

УДК 621.515

Розрахунок торцевого прилежового шару в осевому компресорі на основі фізмоделі течії, яка одержана в результаті чисельного експерименту за допомогою тестованого на різних об'єктах 3-D комплексу ANSYS CFX. Модель визначає інтегральні характеристики пристінної течії на різних режимах роботи

Ключові слова: модель, експеримент, компресор, лопатка, течія, зрив, ТПШ

Расчет торцевого пограничного слоя в осевом компрессоре на основе физмоделі течения, полученной в результате численного эксперимента с помощью тестированного на различных объектах 3-D комплекса ANSYS CFX. Модель определяет интегральные характеристики пристеночного течения на различных режимах работы

Ключевые слова: модель, эксперимент, компрессор, лопатка, течение, срыв, ТПС

The engineering method of calculation of wall boundary layer in the axial-flow compressor, developed on the basis of the physical model of the flow gained as a result of numerical experiment by means of earlier tested on various plants 3-D of complex ANSYS CFX is reduced. The gained model allows to determine integral performances of wall flows on various operational modes, including and the conditions, previous a rotating stall

Key words: model, experiment, the compressor, blade, flow, break-down, WBLs

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРЦЕВОГО ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

В. А. Коваль

Доктор технических наук, координатор НТЦ прогрессивных технологий*

Контактный тел. (057) 717-13-19, 95-95-94

E-mail: turbogaskoval1@rambler.ru

Е. А. Ковалева

Аспирант*

Контактный тел. (057) 717-13-19, 95-95-94

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН

Украины

ул. Дм. Пожарского, 2/10, г. Харьков, 61046

Введение

Пристеночные области течения в турбомашинах, особенно в многоступенчатых компрессорах, являются наиболее важными, но, к сожалению, менее изученными. В настоящее время нет другого удовлетворительного способа расчета загромождения потока или потерь на торцевых поверхностях, кроме эмпирических зависимостей. Вместе с тем, как показывают результаты исследований, здесь отсутствуют универсальные закономерности, учитывающие особенности реального течения, особенно на режимах, предшествующих вращающемуся срыву [1]. При этом характеристики газодинамической устойчивости многоступенчатого осевого компрессора (граница срыва, скорость и число срывных зон, их радиальная протяженность и др.), согласование его ступеней в большой степени определяются нарастанием пристеночного пограничного слоя (ПС), что делает эту процедуру особенно трудной [2].

На предсрывных режимах работы вследствие неуравновешенности радиального градиента давления оторвавшийся от поверхности профиля ПС перемещается под действием центробежных сил от корневого сечения лопатки к периферийному. Благодаря этому у корпуса машины происходит сложное «взаимодействие» пограничных слоев с поперечным течением в радиальном зазоре и соответствующим формировани-

ем торцевого ПС на выходе из РК. При этом во втулочных сечениях ПС утоняется [3].

Постановка задачи

При моделировании работы многоступенчатой осевой турбомшины существуют два способа учета эффектов загромождения ПС кольцевых поверхностей. В первом из них область вычислений занимает все сечения канала от корпуса до втулки с соответствующим полем расходной составляющей скорости, найденным с учетом концевых потерь.

Во втором случае расчеты ведутся между поверхностями тока, отстоящими от ограничивающих поверхностей на толщину вытеснения, и в уравнении неразрывности используется соответствующий коэффициент загромождения

$$K = \frac{(r_k - \delta_k^*)^2 - (r_b + \delta_b^*)^2}{r_k^2 - r_b^2} \quad (1)$$

В работе [4] отмечено, что, несмотря на сложный характер течения у кольцевых ограничивающих поверхностей, его можно рассматривать как обычный ПС. При этом пограничный слой, «разрушаемый» РК, превращается в слой трения, в котором усредненные течения за колесом имеют профили, близкие к стандартному во всем диапазоне режимов, т.е. описывае-

мом зависимостью $C = C_0(y/\delta)^n$. Принимая плотность неизменной в области торцевого ПС и вне его получаем известные соотношения:

$$\delta^* = \delta \frac{n}{n+1}; \delta^{**} = \delta \frac{n}{(n+1)(2n+1)}; \delta^{***} = \delta \frac{2n}{(n+1)(3n+1)}, \quad (2)$$

которые при $n = 1/7$ позволяют связать $\delta, \delta^*, \delta^{**}$ с толщиной потери механической энергии δ^{***} и уточнить эпюру скоростей в проточной части осевого компрессора.

