

ВОЗДЕЙСТВИЕ ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА И ТУРБУЛЕНТНОСТИ НАБЕГАЮЩЕГО ПОТОКА НА ТЕПЛОТДАЧУ В СОПЛОВУЮ РЕШЕТКУ ТУРБИНЫ И ОПТИМИЗАЦИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

© 2007 А. В. Григорьев, О. А. Рудаков, А. В. Соловьева

ОАО “Климов”, г. Санкт-Петербург

На основе анализа совместного влияния на теплоотдачу в сопловой решетке турбины неравномерности поля температуры газа и турбулентности набегающего потока обоснованы оптимальные относительные значения длины газосборника и суммарной площади отверстий жаровой трубы камеры сгорания.

Функциональная связь между рабочим процессом в камере сгорания и тепловым состоянием турбины осуществляется посредством формирования структуры потока газа на входе в турбинную сопловую решетку.

Структура потока характеризуется не только распределением температуры газа, но и турбулентностью потока, принудительно создаваемой смешением поперечных, спутных, встречных и закрученных струй газа в жаровой трубе. Причем, что показано в работах [1] и [2], как неравномерность поля температуры газа, так и интенсивность турбулентных пульсаций скорости потока формируются одинаковыми геометрическими критериями камеры сгорания. Эти же критерии, наряду с другими, определяют все характеристики камеры сгорания [3].

Влияние степени турбулентности ϵ потока, набегающего на лопатку, на локальные значения коэффициента теплоотдачи a_2 весьма велико. В работах [4] и [5] приведены экспериментальные данные по влиянию турбулентности набегающего потока на локальные значения коэффициента теплоотдачи и на потери полного давления в проточной части турбины. Так, при изменении входной турбулентности с 0,6 % до 12,2 % значение критерия Нуссельта по газу растет в 3 раза, а при изменении интенсивности турбулентности с 5% до 30% КПД ступени понижается на 2...3%.

Влияние рабочего процесса в камере сгорания на теплоотдачу в сопловой аппарат турбины проявляется через взаимодействие неравномерности поля температуры газа (воз-

действие местной максимальной температуры газа на стенку лопатки) и турбулентности потока (изменение коэффициента теплоотдачи от газа к стенке).

Следовательно, актуальным является установление связи глубины охлаждения сопловой лопатки турбины, характеризующей ее тепловое состояние, с фактической структурой потока за камерой сгорания, определяемой ее геометрическими размерами.

Для получения математической расчетной зависимости выполним следующий анализ.

Преобразуем уравнение баланса тепла, передаваемого от газа к стенке лопатки и тепла, отводимого от этой стенки охлаждающим ее воздухом, и получим следующее выражение:

$$\frac{\theta_l}{1-\theta_l} = K\phi \cdot \frac{\alpha_{охл}}{\alpha_2}, \quad (1)$$

где $\theta_l = \frac{T_{max} - T_l}{T_{max} - T_k}$ – глубина охлаждения со-

пловой лопатки; T_{max}, T_k, T_l – соответственно, температуры максимальная, местная газа на выходе из камеры сгорания; воздуха за компрессором и температура стенки лопатки; $\alpha_{охл}$ и α_2 – соответственно, коэффициенты теплоотдачи от стенки к охлаждающему воздуху и от газа к стенке; $K\phi$ – коэффициент формы, учитывающий различие температуры лопатки и тонкой плоской стенки. Он мало зависит от условий теплообмена [6].

Безразмерная температура лопатки или глубина охлаждения q_l получила широкое распространение в практике для оценки системы охлаждения как и безразмерный

расход охлаждения $\bar{G}_{охл} = \frac{G_{охл}}{G_z}$. Зависимость

$\theta_{l_0} = f(\bar{G}_{охл})$ определяется экспериментально при определенном значении интенсивности турбулентности e_0 . Практика испытаний показывает, что $e_0 = 2-6\%$ [7]. Разработчики турбины располагают необходимыми экспериментальными данными для лопаток двигателя-прототипа с учетом конвективной или конвективно-пленочной системы охлаждения. Такая форма представления опытных данных удобна, т.к. позволяет избежать громоздких расчетов и повысить достоверность определения температуры лопатки [6].

