

## 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  $\epsilon$  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  $\alpha_2$  - 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  $\bar{G}_{охл} = \frac{G_{охл}}{G_2}$ . 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;  $F_{жк}$  – площадь поперечного сечения кольцевого канала камеры сгорания.

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

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

где  $\varepsilon^2$  – 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 камеры 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:

$$T_z = 1667 \text{ К}; T_{ж} = 782 \text{ К}; T_{л} = 1373 \text{ К};$$

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

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  $T_{л} = 1373 \text{ К}$ .

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,

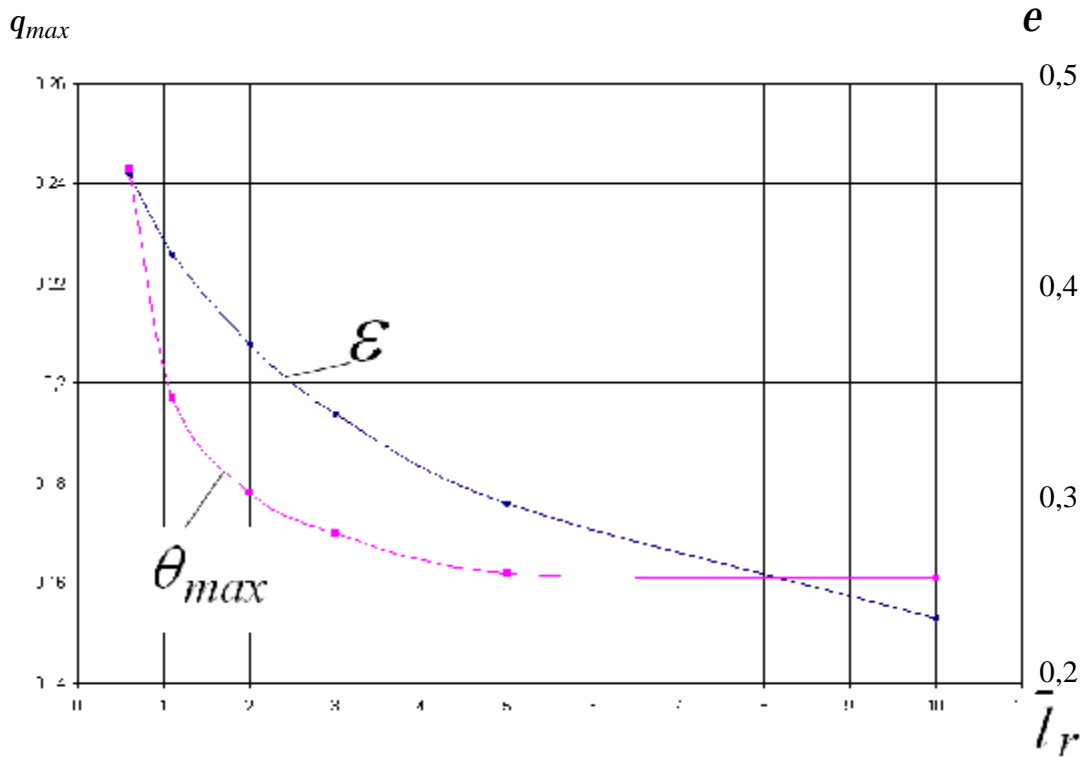


Рис. 1. Изменение  $q_{max}$  и  $e$  в зависимости от относительной длины газосборника  $\bar{l}_r$