Сложность задачи заключается в надежности определения истинной толщины ПС со стороны втулочной поверхности и корпуса машины.

Моделирование

На сегодняшний день, по-прежнему, основным методом изучения, проектирования и доводки остается физический эксперимент. Однако в последние 5 – 10 лет прослеживается тенденция увеличения в этом процессе доли численного эксперимента. Его преимуществами по сравнению с физическим экспериментом является существенно меньшие финансовые, трудовые и временные затраты, а также более высокая информативность получаемых результатов [5].

В связи с этим для построения физической и математической моделей формирования торцевого ПС, изучения вклада радиального зазора проведен численный эксперимент с помощью программного комплекса ANSYS CFX. Возможность применения этого 3-D пакета для численного эксперимента подтверждена авторами в результате разнопланового тестирования программного комплекса для различных объектов и режимов их работы [3].

Основой для анализа особенностей пристенных течений явилась математическая модель торцевого ПС, описанная в работе [6]. В этой работе при построении расчетной схемы формирования торцевого ПС у корпуса машины на предсрывных режимах рассмотрено исходное соотношение для объемных расходов в виде баланса

$$Q_{1\Delta r} + zQ_w = Q_2, \quad (3)$$

где $Q_{1\Delta r}$ - объемный расход жидкости в радиальном зазоре Δr в сечении на входе в рабочее колесо; z - число лопаток колеса; Q_w - объемный расход жидкости, сбрасываемой с лопатки в радиальном направлении; Q_2 - объемный расход жидкости в торцевом ПС на выходе из колеса.

В случае, когда величина радиального зазора равна толщине пограничного слоя на входе, получено выражение для $Q_{1\Delta r}$ в виде

$$Q_{1\Delta r} = \int_0^{\delta} u(r) dF = - \int_0^{\delta} U \left(\frac{y}{\delta} \right)^n r dr 2\pi r_k U \frac{\delta}{n+1} = 2\pi r_k U \frac{\Delta r}{n+1}, \quad (4)$$

где U - скорость на внешней границе ПС толщиной δ , n - показатель степени безразмерного профиля скорости $u/U = (C/\delta)^n$.

Вместе с тем, результаты зарубежных экспериментальных исследований [7], а также данные численного моделирования течения у концов лопаток, полученные с помощью современных 3-D программных комплексов [8], свидетельствуют о том, что ожидать значи-

тельных величин $Q_{1\Delta r}$ в области радиального зазора не приходится. Продольные составляющие скорости имеют здесь невысокие значения и составляют вдоль хорды профиля величину порядка 0...25 м/с. В приведенных работах отсутствуют данные, позволяющие оценить объемный расход $Q_{1\Delta r}$.

Для выявления картины течения в ПС при его отрыве и радиальном перемещении к периферийным сечениям РК, а также количественной оценки величины $Q_{1\Delta r}$ проведем численный эксперимент с помощью 3-D пакета ANSYS CFX. При этом в качестве объектов исследования выбраны двухзвенная (РК+СА) ступень высоконапорного вентилятора С-12, а также шестая ступень двухступенчатого компрессора АИ-24-5-6 [3]. В этой работе описаны и особенности вычислительного процесса для указанных объектов исследования.

Результаты численного анализа в виде распределения углов предельных линий тока на спинке лопатки РК и корытца лопатки СА для расчетного ($\bar{C}_a = 0,407$) и предсрывного ($\bar{C}_a = 0,316$) режимов работы ступени С-12 показаны на рис. 1.

Из рисунка видно, что для расчетного режима работы в отличие от предсрывного режима обтекания лопаточного венца, радиальное течение в формировании торцевого ПС у корпуса машины вклад, практически, не вносит, т.е. величина $Q_w = 0$.

