



Рис. 5. Колесо осевой турбины двигателя ГТД-003С
двигателя ГТД-003С

В ближайшее время планируется провести работы по испытанию компрессора и турбины отдельно, для определения характеристик турбомашин независимо друг от друга в широком диапазоне изменения параметров, с целью получения максимального КПД двигателя.

Окончание доводочных работ планируется на первый квартал 2010 года.

УДК 532.516:536.24.01

ТЕПЛОБМЕН ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА В КАНАЛЕ ЦИКЛОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТКИ ГТД

А. А. Халатов

Доктор технических наук, профессор, член-корреспондент
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

Ведущий конструктор
НПКГ «Зоря»-Машпроект
просп. Жовтневий, 42а, г. Николаев, Украина, 54018
Контактный тел.: (0512) 49-76-53

С. Д. Северин

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник*
Контактный тел.: (044) 453-28-53
*Отдел высокотемпературной термогазодинамики
Институт технической теплофизики НАН Украины
ул. Желябова, 2а, г. Киев, Украина, 03057

Досліджений теплообмін закрученого потоку в циліндричному каналі з одним та двома тангенційними завихрювачами (стосовно до системи внутрішнього охолодження циклонного типу лопатки газової турбіни). Визначено локальні та середні коефіцієнти тепловіддачі в каналі, проаналізовано теплогідравлічні характеристики досліджених схем

Ключові слова: теплообмін закрученого потоку, тангенційні завихрювачі, локальні та середні коефіцієнти тепловіддачі

Исследован теплообмен закрученного потока в цилиндрическом канале с одним и двумя тангенциальными завихрителями (применительно к системе внутреннего охлаждения циклонного типа лопатки газовой турбины). Определены локальные и средние коэффициенты теплоотдачи в канале, проанализированы теплогидравлические характеристики исследованных схем

Ключевые слова: теплообмен закрученного потока, тангенциальные завихрители, локальные и средние коэффициенты теплоотдачи

Heat exchange of swirling flow in a cylindrical canal with one and two tangential swirlers has been developed (in conformity with the system of internal cooling of cyclone type of gas turbine blade). The in-channel local and average heat transfer coefficients were obtained; thermal hydraulic characteristic of investigated schemes was analyzed

Key words: heat exchange of swirling flow, tangential swirler, local and average heat transfer coefficients

1. Введение

Теплофизический потенциал методов интенсификации теплообмена, применяемых в каналах охлаждения лопаток газовых турбин, в значительной мере исчерпан, и дальнейшее форсирование системы охлаждения может быть достигнуто либо увеличени-

ем расхода воздуха через каналы системы охлаждения, либо уменьшением диаметра охлаждающих каналов для увеличения скорости потока. Поэтому, возникает потребность в разработке альтернативных методов, обеспечивающих высокий уровень теплообмена при приемлемых потерях давления и расходе охладителя, а также исключающих использование дорогих тех-

нологий, связанных с применением микроэлементов (ребра, каналы) в каналах охлаждения. В этом плане весьма перспективной является концепция закрученного потока, позволяющая достичь высокого уровня интенсификации теплообмена при приемлемых потерях давления и отличающаяся технологической простотой изготовления [1, 2].

Наибольшее распространение в конструкциях циклонного охлаждения лопаток, использующих принцип закрутки потока, получила тангенциальная подача потока в канал [1, 2]. Однако при тангенциальной закрутке происходит разворот потока в канале и постепенное преобразование тангенциальной закрутки в поступательно-вращательное движение, что сопровождается потерями энергии и азимутальной неравномерностью потока. Перестройка закрученного потока завершается на расстоянии до трех диаметров канала от «среза» тангенциального завихрителя [2].

Анализ опубликованных результатов показывает [1, 2], что подавляющее большинство исследований в области тангенциальной закрутки выполнены для случая $\beta = 0^\circ$ (обозначение угла β см. на рис. 1). Только отдельные исследования [3,4] выполнены для случая наклонной закрутки потока ($\beta > 0$). В работе [5] показано, что дополнительная подача воздуха через отверстие в торцевой (донной) стенке канала в направлении закрутки потока значительно влияет на структуру потока. Данные по влиянию дополнительной подачи воздуха на теплообмен в литературе отсутствуют.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование теплообмена закрученного потока в цилиндрическом канале с одним и двумя завихрителями при совместном влиянии наклонно-тангенциальной закрутки на входе ($\beta = 60^\circ$) и подачи дополнительного воздуха в торцевую область канала.

