

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, ЧАН КОНГ ШАНГ

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

УЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ЭФФЕКТА В РАСЧЕТАХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РОТОРОВ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Виконаний чисельний аналіз тиску, створюваного в порожнині між диском, що обертається, і статором газової турбіни. Встановлені основні закономірності зміни відцентрового тиску, що генерується порожниною, залежно від витрати. Показана можливість застосування одновимірної моделі для закручування потоку для визначення відцентрового тиску. Відмічена доцільність використання імітаційних моделей для тиску в розрахунках систем охолодження газових турбін.

The flow pattern in a cavity between the revolved disk and stator of gas turbine is numerically studied. The main features of the centrifugal pressure, generated in a cavity, depending on a mass flow rate is fixed. It was shown that 1-D model for the vortex coefficient can be used for the centrifugal pressure prediction. The reasonability of the implementation of the simulation models for the centrifugal pressure in calculations of the gas turbines cooling systems is shown.

Системы охлаждения газовых турбин представляют собой разветвленные гидравлические сети, структурной единицей которых является элементарный канал. В общем случае в канале может происходить как уменьшение полного давления вследствие гидравлического сопротивления, так и рост полного давления вследствие подведенной извне механической энергии. Падение полного давления обычно определяется по зависимости

$$\Delta P^* = P_1^* - P_2^* = \zeta \frac{\rho w^2}{2} = \zeta \frac{G^2}{2\rho F^2} = rG^2, \quad (1)$$

где ζ – коэффициент гидравлического сопротивления, который отражает особенности течения в канале [1], ρ – плотность охладителя, w – среднemasсовая скорость, G – массовый расход, индексы 1 и 2 относятся соответственно к входному и выходному сечениям канала.

Подведение механической энергии к теплоносителю имеет место в системах охлаждения только в случае, если сам канал вращается совместно с ротором или теплоноситель увлекается вращающимися стенками канала. Последний случай относится к полостям, образованными торцевыми стенками дисков и статора. При вращении на частицы жидкости действует центробежная сила, приводящая к дополнительному изменению полного давления H . Обычно это изменение называют центробежным эффектом или напором.

Целью расчета системы охлаждения является определение расходов теплоносителя и его температур во всех ветвях и узлах графа гидравлической сети при условии задания во внешних узлах значений полного давления и полной температуры.

Решение задачи распределения охладителя по каналам разветвленной сети выполняется в нескольких повторяющихся циклах. В цикле нижнего уровня находятся расходы воздуха в каналах при замороженных значениях коэффициентов гидравлического сопротивления и замороженных значениях напоров в элементах сети. Внутренний цикл реализуется путем обхода линейно независимых контуров гидравлической схемы в соответствии с итерационным процессом Андрияшева [2],

реализованном в программном коде ТНА [3]. Не останавливаясь на том, каким образом строятся линейно независимые контуры, отметим, что в любом из контуров должно выполняться условие равенства нулю суммы падений полных давлений на всех его элементах

$$\sum_{j=1}^k (-r_j G_j^2 \text{sign}(G_j) + H_j \text{sign}(H_j)) = 0, \quad (2)$$

где k – число ветвей в контуре, H_j , r_j – соответственно напор и приведенное гидравлическое сопротивление в j -ом элементе контура. Последнее определяется выражением

$$r_j = \frac{\zeta_j}{2\rho_j F_j^2}. \quad (3)$$

Знак расхода $\text{sign}(G_j)$ и знак напора $\text{sign}(H_j)$ в (2) положительный, если направление обхода контура совпадает соответственно с направлением расхода и напора в ветви, и отрицательный – в противоположном случае.