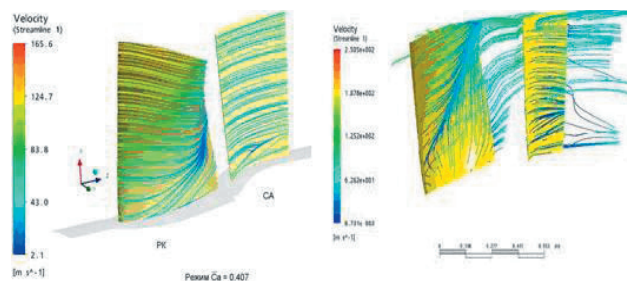


Рис. 1. Распределение предельных линий тока вдоль спинки лопаток РК и корытца СА ступени С-12 на различных режимах работы

Из рисунка видно, что для расчетного режима работы в отличие от предсрывного режима обтекания лопаточного венца, радиальное течение в формировании торцевого ПС у корпуса машины вклад, практически, не вносит, т.е. величина $Q_w = 0$. Здесь низкоэнергетический поток поперечного течения в оторвавшемся ПС от корневых сечений, взаимодействуя с высокоэнергетическим потоком основного течения, сносится в аэродинамический след за средним сечением, не достигая корпуса компрессора. Это подтверждается экспериментальными данными, приведенными в [3].

На рис. 2 представлены результаты расчета в виде эпюр скоростей продольного (вдоль хорды лопатки) течения в радиальном зазоре над шестым рабочим колесом компрессора АИ-24-5-6, которые позволяют определить объемный расход жидкости через радиальный зазор. В этом случае целесообразно сопоставить расходы, рассчитанные с помощью соотношения (4) и эпюру, показанных на рис. 1. При этом принимается $\Delta r = 0,45$ мм, скорость на внешней границе пограничного слоя $U = 213$ м/с, показатель степени $n = 1/7$, $\beta_{вет} = 42,5^\circ$, $U_{cp} = 59$ м/с (из рис. 2), $z = 45$, $t_{cp} = 0,0238$ м.

$$\bar{Q}_{1\Delta r} = \frac{2\pi r_k U \frac{\Delta r}{n+1}}{z t_k u_{cp} \Delta r \sin \beta_{ycr}} = \frac{2\pi r_k U}{(n+1) z t_k u_{cp} \sin \beta_{ycr}} \approx 5.$$

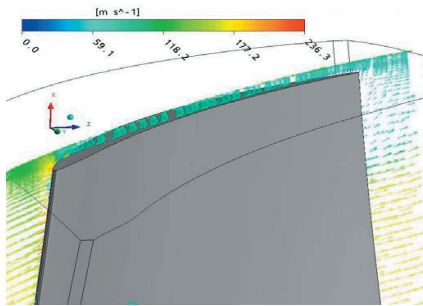


Рис. 2. Картина продольного течения в радиальном зазоре РК 6 ступени

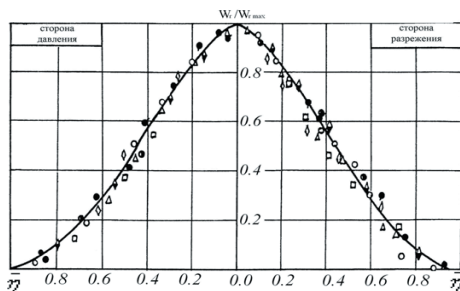


Рис. 3. Безразмерные эпюры радиальных скоростей в ближнем следе за РК

Таким образом, величина $Q_{1\Delta r}$, определенная с помощью соотношения (4), в пять раз больше, чем действительный объемный расход через радиальный зазор. Это необходимо учитывать при совершенствовании модели ПС у корпуса компрессора, т.е. соотношения (3).

В результате полученных результатов расчетов можно записать следующее соотношение:

- для расчетного режима при $Q_w = 0$

$$Q_2 = Q_1; \tag{5}$$

- для предсрывного режима при $Q_w > 0$

$$Q_2 = Q_1 + Q_w. \tag{6}$$

Раскрывая выражение (5), получим для расчетного режима

$$Q_1 = \int_0^\delta u(r) dF = - \int_0^\delta U \left(\frac{y}{\delta} \right)^n r dr = 2\pi r_1 U_1 \frac{\delta_1}{n_1 + 1} = 2\pi r_2 U_2 \frac{\delta_2}{n_2 + 1},$$

откуда

$$\delta_{2k} = \delta_{1k} \cdot \frac{r_{1k}}{r_{2k}} \cdot \frac{U_1}{U_2} \cdot \frac{n_2 + 1}{n_1 + 1}. \tag{7}$$

В отличие от выражения для толщины торцевого ПС у корпуса машины

$$\delta_{2k} \approx \frac{U_1}{U_2} \Delta r + \frac{Q_w}{t U_2} (n+1), \tag{8}$$

полученного в работе [6], в выражение (7) не входит величина Δr в явном виде, но влияние радиального зазора проявляется посредством соотношения скоростей на внешней границе ПС $U_2 < U_1$, которое опреде-

ляется путем решения прямой задачи с определением параметров потока вдоль компрессора.

