

УДК 621.436:62-71

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВСТРОЕННЫМИ ВИХРЕВЫМИ ТРУБАМИ

© 2014 С.В. Веретенников, С.Н. Баринов

Рыбинский государственный авиационный технический университет
имени П.А. Соловьёва

Представлены результаты численных и экспериментальных исследований теплообмена закрученных потоков в циклонных каналах и вихревых трубах с использованием в качестве рабочей среды воздуха и перегретого водяного пара. Проведены исследования зависимости результатов от числа элементов расчётной области и от шага по времени. На основе экспериментальных данных проведено сравнение работы неадиабатной вихревой трубы на воздухе и водяном паре. Проведены численные исследования сопряжённого теплообмена сопловой лопатки турбины с двумя встроенными вихревыми энергоразделителями с перегретым водяным паром в качестве охладителя. Приведены расходная характеристика лопатки, зависимость эффективности охлаждения от расхода охладителя и получено распределение температуры в материале лопатки.

Вихревая труба, сопловая лопатка турбины, эффект Ранка.

Введение

Температура газа перед турбиной, величина которой ограничена свойствами применяемых жаропрочных сплавов и применяемой системой охлаждения, оказывает существенное влияние на значение коэффициента полезного действия (КПД) газотурбинного двигателя (ГТД). Система охлаждения должна обеспечить работу лопатки на приемлемом по условиям термостойкости уровне температуры стенки; она призвана также скомпенсировать неравномерность тепловых потоков по обводу профиля лопатки и обеспечить минимальный градиент температур. Одним из перспективных направлений в создании систем охлаждения является использование закрученных потоков, так как их характерные особенности наиболее полно подходят для создания эффективной схемы конвективных и конвективно-плёночных систем охлаждения лопаток проточной части ГТД. Закрученный поток характеризуется значительными радиальными градиентами скорости и давления, высоким уровнем турбулентных пульсаций, активным и консервативным воздействием центробежных сил на структуру потока. Существенное увеличение коэффициента теплоотдачи достигается при закрутке потока с одновре-

менной генерацией охлажденных масс пара (эффект Ранка).

Новым направлением в создании эффективных систем охлаждения сопловых лопаток ГТД является использование вихревых энергоразделителей (ВЭ) в системах закрытого парового охлаждения комбинированных установок. В зависимости от давления используемого пара при реализации такой конструкции могут срабатывать большие перепады давления по сравнению с воздушным охлаждением, величина которых будет определяться только степенью отбора пара из турбины и точкой возврата в магистраль питательной воды.

Численное и экспериментальное исследование теплообмена закрученных потоков

Эффективность применения вихревых энергоразделителей в системах охлаждения лопаток ГТД зависит от выбора оптимальных геометрических и режимных параметров, однако на сегодняшний день теплообмен в вихревых трубах остаётся малоизученным. Ниже приведены некоторые результаты экспериментальных и численных исследований газодинамики и теплообмена в противоточной вихревой трубе.

На модели противоточной вихревой трубы [1] были проведены исследования сеточной сходимости численного моделирования газодинамики закрученного течения. Геометрические параметры вихревой трубы: двухзаходное закручивающее устройство с тангенциальными соплами прямоугольной формы (отношение сторон $b:h = 1:2$), диаметр камеры энергоразделения $d = 10$ мм; относительный диаметр диафрагмы $\bar{d}_d = 0,5$; относительная площадь сопловых вводов $\bar{f}_c = 0,1$; длина камеры энергоразделения $\bar{l} = 8$ калибров. В каждом новом расчёте изменялось только число элементов неструктурированной

тетрагональной сетки расчётной области внутренних каналов вихревой трубы ($N = 1098552$; 3211404 ; 5102889 ; 6660583 ; 8871787); геометрия и граничные условия оставались неизменными. Начальное значение физического шага по времени 10^{-5} с; в ходе расчёта шаг по времени увеличивался до 10^{-3} с (промежуточные значения $5 \cdot 10^{-5}$; 10^{-4} ; $5 \cdot 10^{-4}$ с). По результатам расчётов построены графики зависимости массового расхода, температуры адиабатного торможения и энтальпии потока, вычисленной по параметрам торможения, на входе, «горячем» и «холодном» выходах от числа элементов расчётной области (рис. 1).

