

заменой ротора в условиях станции, регламентированы операции по переборке элементов МП.

На предприятиях «Энергомаш» освоено серийное производство магнитных подшипников, а электронные компоненты, система измерений и контроля, а также программы управления МП поставляются фирмой S2M. Однако в «Энергомаш» ведутся разработки собственной системы управления магнитными подшипниками и уже имеются положительные результаты.

Сейчас находятся в эксплуатации две газотурбинные станции с ГТ-009М (каждая по два энергоблока) в городах Екатеринбурге и Тамбове. Суммарная нагрузка блоков на середину июля 2009 г. составляет более 6 500 часов.

Достигнутые к настоящему времени специалистами «Энергомаш» результаты интеграции МП в конструкцию и систему управления газотурбинного блока, а также применение тиристорного преобразователя частоты можно считать успешными, что позволяет ускорить реализацию программы ввода новых станций – на 2009 г. запланирован запуск ещё трёх двухблочных станций в городах Магнитогорск, Щёлково и Сасово.

Литература

1. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – С. 206.
2. Активные электромагнитные подшипники для крупных энергетических машин//ВНИИЭМ. Техн. Информ, – ОАБ.– 10 с.

УДК 621.438:226.2

СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК СОВРЕМЕННЫХ ГТД

А.А. Халатов

Доктор технических наук, профессор, заведующий отделом*

Контактный тел.: 8 (044) 456-93-02

E-mail: khalatov@vortex.org.ua

И.И. Борисов

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник*

Контактный тел.: 8 (044) 456-28-53

E-mail: borisov@vortex.org.ua

*Отдел высокотемпературной термогазодинамики

Институт технической теплофизики НАН Украины

ул. Желябова, 2а, г. Киев, Украина, 03057

Ю.Я. Дашевский

Ведущий инженер-конструктор

Отдел турбин

ГП НПКГ «Зоря-Машпроект»

пр. Октябрьский, 42а, г. Николаев, Украина, 54018

Контактный тел.: 8 (0512) 49-76-20

E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

В настоящей статье, в виде краткого обзора, представлены наиболее часто применяемые в современных высокотемпературных энергетических ГТД схемы охлаждения сопловых и рабочих лопаток первой ступени. На основе данных, приводимых в открытой литературе, и собственного опыта проектирования рассмотрены достоинства и недостатки этих схем

Ключевые слова: охлаждение, двигатель, температура

The present report gives a brief survey of the turbine first stage nozzle vanes and blades cooling circuits which are often being used in modern advanced gas turbines for power generation. Based on the data from the open literature and own designing experience, advantages and disadvantages of these circuits are considered

Keywords: cooling, the engine, temperature

1. Введение

Повышение температуры газа на входе в турбину остается одним из основных направлений увеличения экономичности ГТД любого назначения, а также соз-

даваемых на их базе газотурбинных установок (ГТУ) и парогазотурбинных установок (ПГУ).

К 2000 году в ряде зарубежных стационарных ГТД большой мощности, таких как M501G, M701G, M701H фирмы «Мицубиси», MS7001G, MS9001G, MS9001H

Основные отличия лопаток, изображенных на рис. 3 и 4, заключаются в форме профиля, и в количестве рядов отверстий пленочного охлаждения. Подобные, но несколько упрощенные решения, характерны и для стационарных ГТД небольшой мощности. Для примера, на рис. 5 показана СЛ первой ступени двигателя «Cyclone» фирмы «Альстом» номинальной мощностью 13,4МВт с температурой газа на входе в ротор турбины 1250 °С [5]. Аналогичные конструктивные решения характерны и для большинства СЛ первых ступеней современных авиационных ГТД.

В качестве недостатков такого способа охлаждения следует отметить необходимость выполнения в дефлекторах большого количества мелких отверстий, склонных к засорению, что особенно актуально для двигателей малой мощности.

		Температура °С	
W501A (1968)		температура газа	888
		ср. температура металла	878
		макс. температура поверхности	926
W501B (1973)		температура газа	993
		ср. температура металла	789
		макс. температура поверхности	899
W501DS (1980)		температура газа	1107
		ср. температура металла	754
		макс. температура поверхности	879
501F (1990)		температура газа	1260
		ср. температура металла	760
		макс. температура поверхности	871

Рис. 3. Развитие схем охлаждения СЛ первой ступени двигателей фирмы «Вестингауз»



Рис. 4. Схема охлаждения СЛ первой ступени двигателя M701G1

В то же время переход на 3-D профилирование лопаточных аппаратов турбин затрудняет применение дефлекторных схем охлаждения лопаток вследствие появления криволинейных образующих пера лопатки. По этой причине в последние годы начали применяться схемы охлаждения, показанные условно на рис. 6, которые раньше были характерны для РЛ. Еще одной важной особенностью высокотемпературных СЛ является применение сложных систем пленочного охлаждения торцевых поверхностей, которые комбинируют со струйным обдувом. На рис. 7 из работы [6] показана схема пленочного охлаждения полки СЛ первой ступени перспективного ГТД.

