

УДК 536.24.08:621.431.75

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВНУТРЕННЕГО ТЕПЛООБМЕНА В ВИХРЕВОМ НАГРЕВАТЕЛЬНОМ УСТРОЙСТВЕ

© 2015 М. Н. Жорник, Ш. А. Пиралишвили, К. А. Могилева

Рыбинский государственный авиационный технический  
университет имени П.А. Соловьёва

В статье представлены результаты экспериментального исследования внутреннего теплообмена в вихревом нагревательном устройстве, предназначенном для работы в составе антиобледенительной системы наземного газотурбинного двигателя. Изложена суть экспериментальной методики, построенной на теории регулярного теплового режима. Методика реализована в экспериментальной установке, позволяющей оперативно проводить исследования внутреннего теплообмена в осесимметричных каналах. Экспериментальная модель представляет собой противоточную вихревую трубу с теплоизолированной камерой энергоразделения. Результаты экспериментальных исследований использованы для расчёта теплового состояния лопатки входного направляющего аппарата энергетического двигателя ГТД-110, оборудованной вихревым нагревательным устройством, при работе в условиях обледенения.

*Внутренний теплообмен, антиобледенительная система, входной направляющий аппарат, вихревая труба, камера энергоразделения.*

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-2-78-87

Наземные газотурбинные двигатели энергетических и газоперекачивающих установок значительную часть времени работают в условиях, которые могут приводить к обледенению деталей входных устройств. Особую опасность представляет обледенение поворотных лопаток входных направляющих аппаратов (ВНА). Для борьбы с этим явлением используются антиобледенительные системы (АОС). Из всего многообразия существующих схем АОС для обогрева ВНА оптимальной является тепловая, в которой лопатки ВНА обогреваются воздухом, отбираемым от компрессора двигателя. В традиционных АОС тепловая схема реализуется в виде каналов в пере лопатки, через которые прокачивается нагретый компрессорный воздух. При этом используется лишь теплота, подведённая к воздуху в процессе адиабатического сжатия. Перспективным направлением совершенствования тепловой схемы АОС для лопаток ВНА является использование энтальпии реального газа, которое может быть реализовано в вихревых устройствах [1, 2]. С этой целью в пере лопатки ВНА со стороны входной кромки встраивается нагрева-

тельное устройство, представляющее собой противоточную вихревую трубу (ВТ). Источником нагрева служат периферийные слои воздуха камеры энергоразделения ВТ, имеющие температуру выше, чем у воздуха, подводимого на вход закручивающего устройства. Для определения теплового состояния входной кромки лопатки ВНА при работе такой АОС необходимо иметь экспериментальные данные по граничным условиям теплообмена между периферийными слоями воздуха и внутренними стенками камеры энергоразделения вихревого нагревательного устройства. С этой целью проведены экспериментальные исследования.

Не вдаваясь в физическую сущность процессов, протекающих в вихревом нагревательном устройстве, примем, что в камере энергоразделения происходит конвективный теплообмен между её внутренней стенкой и средой с температурой  $t_f$ , равной температуре периферийного слоя воздуха. Интенсивность теплообмена в каждом поперечном сечении камеры энергоразделения определяется локальным коэффициентом внутренней теплоотдачи  $\alpha$ . Задачей экспериментальных ис-

следований является определение распределения граничных условий 3-го рода  $t_f$  и  $\alpha$  по длине камеры энергоразделения нагревательного устройства. Экспериментальная модель – противоточная цилиндрическая ВТ без крестовины (рис. 1). Установленный на «горячем» конце ВТ дроссель позволяет регулировать значение параметра  $\mu$  (относительная доля охлажденных масс), представляющего собой отношение массового расхода «холодного» потока воздуха, протекающего через диафрагму, к общему массовому расходу воздуха через ВТ. Камера энергоразделения представляет собой гладкую трубку с внутренним диаметром 8 мм, наружным – 10 мм и длиной 192 мм. Наружная поверхность трубки покрыта цилиндрической оболочкой из теплоизоляционного материала, в которой выполнена узкая продольная прорезь, позволяющая в эксперименте бесконтактно измерять температуру наружной поверхности трубки сканирующим тепловизором.

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2. Сжатый воздух из магистрали высокого давления через редуктор 1, отсечной пневмоэлектрореле 2, расходомер 3 поступает во входной штуцер экспериментальной модели 5. Температурное поле наружной поверхности трубки камеры энергоразделения через прорезь в теплоизоляции фиксируется компьютерным термографом 6. Используемая в термографе тепловизионная камера модели Flir T440 позволяет записывать термофильм с частотой 30 кадров в секунду. В опыте высокоточными кориолисовыми расходомерами Micro Motion измерялись расходы воздуха на входе в ВТ и нагретого потока, давление на входе в ВТ датчиком давления Druck STX и температура входящего и выходящего из ВТ потоков приёмниками температуры с кабельными хромель-алюмелевыми термопарами.