Процесс уточнения расходов воздуха в ветвях происходит от итерации к итерации по следующей схеме

$$G_j^n = G_j^{n-1} + \text{sign}(G_j) \cdot \Delta G^{n-1}. \quad (4)$$

Подставляя (4) в (2) и, пренебрегая малыми величинами квадратов поправок, имеем выражение для коррекции расхода в контуре

$$\Delta G^{n-1} = - \frac{\sum_{j=1}^k (-r_j G_j^{(n-1)^2} \text{sign}(G_j) + H_j^{n-1} \text{sign}(H_j))}{2 \sum_{j=1}^k |r_j G_j^{n-1}|}. \quad (5)$$

В цикле верхнего уровня уточняются гидравлические сопротивления и напоры. Обычно коэффициенты гидравлического сопротивления слабо изменяются от итерации к итерации, что обеспечивает сходимость процесса. В противоположность этому напор может изменяться значительно, что может приводить к раскачке решения. В расчетах систем охлаждения роторов озабоченность в этом смысле вызывает особый тип каналов, образованных торцевыми поверхностями диска ротора турбины и статором. Течения в таких полостях отличается вихревым трехмерным характером. Вместе с тем для расчета расходов воздуха в системах охлаждения ротора необходимо иметь выражение для напора в виде

$$H = H(G). \quad (6)$$

В ряде публикаций [4–6] представлен анализ решения проблемы и показано, что для расчета напорного эффекта необходимо решить обыкновенное дифференциальное уравнение относительно закрутки потока. Несмотря на некоторые отличия в представленных уравнениях, все они в своей основе содержат условие сохранения момента импульса для кольцевого элемента с шириной, равной расстоянию между торцевыми поверхностями диска и статора. Авторы публикаций указывают на приближенность такой модели, что приводит к необходимости применимости ее для расчета систем охлаждения современных высокооборотных газотурбинных двигателей, в которых величина напорного эффекта в большой мере определяет поведение системы охлаждения ротора.

Проведенный нами анализ показал, что математическая модель, представленная в работе [4] с достаточной точностью позволяет найти приращение давления в случае

движения охладителя от центра к периферии. Содержание модели заключается в нахождении распределения закрутки потока в полости путем решения уравнения

$$\frac{d}{dx}(\beta \cdot x^2) = Ax^{3,6}[(1-\beta)^{1,2} - 1,715\beta^{1,8}], \quad (7)$$

где $x = r/r_1$, $\beta = \frac{w_r}{w_\phi} = \frac{\omega r}{w_\phi}$ – закрутка потока, $Re_\omega = \frac{\omega \cdot r_2^2}{\nu}$, $K_v = \frac{2\pi r_2^2 s \rho \omega}{G_r}$ –

кинематический фактор, $A = 0,0274K_v \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^{2,6} \left(\frac{r_2}{s}\right) Re_\omega^{-0,2}$, ω – угловая скорость

вращения, w_r , w_ϕ – средние радиальная и тангенциальная компоненты скорости на текущем радиусе, s – расстояние между диском и статором, r_1 , r_2 – соответственно радиусы подачи охладителя и выхода охладителя в проточную часть турбины (меньший и больший радиусы полости).

Рост статического давления за счет массовых сил при вращении теплоносителя находится интегрированием с учетом КПД кольцевого диффузора η

$$\frac{P_2 - P_1}{0,5\rho\omega^2 r_2^2} = \frac{2}{x_2^2} \int_{x_1}^{x_2} \beta^2 x dx + \eta \left[\frac{w_{r_1}^2}{(\omega r_1)^2} - \frac{w_{r_2}^2}{(\omega r_2)^2} \right]. \quad (8)$$

При центробежном движении охладителя интегрирование (7) выполняется в направлении от центра к периферии, т.е. от x_1 до x_2 . В этом случае при задании начальной закрутки при x_1 в диапазоне от 0 до 1 величина закрутки на любом радиусе не превышает единицы и интегрирование не представляет проблем. При центростремительном движении среды закрутка потока может превышать единицу и выражение (7) перестает быть справедливым. В этом случае, как показал анализ, уравнение должно быть приведено к виду

$$\frac{d}{dx}(\beta \cdot x^2) = Ax^{3,6}[1,674(\beta - 1)^{1,8} - 1,715\beta^{1,8}]. \quad (9)$$