2. Экспериментальная установка и методика проведения экспериментов

Исследования проводились на установке, позволяющей проводить эксперименты по теплообмену при охлаждении предварительно подогретого воздуха. Установка представляет собой открытый газодинамический контур, в котором воздушный поток от компрессора подается в рабочий участок (модель внутреннего охлаждения лопатки, рис. 1) по двум линиям через вентили, ротаметры и омические нагреватели. Рабочий участок состоял из двух соосных каналов: основного цилиндрического канала (№1) и распределительного канала прямоугольного сечения (№2). Основной поток (от 80 до 100% по массе от общего суммарного расхода) поступал под углом $\beta = 60^\circ$ к оси щели завихрителя в распределительный канал №2, и затем через один или два распределенных по длине тангенциальных завихрителя – в канал №1, который собирался из медных секций, с индивидуальными наружными рубашками для охлаждающей воды. Небольшая часть воздуха подавалась в торцевую область цилиндрического канала, для предотвращения образования застойной зоны и увеличения закрутки потока. Ось канала подвода дополнительного воздуха наклонена по отношению к оси канала №1 под углом 45° и расположена в направлении вращения основного

потока. Диаметр канала – 5 мм, радиус расположения канала – также 5 мм.

Рабочий участок – полностью разборный, с возможностью исследования различных схем течения: с открытым выходом потока, с поворотом потока на выходе, с одним или двумя завихрителями. Геометрические размеры цилиндрического канала были следующими: диаметр составлял 20 мм, длина – 230 мм в схеме с одним и 260 мм – с двумя завихрителями. Размеры тангенциальных завихрителей были такими: завихритель №1 – длина щели (по оси x) $b_1=59$ мм, высота - $h=5$ мм ($b_1/h=11,8$); завихритель №2 - длина щели $b_2 = 25,5$ мм, высота - $h=5$ мм ($b_2/h=5,09$). Геометрический параметр закрутки составлял соответственно 1,06 и 2,46. Расстояние между щелями завихрителей составляло 100 мм.

В экспериментах измерялись: расходы основного и дополнительного потоков воздуха, расход воздуха через завихритель №2 (в схеме с двумя завихрителями), температура потока воздуха: перед нагревательным устройством, в щелях завихрителей №1 и №2, на выходе из рабочего участка, температура стенки цилиндрического канала в трех точках для схемы с одним завихрителем, и в четырех точках – для схемы с двумя завихрителями, удельные тепловые потоки по длине рабочего участка, тепловой поток, отводимый водой, в секциях завихрителей №1 и №2.

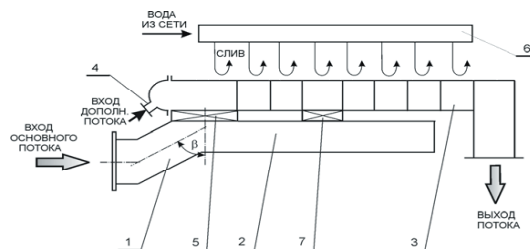


Рис. 1. Схема рабочего участка для исследования теплообмена модели циклонного охлаждения лопатки

1 – входной патрубок; 2 – распределительный канал (канал №2); 3 – основной цилиндрический канал (канал №1); 4 – патрубок ввода дополнительного потока; 5 – тангенциальный завихритель №1; 6 – распределительный патрубок подачи охлаждающей воды; 7 – тангенциальный завихритель №2.

Расход воздуха через завихритель №2 определялся датчиком скоростного напора, установленным в щели завихрителя и калиброванным с помощью расходомера SMC PF2A703H (Япония). Расход воздуха через завихритель №1 определялся как разность расходов на входе в рабочий участок и через завихритель №2.