Рис. 1. Экспериментальная модель

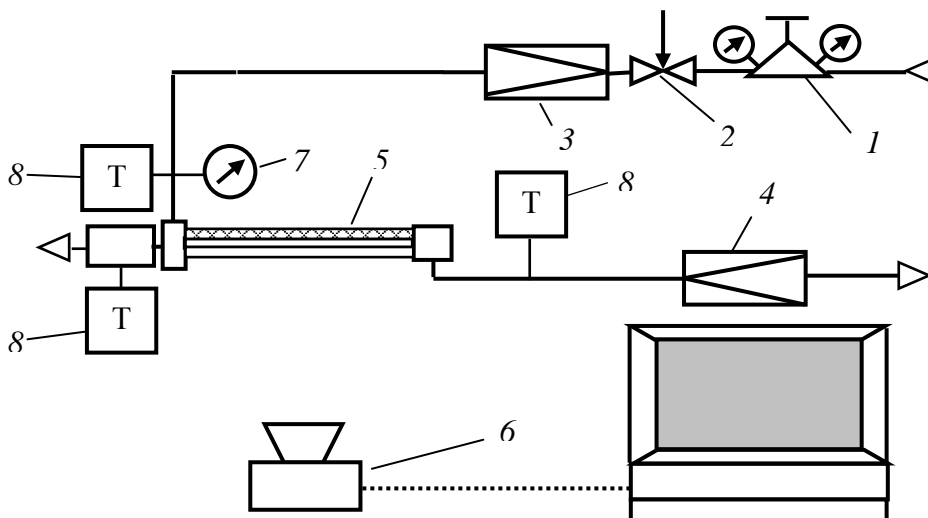


Рис. 2. Экспериментальная установка:

1 – редуктор; 2 – пневмоэлектрореле; 3, 4 – расходомеры; 5 – экспериментальная модель; 6 – компьютерный термограф; 7 – датчик давления; 8 – приёмники температуры

Опыты выполнялись в следующей последовательности. При каждом фиксированном положении дросселя проводилась продувка ВТ, в ходе которой с помощью редуктора 1 (рис. 2) выполнялась настройка входного давления. После этого отсечной пневмоэлектроклапан 2 закрывался и трубка камеры энергоразделения ВТ остывала до температуры окружающей среды. Затем отсечной клапан резко открывался с одновременным включением записи контролируемых параметров опыта. Все опыты проводились при одном значении отношения входного давления к атмосферному  $\pi = 6$ . Такой выбор объясняется направленностью проводимых исследований на модернизацию антиобледенительной системы энергетического двигателя ГТД-110.

В соответствии с принятой моделью от момента начала продувки начинается процесс нестационарного теплообмена между внутренней стенкой трубки камеры энергоразделения ВТ и средой со стационарной температурой  $t_f$ . Поскольку наружная стенка трубки теплоизолирована, процесс заканчивается, когда температура в каждом кольцевом сечении трубки приобретает температуру среды в этом сечении. На рис. 3 представлено распределение температуры в поперечном сечении трубки в каждый  $i$ -й момент времени нестационарного теплообмена. Здесь  $t_f$  – температура среды в сечении;  $t_{wi}$ ,  $t_{we}$  – соответственно температура внутренней и наружной стенки трубки;  $R_i$ ,  $R_e$  – соответственно внутренний и наружный радиусы сечения трубки.

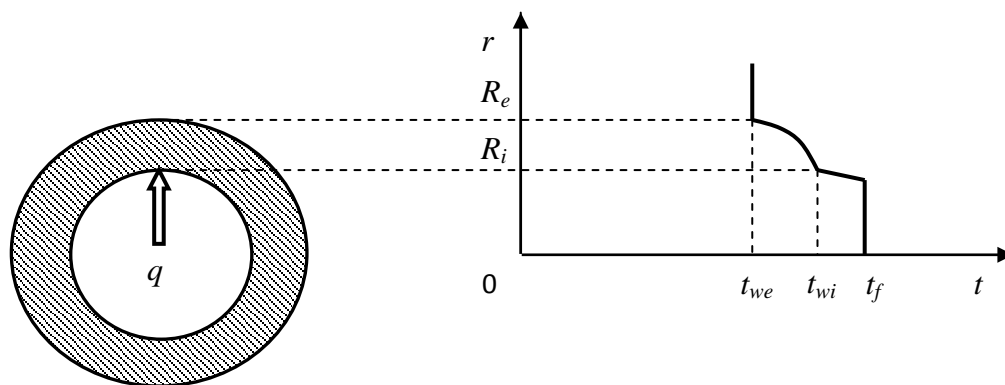


Рис. 3. Распределение температуры в поперечном сечении трубки камеры энергоразделения ВТ