Создаваемый напор в придисковой полости, исходя из анализа упрощенной модели, зависит от ряда факторов и не может быть сведен в общем случае к виду (6). Поэтому одним из способов использования модели (7)–(9) в цикле нижнего уровня (5) заключается в создании перед обращением к циклу имитационных моделей вида (6) для всех придисковых полостей в системе охлаждения. Тогда во внутреннем цикле исключается многократное интегрирование и процесс, как показал дальнейший опыт, сходится быстрее. Если использовать (6), то уточнение расхода в ветвях независимого контура определяется выражением

$$\Delta G^{n-1} = - \frac{\sum_{j=1}^k \left(-r_j G_j^{(n-1)^2} \text{sign}(G_j) + H_j^{n-1} \text{sign}(H_j) \right)}{2 \sum_{j=1}^k \left| \left(r_j - \frac{dH}{dG} \right) G_j^{n-1} \right|}. \quad (10)$$

Для того чтобы определить возможность создания простых дифференцируемых имитационных моделей был выполнен численный анализ течения в придисковых полостях ряда конфигураций и установлены наиболее существенные факторы, определяющие центробежный эффект. Одновременно с этим проводилось сопоставление напора, полученного численным моделированием с рассчитанным напором по модели (7)–(9).

Численный анализ был выполнен с помощью CFD кода FLUENT в осесимметричной постановке с учетом вращения (авторы благодарят фирмы ANSYS и ProcessFlow за предоставленную возможность использования программы).

В системах охлаждения роторов газовых турбин воздух подается во внутренние полости ротора прежде всего с целью предотвращения доступа газа. Иногда воздух, движущийся в радиальном направлении к ободу диска, используется для питания системы охлаждения лопатки. Однако, как в первом, так и во втором случае расход воздуха, выходящий через уплотнение, стремятся сделать минимально возможным. Обеспечение минимально возможного расхода при условии запираания придисковой полости представляет собой взаимосвязанную задачу аэродинамики уплотнения и полости. Для упрощения анализа в данной работе аэродинамика полости изучалась отдельно от уплотнения. Для этого выбирался такой зазор уплотнения, который обеспечивал однонаправленное движение воздуха при центробежном и газа при центростремительном направлениях движения.

Формы придисковых полостей в конструкциях различных газовых турбин значительно отличаются. Достаточно редко можно увидеть придисковую полость, образованную плоскими торцевыми поверхностями диска и статора, закрытую цилиндрическими поверхностями на внутреннем и наружном радиусах. Поэтому в настоящей работе представлены результаты как простых по форме полостей, так и полостей с некоторыми усложняющими течение элементами.

На первом этапе была рассмотрена некоторая идеализированная полость с размерами $r_1 = 0,1$ м, $r_2 = 0,3$ м (рис. 1). Ширина полости варьировалась в пределах от 0,01 до 0,1 м. Направление подачи воздуха в полость и скоростью вращения также изменялись в процессе исследования. Среднее давление в полости было задано равным 2,0 МПа, а температура подаваемого воздуха – 450 °С. Плотность воздуха в полости во всех расчетах принималась постоянной и равной $9,77$ кг/м³ в соответствии с температурой и давлением. Во всех представленных вариантах в полость поступал незакрученный поток воздуха.

Математическая модель (7)–(9) не учитывает такие факторы, как направление подачи воздуха в полость, расположение уплотнения (вблизи статора или ротора) и т.д. В связи с этим были рассмотрены четыре варианта задания граничных условий в полости. В вариантах **(a)** и **(b)** диск располагался слева и накопленный пограничный слой на диске поступал непосредственно с диска в уплотнение. В варианте **(c)** диск находился справа. При этом воздух, поступающий в полость, ударялся о диск и совместно с пограничным слоем двигался вдоль радиуса до цилиндрической поверхности статора. В отличие от варианта **(c)** в варианте **(d)** цилиндрическая поверхность на внешнем радиусе вращалась совместно с диском.