Температуры потока воздуха и стенки канала измерялись хромель-алюмелевыми термопарами. Среднемассовая температура на выходе из рабочего участка (для схем с поворотом потока – на срезе выходного патрубка после поворота) измерялась электронным цифровым термометром T-0,56DS фирмы Dallas Semiconductor. Поскольку температурное поле на выходе из рабочего участка существенно неравномерно, для измерения среднемассовой температуры датчик помещался в специальную теплоизолированную камеру, в которой при помощи вакуумного насоса был организован проток воздуха из выходного канала рабочего участка через «гребёнку».

Локальные удельные тепловые потоки в различных точках канала измерялись датчиками теплового потока фирмы «RdF» производства США с чувствительностью 0,005 - 0,006 мВ/(Вт/м²), временем отклика 0,4 с, термическим сопротивлением R = 0,0005 град/(Вт/м²). Датчики приклеивались к внутренней поверхности канала, сигналы регистрировались микровольтметром В7-46/1. Интегральный теплосъем в секциях завихрителей №1 и №2 определялся методом калориметрирования. Для этого измерялся расход воды через каждый завихритель, а также разность температур входящей и выходящей воды с помощью дифференциальных хромель-алюмелевых термопар.

Распределение температур и тепловых потоков при охлаждении воздуха в цилиндрическом канале находилось с учетом термического сопротивления датчиков. Обработка данных производилась методом итераций, с заданием в качестве первого приближения значений удельных тепловых потоков через датчики.

Были исследованы три схемы циклонного охлаждения: с одним завихрителем и открытым выходом потока; с одним завихрителем и поворотом потока на выходе; с двумя завихрителями и поворотом потока на выходе.

Режимные параметры экспериментов были следующими: массовый расход основного потока составлял 8...35 г/с, массовый расход дополнительного потока изменялся от 0 до 4 г/с, число Рейнольдса варьировалось в диапазоне 4·10⁴...1,05·10⁵. Температура основного и дополнительного потока на входе в цилиндрический канал изменялась от 90 до 105⁰С (их значения поддерживались одинаковыми, с помощью регулировки мощности нагрева).

3. Результаты экспериментов и их анализ

Локальный теплообмен

Вначале была проведена серия тестовых экспериментов по теплообмену в прямолинейном гладком канале, для сравнения с имеющимися зависимостями и уточнения коэффициентов чувствительности датчиков теплового потока. Данные по среднему теплообмену сравнивались с зависимостями, приведенными в [6], их различие не превышало ±5%, что можно считать приемлемым. Данные по локальному теплообмену также сравнивались с данными работы [6], и по результатам сравнения уточнялись коэффициенты чувствительности датчиков, которые в дальнейшем использовались для обработки данных по теплообмену закрученного потока.

При обработке данных начало координат (x=0) располагалось в сечении цилиндрического канала, соответствующему расстоянию 10 мм от среза щели завихрителя №1.

На рис. 2,а показано распределение фактора интенсификации теплообмена по длине канала для схемы с одним завихрителем и открытым выходом потока (Nu_d – число Нуссельта для осевого стабилизированного потока), при отсутствии дополнительного потока. На графике пунктирной линией показана зависимость из работы [3], построенная по значению начальной закрутки, которая имела место в настоящих экспериментах. Сплошной линией показана обработка данных, полученных в настоящей работе. Как видно из рисунка, различие данных не превышает 5%.

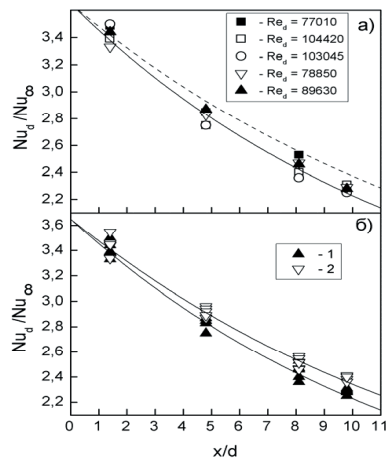


Рис. 2. Распределение фактора интенсификации теплообмена по длине канала при отсутствии дополнительного потока

а – схема с одним завихрителем и открытым выходом потока; пунктирная линия – расчет по зависимости, приведенной в [3] для условий настоящих экспериментов. б – сравнение данных для схем с одним завихрителем: 1 – открытый выход потока; 2 – поворот потока на выходе.