Учитывая дискретность производимых в опытах измерений, целесообразно принять квазистационарное представление функции распределения температуры в стенке трубки  $t(r)$ . Сущность такого подхода состоит в том, что для каждого  $i$ -го момента времени распределение температуры  $t(r)$  соответствует стационарному теплообмену с граничными условиями постоянной температуры на наружной адиабатной поверхности трубки  $t_{we} = \text{const}$  и постоянной плотности теплового потока  $q = \text{const}$  на внутренней поверхности.

Удельный тепловой поток  $Q_i$ , проходящий на единицу длины трубки в  $i$ -й момент измерения, можно оценить по закону Фурье:

$$Q_i(i) = -\lambda \frac{dt(r)}{dr} \cdot 2\pi r, \quad (1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала трубки, Вт/(м·К).

Интегрирование уравнения (1) даёт следующее выражение для  $t(r)$ :

$$t(r) = -\frac{Q_i(i)}{2\pi\lambda} \ln r + C. \quad (2)$$

Плотность теплового потока, проходящего через внутреннюю стенку трубки в  $i$ -м измерении, определяется как

$$q(i) = \frac{Q_i(i)}{2\pi R_i}. \quad (3)$$

Подставив значение  $Q_l(i)$  из (3) в (2), получим

$$t(r) = -\frac{R_i}{\lambda} q(i) \ln r + C. \quad (4)$$

Среднемассовая температура стенки определяется выражением

$$\bar{t}(i) = \frac{1}{R_e - R_i} \int_{R_i}^{R_e} \left( -\frac{R_i}{\lambda} q(i) \ln r \right) dr. \quad (5)$$

Интегрирование в указанных пределах даёт следующее выражение для среднемассовой температуры стенки:

$$\bar{t}(i) = \frac{R_i}{\lambda} A q(i),$$

$$A = \frac{R_i \ln R_i - R_e \ln R_e + R_e - R_i}{R_e - R_i}. \quad (6)$$

Температура наружной стенки трубки определяется из (4) при  $r = R_e$ :

$$t_{we}(i) = -\frac{R_i}{\lambda} q(i) \ln R_e + C. \quad (7)$$

Выразим среднемассовую температуру стенки трубки через  $t_{we}(i)$ :

$$\bar{t}(i) = -\frac{\ln R_e}{A} t_{we}(i) + C. \quad (8)$$

При увеличении среднемассовой температуры стенки на величину  $d\bar{t}(i)$  количество теплоты, подведённое к кольцевому объёму трубки единичной длины, составит

$$\Delta Q_l(i) = \pi c \rho (R_e^2 - R_i^2) d\bar{t}(i), \quad (9)$$

где  $c$  – удельная массовая теплоёмкость материала трубки, Дж/(кг·К);  $\rho$  – плотность материала трубки, кг/м<sup>3</sup>.

Выразив  $\bar{t}(i)$  через  $t_{we}(i)$  из (8), и с учётом того, что  $d\bar{t}(i) = \frac{d\bar{t}(i)}{d\tau} \Delta\tau$ , где

$\Delta\tau$  – промежуток времени между  $i$ -м и  $(i+1)$ -м измерениями, получим

$$\Delta Q_l(i) = \pi c \rho (R_e^2 - R_i^2) \frac{\ln R_e}{A} \frac{dt_{we}(i)}{d\tau} \Delta\tau. \quad (10)$$

Плотность теплового потока на внутренней поверхности стенки трубки

$$q(i) = \frac{\Delta Q_l(i)}{2\pi R_i \Delta\tau} =$$

$$= \frac{c \rho \ln R_e}{2AR_i} (R_e^2 - R_i^2) \frac{dt_{we}(i)}{d\tau}. \quad (11)$$

Связь между температурой внутренней стенки трубки и измеряемой в опыте температурой наружной стенки можно найти из решения системы уравнений, составленной подстановкой в (4) соответствующих значений радиусов:

$$t_{wi}(i) = t_{we}(i) + q(i) \frac{R_i}{\lambda} \ln \frac{R_e}{R_i}. \quad (12)$$

