

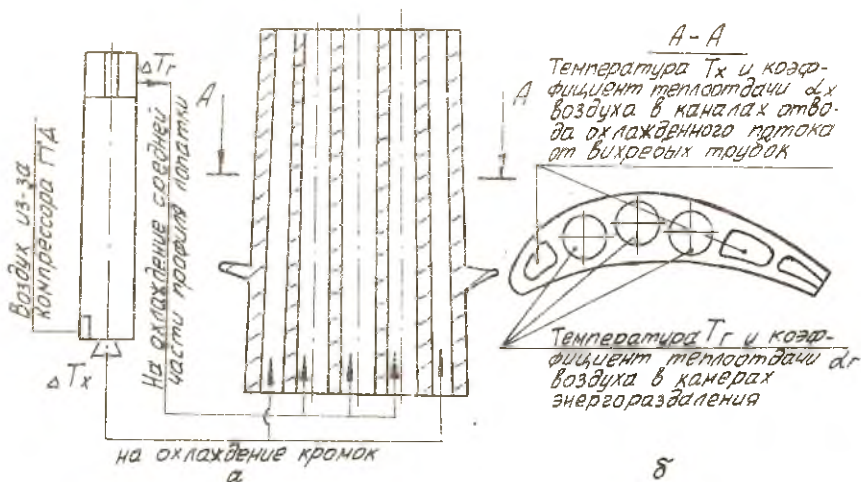
ЛОПАТКА ТУРЕИНЫ ГТД С ВИХРЕВЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ПЕРА

Для увеличения термического коэффициента полезного действия ГТД повышают максимальные значения давления и температуры рабочего тела в цикле. В последнее десятилетие в основном за счет совершенствования системы охлаждения, а также благодаря созданию и использованию новых более жаростойких материалов удалось поднять температуру газа перед турбиной $T_{г}^*$ на 300°C . Дальнейший рост температуры, очевидно, потребует использования принципиально новых материалов (металлокерамики) для изготовления наиболее теплонапряженных деталей. Однако учитывая, что процесс роста $T_{г}^*$ непрерывен, надо продолжать поиски в направлении совершенствования системы охлаждения. Большие газодинамические потери, свойственные пленочному охлаждению, сложность изготовления дефлекторных лопаток заставляют конструкторов разрабатывать альтернативные способы охлаждения — конвективное и конвективно-пленочное и использование их даже при сравнительно высоких $T_{г}^* \geq 1640 \text{ K}$. Все это наиболее обосновано для мощных стационарных ГТУ, работающих на тяжелых сортах топлива, когда пленочное охлаждение не обеспечивает достаточной надежности [1].

Существенным недостатком традиционной конвективной системы охлаждения лопатки газовой турбины является низкая степень изотермичности по профилю ее пера. Уже при $T_{г}^* = 1200 \text{ K}$ разность температуры средней части пера и входной (выходной) кромки при таком способе охлаждения достигает 240 K [2], что вызывает дополнительные температурные напряжения, а значит и снижение запаса прочности.

Представляет интерес исследование возможности использования для кондиционирования охлаждающего воздуха процесса энергоразделения, реализуемого в простом по конструкции устройстве — вихревой трубе Ранка [3]. Такая возможность в настоящее время обусловлена и стремлением конструкторов срабатывать имеющийся перед турбиной перепад энтальпии на возможно меньшем числе ступеней. Степень понижения давления 2...4 на ступени турбины современного авиадвигателя достаточна для организации эффективной работы вихревой трубы.

Принципиальная схема охлаждения лопатки вихревой трубой приведена на рис. 1, а. Цилиндрические каналы в центральной части профиля



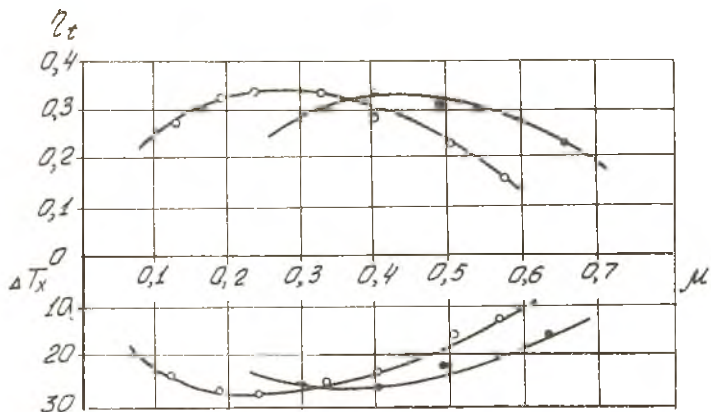
Р и с. 1. Схема охлаждения лопатки вихревыми трубами:

$$\begin{aligned} T_{гп} &= 3,5, \quad M &= 0,6, \quad \eta_{гп} &= 0,316, \quad T_{г} &= 1047 \text{ К}, \\ d_{гг} &= 2900 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad T_{х} &= 890 \text{ К}, \quad dx &= 2390 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \end{aligned}$$

пера могут выполнять функции камер энергоразделения в вихревых трубах (рис.1,б). Разделение охлаждающего воздуха в вихревой трубе на два истока с различной температурой и направление "холодного" из них на наиболее теплонапряженные части лопатки - входную и выходную кромки, а "горячего" - на наименее теплонапряженные - среднюю часть профиля пера - может привести к повышению изотермичности лопатки. Кроме того, сравнительно большие значения коэффициента теплоотдачи в камере энергоразделения должны обеспечить более высокую интенсивность охлаждения. В целом можно ожидать повышения работоспособности и надежности лопатки за счет снижения температурной неравномерности профиля на $T_{\Delta} = 50 \text{ К}$.

Современные авиационные охлаждаемые лопатки позволяют разместить в пере цилиндрический канал диаметром 5 мм. Значение температурной эффективности $\eta_{гп}$ для вихревой трубы диаметром 5 мм при давлении на входе $p = 0,3 \text{ МПа}$ составляет 0,34 [3]. Авторами настоящей работы поставлены эксперименты на пятимиллиметровой трубе, которые подтвердили это значение $\eta_{гп}$ (рис.2).

На ЭВМ методом конечных элементов по известной методике выполнены расчеты по определению теплового состояния лопатки и эффек-



Р и с. 2. Зависимость ΔT_x и η_t от μ для трубы диаметром 5 мм: $P_1 = 0,3$ МПа, $\bar{d}_g = 0,7$,
 —○— $\bar{d}_g = 0,4$

тивности предполагаемого способа охлаждения для случая размещения в ее пере трех вихревых труб диаметром 5 мм. Значение температурной эффективности при постановке математического эксперимента рассчитывалось по приведенным в [3] зависимостям

$$\eta_t^{33} = (0,45 - 0,282\mu - 0,835\mu^2) / (\bar{F}_c \bar{T}_{mp})^{0,33},$$

$$\eta_t^{dmp} = \eta_t^{33} - \Delta \eta_t; \Delta \eta_t = 0,005(dmp - 33), \quad (I)$$

где μ - относительная доля охлажденного потока, \bar{F}_c - относительная площадь соплового ввода вихревой трубы, \bar{T}_{mp} - степень расширения в трубе охлаждающего воздуха, dmp - диаметр вихревой трубы. Срабатываемый в системе охлаждения перепад давления был принят $\bar{T}_{mp} = 3,5$. При этом для относительной доли охлажденного потока $\mu = 0,6$, согласно зависимостям (I), значение $\eta_t = 0,316$. Рост температурной эффективности с увеличением входной температуры от 300 К (при обычных условиях) до 900 К (температура воздуха за компрессором ГТД, отбираемого на охлаждение) не учитывается. Приведенный расход охлаждающего воздуха через лопатку рабочего колеса турбины при критическом перепаде на сопле вихревой трубы 20 г/с. При высоте пера 40 мм подогрев воздуха в каналах лопатки от втулочного сечения до периферийного за счет теплообмена принят в рас-

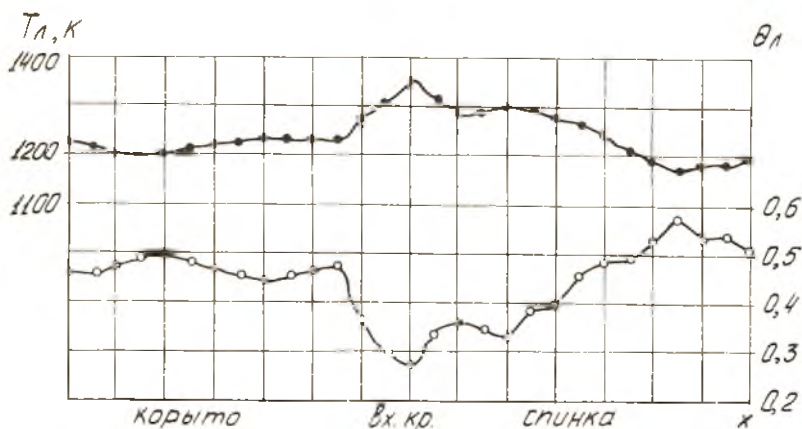
чете 80 К. Температура газа перед турбиной $T_{г*} = 1800$ К.

