

УДК 621.438

К. М. ИСКАКОВ, Ю. С. ШАТАЛОВ

ВОЗДУШНО-ЖИДКОСТНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Рассмотрен способ охлаждения лопаток газовых турбин путем испарения жидкости в охлаждающем воздухе. Получены выражения, расчеты по которым показывают перспективность и возможность использования способа. При условиях, близких к натурным, испытана испарительная камера и охлаждаемая лопатка. *Лопатка; охлаждение; турбина; испарение; интенсификатор; температура; камера; жидкость; концентрация*

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в авиационных ГТД продолжается повышение температуры газа перед турбиной. Это позволяет увеличить КПД термодинамического цикла и удельную тягу двигателя, а также уменьшить его массу и размеры.

Турбинные сплавы на никелевой основе обеспечивают работоспособность деталей турбины при температурах газа не более 1300 К. Поэтому современные ГТД имеют системы охлаждения теплонапряженных деталей турбин. В первую очередь, это сопловые и рабочие лопатки. Используемые при охлаждении лопаток турбин системы внутреннего чисто конвективного охлаждения обеспечивают работу лопаток при температуре газа ниже 1550 К. Для охлаждаемых лопаток высокотемпературных турбин в ряде случаев очень сложно решить проблему охлаждения только за счет наращивания теплообмена по внутренней поверхности лопатки, так как возможности систем охлаждения для увеличения коэффициентов теплоотдачи имеют определенный предел.

При более высоких температурах лопатки охлаждаются конвективно-пленочным способом, заключающимся в том, что внутренняя поверхность лопаток охлаждается струйным или вихревым способами, а наружная — путем выдува охлаждающего воздуха через отверстия в стенке лопатки. Внедрение при охлаждении лопаток турбин систем внутреннего чисто конвективного охлаждения и конвективно-пленочного позволило довести температуру газа до 1800 К. Дальнейшее повышение температуры газа, по мере приближения ее к стехиометрической, будет происходить с

нарастающими трудностями и потребует новых, более жаропрочных материалов и более эффективных систем охлаждения.

К числу таких систем охлаждения относится воздушно-жидкостное [1, 2], в которой понижение температуры воздуха, охлаждающего лопатки, обеспечивается впрыском и испарением в нем жидкостей. На рис. 1 показано размещение испарительной камеры в конструкции ГТД.

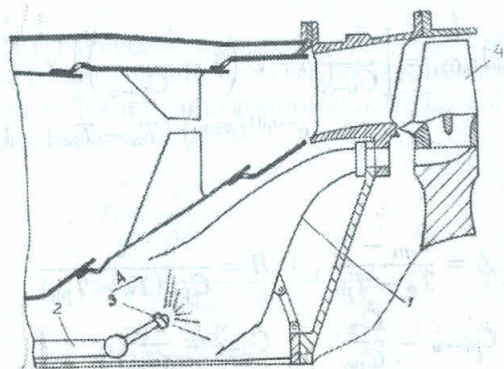


Рис. 1. Размещение испарительной камеры в конструкции ГТД: 1 — испарительная камера; 2 — магистраль для подачи жидкости; 3 — форсунка; 4 — рабочая лопатка

1. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

Рассмотрим, насколько использование жидкости позволяет в конечном итоге повысить температуру газа либо понизить температуру лопатки. Исходя из равенств эффективностей охлаждения лопатки с применением воздушно-жидкостной и воздушной си-

стем охлаждения можно получить

$$\begin{aligned} \Delta T_r &= \frac{\Theta}{\Theta - 1} \varphi_n \Delta T_{0,01}, \\ \Delta T_{\text{л}} &= \Theta \varphi_n \Delta T_{0,01}, \end{aligned} \quad (1)$$