Расход воздуха на охлаждение, в частности первого соплового аппарата, может быть определен с помощью указанной экспериментальной зависимости.

Однако следуют учитывать фактическую турбулентность на входе в турбину, создаваемую камерой сгорания.

Запишем уравнение (1) для потока газа с известной турбулентностью e_0 , при которой экспериментально определялось значение q_{l_0} и для реальных значений e и $q_{лe}$:

$$\frac{\theta_{l_0}}{1 - \theta_{l_0}} = K\phi \cdot \frac{\alpha_{охл}}{\alpha_{ze_0}} \quad \text{и} \quad \frac{\theta_{лe}}{1 - \theta_{лe}} = K\phi \cdot \frac{\alpha_{охл}}{\alpha_{ze}}$$

Разделим друг на друга правые и левые части этих уравнений и, учитывая, что $a_{охл} = const$ и $K\phi = const$, получим

$$\frac{\theta_{l_0}(1 - \theta_{лe})}{\theta_{лe}(1 - \theta_{l_0})} = \frac{\alpha_{ze}}{\alpha_{ze_0}} \quad (2)$$

В работе [4] исследован характер влияния турбулентности набегающего потока на локальные значения критерия Нуссельта в районе входной кромки сопловой лопатки. Измерялась продольная составляющая пульсационной скорости. Используя результаты аппроксимации и после преобразований, запишем

$$\frac{\alpha_{ze}}{\alpha_{ze_0}} = \frac{N_{иe}}{N_{иe_0}} = \frac{1 + 0,4\epsilon^{0,28}}{1 + 0,4\epsilon_0^{0,28}} \quad (3)$$

Из уравнений (2) и (3) после преобразований получим

$$\theta_{лe} = \frac{1}{\frac{1 + 0,4\epsilon^{0,28}}{1 + 0,4\epsilon_0^{0,28}} \cdot \frac{1 - \theta_{l_0}}{\theta_{l_0}} + 1} \quad (4)$$

Но глубина охлаждения лопатки по определению однозначно связана с коэффициентом неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания q_{max} [8]:

$$\theta_{лe} = \frac{\theta_{max} + \theta_0}{K_f + \theta_{max}} \quad (5)$$

где $q_{max} = \frac{T_{max} - T_z}{T_z - T_k}$ – коэффициент неравномерности поля температур газа; T_z – средне-массовая температура газа на выходе из камеры сгорания; $\theta_0 = \frac{T_z - T_l}{T_z - T_k}$; $K_f = \frac{T_z - T_{охл}}{T_z - T_k} = 1$, т.к. для сопловой лопатки $T_{охл} = T_k$.

Приравнивая правые части уравнений (4) и (5) окончательно имеем

$$\theta_{l_0} = \frac{1}{\frac{(1 - \theta_0)(1 + 0,4\epsilon_0^{0,28})}{(1 + 0,4\epsilon^{0,28})(\theta_{max} + \theta_0)} + 1} \quad (6)$$

Формула (6) даст возможность определить расход воздуха на охлаждение входной кромки сопловой лопатки для реальных условий турбулентности набегающего потока газа с помощью экспериментальной зависимости $q_{l_0} = f(G_{охл})$, например, из работы [6] или из работы [8] с учетом конвективной или конвективно-пленочной системы охлаждения.

При $e > e_0$ увеличивается коэффициент теплоотдачи от газа и, чтобы компенсировать рост температуры стенки лопатки свыше допустимой, необходимо увеличить за счет увеличения расхода охлаждающего воздуха.

При $e = e_0$ формула (6) принимает вид выражения (5) $q_{ле} = q_{л0}$ и охлаждение лопатки зависит только от неравномерности поля температуры газа.