Для режима, предшествующему вращающемуся срыву, соотношение (6) можно преобразовать к виду

$$\delta_{2k} = \frac{r_{1k}}{r_{2k}} \left[\frac{U_1}{U_2} \delta_{1k} + z Q_w \frac{(n+1)}{U_2 t_2} \right]. \tag{9}$$

Для втулочного торцевого ПС справедлив баланс объемных расходов в виде [6]

$$Q_2 = Q_1 - z Q_w, \tag{10}$$

где Q_1 – объемный расход жидкости в торцевом ПС на входе в РК; Q_w – объемный расход жидкости, сбрасываемой с втулочных сечений лопатки.

Используя тот же подход, что и в случае периферийного торцевого ПС, из уравнения (10) легко получить следующее выражение для определения толщины пограничного слоя у втулки:

$$\delta_{2b} = \frac{1}{r_{2b}} \left[\frac{U_1}{U_2} \delta_{1b} - z \frac{Q_w}{t_b U_2} (n+1) \right]. \tag{11}$$

Следует обратить внимание на различие в оценках объема жидкости Q_w , сбрасываемой в радиальном направлении к корпусу машины. По данным различных работ, даже для одного объекта различие в значениях Q_w может отличаться в 15... 20 раз, что свидетельствует о несовершенстве расчетных схем. В связи с этим, представляется целесообразным выполнить оценку величины Q_w , основываясь на результаты экспериментального исследования трехмерного ПС (аэродинамического следа за РК), полученные авторами работы.

Рассмотрим указанные моменты подробнее. Используя результаты измерений радиальной составляющей скорости в ближнем аэродинамическом следе в относительной системе координат, выполним количественную оценку объемного расхода жидкости, сбрасываемой в радиальном направлении с втулочных сечений к верхним сечениям лопатки. Для слабо изогнутых профилей рабочих лопаток с числом Z этот расход можно определить с помощью выражения

$$Q_w = Z \int_0^{\delta} \int_0^1 w_r dx dy, \tag{12}$$

где W_r – текущее значение радиальной составляющей скорости в ближнем слое за РК.

Выполнив преобразования для безразмерных параметров, получим более удобную для вычислений форму записи уравнения (12)

$$Q_w = Z U_k b \int_0^1 \int_0^1 f(\eta) \left(\frac{W_{rmax}}{u_k} \right) \delta d\bar{x} d\eta, \tag{13}$$

где подынтегральная функция $f(\eta)$ определяет профиль безразмерной радиальной скорости W_r / W_{rmax} в профильном ПС и аэродинамическом следе с безразмерной толщиной $\eta=1$.

На данном этапе исследования полагаем идентичность профилей в слое и следе.

В ряде работ для расчетного решения обтекания лопаток РК установлена автомодельность профиля $W_r / W_{rmax} = f(\eta)$ в следе, подчиняющегося классическому закону $\exp(-0,693 \eta_w^2)$. Вместе с тем вопрос об автомодельности и универсальности профилей типа $W_r / W_{rmax} = (1 - \eta^{3/2})^2$ и $\exp(-0,693 \eta_w^2)$ для РК остается открытым из-за отсутствия систематически накоплен-

ного материала. В связи с этим предпринята попытка описать профиль радиальной скорости подобными зависимостями. На рис. 3 показаны экспериментальные точки W_r / W_{rmax} для следов за РК ступеней С-12, С-14 и СС-01 на различных радиусах в области предсрывных режимов, полученные авторами в результате экспериментальных исследований ближнего трехмерного следа в относительной системе координат. Видно, что при указанном выборе исходного масштаба соблюдается удовлетворительное подобие профилей и они симметричны относительно средней линии следа.

При этом безразмерные профили скорости достаточно хорошо описываются зависимостью $(1 - \eta^{3/2})^2$. Здесь, как и при определении профиля продольной составляющей скорости в следе, исключение составляют режимы со сложным течением у концов лопаток ($\bar{r} > 0,9$).