где ΔT_r , $\Delta T_{\text{л}}$ — вклады испарения жидкости в повышение температуры газа, в снижение температуры лопатки, $\varphi_n = G_{\text{ж}}/G_{\text{в}}$ — концентрация вырванной жидкости в охлаждающем воздухе; $\Delta T_{0,01}$ — снижение температуры воздуха при $\varphi_n = 1\%$. Среди параметров Θ , φ_n , $\Delta T_{0,01}$, входящих в формулы (1), наибольший интерес представляет $\Delta T_{0,01}$, так как он зависит от множества величин и может быть найден из уравнения теплового баланса для паро-воздушно-жидкостной среды

$$\begin{aligned} C_{\text{рв}} G_{\text{в}} dT_{\text{в}} = & - \left\{ C_* (T_{\text{ри}} - T_{*\text{п}}) + \right. \\ & \left. + Z [L + C_{\text{рп}} (T_{\text{см}} - T_{\text{ри}})] \right\} dG_*. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь C_p , G , T — удельная теплоемкость, массовый расход, температура соответственно; индексы «в», «ж», «п», «ри», «см» — воздуха, жидкости, пара, равновесного испарения, смеси соответственно; L — удельная теплота парообразования; $Z = dG_{\text{п}}/dG_*$. Интегрирование уравнения (2) при постоянных теплофизических коэффициентах позволяет получить

$$\begin{aligned} \Delta T_{0,01} = & \left[\frac{\bar{C}_{\text{п-в}}^* A + Z \left(1 + \frac{B}{\bar{C}_{\text{п-в}}} \right) \right] \times \\ & \times \left(1 - e^{-0,01 \bar{C}_{\text{п-в}}} \right) (T_{\text{в}} - T_{\text{ри}}), \end{aligned} \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} A = \frac{T_{\text{ри}} - T_*}{T_{\text{в}} - T_{\text{ри}}}, \quad B = \frac{L}{C_{\text{рв}} (T_{\text{в}} - T_{\text{ри}})}, \\ \bar{C}_{\text{ж-в}} = \frac{C_{\text{ж}}}{C_{\text{рв}}}, \quad \bar{C}_{\text{п-в}} = \frac{C_{\text{рп}}}{C_{\text{рв}}}. \end{aligned}$$

На рис. 2 показаны результаты расчетов снижения температуры различных участков рабочей дефлекторной лопатки. Видно, что, так же как и при воздушном охлаждении, при воздушно-водяном охлаждении наиболее трудноохлаждаемым местом является входная кромка.

2. СТЕПЕНЬ ИСПАРЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ИСПАРИТЕЛЬНОЙ КАМЕРЕ

С точки зрения прочности лопатки важно, чтобы впрыскиваемая жидкость полностью испарилась в испарительной камере (рис. 1).

Оценим степень испарения жидкости в охлаждающем воздухе на выходе из испарительной камеры при следующих допущениях:

- температура жидкости равна температуре равновесного испарения;
- капли жидкости и охлаждающего воздуха движутся с одинаковой скоростью;
- коэффициент статического испарения не изменяется по тракту испарительной камеры.

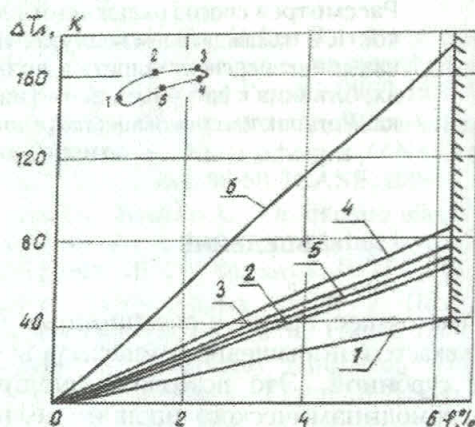


Рис. 2. Снижение температуры наружной поверхности лопатки при $Z=1$: линии 1–5 соответствуют номерным точкам профиля лопатки; линия 6 — снижение температуры охлаждающего воздуха

Уменьшение площади поверхности испаряющейся капли [3]

$$\frac{da^2}{d\tau} = \Omega, \quad (4)$$

где a — диаметр капли, τ — время, Ω — коэффициент статического испарения. Используя понятие характерной длины испарения l^* и времени τ^* из (4), получим характерный диаметр капли, полностью испаряющейся на длине l^* :

$$a^* = \sqrt{\frac{l^*}{W}} \Omega, \quad (5)$$

где W — скорость смеси.