Коэффициент неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания определяется по следующей формуле [1, 8]:

$$\theta_{max} = 1,2 \frac{0,377 \left[0,0144 \left(\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} \right)^2 - 0,178 \left(\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} \right) + 1 \right]}{e^{\bar{l}_r} \left(\frac{F_{ж}}{F_{вых}} \right)^{1,11} \left[1 - 1,19 e^{-\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}}} \right]}, \quad (7)$$

где $\bar{l}_r = \frac{l_r}{h_{cp}}$ – относительная длина газосборника жаровой трубы; l_r – длина газосборника от сечения проходящего через отверстия смесителя до входных кромок соплового аппарата; $h_{cp} = \frac{H_{жс} + h_{вых}}{2}$ – средняя высота газосборника; $H_{жс}$ – высота кольцевого сечения на входе в газосборник; $h_{вых}$ – высота сопловой лопатки; $F_{жс}$ – площадь поперечного сечения жаровой трубы в миделе; $\Sigma \mu F_{ож}$ – суммарная эффективная площадь всех отверстий и щелей жаровой трубы; $F_{вых}$ – площадь поперечного сечения на входе в сопловой аппарат; $F_{жс}$ – площадь поперечного сечения кольцевого канала камеры сгорания.

Интенсивность турбулентных пульсаций в камере сгорания (на входе в сопловой аппарат) можно рассчитывать по формуле [2]

$$\varepsilon^2 = \frac{1}{(1 + \bar{l}_r)^{0,5}} \left[0,029 \left(\frac{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} - 1}{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} + 1} \right)^2 + 0,0748 \frac{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} - 1}{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} + 1} \right] + 0,0017, \quad (8)$$

где ε^2 – квадрат отношения пульсационной составляющей скорости потока к осредненной скорости потока.

Из выражений (6), (7) и (8) следует, что глубина охлаждения входной кромки сопловой лопатки может быть функцией цели при

оптимизации размеров камера сгорания, определяющих структуру потока на выходе и формирующих как поле температуры газа, так и турбулентность потока.

На примере проанализируем влияние длины газосборника жаровой трубы камеры сгорания на тепловое состояние охлаждаемой сопловой решетки по формулам (6), (7) и (8) для условий, близких к реальному высокотемпературному двигателю:

$$T_z = 1667 \text{ К}; T_{\kappa} = 782 \text{ К}; T_{\lambda} = 1373 \text{ К};$$

$$\frac{F_{ж}}{F_{вых}} = 2,54; \frac{F_{жс}}{\Sigma \mu F_{ож}} = 1,8.$$

Отношение площади жаровой трубы к суммарной площади отверстий близко к оптимальному его значению $\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} = 6,85$ [9],

т.е. обеспечивает минимальный недожог топлива и минимальные выбросы оксидов углерода.

Из анализа графиков на рис. 1 следует, что каждому значению длины газосборника соответствует вполне определенные значения как коэффициента неравномерности поля температуры газа, так и интенсивности турбулентности потока. Причем q_{max} и e уменьшаются с увеличением длины газосборника.

На рис. 2 кривая 1 показывает зависимость глубины охлаждения сопловой лопатки по входной кромке от относительной длины газосборника камеры сгорания. Эта зависимость проявляется через воздействие максимальной местной температуры газа и турбулентности потока за камерой сгорания на теплоподвод от газа к стенке лопатки при допустимой температуре $T_{\lambda} = 1373 \text{ К}$.

Кривая 2 построена для постоянного значения $e_0 = 4 \%$ и характеризует влияние только неравномерности поля температуры газа.

Для $\bar{l}_r = 1,1$ на кривых 1 и 2 видно, что для компенсации увеличения температуры лопатки сверх допустимой 1373 К за счет роста турбулентности с $e_0 = 4 \%$ до $e = 22,6 \%$ необходимо повысить $q_{л0}$ с 0,502 до 0,554,