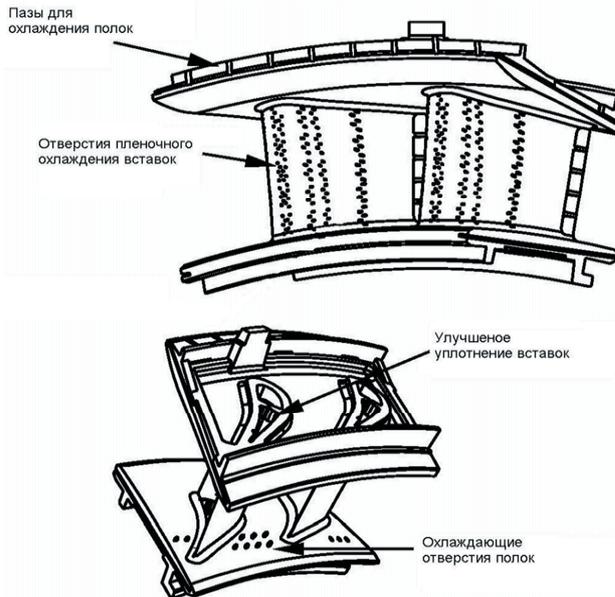


Рис. 5. Сопловые лопатки первой ступени двигателя «Cyclone» фирмы «Альстом»

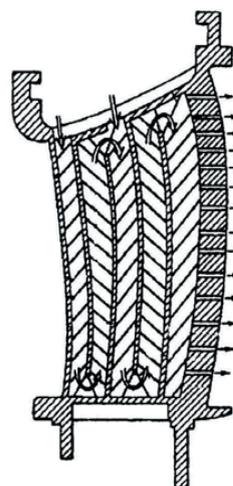


Рис. 6. Сопловая лопатка с петлевой схемой течения воздуха

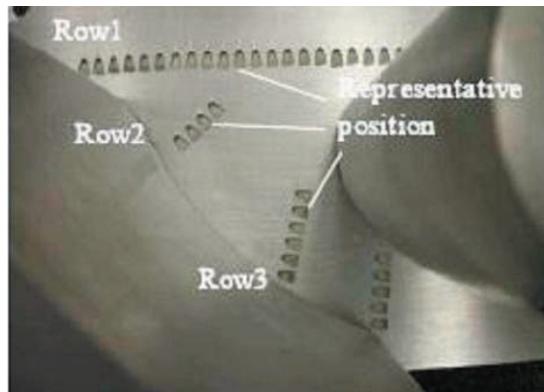


Рис. 7. Схема охлаждения полки СЛ первой ступени

Кроме этого, в настоящее время проводятся обширные исследования по повышению эффективности пле-

ночного охлаждения. В частности, исследуются отверстия сложной формы, расширяющиеся к выходу (так называемые, «shaped holes», которые и показаны на рис. 7), а также отверстия, выход из которых производится в специальные пазы (по зарубежной терминологии «trenches»). По данным целого ряда исследований, например, [7],[8] это позволяет существенно повысить эффективность пленочного охлаждения при всех исследованных коэффициентах вдува.

3. Схемы охлаждения рабочих лопаток

Анализ конструкций охлаждаемых РЛ современных ГТД различного назначения показал, что, независимо от мощности, абсолютное большинство РЛ имеет петлевою схему течения охладителя с ребрами-турбулизаторами малой высоты. Такие РЛ характерны, в частности, для двигателей фирм «Дженерал Электрик», «Роллс-Ройс», «Мицубиси», «Сименс-Вестингауз», ЗМКБ «Прогресс» и других. Причем, для этих лопаток характерно и широкое применение пленочного охлаждения. В качестве примера, на рис. 8 и 9 представлены варианты таких лопаток.