При впрыске жидкости в испарительную камеру образуется полидисперсная смесь с относительным объемом капель

$$y(a_n) = \frac{a_{\text{max}}}{V_n} \frac{dV_n}{da_n}, \quad (6)$$

где V_n — начальный объемный расход капель. Если $a^* < a_{\text{max}}$, часть капель не успевает испариться в камере и на выходе из камеры эти капли будут иметь диаметры

$$a_{\text{вых}} = \sqrt{a_n^2 - a^{*2}} \quad (7)$$

и массу

$$m = \frac{1}{6} \pi a_{\text{ВЫХ}}^3 \rho_{\text{Ж}} \quad (8)$$

Учитывая, что $dV_{\text{Н}} = V_{\text{Н}} dn$ (dn – числовая плотность распределения капель на интервале $da_{\text{Н}}$ спектра распыла), из (6)–(8) определим степень испарения жидкости на выходе из испарительной камеры:

$$Z = 1 - \frac{G_{\text{ВЫХ}}}{G_{\text{Н}}} = 1 - \int_{a^*}^{a_{\text{max}}} \sqrt{\left[1 - \left(\frac{a^*}{a_{\text{Н}}}\right)^2\right]^3} \frac{y(a_{\text{Н}})}{a_{\text{max}}} da_{\text{Н}} \quad (9)$$

Обычно впрыск жидкости осуществляется с помощью центробежной форсунки, для которой относительный объем задается соотношением Розина–Рамлера

$$y(a_{\text{Н}}) = \frac{K}{a_o^k} a_{\text{Н}}^{k-1} e^{-\left(\frac{a_{\text{Н}}}{a_o}\right)^k} a_{\text{max}} \quad (10)$$

Расчеты, выполненные по формуле (9) с учетом (10), позволили получить графики функций $Z = f\left(\frac{a^*}{a_{\text{max}}}, K\right)$, показанные на рис. 3.

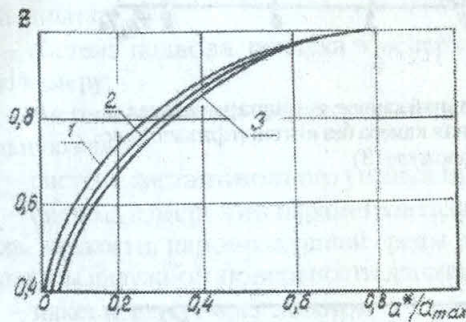


Рис. 3. Степень испарения жидкости: 1 – $K = 1,73$; 2 – $K = 2,11$; 3 – $K = 2,41$

3. РАСХОД ОХЛАДИТЕЛЯ

Впрыск и испарение жидкости в испарительной камере могут повлиять на расход охладителя через лопатку. На практике в качестве расходной характеристики охлаждаемой лопатки используется приведенный расход охладителя (воздух, паровоздушная смесь)

$$\bar{G} = \frac{G\sqrt{T}}{P} \quad (11)$$

В некотором сечении на входе в охлаждающую полость лопатки для массового расхода, динамического напора, плотности и газодинамической функции можно записать соответственно:

$$\begin{aligned} G &= \rho W F, \\ \Delta P &= \frac{\rho W^2}{2}, \\ \rho &= \frac{P}{RT}, \\ \Pi &= \frac{P}{P + \Delta P}, \end{aligned} \quad (12)$$