Численный анализ показал, что направление подачи воздуха практически не оказывало влияние на напор, создаваемый в полости, несмотря на то, что на малых радиусах характер течения существенно отличается (рис. 2). В варианте **(b)** вихрь занимал 1/3 полости, но его энергия была невелика. Поэтому практически не наблюдалось какое-либо заметное изменение закрутки потока по сравнению со случаем подачи воздуха на диск. Существенные отличия в создаваемом напоре имелись в вариантах **(c)** и **(d)**. Закрученный воздух в варианте **(c)**, проходя по цилиндрической поверхности, увеличивал закрутку потока на внешнем радиусе, вследствие чего наблюдалось увеличение напора приблизительно на 50 %. При вращении цилиндрической поверхности в варианте **(d)** рост напора оказывался еще больше. Несмотря на заметные отличия в характере течения одномерная модель (7)–(9) достаточно точно описывала изменение статического давления вдоль радиуса полости. Так кривая **(e)**,

определяющая напор в соответствии с моделью, с погрешностью 10 % приближалась к кривым (a) и (b) вдоль всей полости. Для вариантов (c) и (d) модель имела ту же погрешность для большей части полости за исключением короткого участка вблизи внешнего радиуса, где погрешность достигала 50–70 % (рис. 3).

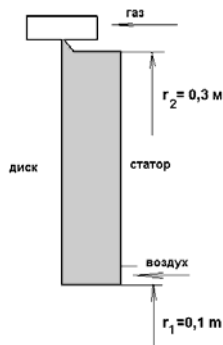


Рис. 1 Придисксовая полость. Ширина полости 0,05 м

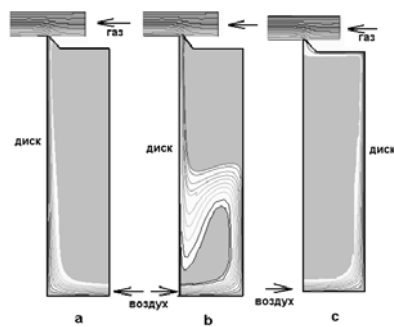
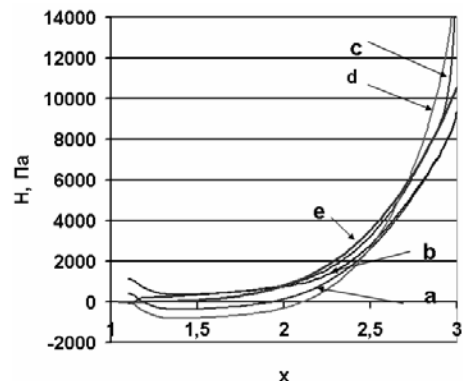
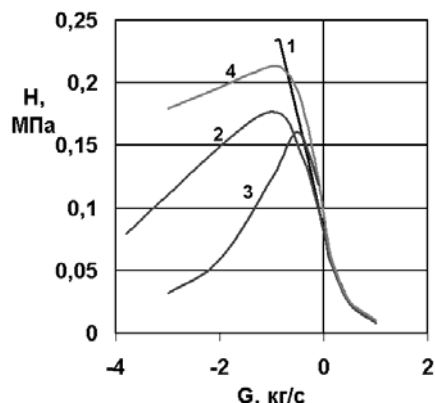


Рис. 2. Варианты подачи воздуха в полость и положения диска. Скорость вращения диска 10000 об/мин, расход воздуха – 1 кг



Варианты a, b, c соответствуют рис. 2, вариант d – цилиндрическая поверхность на внешнем радиусе вращается со скоростью вращения диска, e – расчет напора по уравнениям (7)–(9)
Рис. 3. Изменение напора вдоль безразмерного радиуса в полости



1 – начальная закрутка при центробежном движении $\beta_1 = 0$, центростремительном – $\beta_2 = 0,18$ (CFD анализ); 2 – $\beta_1 = 0$, $\beta_2 = 0$ (CFD анализ); 3 – расчет по (7)–(9), $\beta_1 = 0$, $\beta_2 = 0$; 4 – расчет по (7)–(9), $\beta_1 = 0$, $\beta_2 = 0,18$