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

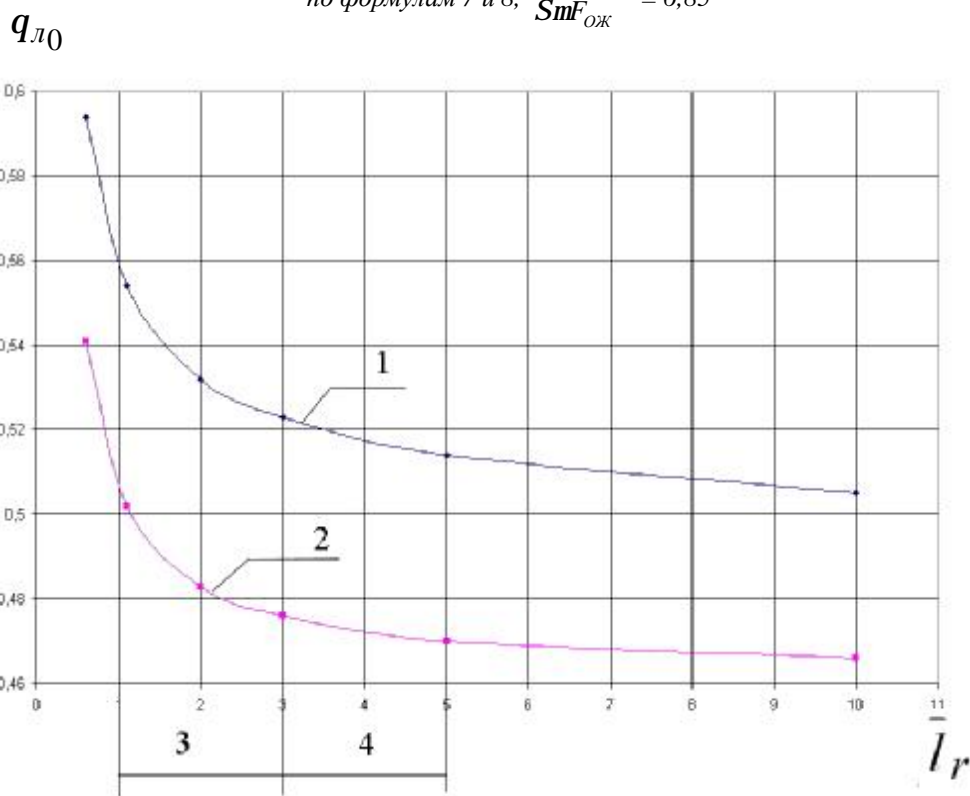


Рис. 2. Влияние относительной длины газосборника жаровой трубы на глубину охлаждения входной кромки сопловой лопатки для  $T_n = 1373 \text{ K}$ ,  $T_z = 1667 \text{ K}$ ,  $T_k = 782 \text{ K}$ :

1 – совместное влияние  $q_{max}$  и  $e$  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  $\epsilon$  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  $\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} = 6-8$ .

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  $\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}}$ ;

- полагая безразмерную глубину охлаждения сопловых лопаток  $q_{л_0}$  функцией цели, следует считать оптимальными значениями критериев  $\bar{l}_{r\text{ опт}} = 2-3$ ,  $(\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}})_{\text{ опт}} = 6-8$ ;

- 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.

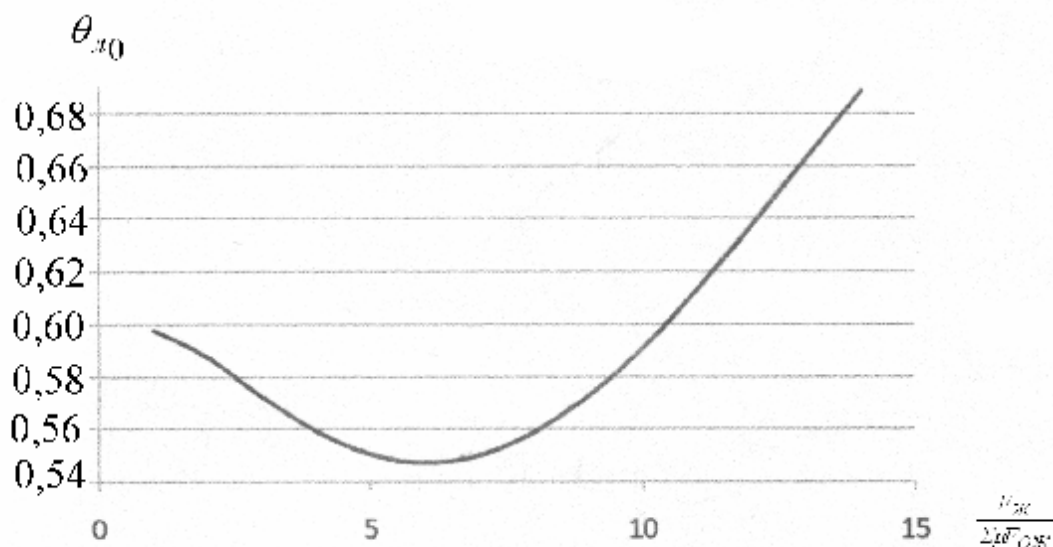


Рис. 3. Влияние относительной суммарной площади отверстий жаровой трубы на глубину охлаждения входной кромки сопловой лопатки для  $T_a = 1373$  К,  $T_z = 1667$  К,  $T_k = 782$  К

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 тепломаслообменных процессов в камере сгорания газотурбинных двигателей // Тяжелое машиностроение. – 2005. - № 6. - С. 4-5.