где F – площадь сечения. Из (11) и (12) имеем

$$\bar{G} = F \sqrt{\frac{2(1 - \Pi)}{R\Pi}} \quad (13)$$

Для оценки влияния впрыска и испарения жидкости в охлаждающем воздухе на расходные характеристики рассмотрим отношение приведенных расходов охладителя при паровоздушной и воздушной системах охлаждения. Из (13) имеем

$$\frac{\bar{G}_{\text{ПВ}}}{\bar{G}_{\text{В}}} = \sqrt{\frac{R_{\text{В}} \Pi_{\text{В}} (1 - \Pi_{\text{ПВ}})}{R_{\text{ПВ}} \Pi_{\text{ПВ}} (1 - \Pi_{\text{В}})}} \quad (14)$$

По сравнению с расходом циклового воздуха расход охладителя невелик и при одном и том же давлении за компрессором $\Pi_{\text{ПВ}} = \Pi_{\text{В}}$. Учитывая зависимости

$$\begin{aligned} R &= \frac{\bar{R}}{M}; \\ M &= \frac{M_{\text{В}} M_{\text{П}}}{(M_{\text{В}} - M_{\text{П}}) r + M_{\text{П}}}; \\ r &= \frac{\varphi Z}{1 + \varphi Z}, \end{aligned} \quad (15)$$

из (14) получим

$$\frac{\bar{G}_{\text{ПВ}}}{\bar{G}_{\text{В}}} = \left[\sqrt{1 + r \left(\frac{M_{\text{В}}}{M_{\text{П}}} - 1 \right)} \right]^{-1}, \quad (16)$$

где $M_{\text{В}}$, $M_{\text{П}}$ – молярные массы воздуха и пара впрыскиваемой жидкости. Расчеты, выполненные по формуле (16) для концентраций воды до 7% и при полном ее испарении, показали, что отличие приведенных расходов через лопатку паровоздушной смеси и воздуха незначительно и не превышает 2%.

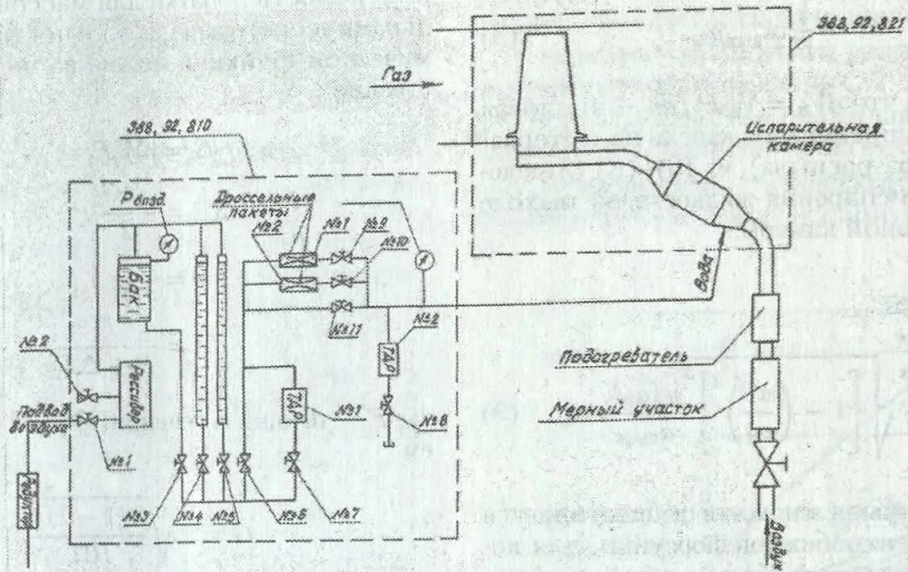


Рис. 4. Схема экспериментальной установки

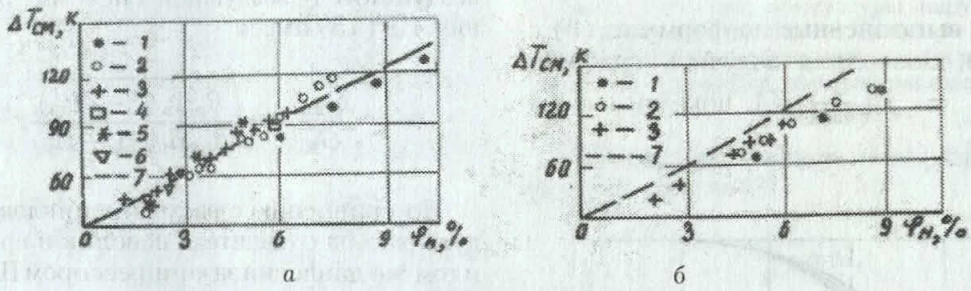


Рис. 5. Снижение температуры охладителя в испарительной камере: а – испарительная камера с интенсификатором испарения; б – испарительная камера без интенсификатора испарения; 7 – рассчитано по формуле (3)