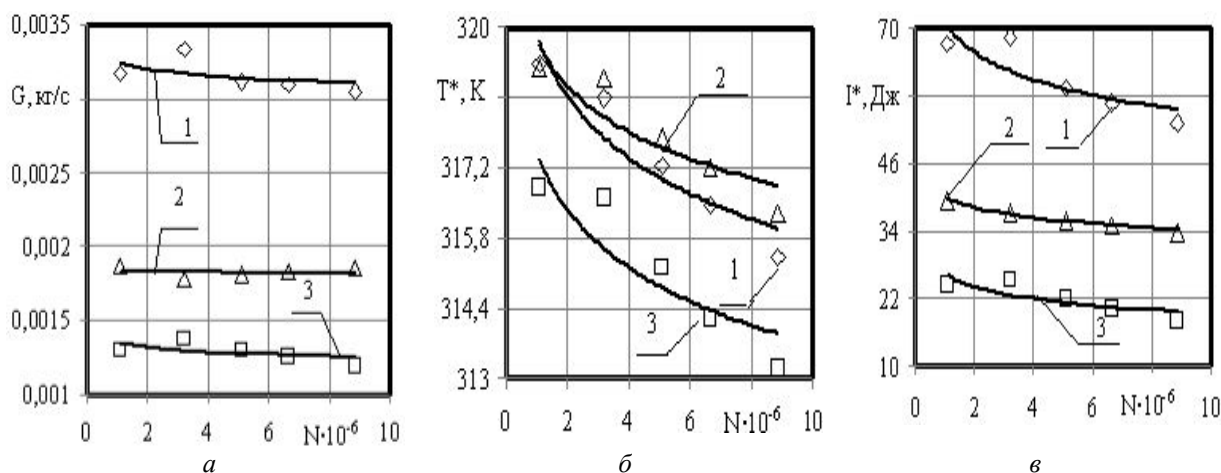


Рис. 1. Зависимость массового расхода (а); температуры адиабатного торможения (б); полной энтальпии (в) от числа элементов расчетной области (шаг по времени 10^{-3} с):
1 – вход; 2 – выход «горячего» потока; 3 – выход «холодного» потока

Величина относительного отклонения от баланса массового расхода и энергии уменьшается с увеличением числа элементов расчётной области, причём для расхода отклонение уменьшается быстрее. Для массового расхода минимальная величина отклонения составляет 0,131 %, для энтальпии – 2,4 %. Несмотря на высокую точность выполнения закона сохранения массы и энергии, наблюдается значительное изменение величина T^* от числа элементов.

Графики зависимости массового расхода, температуры адиабатного торможения и полной энтальпии от шага по времени имеют качественно одинаковый вид для различных сеток. Как видно из рис.2, уже при $\tau = 5 \cdot 10^{-4}$ с дальнейшее увеличе-

ние шага по времени не вызывает существенного изменения ни одной из рассматриваемых величин. Таким образом, можно сделать вывод, что при моделировании газодинамики течения в данной вихревой трубе расчёт необходимо остановить при шаге по времени $5 \cdot 10^{-4}$ с.

При численном моделировании теплообмена с использованием неструктурированной тетрагональной сеткой с призматическим подслоем наблюдалась зависимость коэффициента теплоотдачи от числа слоёв, особенно вблизи закручивающего устройства (рис.3). На значительном удалении $\bar{l} \approx 5$ от закручивающего устройства количество слоёв в пристенной области не оказывало влияния на значение коэффициента теплоотдачи.