Изменение числа Рейнольдса в диапазоне от 77000 до 104000 незначительно влияет на характер продольного распределения отношений Nu_d / Nu_∞, т.е. в пределах погрешности эксперимента в указанном диапазоне фактор интенсификации теплообмена можно считать автомодельным по числу Рейнольдса. Для исследованной области чисел Рейнольдса данные по продольному распределению Nu_d / Nu_∞ обобщены следующей зависимостью:

$$\frac{Nu_d}{Nu_{\infty}} = 1 + 2,65 \exp\left(-\frac{x/d}{13,0}\right) \tag{1}$$

На рис. 2,б приведено сравнение продольных распределений фактора интенсификации теплообмена для схем с открытым выходом потока и с поворотом потока на выходе. Как видно из рисунка, наличие поворота приводит к некоторому увеличению теплообмена, причем более заметно в нижней части канала. Это можно объяснить влиянием поворота вверх по потоку, поскольку происходит перестройка закрученного потока, с изменением распределения осевой и вращательной скоростей в канале. Наибольший разброс экспериментальных данных имеет место на начальном участке канала, что согласуется с данными работы [4], в которой отмечается «ленточный» характер течения. Кроме того, в [7] при исследовании закрученного потока сразу за завихрителем обнаружена вихревая структура Тейлора-Гертлера, что также приводит к неоднозначным результатам при обработке экспериментов.

Продольное распределение относительного числа Нуссельта для схемы с поворотом потока на выходе описывается следующим соотношением:

$$\frac{Nu_d}{Nu_{\infty}} = 1 + 2,65 \exp\left(-\frac{x/d}{14,7}\right) \tag{2}$$

На рис. 3 показано продольное распределение фактора интенсификации теплообмена для схемы с двумя завихрителями для каждого из участков канала: между завихрителями, и после завихрителя №2. Для участка №2 в качестве начала координат (x=0) принято сечение

непосредственно после щели завихрителя №2. Следует иметь в виду, что на первом участке меньше расход воздуха, и, соответственно, меньше число Nu . Как видно из рисунка, на первом участке фактор интенсификации выше, чем на втором. Как отмечается в [8], после второго завихрителя, теплообмен падает вследствие турбулизации и перемешивания холодных и теплых масс воздуха. Эта турбулизация возникает вследствие интенсивной диссипации энергии на границе двух соосных вихрей. Вместе с тем, падение теплообмена на первом участке более заметное, чем на втором. На первом участке происходит сужение потока на подходе к завихрителю №2, а на втором – сказывается влияние поворота, который поддерживает закрутку в конечном участке канала.

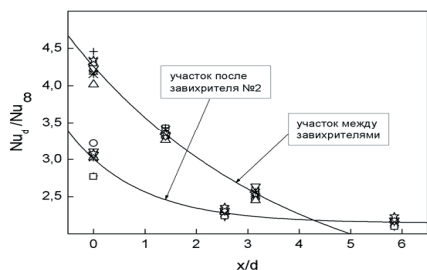


Рис. 3. Продольное распределение фактора интенсификации теплообмена по отдельным участкам для схемы с двумя завихрителями

На рис. 4 показаны продольные распределения числа Нуссельта, рассчитанные для числа Рейнольдса $Re_d = 10^5$ по соотношениям, полученным в результате экспериментов для трех исследованных схем. Как видно из рисунка, при одинаковом числе Рейнольдса (т.е. одинаковом массовом расходе воздуха) теплообмен в канале с одним завихрителем выше на всей длине, за исключением небольшого участка после области завихрителя №2. В целом теплообмен для схем с одним и двумя завихрителями отличается на 20%. Если же сравнивать эти две схемы при одинаковом давлении на входе, то они сравнимы по теплообмену (отличие 5% в пользу схемы с одним завихрителем). Однако для случая с двумя завихрителями имеет место существенная неравномерность на среднем участке канала, т.е. в наиболее теплонапряженной зоне лопатки: значительный пик теплообмена (что положительно) сочетается с существенным «провалом» перед ним, что нежелательно. Для предотвращения этого негативного фактора в [8] была предложена конструкция канала в виде «елочки».