Приняв линейный характер изменения относительной скорости W_{rmax} / U_k и толщины пограничного слоя δ вдоль координаты \bar{x} $W_{rmax} / U_k = (W_{rmax} / U_k)_0 \bar{x}$, $\delta = \delta_0 \bar{x}$ и, выполнив интегрирование, получим выражение для определения Q_w с одной лопатки

$$Q_w = 0,45 U_k b \delta_0 \left(\frac{W_{rmax}}{U_k} \right)_0, \quad (14)$$

где индекс «0» соответствует измеренным параметрам в ближнем следе за выходной кромкой лопатки (при значении $E=0$ $W_{rmax} / U_k = 0,8$ $\delta=0$).

Оценка величины $Q_w = Q_w / Q$ для РК ступени С-12 на предсрывном режиме показывает, что относительный расход поперечного течения составляет порядка 7...8 %, что необходимо учитывать при расчете торцевого ПС.

В связи с этим для дальнейшего анализа целесообразно рассмотреть применение формулы (14), выполнив обобщение параметра W_{rmax} / U_k от режима работы ступени (режимного параметра) в виде полинома для двух втулочных радиусов РК ступени С-12, где этот параметр имеет максимальное значение [3].

$$\frac{W_{rmax}}{U_k} = a_0 + \sum_{j=1}^n a_j \left| \frac{C_a^* - C_a}{C_a^*} \right|^j, \quad (16)$$

где коэффициенты a_0 , a_1 и a_2 подбираются на основании статистической обработки результатов опытных исследований; $j = 1, 2, 3, 4$ – порядок полинома, выбираемый по минимальной среднеквадратичной погрешности аппроксимации; C_a^* – значение расходной составляющей скорости на расчетном режиме работы.

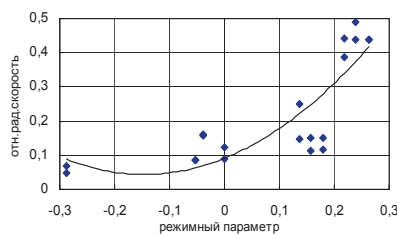


Рис. 4. Зависимость W_{rmax} / U_k от режимного параметра: \blacklozenge – эксперимент; — — — полином

В результате аппроксимации опытных точек получено выражение

$$\frac{W_{rmax}}{U_k} = 0,0912 + 0,6511 \left| \frac{C_a^* - C_a}{C_a^*} \right| + 2,2272 \left| \frac{C_a^* - C_a}{C_a^*} \right|^2, \quad (17)$$

которое позволяет вычислить объемный расход сбрасываемой с втулочных сечений жидкости и толщину торцевого ПС.

Следует отметить, что приведенные выше соотношения справедливы для рабочих колес с малым относительным диаметром втулки $\bar{d} = 0,4...0,5$, когда особенно заметно проявляются центробежные эффекты в оторвавшемся ПС. Для относительно коротких лопаток ($\bar{d} \geq 0,7$) инерционные эффекты должны проявляться в меньшей мере даже на предсрывных режимах.

Об этом свидетельствуют картины 3-D течения на выпуклых поверхностях лопатки шестого РК двухступенчатого компрессора АИ-24-5-6, полученные в результате численного эксперимента с помощью программного комплекса ANSYS CFX (рис. 5). Здесь режим работы $G_b = 3,82$ кг/с соответствует предсрывному режиму, а режим $G_b = 4,5$ кг/с – расчетному режиму. Видно, что характер течения в прикорневой зоне соответствует отрыву пограничного слоя в зоне диффузорного угла без интенсивного перемещения низкоэнергетической жидкости к периферийным сечениям.