Введя обозначение разности температуры между средой и наружной стенкой как  $\vartheta(i) = t_f - t_{we}(i)$ , уравнение (11) можно записать в виде

$$q(i) = D \frac{d\vartheta(i)}{d\tau}, \quad (13)$$

$$\text{где } D = \frac{c \rho \ln R_e}{2AR_i} (R_e^2 - R_i^2).$$

При использовании логарифмической производной уравнение (13) приобретает следующий вид:

$$q(i) = D \vartheta(i) \frac{d \ln \vartheta(i)}{d\tau}. \quad (14)$$

Расчёт коэффициентов теплоотдачи по экспериментальным данным проводится следующим образом. Для каждой контрольной точки, соответствующей выбранному поперечному сечению трубки камеры энергоразделения, определяется

массив данных  $[\tau; t_{we}]$ , где  $\tau$  – время измерения, отсчитываемое от момента начала записи, мс;  $t_{we}$  – температура наружной стенки трубки в сечении, °С. Максимальное значение  $t_{we}$  в массиве принимается за температуру среды  $t_f$ . Строится график функции  $\ln \vartheta = f(\tau)$ , где  $\vartheta = t_f - t_{we}$ . На прямолинейном участке графика, соответствующем регулярному тепловому режиму [3], строится линейный тренд  $y=kx$ . Коэффициент  $k$  представляет собой значение производной в уравнении (14). В соответствии с (14) для выбранного участка строится график монотонно убывающей функции  $q=f(\tau)$ . Локальный коэффициент теплоотдачи находится как  $\alpha = q/(t_f - t_{wi})$ , где  $q$  – любое из выбранных значений функции  $q=f(\tau)$ ;  $t_{wi}$  – соответствующее значение температуры внутренней стенки трубки, вычисленное по уравнению (12).

На рис. 4 представлено полученное в эксперименте распределение температуры

среды по сечениям камеры энергоразделения ВТ для различных значений параметра  $\mu$ . Сечение 1 расположено вблизи входного закручивающего устройства, сечение 8 – вблизи дросселя, остальные сечения расположены между ними на равном расстоянии друг от друга. Как видно из графиков, максимальную температуру периферийные слои воздуха в камере энергоразделения имеют при значении параметра  $\mu=0,95$ , соответствующем массовой доле «горячего» потока воздуха, равной 5%. При нулевом расходе «горячего» потока ( $\mu=1$ ) кривая распределения температуры периферийных слоёв воздуха резко снижается в направлении к сечению 8. Минимальные значения температуры среды в сечениях камеры энергоразделения наблюдаются при  $\mu = 0,47$ , соответствующем режиму работы ВТ с максимальным температурным разделением потоков.

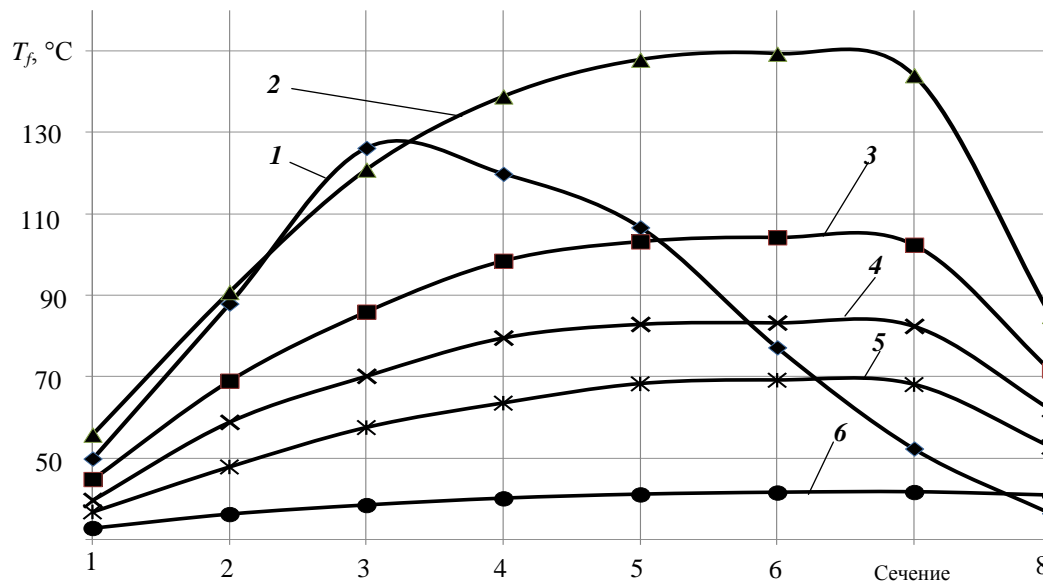


Рис. 4. Распределение температуры среды по длине камеры энергоразделения:  
1 -  $\mu=1$ ; 2 -  $\mu=0,95$ ; 3 -  $\mu=0,76$ ; 4 -  $\mu=0,63$ ; 5 -  $\mu=0,58$ ; 6 -  $\mu=0,47$

