

УДК 621.165

О.В. КИСЛОВ, канд. техн. наук; доц. Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

ОЦЕНКА ПОТРЕБНОГО КОЛИЧЕСТВА ВОДЯНОГО ПАРА ДЛЯ КОНВЕКТИВНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ КОНВЕРТИРОВАННОГО ГТД

Предлагается формула для расчета относительного расхода охладителя при его замене. Эта формула удобна для оценки расхода перегретого водяного пара, используемого вместо воздуха при конвективном охлаждении лопаток газовых турбин.

Пропонується формула для розрахунку відносних витрат охолоджувача при його заміні. Ця формула зручна для оцінки витрат перегрітої водяної пари, яка використовується замість повітря при конвективному охолодженні лопаток газових турбін.

It was proposed the formula for calculating cooling fluid relative mass flow. This formula is comfortable for the estimation of relative mass flow of the overheated steam, that is used instead of air for cooling of gas turbine blades.

При конвертировании авиационных двигателей в наземные ГТУ появляется возможность использовать в качестве охладителя водяной пар, что позволяет уменьшить отбор воздуха из компрессора на охлаждение и увеличить расход газа в турбине. Это благоприятно сказывается на мощностях и внутреннем КПД ГТУ.

Известны методы расчета температурного состояния охлаждаемых лопаток газовой турбины на основе применения критериальных уравнений конвективного теплообмена и на основе численного решения дифференциальных уравнений течения и теплообмена [1, 2].

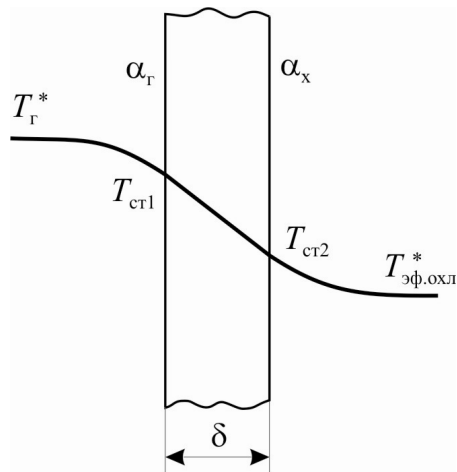


Рис. Распределение температуры в окрестности стенки

Кроме сложностей, связанных с численным решением системы дифференциальных уравнений в частных производных, применение этих методов усложняется необходимостью задания геометрии внутреннего и внешнего каналов, которая характеризуется наличием различных конструктивных особенностей канала охладителя, обусловленных стремлением интенсифицировать теплообмен. А при отсутствии подробной информации о геометрии лопаток турбин применение методов [1, 2] вообще невозможно.

При конвертировании авиационного ГТД появляются дополнительные условия, сочетание которых с условием неизменности температурного состояния стенки турбинной лопатки при замене охладителя, позволяет

оценить изменение потребного расхода охладителя.

Целью статьи является получение формулы для расчета соотношения расходов охладителей, обеспечивающих неизменность температурного состояния стенки турбинной лопатки, и оценка потребного расхода перегретого водяного пара при

использовании его в качестве охладителя вместо воздуха.

Формулу для расчета соотношения расходов охладителя можно получить, основываясь на том, что геометрия и материал турбинных лопаток при охлаждении воздухом и водяным паром одинаковы, а изменение внешнего обтекания турбинной лопатки пренебрежимо мало. Поэтому при сохранении температурного состояния лопатки неизменны коэффициент теплоотдачи со стороны горячего теплоносителя α_r и температура газов T_r^* (рис.).

Кроме того, эффективная температура охладителя $T_{\text{эф.охл}}^*$ должна быть связана с коэффициентом теплоотдачи со стороны охладителя α_x . Это следует из того, что при неизменности $T_{\text{ст1}}$, $T_{\text{ст2}}$, T_r^* , α_r и $\delta/\lambda_{\text{ст}}$ требуется неизменность удельного теплового потока от стенки к охладителю

$$q = \alpha_r (T_r^* - T_{\text{ст1}}) = \frac{T_{\text{ст1}} - T_{\text{ст2}}}{\delta/\lambda_{\text{ст}}} = \alpha_x (T_{\text{ст2}} - T_{\text{эф.охл}}^*). \quad (1)$$

При отклонении $T_{\text{эф.охл}}^*$ от расчетной величины должен изменяться коэффициент теплоотдачи со стороны охладителя α_x . Отклонение коэффициента теплоотдачи со стороны охладителя удобно характеризовать отношением $\alpha_{\text{п}}/\alpha_{\text{в}} = \bar{\alpha}$. Здесь индексами «п» и «в» обозначены параметры пара и воздуха. Величина $\bar{\alpha}$ может быть определена по известным параметрам конвертируемого ГТД и новому значению $T_{\text{эф.охл}}^*$ из условия неизменности удельного теплового потока q .

