

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОПРЯЖЕННОЙ ЗАДАЧИ ТРЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТРАНСПИРАЦИОННОМ ОХЛАЖДЕНИИ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

АННОТАЦИЯ

Разработана модель численного расчета теплообмена в сопловых лопатках высокотемпературных газовых турбин с транспирационным охлаждением. Модель включает совместный численный расчет конвективного теплообмена, теплообмена в каналах транспирации и кондуктивного теплообмена в твердом теле лопатки.

Обсуждаются результаты, характеризующие структуру внешнего течения, течения в каналах транспирации и в областях выдува. Представлены распределения эффективности охлаждения, удельных тепловых потоков, коэффициентов трения по контуру сопловой лопатки турбины и определена возможность получения приемлемого уровня температуры стенки при температуре газа на входе в турбину 1800К и относительном расходе охладителя $\bar{G}_{\text{охл}} = 5,9\%$. Отмечается, что коэффициент потерь на 1,6% больше, чем у традиционной лопатки.

1. ВВЕДЕНИЕ

Разработка расчетных методов, позволяющих рассчитывать тепловое состояние элементов прочной части высокотемпературных газовых турбин посвящено множество работ [1–9]. Наибольший интерес среди известных способов охлаждения представляет транспирационная система охлаждения лопаток турбин, позволяющая получить высокий уровень эффективности охлаждения и требуемый уровень температуры стенки при малых расходах охладителя и при минимальном снижении КПД турбины [2]. Наиболее корректной постановкой задачи в данном случае является сопряженная постановка расчета трения и теплообмена [2–7].

2. МОДЕЛЬ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Разработанная физическая модель течения включает анализ течения в зоне газового потока, в каналах охлаждения и зоне твердого тела, для которых математическое описание физических явлений будет различно. Течение газового потока в межлопаточном канале (внешнее течение) и в каналах системы охлаждения (внутреннее течение) моделировалось уравнениями Навье – Стокса при замыкании SST $k-\omega$ моделью турбулентности, а кондуктивный теплообмен в стенке – уравнением Фурье.

Следует отметить, что моделирование сопряженной задачи трения и теплообмена обусловлено взаимным влиянием высокоинтенсивных процессов теплообмена в пристенных областях и неравномерностью температуры стенки [7]. В качестве условия сопряжения на границе «газ – твердое тело» выполняются непрерывность температуры $T_{cm}^{flow} = T_{cm}^{solid}$ и баланс тепловых потоков $q_{cm}^{flow} = q_{cm}^{solid}$.

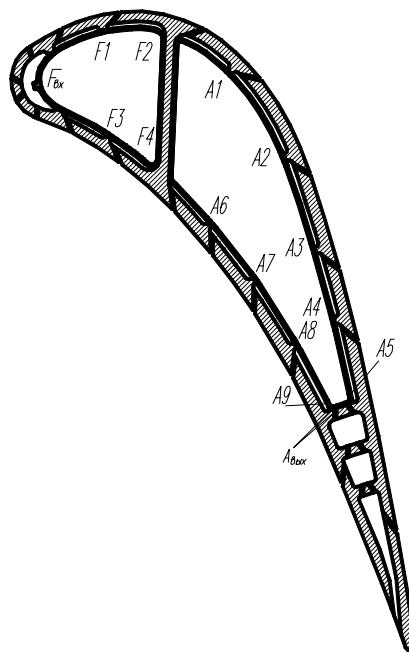


Рис. 1. Область расчета: $F_{\text{вх}}$, F1–F4 – входы охладителя в первом канале; $A_{\text{вых}}$, A1–A9 – входы охладителя во втором канале

Моделирование проведено для установившегося, турбулентного пограничного слоя при учете сжимаемости. Параметры потока в первой ступени: $T_r^* = 1800\text{K}$, $p_r^* = 1,068\text{МПа}$, $G_r = 100\text{кг/с}$, $p_r = 0,6586\text{МПа}$. Геометрические характеристики решетки (рис. 1): $h=110\text{мм}$, $R_{\text{ср}}=645\text{мм}$, $z=40$, $\bar{r} = 0,746$, $b=135,86\text{мм}$, $R_{\text{вх.кр}}=7\text{мм}$, $R_{\text{вых.кр}}=0,7\text{мм}$, $\alpha_0=80^\circ$, $\alpha_1=15,7^\circ$, $a_r=23,73\text{мм}$, $d_{\text{отв}}=0,5\text{мм}$.