Как видно из рис. 8, в охлаждающих каналах лопатки ребра-турбулизаторы расположены под прямым углом к направлению течения воздуха. Такие конфигурации ребер-турбулизаторов были характерны для РЛ, разработанных в конце 80-х - начале 90-х годов. В дальнейшем были проведены обширные исследования по оптимизации геометрии этих ребер. В лопатках более поздних разработок применены ребра-турбулизаторы, расположенные под углом 45 или 60 градусов к направлению потока, V-образные, а также прерывистые ребра других конфигураций, которые обладают гораздо лучшими теплогидравлическими характеристиками. В частности, в РЛ, показанной на рис. 9, применены V-образные ребра.

Оценку эффективности этих ребер обычно проводят по двум параметрам: интенсификации теплообмена по сравнению с аналогичным гладким каналом (Nu/Nu_s) и по коэффициенту теплогидравлической эффективности $(Nu/Nu_s)/(f/f_s)^{1/3}$, т.е. в соотношении интенсификации теплообмена к корню кубическому прироста гидравлического сопротивления трения по сравнению с гладким каналом.

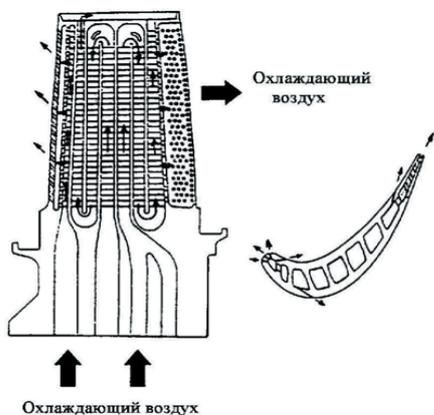


Рис. 8. Схема охлаждения рабочей лопатки первой ступени двигателя W501F фирмы «Вестингауз» [4]

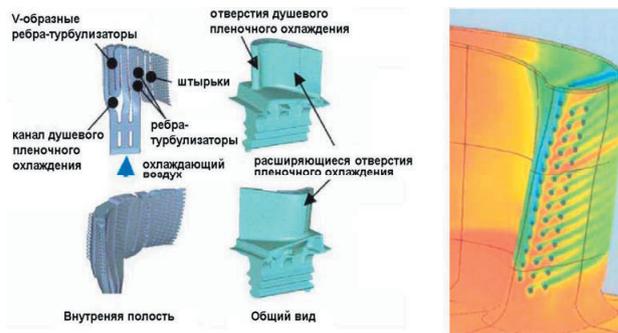


Рис. 9. Рабочая лопатка первой ступени двигателя L20A фирмы «Кавасаки» [9]

По данным работы [10], при использовании прямых ребер-турбулизаторов при оптимальных соотношениях высоты ребра к гидравлическому диаметру канала, а также к шагу между ребрами удается достичь величины отношений $Nu/Nu_s=2,2-2,7$, а отношений $(Nu/Nu_s)/(f/f_s)^{1/3} - 1,2-1,5$. При этом некоторые конфигурации прерывистых (разрезных) ребер позволяют достичь значений $(Nu/Nu_s) = 5$ и даже выше при $(Nu/Nu_s)/(f/f_s)^{1/3} > 2$. Это делает данный способ интенсификации теплообмена весьма перспективным для применения в охлаждаемых лопатках турбин. Однако, применение петлевых схем течения воздуха с ребрами-турбулизаторами имеет и ряд недостатков. Так, по опыту проектирования петлевых лопаток, гидравлические потери в U-образных поворотах из одного радиального канала в другой сопоставимы с потерями в этих каналах, а в ряде случаев даже превышают их. Это не позволяет обеспечить максимальную интенсивность теплообмена в охлаждающих каналах и снижает эффективность данного технического решения. В то же время, применение развитого пленочного охлаждения с организацией выпуска воздуха на наружную поверхность лопатки из отдельных каналов позволяет реализовать схемы течения охладителя, состоящие из нескольких независимых контуров, в каждом из которых используется весь располагаемый перепад давлений на лопатку, а, кроме того, уменьшить число U-образных поворотов.

Еще один недостаток заключается в существенной зависимости теплогидравлических характеристик охлаждающих каналов от фактических размеров ребер. Так как, независимо от конфигурации ребер-турбулизаторов оптимальная высота ребер составляет не более 0,1 от гидравлического диаметра канала, то в характерных для РЛ первой ступени ГТД мощностью 25 – 50 МВт каналах с гидравлическим диаметром 5-8 мм оптимальная высота ребра составляет порядка 0,5 мм. Как показали расчетные исследования, проведенные в ЦНИОКР «Машпроект», уменьшение фактической высоты ребер на отдельном участке с 0,5 мм до 0,4 мм в условиях, характерных для первых ступеней ГТД с температурой $T_{03} = 1300\text{ }^\circ\text{C}$ приводит к повышению температуры стенки лопатки на этом участке на 30 °С и более, что является неприемлемым. В то же время, обеспечить контроль геометрии всех ребер с достаточной точностью при серийном изготовлении лопаток технологически весьма проблематично.