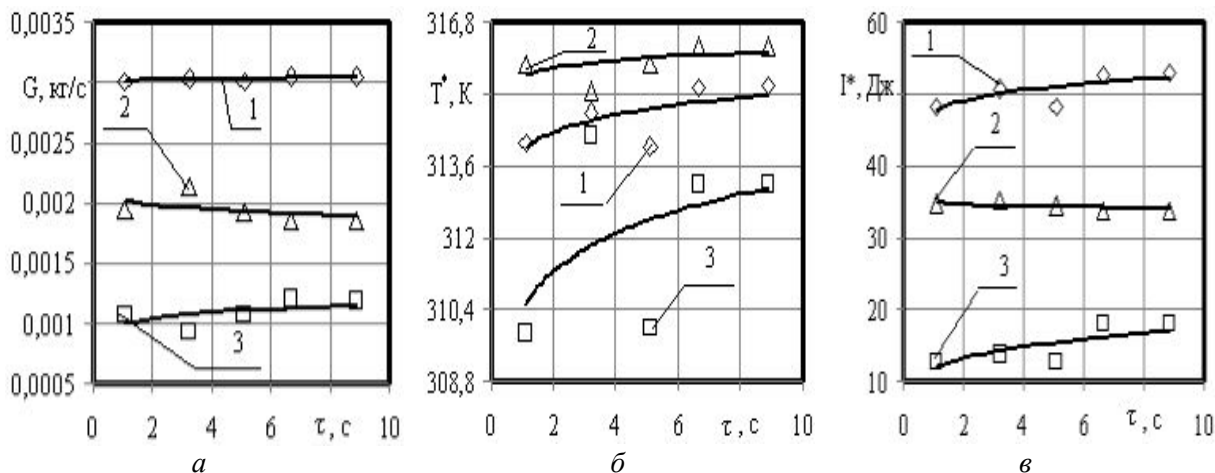


Рис. 2. Зависимость G , T^* и I^* от шага по времени τ (число элементов $N = 8871787$):
1 – вход; 2 – выход «горячего» потока; 3 – выход «холодного» потока

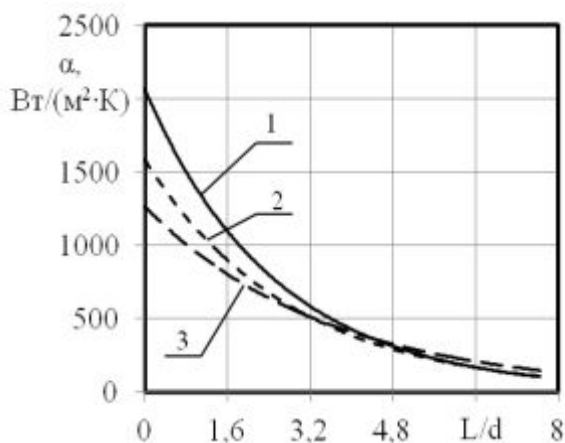


Рис. 3. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине камеры энергоразделения при различном количестве призматических слоёв: 1 – 10 слоёв; 2 – 13 слоёв; 3 – 17 слоёв

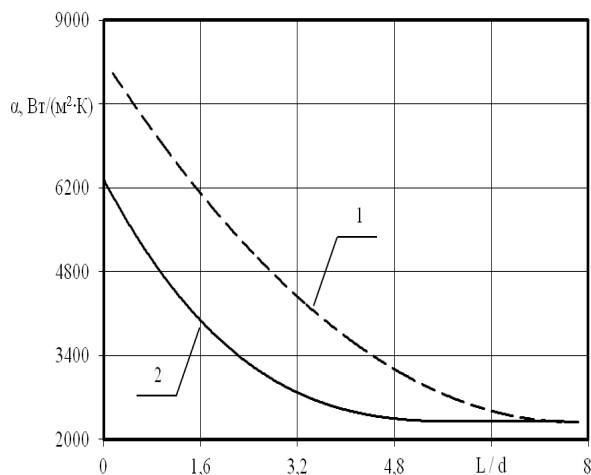


Рис. 4. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине циклонного канала и камеры энергоразделения вихревой трубы: 1 – вихревая труба; 2 – циклонная камера

Для сравнения величины коэффициента теплоотдачи при течении в вихревой трубе и циклонном канале были проведены оценочные численные расчёты. Геометрия вихревой трубы [1] отличалась от циклонного канала только наличием патрубка охлаждённого потока. Расчёты проводились с использованием в качестве рабочей среды модели идеального газа при одинаковых граничных условиях, моделях турбулентности и других начальных параметрах. Проведённое численное моделирование показало, что коэффициент теплоотдачи при течении в камере энергоразделения вихревой трубы значительно выше по всей длине теплообменной поверхности, чем при течении в циклонном канале (рис. 4).

В работе [1] представлены результаты экспериментального исследования теплообмена в вихревой трубе с применением воздуха и перегретого водяного пара в качестве рабочей среды. Были выявлены наиболее эффективные режимы работы на воздухе вихревого энергоразделителя предложенной конструкции: при доле охлажденного потока $\mu = 0,48$ и перепаде давления $\pi = 3,3$ коэффициент теплоотдачи на поверхности камеры энергоразделения достигал максимального значения $\alpha = 578 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}$; на поверхности патрубка охлаждённого потока максимальное значение коэффициента теплоотдачи $\alpha = 572 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ достигается при $\mu = 0,74$ и $\pi = 3,3$ (рис. 5).