Определение минимального расхода охладителя при заданных начальных условиях выполнен при заданном распределении отверстий по обводу профиля. При выборе расчетной сетки учтена заданная геометрия каналов охлаждения. Полученные численные решения при варьировании расхода охладителя, позволили определить минимальный расход для каждого ряда отверстий, для поддержания температуры защищаемой поверхности на уровне $T_w \leq 1000\text{K}$. Граничные условия на входе в каналы системы охлаждения представлены в табл. 1.

Анализ результатов численного исследования структуры течения вблизи струи, истекающей из щели на криволинейной стенке, а так же эффективности тепловой защиты стенки при комбинированном охлаждении показывают:

Таблица 1. Расход воздуха в каналах системы охлаждения

№ вар.	F1 – F4, A1 – A9		F _{вх} , A _{вых}	
	M, кг/с	\bar{g} , %	M, кг/с	\bar{g} , %
1	$0,6 \cdot 10^{-4}$	0,0946	$2,4 \cdot 10^{-4}$	0,3785
2	$1 \cdot 10^{-4}$	0,1577	$3 \cdot 10^{-4}$	0,473
3	$1,6 \cdot 10^{-4}$	0,2523	$4,8 \cdot 10^{-4}$	0,7569
4	$2 \cdot 10^{-4}$	0,3154	$6 \cdot 10^{-4}$	0,9462
5	$2,4 \cdot 10^{-4}$	0,3785	$7,2 \cdot 10^{-4}$	1,1355
6	$3 \cdot 10^{-4}$	0,473	$9,0 \cdot 10^{-4}$	1,42
7	$4 \cdot 10^{-4}$	0,63	$1,2 \cdot 10^{-3}$	1,89
8	$6 \cdot 10^{-4}$	0,93	$1,8 \cdot 10^{-3}$	2,79

1. Профиль скорости в каналах транспирации несимметричен относительно оси в отличие от профиля скорости при турбулентном течении в трубе (рис. 2) и имеет максимум, сильно сдвинутый к стороне, прилегающей к предыдущему защищаемому участку. Это объясняется как локальным нагревом охладителя с этой стороны, так и влиянием сносящего потока.

2. В области выдува (рис. 3) наблюдается деформирование профиля скорости выдуваемого газа со смещением максимума к стенке находящейся вниз по потоку. Это объясняется влиянием сносящего потока, который деформирует струю выдуваемого газа, тем самым, уменьшая проходное сечение транспирационного канала.

3. Вниз по потоку за выдувом охладителя (рис.4) наблюдается быстрая эволюция профиля скорости от менее полного у стенки (полнота профиля зависит от угла выдува) к традиционному, турбулентному. Таким образом, за местом выдува завеса очень быстро теряет свою газодинамическую индивидуальность, что подтверждается данными [3].

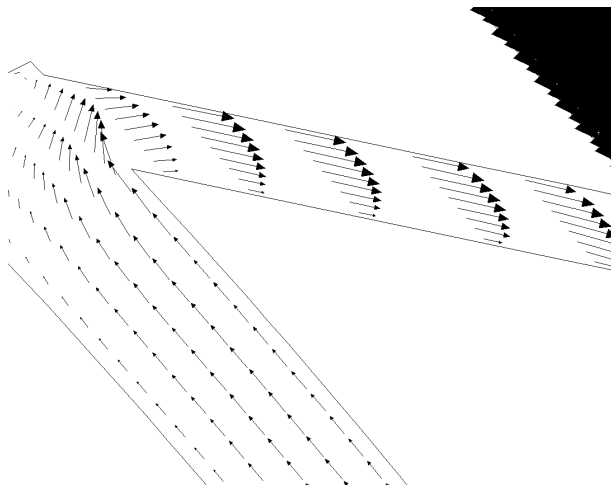


Рис. 2. Структура потока в канале транспирации

4. Вниз по потоку за местом выдува охладителя при углах выдува $40^\circ-50^\circ$ и расходах охладителя $\bar{g} > 0,25\%$ (рис. 5) наблюдается рециркуляционная зона с размерами, зависящими от интенсивности выдува, что определяется локальным отрывом струи от защищаемой поверхности с последующим ее присоединением и подтверждается эксперимен-

тальными данными [9]. После присоединения струи профиль скорости становится традиционным, турбулентным.