Таким образом, в настоящее время появилась необходимость во внедрении новых, альтернативных способов охлаждения лопаток. В качестве одного из таких способов рассматривается циклонное охлаждение. Основной

принцип его заключается в тангенциальном подводе воздуха в охлаждающий канал лопатки (циклонную камеру) через дискретные отверстия или щели, что приводит к закрутке потока и значительной интенсификации теплообмена на внутренних стенках канала. Интерес к системам циклонного охлаждения, проявляемый в настоящее время рядом ведущих фирм-разработчиков ГТД обусловлен следующими причинами. Во-первых, согласно различным исследованиям (например, [11] и [12]), в циклонных камерах может быть достигнута интенсификация теплообмена по сравнению с гладким каналом $Nu/Nu_s = 4$ и даже выше, что является очень хорошим показателем. Во-вторых, интенсификация теплообмена при использовании традиционных способов охлаждения требует выполнения очень мелких турбулизаторов, что резко снижает технологичность таких лопаток.

К настоящему моменту уже проведен большой объем исследований в области циклонного охлаждения, применительно к лопаткам ГТД, разработан ряд технических решений, многие из которых защищены патентами. Достаточно подробный обзор схем циклонного охлаждения, применимых к охлаждаемым лопаткам приведен в [12]. В то же время, в открытой печати очень мало данных, по практическому применению циклонного охлаждения в охлаждаемых лопатках. Есть данные о применении в РЛ авиадвигателей для охлаждения входных кромок технического решения, показанного на рис. 10.

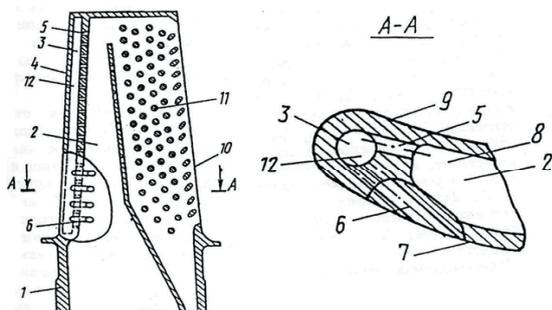


Рис. 10. Охлаждаемая лопатка турбомшины (патент РФ RU2117768)

В работе [13] представлены данные по модифицированию РЛ «двигателя средней мощности» фирмой «Солар» в соответствии со схемой, представленной на рис. 11. Согласно этим исследованиям, применение циклонного охлаждения (в данном случае, для охлаждения входной кромки) имеет потенциал для повышения температуры газа перед ротором турбины с 2150°F (1176°C) до 2300°F (1260°C) без применения пленочного охлаждения.

На основании обзора открытых источников следует также отметить, что «вихревые» охлаждаемые РЛ, внутренние полости которых состоят из вихревых матриц и которые широко используются в ГТД разработки ЦНИОКР «Машпроект», СНПО «Труд» и ряда других предприятий бывшего СССР, в зарубежных энергетических ГТД в настоящее время не применяются. В то же время, рядом зарубежных фирм, например, «Дженерал Электрик» в последние годы были проведены достаточно обширные исследования теплогидравлических характеристик вихревых матриц с изучением влияния вращения и ряда других факторов, что может служить косвенным подтверждением перспективности дальнейшего развития этого технического решения.

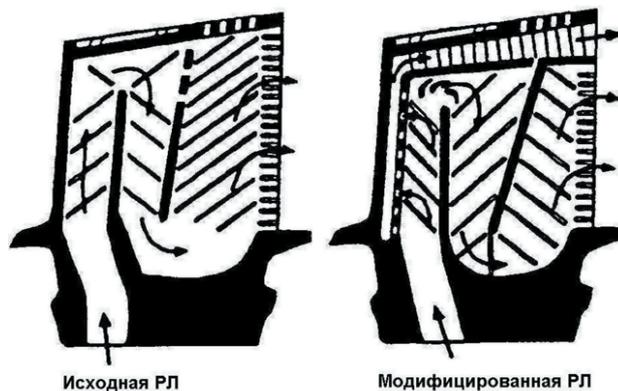


Рис. 11. Схемы системы охлаждения исходной и модифицированной РЛ разработки фирмы «Солар»