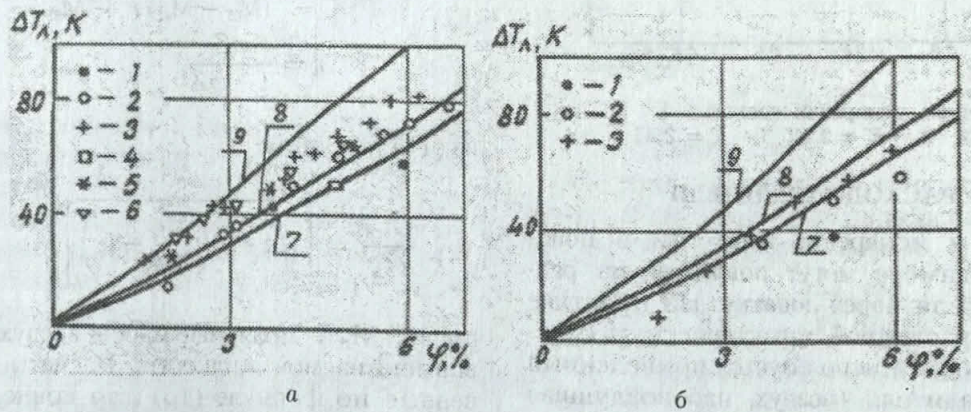


Рис. 6. Снижение температуры наружной поверхности спинки лопатки: а – испарительная камера с интенсификатором испарения; б – испарительная камера без интенсификаторов испарения; 1, 4, 7 – $\Pi_{л} = 1,4$; 2, 5, 8 – $\Pi_{л} = 1,8$; 3, 6, 9 – $\Pi_{л} = 2,2$

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Процессы теплообмена в воздушно-паро-жидкостном потоке в испарительной камере происходят с наличием межфазовых взаимодействий и отличаются значительной сложностью.

Численное исследование задачи можно проводить на базе математической модели [4, 5]. Уравнения в модели записаны с рядом допущений и использованием теплообменных коэффициентов, для изучения которых необходимы экспериментальные работы.

Для обоснованного физического моделирования натуральных процессов в испарительной камере в [5] методом масштабных преобразований получено множество чисел подобия. Исходя из опыта моделирования сложных теплообменных процессов, можно отметить, что при характеризующих явление числах подобия больше трех воссоздать на модели натурное явление невозможно.

Таким образом, изучение эффективности воздушно-жидкостной системы охлаждения проводилось на установке, в которой реализуются натурные параметры. Схема установки приведена на рис. 4.

Основными системами и узлами установки являются следующие:

- система подачи горячего газа к испытываемой лопатке;
- система подвода воздуха в испарительную камеру;
- система подвода жидкости в испарительную камеру;
- система дистанционного управления;
- система измерения параметров газа, воздуха, жидкости, паровоздушной среды и температуры паружной поверхности лопатки;
- пакет испытываемых лопаток;
- испарительная камера.