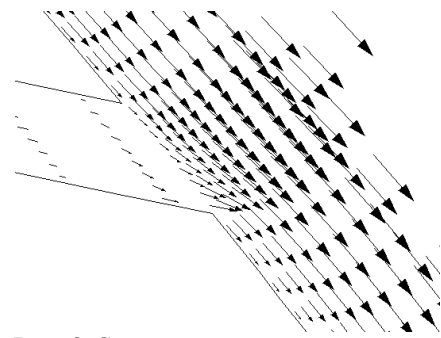


Рис. 3. Структура потока в месте выдува

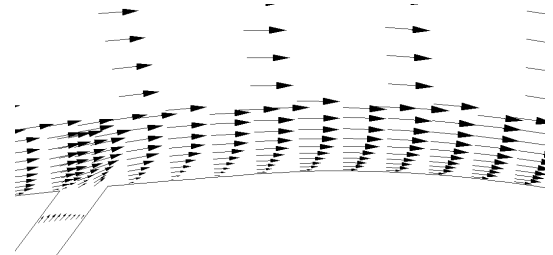


Рис. 4. Структура потока за местом выдува

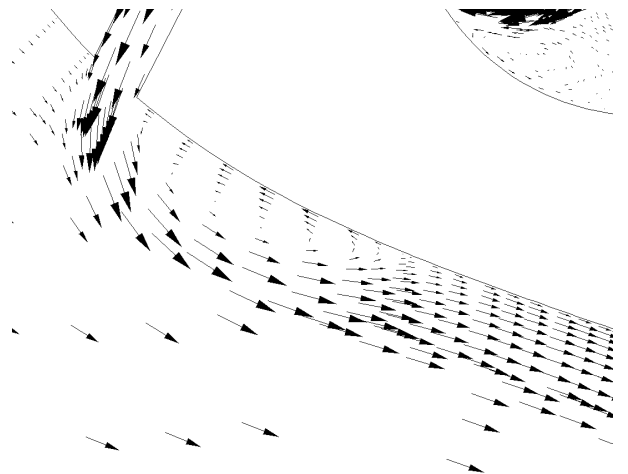


Рис. 5. Структура потока за местом выдува

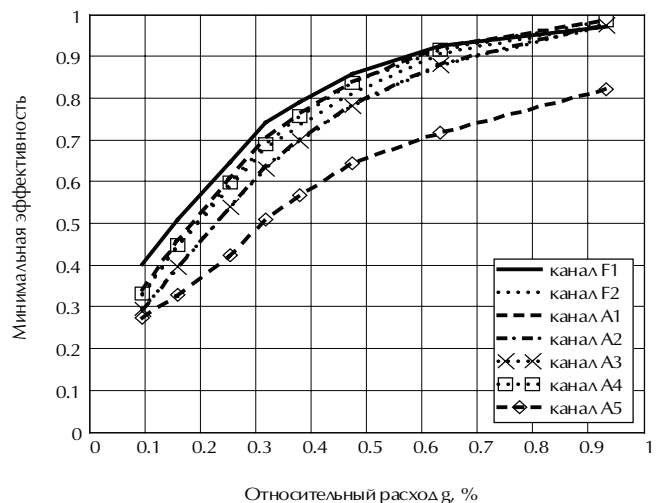


Рис. 6. График изменения минимальной эффективности охлаждения $\theta(g)$ для каналов, расположенных по «корытцу»

5. На основе полученных зависимостей эффективности охлаждения θ_{\min} на защищаемых участках от относительного расхода \bar{g} (рис. 6–7) были определены минимальные расходы охладителя для каждого канала охлаждения. Распределение суммарного расхода между каналами охлаждения представлено в табл. 2. Суммарный расход охладителя для участков «спинки» и «корытца» составил 5,9%.