В первом приближении не учитывалась закрутка потока в каналах энергоразделения, и коэффициенты теплоотдачи определялись по известному критериальному уравнению для потока на участке установившегося течения [4] :

$$Nu_{fd} = 0,018 Re_{fd}^{0,8} C_p, \quad (2)$$

где критерий Re_{fd} рассчитывался по эквивалентному диаметру охлаждающих каналов и расходам охладителя через них.

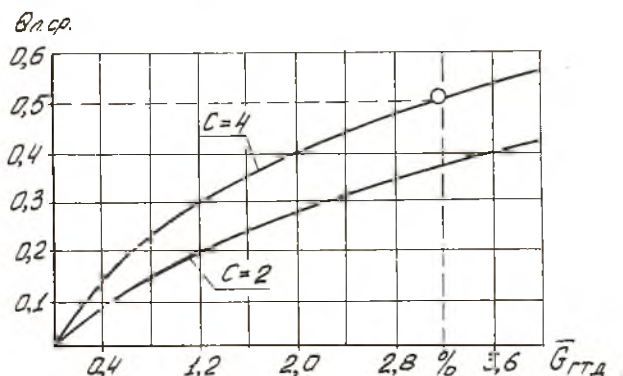
Результаты математического эксперимента по тепловому состоянию лопатки приведены на рис.3. Нетрудно заметить, что разность



Р и с. 3. Эпюры температуры $T_{л}$ и эффективности охлаждения $\theta_{л}$ наружного профиля лопатки в среднем сечении по высоте пера: —●— $T_{л} = f(x)$, —○— $\theta_{л} = f(x)$

максимальной и минимальной температур наружного контура пера лопатки не превышает $\Delta T_{л} = 175$ К, что на 65 К ниже, чем для лопатки конвективного охлаждения [2], работающей при значительно меньшей температуре газа. Максимальная температура входной кромки несколько превышает допустимую. Однако при нанесении соответствующего теплозащитного покрытия лопатка будет вполне работоспособной. Существенно повысилась изотермичность, что подтверждают исходные предположения. Средняя температура материала детали в расчетном сечении

940°C, средняя эффективность охлаждения 0,50 при $\bar{G}_{ГТД} = 3,2\%$, что позволяет отнести данную лопатку в системе классификации охлаждаемых лопаток по работе [5] к группе с параметром $C = 4$ (рис.4).



Р и с. 4. Зависимость средней эффективности охлаждения лопатки $\bar{W}_{л.ср}$ от процента расхода воздуха в ГТД $\bar{G}_{ГТД}$, отбираемого в систему охлаждения, \circ — лопатка, охлаждаемая тремя вихревыми трубами

Таким образом, проведенный анализ подтверждает эффективность предлагаемого способа охлаждения. Учет влияния закрутки потока на теплообмен в охлаждающих каналах приведет к существенному росту коэффициентов теплоотдачи от охлаждающего воздуха к внутренней поверхности пера лопатки и уменьшит потребный расход охладителя.

Библиографический список

1. Манушин Э.А., Барышникова Э.С. Турбостроение: итоги науки и техники. М.:ВИНИТИ, 1980. Т.2.- 280 с.
2. Локай В.И., Бодунов М.Н. и др. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. М.:Машиностроение, 1985. — 214 с.
3. Суслов А.Д., Чижиков Ю.В. Вихревые аппараты. М.:Машиностроение, 1985. — 254 с.
4. Вахмачевский Б.И. и др. Теплотехника. М.:Металлургиздат, 1963.- 608 с.
5. Богомоллов Е.Н. Аэродинамическое проектирование системы охлаждения перфорированных лопаток газовых турбин. Ярославль:ЯПИ, 1984. — 84 с.