Рис. 4. Изменение напора, создаваемого полостью в зависимости от расхода

Проведенный анализ позволил сделать вывод о том, что модель (7)–(9) адекватно отражает напор в придисксовой полости при центробежном движении воздуха, если воздух попадает в уплотнение непосредственно с диска без изменения направления движения. Если воздух перед выходом в проточную часть турбины движется в осевом направлении вдоль цилиндрической поверхности статора или ротора, то напор в этой части полости заметно возрастает. Отсюда следует, что осевой размер цилиндрической части полости заметно влияет на результирующий напор в полости. Поэтому одномерная математическая модель должна быть развита на случай осевого движения закрученного потока на внешнем радиусе. Расчеты показывают, что в первом приближении влияние цилиндрической части полости может быть учтено увеличением внешнего радиуса на 0,2–0,25 от ширины полости.

На следующем этапе была оценена возможность создания напорной характеристики (6). В качестве основы был выбран вариант (a) с начальной

закруткой при движении воздуха от центра к периферии равной нулю. При движении газа в обратном направлении закрутка варьировалась в пределах 0–0,18. Плотность среды, как ранее, для упрощения анализа задавалась постоянной. Было выполнено CFD моделирование для расхода воздуха 0–1 кг/с и газа – 0–3,7 кг/с. Установлено, что напор

во всех ситуациях уменьшается с увеличением расхода при движении среды от центра к периферии (рис. 4), а при обратном движении, т.е. при поступлении газа в полость напор значительно увеличивается. С увеличением начальной закрутки кривая изменения напора становится более крутой. При некотором критическом значении расхода пограничный слой, сформированный на диске, отбрасывается поступающим в полость газом, и напор резко снижается с ростом расхода газа. Таким образом, отмечен важный факт, что кривая напора (6) имеет максимум в области отрицательных расходов, т.е. один и тот же напор может иметь место при различных расходах газа. В реальных условиях это должно привести к периодическим пульсациям расхода. Этот факт также не позволяет добиться устойчивой сходимости решения (10) при расчете систем охлаждения в случае, если напор в полости имеет значения близкие к максимальному напору.

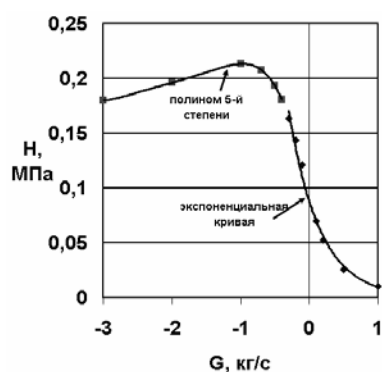


Рис. 5. Имитационная кривая напора в придисковой полости. Точки расчет по (7) – (9), $\beta_1 = 0, \beta_2 = 0$

Расчет по уравнениям (7)–(9) качественно отражает основные изменения напора в зависимости от расхода. В области положительных и небольших отрицательных значений расхода расчет характеризуется небольшой погрешностью. В области отрицательных значений расхода вблизи максимума напора погрешность возрастает, что свидетельствует о необходимости учета дополнительных факторов.

Учитывая сложный характер изменения напора становится очевидным, что построение единой имитационной кривой не возможно. Достаточно хорошо вогнутая часть кривой аппроксимируется экспоненциальной функцией. В области максимума может быть использована полиномиальная интерполяция (рис. 5).

Литература

1. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Издание 3-е переработанное и дополненное под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
2. *Абрамов Ф.А.* Расчет вентиляционных сетей шахт и рудников / Ф.А. Абрамов, Р.Б. Тянь, В.Я. Потемкин. – М.: Недра, 1978. – 234 с.
3. *Тарасов А.И., Долгов А.И.* ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.
4. *Швец И.Т.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – Киев: Наукова думка, 1974. – 488 с.
5. *Цаплин М.И.* Течение среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной ограничивающей стенкой // ИФЖ. – 1974. – Т. 26, № 4. – С. 611-617.
6. *Локай В.И.* Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай, М.Н. Бодунов, В.В. Жуйков, А.В. Щукин. – М.: Машиностроение, 1985. – 216 с.