6. Распределение удельных тепловых потоков в стенку (рис. 9) показывает, что на начальном участке наблюдаются тепловые потоки, направленные от стенки к выдуваемому газу. Это объясняется влиянием теплообмена в стенке, что приводит к более высокой температуре стенки лопатки по сравнению с температурой выдуваемого газа.

7. Анализ распределения коэффициента трения C_f (рис. 10) показывает, что при применении транспирации коэффициенты трения уменьшились на начальных участках спинки и корытца, а ближе к выходной кромке влияние выдува уменьшается и коэффициент трения стремится к коэффициенту при обтекании непроницаемого профиля. Из анализа графиков распределения эффективности охлаждения θ (рис. 11), видно, что на защищаемом участке между щелями имеется минимум эффективности в отличие от эффективности за одной щелью, где она монотонно убывает вниз по потоку за местом выдува. Это объясняется влиянием последующей щели.

8. Из распределения эффективности охлаждения θ (рис. 11), видно, что на защищаемом участке между щелями имеется минимум эффективности в отличие от эффективности за одной щелью, где θ монотонно убывает вниз по потоку за местом выдува. Это объясняется влиянием последующей щели.

9. Введение транспирационного охлаждения приводит к дополнительным потерям в сопловой решетке, связанным с затратами энергии на разгон и нагрев выдуваемого воздуха. Эти потери оценивались

коэффициентом ζ . Из анализа изменения коэффициента потерь ζ в зависимости от суммарного расхода охладителя (рис. 8) установлено, что увеличение расхода воздуха на охлаждение приводит к росту коэффициента потерь ζ .

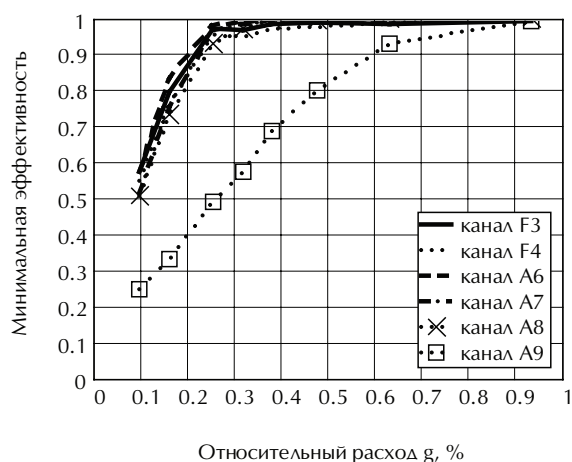


Рис. 7. График изменения минимальной эффективности охлаждения $\theta(g)$ для каналов, расположенных по «спинке»

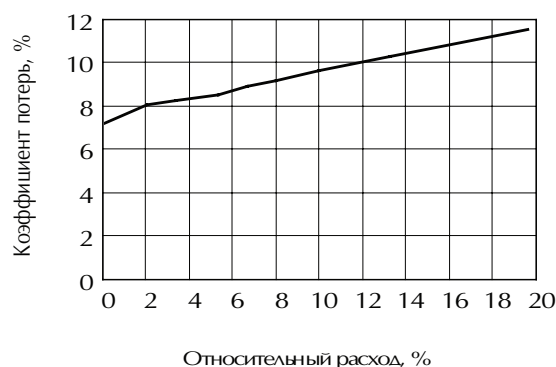


Рис. 8. График изменения коэффициента потерь ζ от суммарного расхода воздуха на охлаждение

Таблица 2. Минимальный расход воздуха в каналах системы охлаждения

№ канала	F1	F2	F3	F4	A1	A2	A3	A4
$\bar{g}, \%$	0,305	0,37	0,14	0,15	0,34	0,405	0,41	0,35
$M \times 10^{-3}, \text{ кг/с}$	0,1967	0,2387	0,09	0,0968	0,219	0,2613	0,2645	0,2258
№ канала	A5	A6	A7	A8	A9	F _{вх}	A _{вых}	A _{сум}
$\bar{g}, \%$	0,65	0,13	0,15	0,155	0,41	1,2	1,035	5,9
M, кг/с	0,4194	0,0839	0,0968	0,1	0,2645	0,774	0,6677	3,8