Результаты расчёта распределения локальных коэффициентов теплоотдачи по длине камеры энергоразделения представлены на рис. 5. Для всех исследованных режимов работы ВТ локальные коэффициенты теплоотдачи имеют наибольшее значение в сечении 1, где

воздушный поток имеет максимальную закрутку, и монотонно снижаются по направлению к дросселю.

Плотность теплового потока  $q(i)$ , проходящего через наружную поверхность трубки камеры энергоразделения в  $i$ -м сечении, можно оценить по формуле

$$q(i) = \alpha(i)t_f, \quad (15)$$

где  $\alpha(i)$  – локальный коэффициент внутренней теплоотдачи в данном сечении, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_f$  – температура среды в данном сечении, °С. Такая оценка соответствует теплообмену с граничными условиями первого рода  $t_{wi}=0$  °С. На рис. 6 представлены результаты расчёта для трёх характерных значений параметра  $\mu$ . Как видно из графиков, для режимов работы ВТ с

высокой относительной долей холодного потока  $\mu=0,95$  и  $\mu=1$  максимальная плотность теплового потока сосредоточена в сечении 2, находящемся на расстоянии около 7 калибров от плоскости закручивающего устройства ВТ. Для режима работы с максимальным температурным разделением потоков ( $\mu=0,47$ ) кривая плотности теплового потока монотонно убывает от «холодного» к «горячему» концу ВТ.

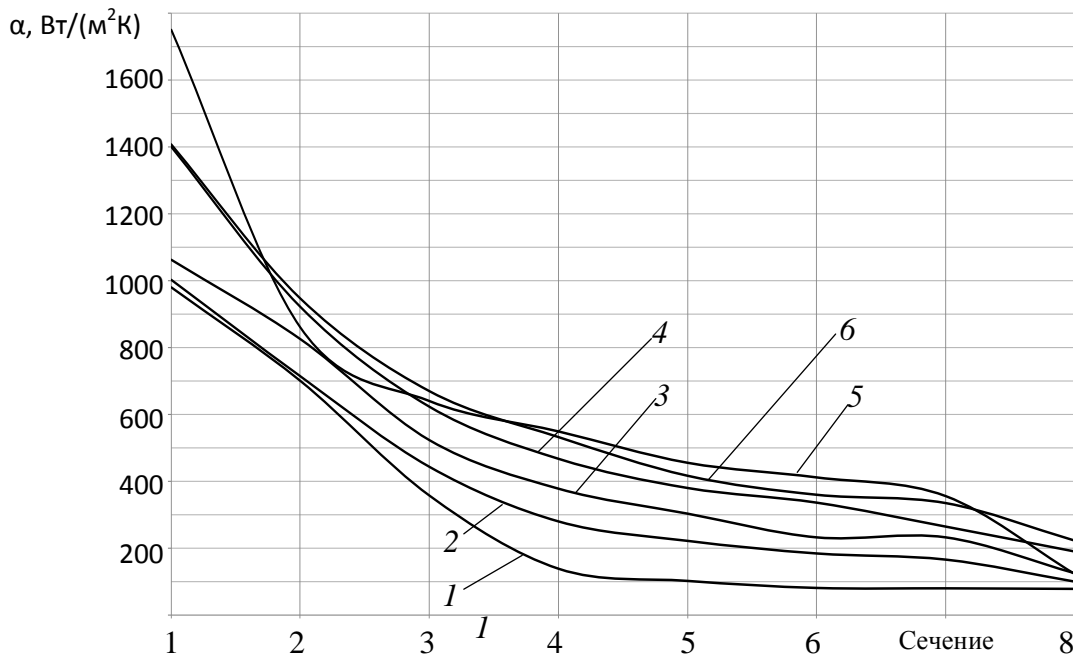


Рис. 5. Распределение коэффициентов теплоотдачи по длине камеры энергоразделения:  
1 -  $\mu=1$ ; 2 -  $\mu=0,95$ ; 3 -  $\mu=0,76$ ; 4 -  $\mu=0,63$ ; 5 -  $\mu=0,58$ ; 6 -  $\mu=0,47$