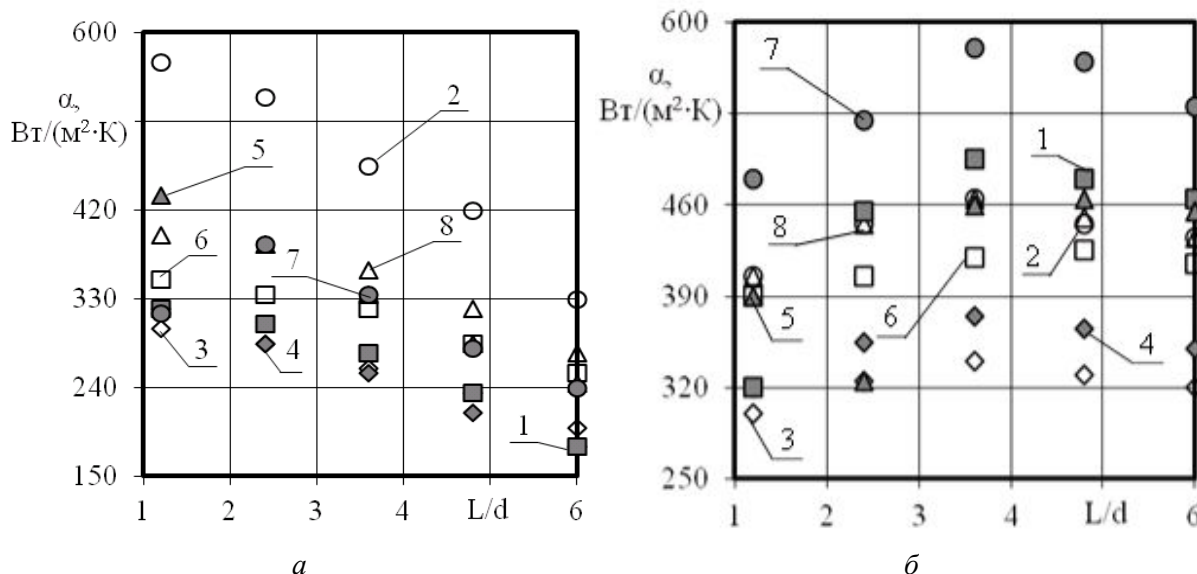


Рис. 5. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине камеры энергоразделения: а) и трубки охлажденного потока б) (воздух): 1 – $\pi = 2,5; \mu = 0,74$; 2 – $\pi = 3,3; \mu = 0,48$; 3 – $\pi = 2; \mu = 0,48$; 4 – $\pi = 2; \mu = 0,74$; 5 – $\pi = 3; \mu = 0,74$; 6 – $\pi = 2,5; \mu = 0,48$; 7 – $\pi = 3,3; \mu = 0,74$; 8 – $\pi = 3; \mu = 0,48$

Результаты экспериментов [1] с использованием перегретого водяного пара ($T = 383 \text{ K}$; $\mu = 0,6$; $\pi = 2$) представлены на рис. 6. Из рис. 5 и 6 видно, что коэффициент теплоотдачи при использовании пара значительно (более чем на 200 %) превышает значения α при использовании воздуха.

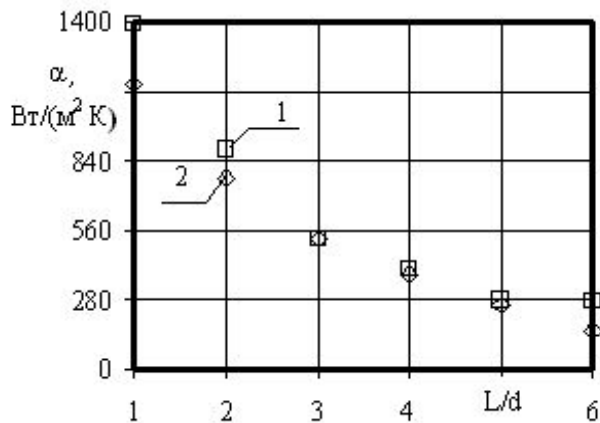


Рис. 6. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине:
1 – трубка охлажденного потока;
2 – камеры энергоразделения ($\mu = 0,48$; $\pi = 2$; водяной пар) [1]

Приведённые результаты численных и экспериментальных исследований доказывают преимущества циклонно-вихревого охлаждения и показывают принципиальную возможность (по

уровню достигаемых значений α) их использования в системах охлаждения лопаток ГТД.