Соотношение расходов разных охладителей, обеспечивающих соблюдение температурного состояния стенки турбинной лопатки может быть получено с помощью критериальных уравнений конвективного теплообмена вида $Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^m$

$$\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в}}} = \frac{G_{\text{п}}/F}{G_{\text{в}}/F} = \frac{(\rho c)_{\text{п}}}{(\rho c)_{\text{в}}} = \frac{Re_{\text{п}} \frac{\mu_{\text{п}}}{d_{\text{экв}}}}{Re_{\text{в}} \frac{\mu_{\text{в}}}{d_{\text{экв}}}} = \frac{Re_{\text{п}} \mu_{\text{п}}}{Re_{\text{в}} \mu_{\text{в}}}.$$

При сохранении режима течения охладителя можно получить

$$\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в}}} = \left(\frac{Nu_{\text{п}}}{A \cdot Pr_{\text{п}}^m} \right)^{1/n} \cdot \left(\frac{A \cdot Pr_{\text{в}}^m}{Nu_{\text{в}}} \right)^{1/n} \cdot \frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}} = \left(\frac{Nu_{\text{п}}}{Nu_{\text{в}}} \right)^{1/n} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{в}}}{Pr_{\text{п}}} \right)^{m/n} \cdot \frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}}.$$

При известном $\bar{\alpha}$ можно найти отношение чисел Нуссельта Nu

$$\frac{\alpha_{\text{п}}}{\alpha_{\text{в}}} = \frac{Nu_{\text{п}} \cdot \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{экв}}} \bigg/ \left(\frac{Nu_{\text{в}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{экв}}} \right) = \frac{Nu_{\text{п}} \cdot \lambda_{\text{п}}}{Nu_{\text{в}} \cdot \lambda_{\text{в}}} = \bar{\alpha} \quad \text{или} \quad \frac{Nu_{\text{п}}}{Nu_{\text{в}}} = \bar{\alpha} \frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{п}}}.$$

С учетом этого соотношения получается формула для соотношения расходов охладителей

$$\bar{G}_{\text{п}} = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в}}} = \left(\bar{\alpha} \frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{п}}} \right)^{1/n} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{в}}}{Pr_{\text{п}}} \right)^{m/n} \cdot \frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}}. \quad (2)$$

То есть, при сохранении режима течения охладителя и температурного состояния турбинной лопатки относительный расход пара зависит от теплофизических свойств охладителей и температуры охладителя $T_{\text{эф.охл}}^*$ (через отношение $\bar{\alpha}$) и не зависит от геометрии канала.

Обычно с целью увеличения теплоотдачи от стенки лопатки течение охладителя является турбулентным. Для турбулентного течения $n \approx 0,8$, а $m \approx 0,33$ [3].

Полученная формула позволяет сделать количественные оценки.

Наиболее просто получить оценку потребного соотношения расходов охладителей при одинаковости их эффективных температур. Тогда из уравнения (1) следует одинаковость коэффициентов теплоотдачи для пара и воздуха и $\bar{\alpha} = 1$, что приводит формулу (2) к виду

$$\bar{G}_n = \frac{G_n}{G_b} = \left(\frac{\lambda_b}{\lambda_n} \right)^{1/n} \cdot \left(\frac{Pr_b}{Pr_n} \right)^{m/n} \cdot \frac{\mu_n}{\mu_b}. \quad (3)$$

С учетом того, что [4] $Pr_n = 0,89 \dots 0,91$ при температуре $t = (300 \dots 700)^\circ\text{C}$, $\lambda_n = 5,51 \cdot 10^{-2} \dots 6,98 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ при $t = (380 \dots 500)^\circ\text{C}$ и давлении $p = 2 \text{ кг/см}^2$, а увеличение давления до 100 кг/см^2 приводит к увеличению λ_n до $7,92 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ при $t = 500^\circ\text{C}$; $\mu_n = 23,3 \cdot 10^{-6} \dots 33,7 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$, можно принять следующие характерные значения параметров пара: $Pr_n = 0,90$; $\lambda_n = 7 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; $\mu_n = 30 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$. Аналогично для охлаждающего воздуха [4] $Pr_b = 0,699$; $\lambda_b = 6,22 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; $\mu_b = 37 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Подстановка численных значений в формулу (3) дает величину $\bar{G}_n = \frac{G_n}{G_b} = 0,63$.

То есть, для обеспечения неизменного температурного состояния стенки турбинной лопатки при использовании в качестве охладителя перегретого водяного пара требуется приблизительно 63 % от расхода охлаждающего воздуха при условии одинаковости эффективных температур охладителей.

Полученный результат практически совпадает с результатами, полученными прямыми методами расчета теплового состояния стенки лопатки турбины [2].

Полученные формулы (2), (3) могут быть использованы для оценки потребного количества охладителя при замене охладителя в турбинных лопатках конвертированного ГТД.

Список литературы: 1. *Дмитриенко, А.В.* Основы тепломассообмена и гидродинамики в однофазных и двухфазных турбулентных средах. Критериальные, интегральные, статистические и прямые численные методы моделирования [Текст] / А.В. Дмитриенко. – М.: ЛАТМЭС, 2008. – 396 с. 2. *Тарасов, А.И.* Сравнительная эффективность парового и воздушного охлаждения диска и лопаток газовой турбины [Текст] / А.И. Тарасов, А.А. Гуринов, Чан Конг Шанг // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2006. – № 5. – С. 47-52. 3. *Нащокин, В.В.* Техническая термодинамика и теплопередача [Текст]: учеб. пособие для вузов / В.В. Нащокин. – 3-е изд. – М.: Высшая школа, 1980. – 469 с. 4. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы [Текст]: справ. / Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергия, 1980. – 528 с.

© Кислов О.В., 2012

Поступила в редколлегию 15.02.12