4. Выводы

На основании выполненного обзора конструкций охлаждаемых СЛ и РЛ можно сделать следующие выводы:

- достигнутые в последние годы успехи в совершенствовании систем охлаждения лопаточных аппаратов позволяют применить чисто воздушные системы охлаждения в энергетических ГТД большой мощности при температурах $T_{03} = 1500 - 1600^{\circ}\text{C}$;
- дальнейшее совершенствование систем охлаждения лопаток должно проводиться как по пути совершенствования систем внутреннего (конвективного) охлаждения, так и по пути совершенствования систем пленочного охлаждения;
- значительный практический интерес представляет внутреннее циклонное охлаждение лопаток, основанное на принципе закрученного потока в канале охлаждения.

Литература

1. Matsuzaki H., et al., "Development of advanced gas turbine", ASME Paper № 96- GT-294.
2. Gas Turbine World, January-February 2009, Volume 39 No1, p4.
3. Aoki S, et al., "Development of the Next Generation 1500°C-class Advanced Gas Turbine for 50 Hz Utilities", ASME Paper 96-GT-314.
4. Scalzo A. et al., "Evolution of Heavy – Duty Power Generation and Industrial Combustion Turbines in the United States" ASME Paper № 94- GT-488.
5. S. Ruch "Alstom 2002" // Turbomachinery International. May/June 2002.
6. E.Ito,K., Tsukagoshi et.al., "Development of Key Technologies for the Next Generation 1700°C-class Gas Turbine", ASME Paper № GT2009-59783.
7. Zhang D.H., et al., "Film Cooling from a Row of Holes with Both Ends embedded in Transverse Slots", ASME Paper GT2008-51501.
8. Abraham S., Ekkad S.V., et al., "Film Cooling Study of Novel Orthogonal Entrance and Shaped Exit Holes", ASME Paper GT2009-60003.
9. Sugimoto T., et al., "Development of a 20MW-class High Efficiency Gas Turbine L20A", ASME Paper GT-2002-30255.

10. Kizuka N., et al., "Test Results of Closed Circuit Cooled Blades for 1700°C Hydrogen –Fueled Combustion Gas Turbines" IGTC 99 Kobe TS-10 pp 343-350.
11. Glezer B. et al., "A Novel Technique for the Internal Blade Cooling" ASME Paper № 96- GT-181.
12. Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В, «Тепломассобмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков».- Киев, - 2005. - 500с.
13. Glezer B. et al., "Heat Transfer in a Rotating Radial Channel with Swirling Internal Flow" ASME Paper № 98- GT-214.

Визначено вплив конструктивного виконання газотурбінного двигуна і системи охолодження на показники енергозбереження контактної газопаротурбінної установки в умовах морського базування і експлуатації

Ключові слова: показники, енергозбереження, контактна газопаротурбінна установка

Определено влияние конструктивно-го исполнения газотурбинного двигателя и системы охлаждения на показатели энергосбережения контактной газопаротурбинной установки в условиях морского базирования и эксплуатации

Ключевые слова: показатели, энергосбережение, контактная газопаротурбинная установка

Effect of design of gas-turbine engine and cooling system on energy saving indices of contact gas-steam turbine plant in conditions of marine referencing and maintenance is defined

Key words: indices, energy saving, a contact gas-steam turbine plant

УДК 621.431.74:621.438

КОМПЛЕКСНОЕ ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ КОНТАКТНЫХ ГАЗОПАРОВЫХ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА МОРСКИХ ОБЪЕКТАХ

С.А. Кузнецова

Кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник*

С.Н. Мовчан

Начальник отдела**

Контактный тел.: 8 (0512)49-74-36

В.Н. Чобенко

Начальник отдела ЦНИОКР**

Контактный тел.: 8 (0512)49-74-19

**ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»

Октябрьский проспект, 42а, г. Николаев, Украина, 54018

E-mail – spe@mashproekt.nikolaev.ua

А.П. Шевцов

Доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник*

*ОАО «НЭТ»

а/я 17, г. Николаев, Украина, 54030

Контактный тел.: 8 (0512) 35-32-98

E-mail – aootnet@ukr.net

Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями

Ограниченность ресурсов жидких и газообразных топлив на материковой части Украины вызывает необ-

ходимость увеличения объемов добычи, переработки и транспортирования этих энергоносителей на континентальном шельфе Черного и Азовского морей. Проблемы энергосбережения и экологии при добыче и транспортировке газа и нефти в морских условиях требуют