В [1] приведены результаты эксперимента по оценке темпа охлаждения удобообтекаемой модели с встроенной вихревой трубой с поворотным каналом (рис.7). Геометрические параметры ВЭ: диаметр камеры энергоразделения $d = 16 \text{ мм}$, относительная площадь сопла $\bar{f}_c = 0,1$, относительный диаметр диафрагмы $\bar{d}_d = 0,5$, относительная длина до закручивающего устройства $\bar{\ell} = 5$. В закручивающем устройстве применено тангенциальное сопло прямоугольного сечения с отношением сторон 1:2. На «горячем» конце установлен развихритель в виде плоской пластины. Для максимально возможного сохранения закрутки и полного давления отверстие диафрагмы соединено с охлаждающим каналом входной кромки плавным круглым каналом. Принцип работы лопатки с ВЭ состоит в следующем: охладитель поступает из ресивера 1 через сопло закручивающего устройства 2 в центральный канал модели 3, делится на два потока – периферийный нагретый 9 и центральный охлаждённый 8. Нагретый поток 9 охлаждает централь-

ную часть модели и выбрасывается через отверстие дросселя *б* в газовый тракт. Охлаждённый в ВЭ центральный поток *8* через диафрагму *4* и плавный поворотный канал входной кромки *7* охлаждает её и выпускается в газовый поток.

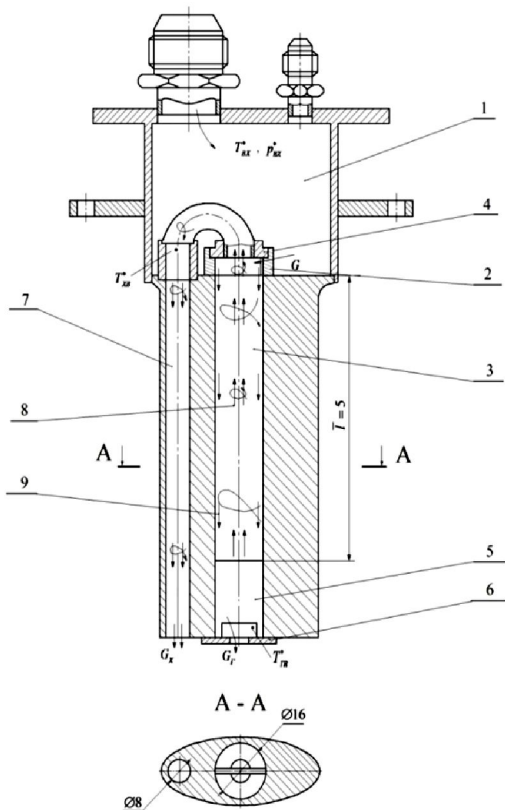


Рис. 7. Схема удобообтекаемой модели с встроенным вихревым энергоделителем: 1 – ресивер; 2 – закручивающее устройство; 3 – камера энергоделения; 4 – диафрагма; 5 – развихритель; 6 – дроссель; 7 – канал входной кромки; 8 – осевой охлаждённый поток; 9 – периферийный нагретый поток

В ходе экспериментов осуществлялось охлаждение нагретой удобообтекаемой модели модели воздухом и перегретым водяным паром. Как видно из рис. 8, темп охлаждения при использовании перегретого водяного пара в два раза превышает темп охлаждения при использовании воздуха.

Численное моделирование сопряжённого теплообмена сопловой лопатки с встроенными вихревыми энергоделителями

Внутренние каналы сопловой лопатки с вихревой системой охлаждения, предложенной в [2, 3], представлены на

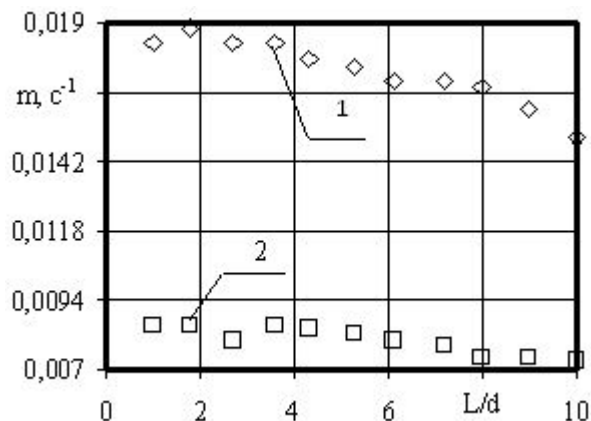


Рис. 8. Распределение темпа охлаждения по длине охлаждающего канала: 1) перегретый водяной пар; 2) воздух [1]

рис. 9. Хладагент через завихрители *1* подаётся в две камеры энергоделения *2*. В камере энергоделения *2* интенсивно закрученный периферийный поток, перемещаясь от завихрителя *1* к дросселю *3*, с одной стороны, нагревается, охлаждая вогнутую и выпуклую поверхности пера, а с другой стороны, дополнительно нагревается в процессе энергоделения, отбирая энергию у приосевых масс пара, перемещающихся в противоположном направлении. Истекая из отверстия диафрагмы в канал *4*, хладагент пониженной температуры подаётся на охлаждение выходных кромок и выбрасывается в газовый тракт через щель. Нагретый поток из камеры энергоделения выбрасывается через перфорацию на спинке *б* в корневом и периферийном сечениях (по 3 отверстия диаметром 1,0 мм). На охлаждение входной кромки охлаждающий поток подаётся по наружному радиусу и сбрасывается в газовый тракт через отверстия перфорации входной кромки *5* (2 ряда по 22 отверстия диаметром 0,7 мм со стороны спинки и столько же со стороны корыта).