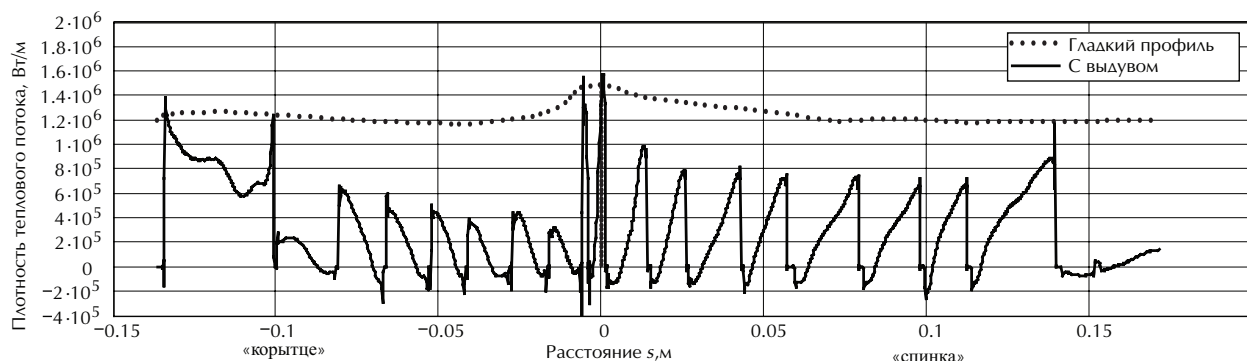


Рис. 9. Распределение плотности теплового потока $q(s)$ по обводу профиля

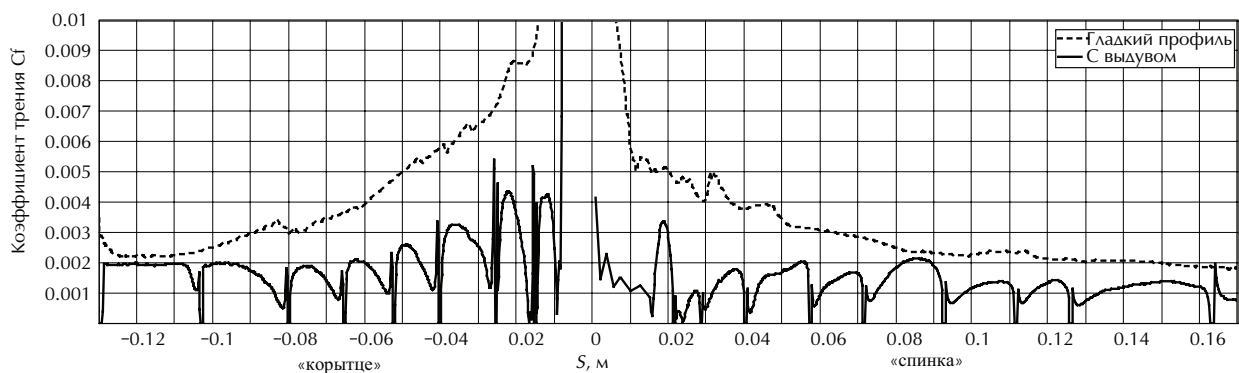


Рис. 10. Распределение коэффициента трения $C_f(s)$ по обводу профиля

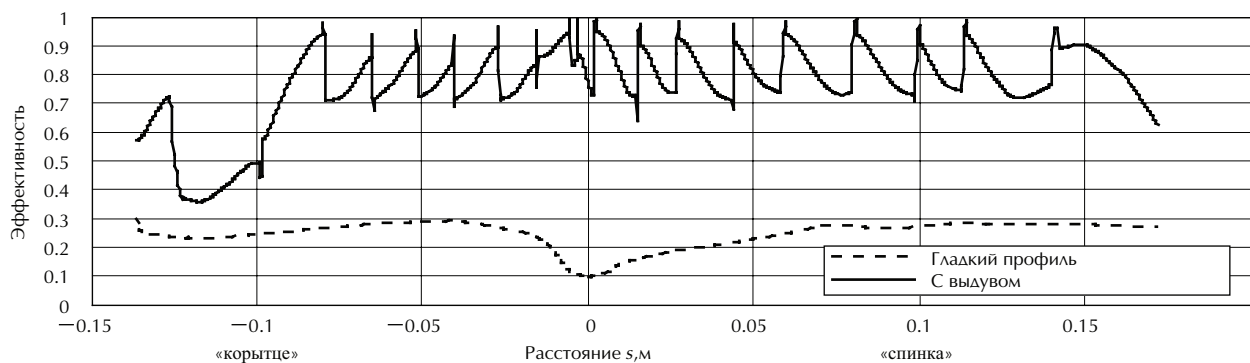


Рис. 11. Распределение эффективности комбинированного охлаждения $\theta(s)$ по обводу профиля

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанный метод расчета позволяет оптимизировать распределение транспирационных отверстий в области входной и выходной кромок и по обводу профиля в отличие от обычных конструкторских решений, когда отверстия располагаются симметрично.

Показана возможность достижения эффективности охлаждения $\theta = 0,72$ при $T_r^* = 1800\text{K}$ и $T_w = 1000\text{K}$, относительном расходе охладителя $\bar{g} = 5,9\%$, меньшем по сравнению с конвективно-пленочным охлаждением на 2%. При этом коэффициент потерь составил 9%, что на 1,6% больше, чем у лопатки без транспирации.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

T – температура газа, К;
 d – диаметр, м;
 G – расход газа, кг/с;
 $\bar{g}_{\text{охл}}$ – относительный расход газа на охлаждение;
 s – текущая координата вдоль стенки, м;
 θ – эффективность охлаждения;
 ζ – коэффициента потерь;
 C_f – коэффициент трения;
 q – удельный тепловой поток, Вт/м;
 p – давление, Па.
 Индексы:
 г – параметры газа перед турбиной;
 охл – параметры охлаждающего газа;
 ∞ – параметры в ядре потока;
 w – параметры на стенке;
 * – параметры заторможенного потока;
 0 – параметры потока на входе;