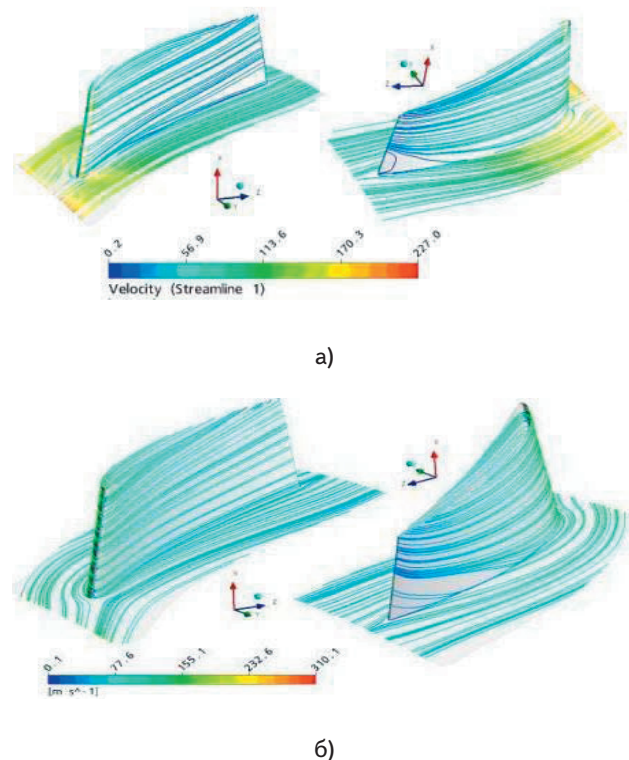


Рис. 5. Изолинии скорости в проекции на корневую зону РК-6 для предсрывного (а) и расчетного (б) режимов работы компрессора

В связи с этим, для таких ступеней (как для РК, так и НА) при определении параметров торцевого ПС могут быть использованы выражения, аналогичные формуле (7).

Заключение

Разработанная модель формирования торцевого ПС в осевом компрессоре позволяет определять его интегральные толщины на различных режимах работы. Эти величины необходимые как для

определения концевых потерь, так и оценки области оттеснения от стенок в случае расчета параметров потока вдоль проточной части машины. При этом модель более реалистично учитывает особенности формирования профильного ПС и его перемещение к концам рабочих лопаток.

Литература

1. Камписти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
2. Гостелуо Дж. Аэродинамика решеток турбомашин: Пер. с англ. - М.: Мир, 1987. – 392 с.
3. Коваль В. А., Ковалева Е.А., Литвинов Е.В. Анализ возможности применения трехмерного пакета ANSYS CFX для проведения численного эксперимента на компрессорных ступенях// Компрессорная техника и пневматика. – М.: 2009, – №8. – С.19–23.
4. Венкатесваран С. Экспериментальные исследования пограничных слоев на корпусе в многоступенчатом осевом

компрессоре//Современное машиностроение. Сер. А., 1991, №9, -С.78-83.

5. Русанов А.В., Ершов С.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин: Монография. – Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
6. Коваль В.А., Васильев Б.П. Определение концевых потерь в ступени осевого компрессора на прерывных режимах работы // Конверсия в машиностроении. – М.– 2005. – Вып. 1, 2. – С. 141 – 145.
7. A. Corsini, B. Perugini, F. Rispoli. Experimental and numerical investigations on passive devices for tip-clearance induced noise reduction in axial flow fans // Mat. 7th ETC Fluid dynamics and thermodynamics. Greece, 5-9 March, 2007. – 13 pp.
8. B. Dobrzynski, H. Sothoff, G. Kosyna. Influence of the rotor tip stagger angle on axial compressor stall inception // Mat. 7th ETC Fluid dynamics and thermodynamics. Greece, 5-9 March, 2007. – 11 pp.

У даній статті, у вигляді аналітичного огляду, наведено ряд досліджень, направлених, перед усім, на підвищення ефективності плівкового охолодження лопаток сучасних високотемпературних енергетичних двигунів. Розглянуто також переваги та недоліки наведених методів охолодження

Ключові слова: адиабатична ефективність плівкового охолодження, коефіцієнт вдуву, геометрія отворів

В настоящей статье, в виде аналитического обзора, представлен ряд исследований, направленных, прежде всего, на повышение эффективности пленочного охлаждения лопаток современных высокотемпературных энергетических ГТД. Рассмотрены также достоинства и недостатки представленных методов охлаждения

Ключевые слова: адиабатическая эффективность пленочного охлаждения, коэффициент вдува, геометрия отверстий

The present report gives an analytical survey of investigations, aimed, first of all, on increasing of film-cooling systems effectiveness for the turbine nozzle vanes and blades being used in modern advanced gas turbines for power generation. Advantages and disadvantages of the presented cooling techniques are also discussed

Key words: film-cooling adiabatic effectiveness, blowing ratio, holes geometry

УДК 621.438:226.2

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТД

Ю. Я. Дашевский

Начальник сектора тепловых и гидравлических расчетов

Отдел турбин

ГП НПКГ «Зоря-Машпроект»

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

Контактный тел.: (0512) 49-37-09

E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

1. Введение

В современных наиболее высокотемпературных зарубежных энергетических ГТД большой мощности

температура газа перед турбиной достигает 1500 °С. Уже в 2011г. фирма «Мицубиси» планирует начать поставку двигателей нового поколения «J» мощностью 320МВт с температурой газа перед турбиной 1600 °С,