Для оценки эффективности системы охлаждения выполнено численное моделирование процесса сопряжённого теплообмена при различных давлениях хладагента – перегретого водяного пара ($P^* = 1,78 \cdot 10^5; 1,8 \cdot 10^5; 1,88 \cdot 10^5; 2 \cdot 10^5$ Па).

Остальные граничные условия оставались неизменными: среднее давление на входе в межлопаточный канал $P^* = 1728300$ Па; средняя температура на входе в межлопаточный канал $T^* = 1773$ К; температура подаваемого водяного пара $T^* = 673$ К; среднее давление на выходе из межлопаточного канала $P =$

1324800 Па.

На рис. 10 представлена расходная характеристика лопатки: зависимость суммарного расхода хладагента от перепада давления – разности давлений подаваемого водяного пара и среднего давления в межлопаточном канале.

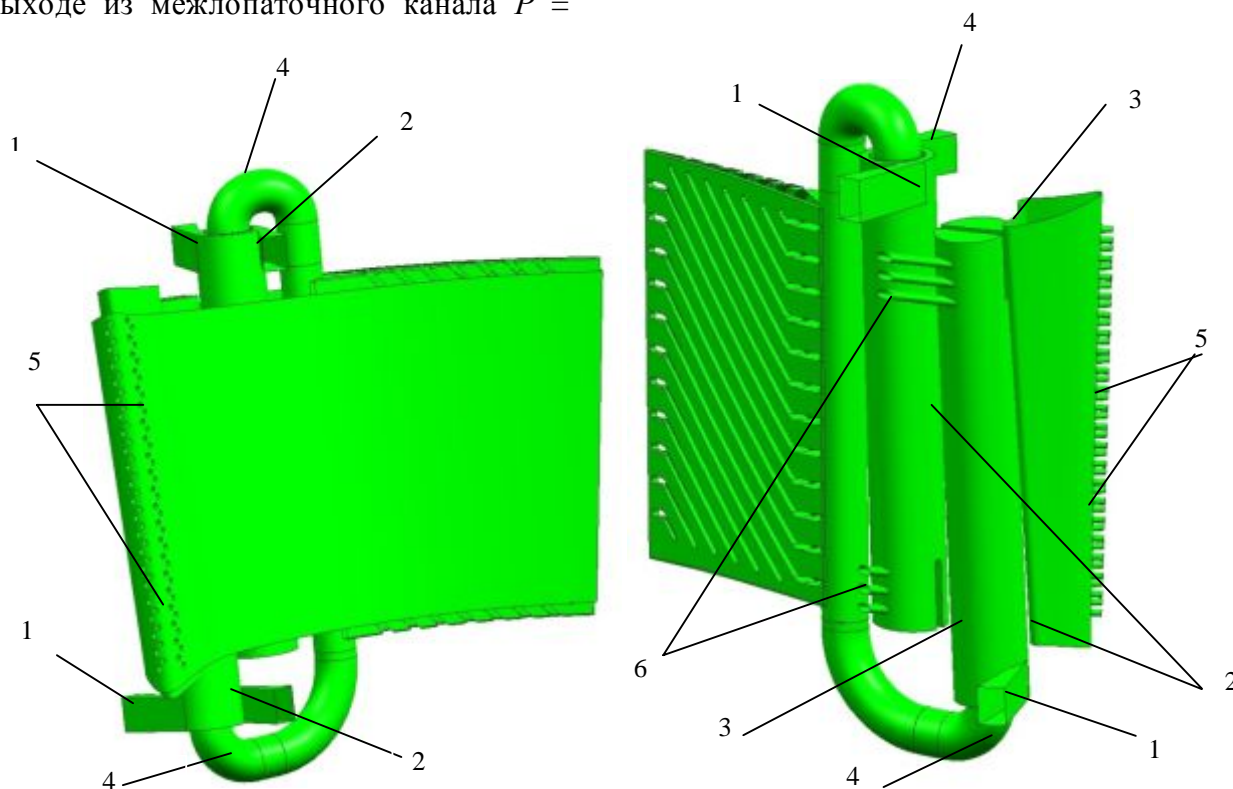


Рис. 9. Внутренние каналы сопловой лопатки с встроенными вихревыми энергоделителями: 1 – закручивающее устройство; 2 – камера энергоделения; 3 – дроссель; 4 – канал охлаждённого потока; 5 – отверстия перфорации входной кромки; 6 – отверстия перфорации на спинке