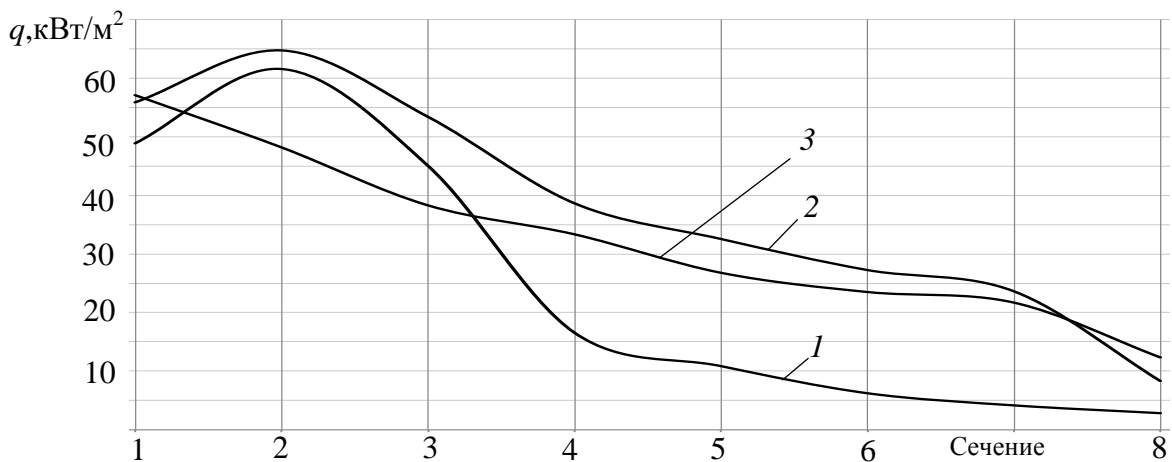


Рис. 6. Распределение плотности теплового потока по длине камеры энергоразделения:  
1 -  $\mu=1$ ; 2 -  $\mu=0,95$ ; 3 -  $\mu=0,47$

Суммарная тепловая мощность  $Q$  вихревого нагревательного устройства оценивалась выражением

$$Q = \sum_{i=1}^N q(i)F(i), \quad (16)$$

где  $q(i)$  – плотность теплового потока, проходящего через наружную поверхность  $i$ -го участка трубки камеры энерго-разделения, Вт/м<sup>2</sup>;  $F(i)$  – площадь наружной поверхности участка;  $N$  – число

участков. На рис. 7 приведены результаты расчёта суммарной тепловой мощности исследованного вихревого нагревательного устройства для различных значений параметра  $\mu$ . Как следует из расчёта, максимальная тепловая мощность достигается при работе устройства в режиме, когда относительная доля «холодного» потока находится в пределах  $\mu=0,9...0,95$ , а минимальная – при  $\mu=1,0$ .

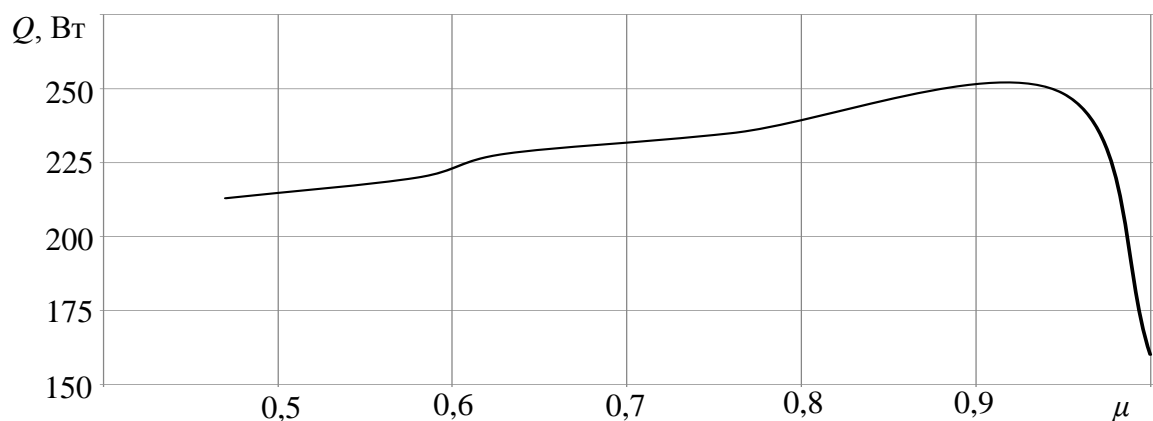


Рис. 7. Зависимость суммарной тепловой мощности ВТ от относительной доли холодного потока