Для определения эффективности охлаждения лопатки средняя лопатка из пакета препарировалась термопарами. Исследовались испарительные камеры двух типов — с интенсификатором испарения и без него. Интенсификатор испарения представляет собой многослойную сетку, устанавливаемую в проточной части испарительной камеры. Измерялась температура охлаждающего воздуха до испарительной камеры и температура паровоздушной среды перед входом в лопатку. Обрабатывались эксперименты, в которых происходило полное испарение воды в испарительной камере. На рис. 5, 6 показаны зави-

симости снижения температуры охладителя $\Delta T_{см}$ и температуры наружной поверхности спинки лопатки $\Delta T_{л}$ от концентрации впрыснутой воды. Видно, что наличие интенсификатора испарения приводит к более полному испарению воды в испарительной камере. Для этого случая экспериментальные точки хорошо согласуются с соответствующими расчетными кривыми, построенными по формулам (3) и (1).

Опытное исследование расходных характеристик лопатки показало, что приведенные расходы охладителя при паровоздушном и чисто воздушном охлаждении практически (2,5%) не отличаются друг от друга. Это совпадает с результатами расчетов по формуле (17).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изложенные в настоящей статье разработки направлены на решение проблемы повышения температуры газа перед турбиной авиационных ГТД путем снижения температуры воздуха, охлаждающего лопатки турбины. Показано, что система воздушно-жидкостного охлаждения позволяет при малых расходах потребляемой жидкости ($\varphi < 7\%$) существенно понизить температуру лопатки. Важно, что конструкция системы расположена внутри двигателя, в непосредственной близости от турбины. Несмотря на малую длину испарительной камеры, можно подобрать расчетным путем параметры системы, позволяющие полностью испарить жидкость в испарительной камере. При этом приведенные расходы охладителя через лопатку практически не отличаются для случаев чисто воздушно- и паровоздушного охлаждения. На базе математической модели теплообмена в испарительной камере сделан вывод о необходимости натуральных испытаний на установке. Экспериментальные исследования подтвердили правильность разработанных в статье расчетных методик. Перспективным в развитии воздушно-жидкостного охлаждения лопаток турбин является численно-экспериментальное исследование, а также внедрение систем в ГТД с температурой около 1900 К.

БЛАГОДАРНОСТИ

Авторы выражают глубокую признательность профессору В. А. Трушину за полезные конструктивные советы и консультации, научным сотрудникам В. Ф. Шаякберову и А. В. Середе (лаборатория «Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины» при УГАТУ), а также сотрудникам НПП «Мотор» В. Н. Гусеву и Ф. С. Гепштейну за помощь в проведении экспериментальных исследований и активные обсуждения полученных результатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лукачев В. П., Данильченко В. П., Резник В. Е.** Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения высокотемпературных турбин авиационных ГТД. Куйбышев: КуАИ. 1983. 120 с.
2. **Ван Фоссен К.** Применение впрыска в систему охлаждения турбины для повышения мощности турбины в аварийных условиях // Энергетические машины и установки. 1983. Т. 105, № 3. С. 154–163.
3. **Раушенбах Б. В. и др.** Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1964. 521 с.
4. **Ивандаев А. И., Кутушев А. Г., Нигматуллин Р. И.** Газовая динамика многофазных сред. Ударные и детонационные волны в газозвезях // Итоги науки и техники. Сер. Механика жидкости и газа. М.: Изд-во ВИНТИ, 1981. Т. 16. С. 209–187.

5. **Искаков К. М., Шаталов Ю. С., Шаякберов В. Ф.** Уравнения тепломассопереноса двухфазных сред во вращающихся каналах // Краевые задачи. Пермь: ППИ, 1989. С. 149–156.

ОБ АВТОРАХ



Искаков Касим Минвалевич, профессор кафедры теории авиационных и ракетных двигателей УГАТУ. Дипл. инж.-механик по авиадвигателям (УАИ, 1971). Д-р техн. наук (УГАТУ, 1995). Исследования в области перспективных систем охлаждения лопаток турбин.



Шаталов Юрий Сергеевич (1940–2000), проф., засл. деятель народн. образов. РБ. Возглавлял кафедру высш. математики УГАТУ. Дипл. инж.-механик по авиадвигателям (УАИ, 1962). Д-р техн. наук (Тамбов, 1981). Исследования в области математического моделирования тепломассообменных процессов, функционально-интегральных уравнений теплофизических характеристик.