 1 – параметры потока на выходе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леонтьев А.И., Осипов М.И., Манушин Э.А., Иванов В.Л. «Теплообменные аппараты и системы охлаждения ГТ и КУ». М.: Издательство МГТУ, 2001. С. 541.
2. Осипов М.И. «Сопряженный теплообмен в перспективных системах тепловой защиты проточных частей высокотемпературных энергетических установок», Сб. тезисов докладов международной конференции «Образование через науку». М.: Издательство МГТУ, 2005. С. 448–449.
3. Osipov M., Gutshin A. «The Conjugate Problem of Heat and Mass Transfer in Porous Media Section with Blowing of Coolant», Proc. Of International Conference and Exhibit Heat Exchangers for sustainable development., Lisbon, Portugal, 1998. P. 497–504.
4. Осипов М.И., Моляков В.Д., Тумашев Р.З. и др. «Исследование перспективных методов тепловой защиты проточных частей двигателей и энергоустановок» // Сб. тезисов докладов Международной научно-технической конференции «Авиадвигатели XXI века». М., 2005. С. 306–307.
5. Osipov M., Eliseev Yu., Shy W. et.al. «Simulations of Turbulent Flows in Channel with GasInjection in near wall Regions», Proc. of the 3-d workshop on Magnetic-Plasma Aerodynamics in Aerospace Applications, RAS, IVTAN. M., 2001. P. 122–124.
6. Osipov M. «Efficiency of Film Cooling with Influence of Surface Roughness», Proc. Int. Conf. «Heat Transfer», Brighton, Chem Y. Taylor. 1994. V. 3. P. 95–101.
7. Лыков А.В., Перельман Т.Л. В кн.: «Тепло- и массообмен с окружающей газовой средой». 1956. С. 496.
8. Галицейский Б.М., Совершенный В.Д., Формалев В.Ф., Черный М.С. «Тепловая защита лопаток турбин». М.: Издательство МАИ, 1996. С. 356.
9. Ренухов В.М. Теория тепловой защиты стенки вдувом газа. Киев: Издательство Наукова думка, 1980.