Полученные результаты экспериментальных исследований позволили рассчитать тепловое состояние лопатки ВНА двигателя ГТД-110, оборудованной АОС вихревым нагревательным устройством, при её работе в условиях обледенения. Конструкция лопатки с встроенным вихревым нагревательным устройством представлена на рис. 8. Вдоль входной кромки лопатки проходит канал 1, являющийся общей камерой энерго-разделения верхней и нижней ВТ. В закручивающее устройство верхней ВТ компрессорный воздух поступает через канал 2 в верхней цапфе и наклонный канал 3 в пере лопатки. В закручивающее устройство нижней ВТ воздух поступает через продольный канал 4 в пере лопатки. Отработанный воздух сбра-

сывается в проточную часть двигателя через отверстия диафрагм, выполненных в верхней 6 и нижней 7 пластинах, и боковые отверстия 5 в среднем сечении пера лопатки.

Результаты расчёта теплового состояния с помощью программного комплекса Ansys 11.0 корневого, среднего и периферийного сечений пера лопатки ВНА представлены на рис. 9. Расчёт проводился для условий, когда статическая температура воздуха на входе в двигатель равна  $-10^{\circ}\text{C}$ . Результат расчёта показывает, что температура пера лопатки в зоне льдообразования положительная для всех сечений, что свидетельствует об эффективности АОС с вихревым нагревательным устройством.

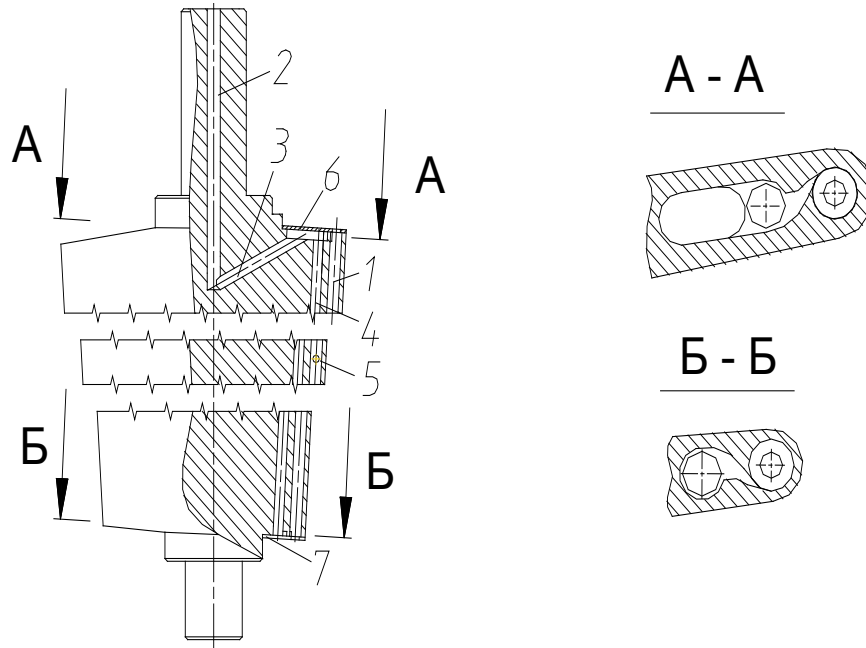


Рис. 8. Лопатка ВНА с встроенным вихревым нагревательным устройством

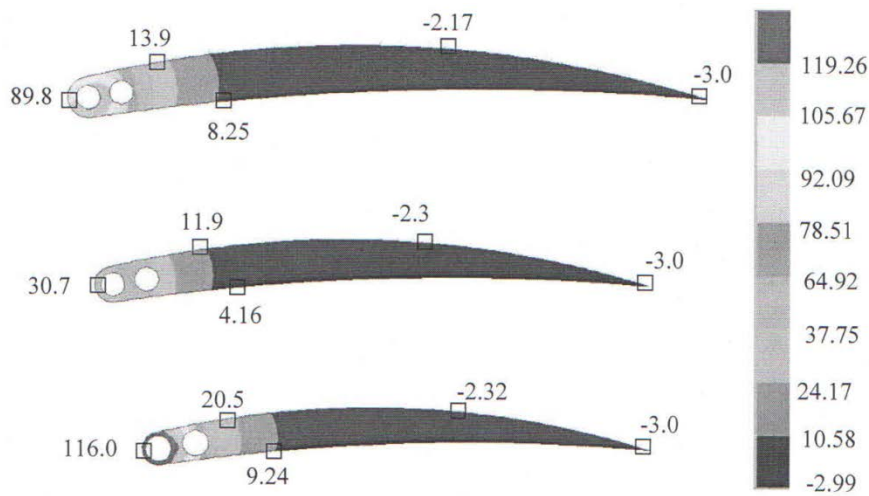


Рис. 9. Результаты расчёта теплового состояния пера лопатки ВНА с вихревым нагревательным устройством