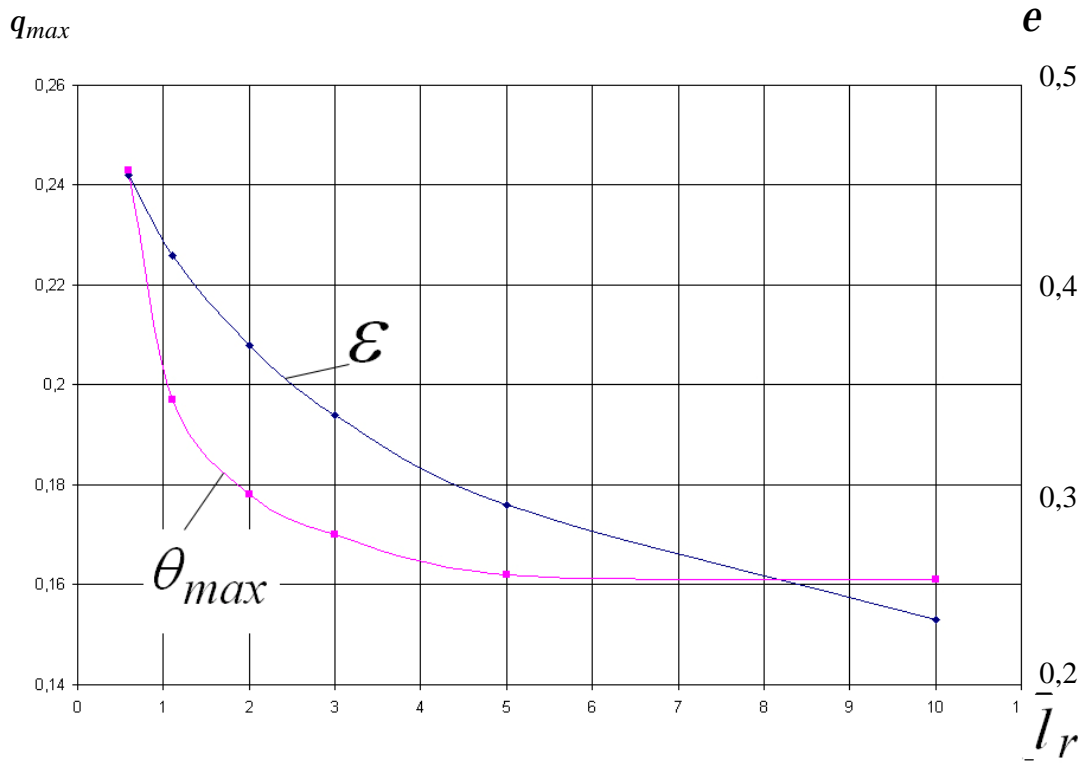


Рис. 1. Изменение q_{max} и ϵ в зависимости от относительной длины газосборника \bar{l}_r

по формулам 7 и 8, $\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} = 6,85$