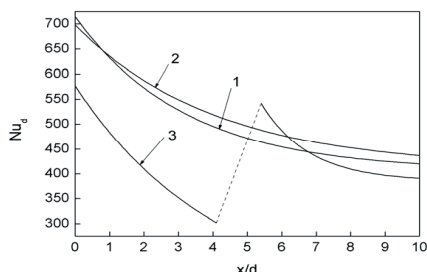


Рис. 4. Продольное распределение локального числа Нуссельта (расчет по полученным экспериментальным зависимостям для $Re_d = 10^5$)

1 – схема с одним завихрителем и открытым выходом потока; 2 – схема с одним завихрителем и поворотом потока на выходе; 3 – схема с двумя завихрителями и поворотом потока на выходе.

Средний теплообмен

На рис. 5 показана зависимость среднего в канале числа Нуссельта от числа Рейнольдса для трех исследованных схем. Как видно из рисунка, наличие поворота потока незначительно повышает общий теплообмен в канале (не более 3%), а в схеме с двумя завихрителями общий теплообмен существенно снижается. На этом же рисунке приведена зависимость из работы [7], также для схемы с двумя завихрителями. Как видно из рисунка, эта зависимость на 20% выше полученной в настоящей работе, что связано с тем, что в экспериментах [7] отношение площадей щели завихрителя и цилиндрического канала было в несколько раз меньше (соответственно 1:20 против 1:1,05), что, естественно, существенно повлияло на теплообмен.

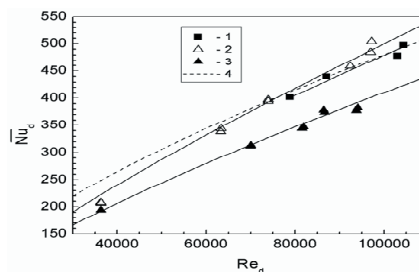


Рис. 5. Зависимость среднего по каналу числа Нуссельта от числа Рейнольдса

1 – схема с одним завихрителем и открытым выходом потока; 2 – схема с одним завихрителем и поворотом потока на выходе; 3 – схема с двумя завихрителями и поворотом потока на выходе; 4 – зависимость из работы [7] для схемы с двумя завихрителями и радиальным щелевым выходом потока.

На рис. 6 показано влияние подачи дополнительного потока на фактор интенсификации среднего теплообмена для трех исследованных схем. Как видно из рисунка, для схем с одним завихрителем значение Nu_d / Nu_{∞} примерно постоянно до значений $G_4 / G_{\Sigma} \approx 0,12$, и составляет величину 2,8. При более высоких значениях доли дополнительного потока происходит снижение среднего теплообмена. Для схемы с двумя завихрителями влияние дополнительного потока отрицательно сказывается на теплообмене при любых значениях G_4 / G_{Σ} .

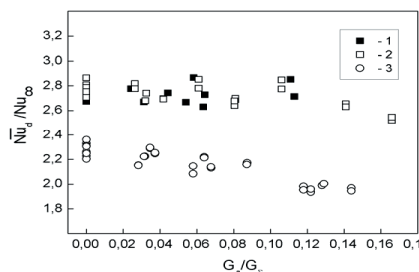


Рис. 6. Зависимость среднего по каналу фактора интенсификации теплообмена от относительной доли дополнительного потока

1 – схема с одним завихрителем и открытым выходом потока. 2 – схема с одним завихрителем и поворотом потока на выходе. 3 – схема с двумя завихрителями и поворотом потока на выходе.

Теплогидравлический анализ

Теплогидравлический анализ позволяет определить эффективность различных методов интенсификации теплообмена при заданных ограничениях по гидравлическому сопротивлению и теплообмену. Как показано в работе [9], использование системы координат $[(Nu/Nu_0)/(f/f_0)] - (f/f_0)$ позволяет прогнозировать теплообмен при наличии данных по гидравлическому сопротивлению, а также проводить сравнение различных способов интенсификации теплообмена без громоздких расчетов. При таком представлении данных все данные располагаются в достаточно узком «коридоре» между двумя линиями: верхней, соответствующей поверхности с углублениями при низких числах Рейнольдса [9] и нижней, полученной для обтекания ребер при высоких числах Рейнольдса [10].