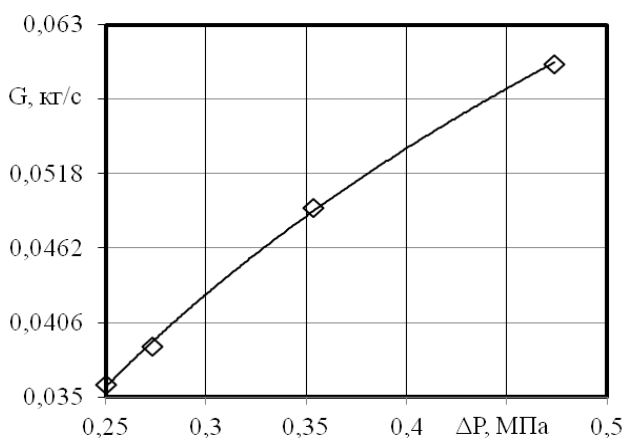


Рис. 10. Расходная характеристика сопловой лопатки с двумя вихревыми энергоделителями

На сегодня предел жаропрочности сплавов, используемых для изготовления лопаток, составляет приблизительно 1173 К.

Как видно из рис. 11, система охлаждения, предложенная в [2, 3], удовлетворяет требованиям жаростойкости.

На рис. 12 представлены зависимости средней и минимальной эффективности охлаждения от относительного расхода перегретого пара. Типичное значение средней эффективности охлаждения для лопаток с конвективно-плёночным охлаждением при $G_{отн} = 6,4$ % равна $\theta_{ср} \approx 0,65$ [2], а для лопатки с встроенными вихревыми энергоделителями $\theta_{ср} \approx 0,78$. В то же время из рис. 11 видно, что увеличение давления пара (и, как следствие, массового расхода) не приводит в исследуемом диапазоне к значительному росту средней эффективности охлаждения.

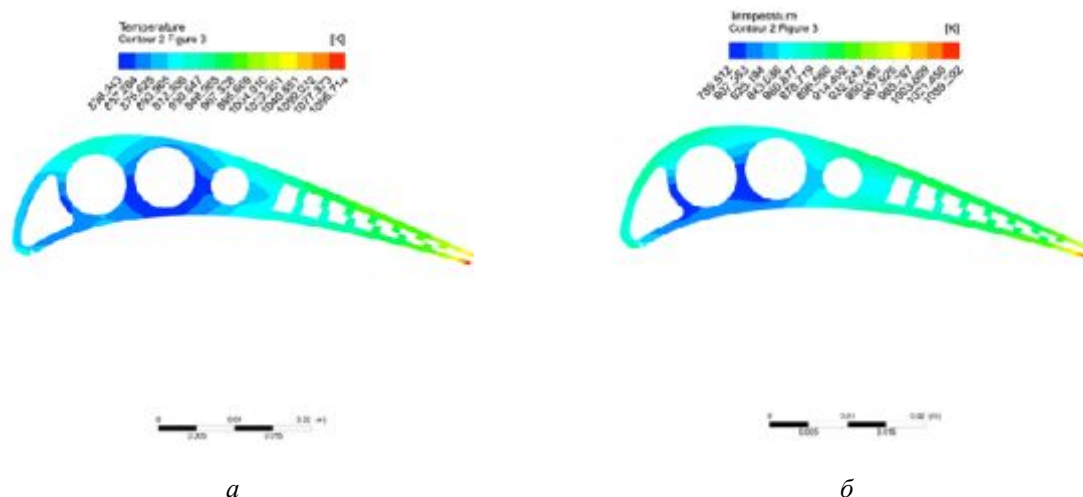


Рис. 11. Распределение температуры в среднем сечении пера лопатки при различных давлениях пара: а) $P^* = 1,88 \cdot 10^5$ Па; б) $P^* = 2 \cdot 10^5$ Па