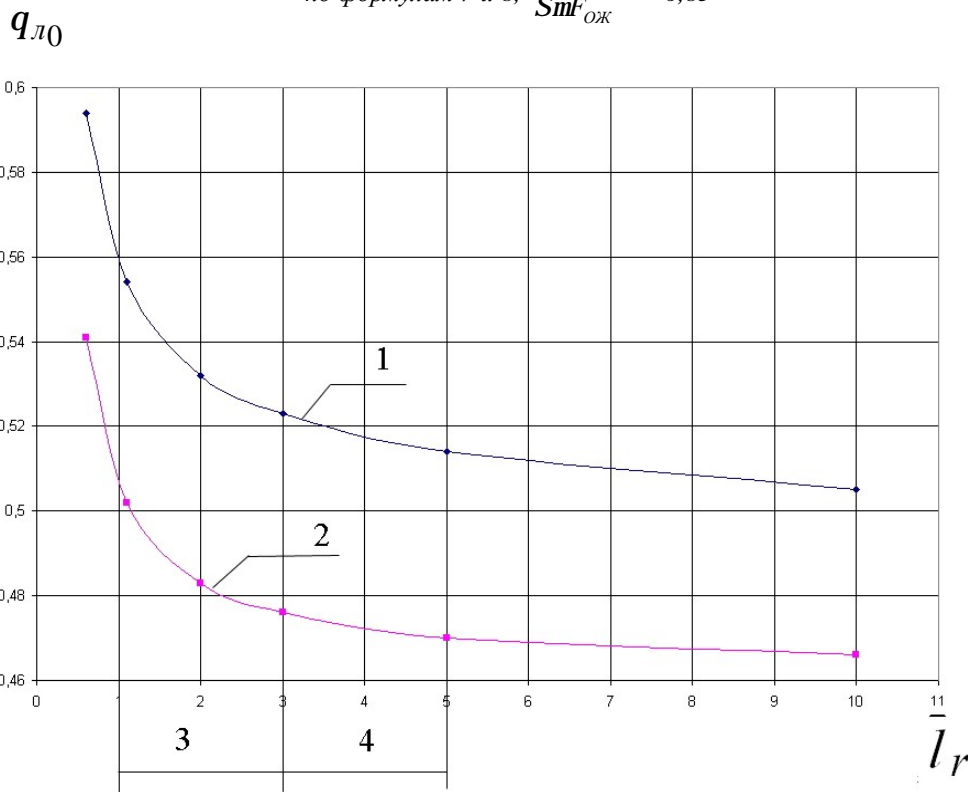


Рис. 2. Влияние относительной длины газосборника жаровой трубы на глубину охлаждения входной кромки сопловой лопатки для $T_a = 1373\text{ K}$, $T_z = 1667\text{ K}$, $T_k = 782\text{ K}$:

1 – совместное влияние q_{max} и ϵ по формуле (6); 2 – влияние только q_{max} по формуле (5);

3 – диапазон изменения \bar{l}_r для прямоточных камер сгорания. Меньшие значения \bar{l}_r для турбореактивных двигателей многорежимных самолетов;

4 – диапазон измерения \bar{l}_r для противоточных камер сгорания турбовинтовых и турбовальных двигателей

т.е. на 10 % (пересчет по формуле (6)). Это повышение можно осуществить за счет увеличения расхода охлаждаемого лопатку воздуха $\bar{G}_{охл}$ на 33 %, пользуясь экспериментальной кривой $q_{л_0} = f(\bar{G}_{охл})$ из работы [6] для конструкции сопловой лопатки типа СФ-6.

Из рассмотрения рис. 1 и рис. 2 следует, что применение противоточных камер сгорания с длинными газосборниками предпочтительнее для теплового состояния турбины.

Так, изменение длины газосборника \bar{l}_r с 1,1 до 5 приводит к понижению ϵ с 22,6 % до 17,6 % и q_{max} с 0,34 до 0,26 и к экономии расхода охлаждающего воздуха $G_{охл}$ на 25 %.

На рис. 3 показано влияние относительной площади отверстий жаровой трубы на глубину охлаждения сопловой лопатки при $\bar{l}_r = 1,1$. Минимальное значение $q_{л_0}$ обеспечивается при значении $\frac{F_{ж}}{\Sigma F_{ОЖ}} = 6-8$.

Таким образом, анализ влияния структуры потока на выходе из камеры сгорания на теплоотдачу в турбине показывает, что:

- при расчете охлаждения турбины необходимо учитывать фактическую турбулентность потока за камерой сгорания, причем интенсивность турбулентных пульсаций за-

висит от геометрических критериев камеры сгорания [2] – \bar{l}_r и $\frac{F_{ж}}{\Sigma F_{ОЖ}}$;

- полагая безразмерную глубину охлаждения сопловых лопаток $q_{л_0}$ функцией цели, следует считать оптимальными значениями

критериев $\bar{l}_{r\text{ опт}} = 2-3$, $(\frac{F_{ж}}{\Sigma F_{ОЖ}})_{\text{ опт}} = 6-8$;

- противоточная схема камеры сгорания (ТВД с центробежным компрессором) предпочтительнее для уменьшения теплоотдачи от газа в сопловую решетку по сравнению с прямоточной камерой сгорания и может обеспечить экономию охлаждающего лопатку воздуха на 25 %.

Список литературы

1. Рудаков О. А., Митрофанов В. А. и др. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Основы теории и алгоритм расчета. Учебное пособие – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2006 - 60 с.

2. Григорьев А. В., Митрофанов В. А., Рудаков О. А., Соловьева А. В. Метод расчета интенсивности турбулентности потока газа // Труды Всероссийской научно-технической конф. «Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей». Вып.6. – Самара: Самарский гос. аэрокосм.ун-т, 2007.