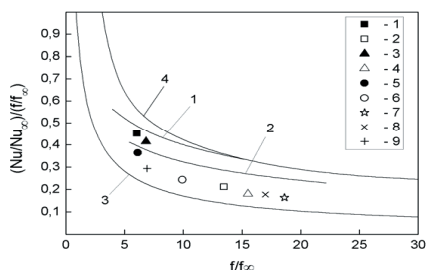


Рис. 7. Фактор аналогии Рейнольдса в зависимости от фактора повышения сопротивления

Линии: 1, 2 – данные работы [11] для закрученного потока в трубе соответственно с открытым и тангенциальным выходом; 3 – обтекание ребер при высоких числах Рейнольдса [10]; 4 – обтекание сферических углублений при низких числах Рейнольдса [9]. Символы 1 - 6 – данные авторов для схем, исследованных в настоящей работе; 1, 2 – схема с одним завихрителем и открытым выходом потока, соответственно без учета и с учетом завихрителя; 3, 4 – схема с одним завихрителем и поворотом потока на выходе, соответственно без учета и с учетом завихрителя; 5, 6 – схема с двумя завихрителями и поворотом потока на выходе, соответственно без учета и с учетом завихрителя № 1; символы 7 - 9 – расчетные данные [12] для течения и теплообмена в канале передней кромки лопатки с ребрами различных конфигураций, соответственно со сплошными V-образными ребрами, прерывистыми V-образными ребрами и сплошными наклонными ребрами (винтовыми).

Теплогидравлический анализ проводился как без учета, так и с учетом теплообмена и гидравлических потерь в завихрителе №1, с использованием данных, полученных авторами в экспериментах по гидродинамике [5]. В последнем случае рассчитывались эффективные значения коэффициента сопротивления и теплообмена – по суммарным гидравлическим потерям и теплообмену в канале и завихрителе, с использованием общей длины канала, с учетом длины завихрителя №1. Коэффициент сопротивления прямолинейного потока определялся по соотношению для осевого стабилизированного турбулентного потока: $f_{\infty} = 0,316Re^{-0,25}$.

На рис. 7 показана зависимость фактора аналогии Рейнольдса от фактора повышения сопротивления для исследованных вариантов. Как видно из рисунка, для всех вариантов экспериментальные данные попадают в вышеуказанный «коридор». Данные для схем с одним завихрителем, без учета завихрителя, близки к зависимостям из работы [11] и превышают зависимость для обтекания ребер на 85%. Учет сопротивления завихрителя снижает фактор аналогии Рейнольдса, но, тем не менее, он превышает данные для предельной зависимости [10] на 50%.

Схема с двумя завихрителями имеет более низкую теплогидравлическую эффективность: однако, и в этом случае имеет место превышение указанной зависимости – на 50% без учета завихрителя №1, и на 40% - с учетом его. Кроме того, необходимо отметить, что схема с двумя завихрителями имеет меньший фактор повышения сопротивления по сравнению со схемой с одним завихрителем (с учетом завихрителя). Без учета завихрителя №1 сопротивление канала для обеих схем практически одинаково.

На рисунке также показаны расчетные данные работы [12] для течения и теплообмена в модели канала передней кромки лопатки с микроребрами различных конфигураций, которые используются в практике газотурбостроения при внутреннем охлаждении рабочих лопаток. Как видно из рисунка, эти результаты и данные для циклонного охлаждения с учетом сопротивления завихрителя находятся примерно на одном уровне. Таким образом, использование циклонного охлаждения взамен внутреннего микрооребра вполне оправдано, поскольку оно характеризуется одинаковыми значениями теплообмена и сопротивления при более простой технологии изготовления.