В результате выполненных экспериментальных исследований получены данные по граничным условиям внутреннего теплообмена в конкретном вихревом нагревательном устройстве. Для получения обобщающих критериальных зависимостей для теплообменных процессов в подобных устройствах требуется проведение специальных исследований с использованием теории планирования экс-

перимента. Разработанная экспериментальная методика, базирующаяся на теории регулярного теплового режима, в сочетании с современными средствами бесконтактной термометрии позволяет оперативно и с приемлемыми затратами проводить такие исследования. Методика также применима для исследования теплообмена в любых осесимметричных каналах.



### Библиографический список

1. Пиралишвили Ш.А., Поляев В.М., Сергеев М.Н. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения. М.: УНПЦ Энергомаш, 2000. 412 с.
2. Жорник И.В., Пиралишвили Ш.А. Лопатка входного устройства ГТД: патент РФ № 2133850; дата регистрации 27.01.1998. МПК F02C7/045.
3. Чердаков П.В. Теория регулярного режима. М.: Энергия, 1975. 224 с.

### Информация об авторах

**Жорник Максим Николаевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры общей и технической физики, Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва. E-mail: [mn.zhornik@yandex.ru](mailto:mn.zhornik@yandex.ru). Область научных интересов: исследования теплообменных процессов.

**Пиралишвили Шота Александрович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой общей и технической физики, Рыбинский государственный авиационный технический университет

имени П.А. Соловьёва. E-mail: [piral@list.ru](mailto:piral@list.ru). Область научных интересов: аэрокосмическая теплофизика, энергетика, гидрогазодинамика и тепломассообмен в ограниченных потоках, вихревой эффект.

**Могилева Ксения Александровна**, студент магистратуры, Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва. E-mail: [k-mogileva@mail.ru](mailto:k-mogileva@mail.ru). Область научных интересов: исследования теплообменных процессов.

## EXPERIMENTAL RESEARCH OF INTERNAL HEAT TRANSFER IN THE VORTEX HEAT GENERATOR

© 2015 M. N. Zhornik, Sh. A. Piralishvili, K. A. Mogileva

Rybinsk State Aviation Technological University, Rybinsk, Russian Federation

The results of the experimental study of internal heat transfer in a vortex heat generator incorporated in a deicing system of a ground gas turbine engine are presented in article. The essence of the experimental methods based on the theory of steady-state heating conditions is outlined. The method is implemented in an experimental installation that makes it possible to analyze internal heat transfer in axisymmetric channels quickly and effectively. The experimental model presents a counterflow vortex tube with a heat- isolated chamber of energy separation. The results of the experimental studies are used for the calculation of the thermal state of the inlet guide vane unit of the GTD-110engine equipped with a vortex heat generator when functioning in the conditions of icing.

*Internal heat transfer, deicing system, inlet guide vane unit, vortex tube, heat separation chamber.*

### References

1. Piralishvili Sh.A., Polyayev V.M., Sergeev M.N. *Vikhrevoy effekt. Eksperiment, teoriya, tekhnicheskie resheniya* [Vortex effect. Experiment, the theory, technical decisions]. Moscow: UNPZ Energomash Publ., 2000. 412 p.
2. Zhornik I.V., Piralishvili Sh.A. *Lopatka vkhodnogo ustroystva GTD* [Gas-turbine engine intake system blade]. Patent RF no. 2133850. Priority from 27.01.1998. MPKF02C7/045.
3. Cherdakov P.V. *Teoriya regulyarnogo rezhima* [The theory of steady-state conditions]. Moscow: Energiya Publ., 1975. 224 p.

### About the authors

**Zhornik Maxim Nikolaevich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of General and Applied Physics, P.A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technological University, Rybinsk, Russian Federation. E-mail: [mn.zhornik@yandex.ru](mailto:mn.zhornik@yandex.ru). Area of Research: heat transfer processes.

**Piralishvili Shota Aleksandrovich**, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of General and Applied Physics, P.A. Solovyov Rybinsk State

Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation. E-mail: [piral@list.ru](mailto:piral@list.ru). Area of Research: aerospace thermal physics, power engineering, fluid dynamics and heat mass transfer in confined jets, swirling effect.

**Mogileva Kseniya Aleksandrovna**, Master Student, P.A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation. E-mail: [k-mogileva@mail.ru](mailto:k-mogileva@mail.ru). Area of Research: heat transfer processes.