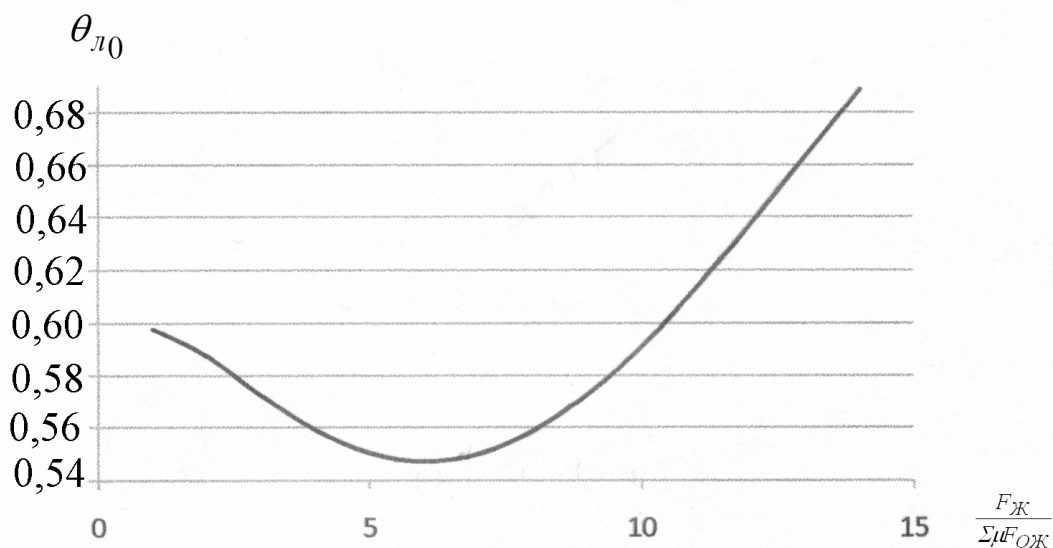


Рис. 3. Влияние относительной суммарной площади отверстий жаровой трубы на глубину охлаждения входной кромки сопловой лопатки для $T_a = 1373$ К, $T_z = 1667$ К, $T_k = 782$ К

3. Митрофанов В. А., Рудаков О. А., Саркисов А. А. Интегральная математическая модель камеры сгорания // Теплоэнергетика. - 2004. - № 2. - С.68-71.

4. Зысина-Моложен Л. М., Роост Э. Г. Влияние турбулентности набегающего потока на локальную теплоотдачу в турбинных сопловых решетках // Теплоэнергетика. - 1979. - № 4. - С.31-36.

5. Зысина-Моложен Л. М. и др. Влияние турбулентности на потери в проточной части турбины // Энергомашиностроение. - 1970. - № 7. - С.23-25.

6. Гриценко Е. А., Лукачев С. В. и др. Некоторые вопросы проектирования авиа-

ционных газотурбинных двигателей. – Самара: СНЦ РАН, 2002. - 527 с.

7. Локай В. Н. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Теория, конструкция и расчет. Учебник для вузов – 3-е изд. перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1979. – 447 с.

8. Рудаков О. А. и др. Конструкция, теория и расчет камер сгорания газотурбинных двигателей. Учебное пособие. ч. I – СПб: С-Петербургский гос.техн.ун-т, 1993. - 170 с.

9. Митрофанов В. А., Рудаков О. А., Сигалов Ю. В. Оптимизация теплообменных процессов в камере сгорания газотурбинных двигателей // Тяжелое машиностроение. – 2005. - № 6. - С. 4-5.

EFFECT OF THE INLET FLOW GAS TEMPERATURE FIELD AND TURBULENCE ON HEAT TRANSFER IN THE TURBINE NOZZLE CASCADE AND COMBUSTION CHAMBER OPTIMIZATION

© 2007 A. V. Grigoriev, O. A. Rudakov, A. V. Soloveeva

JSC Klimov

Optimal relative values of the gas collector length and the combustion chamber flame tube air holes total area were substantiated on the basis of analysis of mutual effect of the inlet flow gas temperature field irregularity and turbulence on heat transfer in the turbine nozzle cascade.