4. Выводы

В результате проведенных экспериментальных исследований теплообменных характеристик модели внутреннего циклонного охлаждения передней кромки лопатки газовой турбины с одним и двумя завихрителями можно сделать следующие основные выводы:

- Наиболее высокий средний по каналу фактор интенсификации теплообмена ($Nu_d / Nu_{\infty} \approx 2,8$) имеет место в схеме с одним завихрителем и поворотом потока на выходе из канала.
- В схеме с двумя завихрителями (для исследованной геометрии) средний по каналу фактор интенсификации теплообмена составляет величину $\approx 2,3$.
- В схеме с двумя завихрителями наблюдается «пик» теплообмена в области вдува воздуха из щели второго завихрителя; перед вторым завихрителем имеется «провал», связанный с подготовкой потока ко входу в секцию второго завихрителя. Поэтому, для схемы с двумя завихрителями необходимы мероприятия, нивелирующие этот «провал», например, выполнение канала в виде «елочки», если это технологически возможно.
- Теплогидравлическая эффективность варианта с одним завихрителем самая высокая из всех схем, а самое низкое сопротивление у схемы с двумя завихрителями. Теплогидравлические характеристики циклонного охлаждения не уступают данным при использовании микрооребра.

Литература

1. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. – М.: Машиностроение, 1982. – 200 с.
2. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. – Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.
3. Хэй Н., Вест П.Д. Теплообмен в трубе с закрученным потоком // Теплопередача, сер. С. – 1975. – 33. – С.100–106.
4. Hwang J.J., Cheng C.S. Augmented heat transfer in a triangular duct by using multiple swirling jets // Journal of Heat Transfer. – 1999. – Vol. 121, – № 3. – P. 683–690.
5. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. Гидродинамика закрученного потока в канале циклонного охлаждения лопатки ГТД // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – №4/5 (40). – С.25–30.
6. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. – М. – Атомиздат. – 1974. – 408 с.
7. Hedlund C.R., Ligrani P.M. Local swirl chamber heat transfer and structure at different Reynolds numbers // Journal of Turbomachinery. – 2000. – Vol. 122. – pp. 375-385.
8. Harvey N.L. Cooling of gas turbine engine aerofoils // Patent of United States №7137781- F01D 5/18.- 2006.
9. Халатов А.А., Онищенко В.Н., Борисов И.И. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей // Доповіді Національної академії наук України. – 2007. – №6. – С.70-75.
10. Haasenritter A., Weigand V. Optimization of the rib structure inside a 2D cooling channel // ASME Paper GT2004– 53187. – 10 p.
11. Khalatov A., Syred N., Bowen P., et al. Innovative Cyclone Cooling Scheme for Gas Turbine Blade: Thermal-Hydraulic Performance Evaluation // ASME Paper № GT2000-237.-2000.
12. Халатов А.А., Дашевский Ю.Я., Письменный Д.Н. Влияние конфигурации ребер-турбулизаторов на теплообмен и потери давления в охлаждаемом канале входной кромки лопатки // Промышленная теплотехника. – 2010. – в печати.

Розглянуто питання розробки нового підходу в створенні та вдосконаленні газоочисних пристроїв на основі моделювання та розрахунку робочих гідродинамічних процесів з використанням Коефіцієнту гідродинамічної ефективності
Ключові слова: *газоочисні пристрої, Коефіцієнт гідродинамічної ефективності, масловіддільник*

Рассмотрен вопрос разработки нового подхода в создании и совершенствовании газоочистных устройств на основе моделирования и расчета рабочих гидродинамических процессов с использованием Коэффициента гидродинамической эффективности

Ключевые слова: *газоочистные устройства, коэффициент гидродинамической эффективности, маслоотделители*

The question of developing the new approach in creation and improving gas-cleaning systems on the basis of modelling and calculation of working hydrodynamic processes with the use of hydrodynamic effectiveness factor is considered

Key words: *gas-cleaning systems, hydrodynamic effectiveness factor, lubricant separator*

УДК 532.529

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЕ МАСЛООТДЕЛИТЕЛИ СИСТЕМ СУФЛИРОВАНИЯ ГТД

А. С. Рыжков

Начальник международного отдела
Национальный университет кораблестроения имени адмирала
Макарова
пр. Героев Сталинграда, 9, г. Николаев, Украина, 54025

Постановка проблемы

Новое тысячелетие перед мировой цивилизацией в целом и Украиной в частности ставит вопросы создания экологически чистой энергетики в разряд наиболее актуальных проблем. Это вызвано тем, что ста-

ционарные и транспортные энергетические установки (ЭУ) являются основным источником загрязнения атмосферы.

Газовые выбросы энергетических установок различны по происхождению, составу и параметрам. Ряд выбросов содержит дорогостоящие материалы,