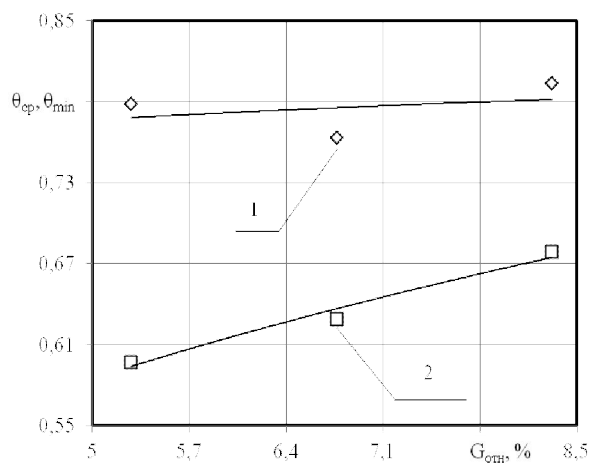


Рис. 12. Зависимость средней и минимальной эффективности охлаждения от относительного расхода пара:
1 – средняя эффективность; 2 – минимальная эффективность

Заключение

Приведённые в статье численные и экспериментальные исследования газодинамики и теплообмена закрученных течений показывают высокий уровень значений коэффициента теплоотдачи в вихревых энергоразделителях. Значения α при применении перегретого водяного пара в два раза выше, чем при использовании воздуха. Сопловая лопатка с встроенными вихревыми энергоразделителями обладает высокой средней эффективностью охлаждения: при $G_{отн} = 6,4 \%$ θ_{cp} на 0,13 выше, чем у традиционных конвективно-плёночных схем охлаждения.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ № МК-749.2014.8.

Библиографический список

1. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В. Вихревой эффект и интенсификация процессов тепло – и массообмена в элементах энергетической техники // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета (национального исследовательского университета). 2011. № 3(27), ч. 1. С. 241-247.
2. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В., Хасанов С.М. Развитие методов интенсификации теплообмена в охлаждаемых ло-

- патках газовых турбин закруткой потока // Труды пятой российской национальной конференции по тепломассообмену. Т. 6. М.: МЭИ, 2010. С. 121-125.
3. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В. Применение вихревых энергоразделителей для тепловой защиты узлов высокотемпературных газовых и паровых турбин // Труды пятой российской национальной конференции по тепломассообмену. Т. 6. М.: МЭИ, 2010. С. 126-129.

Информация об авторах

Веретенников Сергей Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры общей и технической физики, Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва. E-mail: serveret@yandex.ru. Область научных интересов: тепломассообмен, вихревой эффект.

Баринов Сергей Николаевич, студент, Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва. E-mail: barinov.sergej.91@mail.ru. Область научных интересов: тепломассообмен, вихревой эффект.

DEVELOPMENT OF THE CONSTRUCTION OF A GAS TURBINE ENGINE VANE WITH BUILT-IN VORTEX TUBES

© 2014 S.V. Veretennikov, S.N.Barinov

Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation

This paper presents the results of numerical and experimental studies of heat transfer of swirling flows in channels and cyclonic vortex tubes using as a working medium of air and superheated steam. The research results of the calculation depends on the number of elements of the computational domain and on the time step. The experimental data were compared non-adiabatic of the vortex tube in air and water vapor. Numerical study of conjugate heat transfer vane turbine with two integrated eddy energy separators with superheated steam as a coolant. Given flow characteristic of the blade, the dependence of the cooling efficiency of the coolant flow and temperature distribution obtained in the material of the blade.

Vortex tube, nozzle turbine blade, vortex effect.

References

1. Piralishvili Sh.A., Veretennikov S.V. Vortex effect and intensification of heat and mass transfer in cell energy technology // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2011. No. 3(27), part 1. P. 241-247. (In Russ.)
2. Piralishvili Sh.A., Veretennikov S.V., Khasanov S.M. Razvitie metodov intensivatsii teploobmena v ohlazhdaemyh lopatkah gazovyh turbin zakrutkoj potoka // Trudy pyatoy rossiyskoy natsional'noy konferentsii po teplomassoobmenu. V. 6. Moscow: MPEI Publ., 2010. P. 121-125. (In Russ.)
3. Piralishvili Sh.A., Veretennikov S.V. Primenenie vihrevykh jenergoradelitelej dlja teplovoj zashhity uzlov vysokotemperaturnyh gazovyh i parovyh turbin // Trudy pyatoy rossiyskoy natsional'noy konferentsii po teplomassoobmenu. V. 6. Moscow: MPEI Publ., 2010. P. 126-129. (In Russ.)

About the authors

Veretennikov Sergey Vladimirovich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University. E-mail: serveret@yandex.ru. Area of Research: heat - and mass transfer, vortex effect.

Barinov Sergey Nikolayevich, student, Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University. E-mail: barinov.sergej.91@mail.ru. Area of Research: heat - and mass transfer, vortex effects.