

УДК 621.165

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

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

О ВОЗМОЖНОСТИ 1-D МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ В ПРИДИСКОВЫХ ПОЛОСТЯХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Зроблене аналіз точності розрахунку відцентрового ефекту в порожнині між диском і статором газової турбіни за допомогою простої одновимірної моделі. Показано, що одновимірне рішення адекватне тільки за деяких режимних і геометричних умов. Реальна течія в порожнині є тривимірною. Одновимірні моделі повинні бути покращувані для того, щоб розрахунок систем охолодження газових турбін зробити надійнішим.

The simple 1-D solution for the prediction of the centrifugal effect in cavities between a disk and stator of gas turbine is studied. It is shown that 1-D solution is adequate only for some regime and size conditions of air flow in the cavity. Real flow in cavity is three-dimensional in general. The simple 1-D model should be improved to make more reliable secondary flow analysis of the gas turbine.

Моделирование систем охлаждения газовых турбин основано на использовании сетевых моделей разветвленных гидравлических сетей. Эти модели позволяют получить надежные результаты для относительно простых случаев течения теплоносителя, например в круглом, прямоугольном и других типах каналов, для которых имеются надежные эмпирические зависимости для сопротивления и теплоотдачи. Однако в некоторых важных случаях, например, при течении в зазоре между диском и статором или между двумя дисками, характер течения становится чрезвычайно сложным и существенно не одномерным. Это существенно снижает точность результатов расчетов при использовании сетевых моделей, что приводит в конечном итоге к снижению надежности работы газотурбинной установки и газотурбинного двигателя. Опыт эксплуатации двигателей показывает, что даже после многих лет их доводки газотурбинного двигателя на поверхности дисков турбины иногда появляются цвета побежалости, что свидетельствует о попадании газа из проточной части в область около диска. Такая ситуация является следствием недостатка знаний о характере течения в придисковых полостях.

Можно констатировать, что течение в придисковой полости в общем случае является трехмерным [1] и поэтому использование одномерного подхода для такого сложного сопротивления в гидравлической сети газотурбинного двигателя в принципе не обосновано. Поэтому важно определить условия, при которых одномерный подход для такого рода гидравлического сопротивления является приемлемым и когда погрешность расчета может выходить за допустимые рамки.

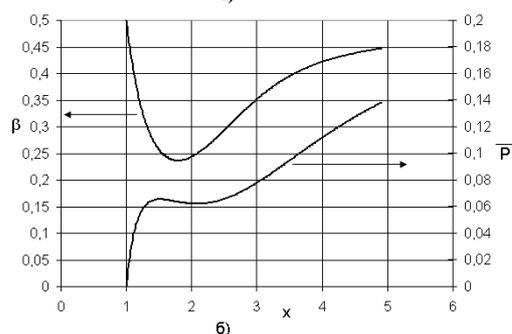
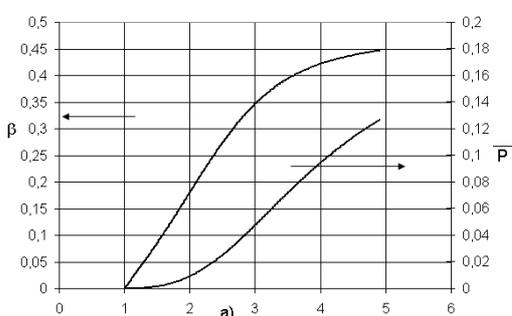
В инженерной практике принято представлять потери полного давления на любом участке гидравлической сети в виде

$$\Delta P^* = \zeta \frac{\rho w^2}{2}. \quad (1)$$

Здесь ζ – коэффициент гидравлического сопротивления, w – среднemasсовая скорость жидкости. В сети имеются как пассивные сопротивления, так и активные. В

первом случае происходит уменьшение полного давления в направлении движения, во втором, наоборот, увеличение за счет подведенной работы. Таким образом, при течении охлаждающего воздуха вдоль радиуса диска от оси вращения к периферии происходит падение давления за счет трения и рост давления за счет центробежных сил. Последний часто называется центробежным эффектом. Он зависит от скорости вращения и размеров придисковой полости и ряда других факторов.

Проблеме расчета центробежного эффекта в силу ее важности уделялось достаточно много внимания. В связи с этим уместно упомянуть решения, полученные Дорфманом Л. А. [2], Капиносом В. М. [3], Ньюменом Б. Г. [4]. Все эти решения основываются на решении интегрального уравнения движения для жидкости, вращающейся в придисковой полости. Для случая принудительной подачи жидкости с расходом G_r в полость на радиусе r_1 уравнение движение записывается относительно закрутки β в виде [5]



а – начальная закрутка $\beta = 0$,
б – начальная закрутка $\beta = 0,5$

Рис. 1. Закрутка и безразмерное давление в зазоре между диском и статором

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

$$A = 0,0274 \cdot Kv \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^{2,6} \left(\frac{r_2}{s}\right) Re_\omega^{-0,2}, \quad (3)$$

$$Kv = \frac{2\pi r_2^2 s \rho \omega}{G_r}, \quad (4)$$

$$Re_\omega = \frac{\omega \cdot r_2^2}{\nu}, \quad (5)$$

$$\beta = \frac{w_r}{w_\phi} = \frac{\omega r}{w_\phi}, \quad (6)$$

где ω – угловая скорость вращения, w_r , w_ϕ – средние радиальная и тангенциальная компоненты скорости, s – расстояние между диском и статором.

Изменение статического давления определяется с учетом закрутки путем интегрирования от радиуса подачи жидкости r_1 (в данном случае воздуха) до радиуса выхода воздуха в проточную часть турбины r_2

$$\frac{P_2 - P_1}{0,5\rho\omega^2 r_2^2} = \frac{2}{x_2^2} \int_1^{x_2} \beta^2 x dx + \eta \left[\frac{w_{r_1}^2}{(\omega r_1)^2} - \frac{w_{r_2}^2}{(\omega r_2)^2} \right], \quad (7)$$

где $x = r/r_1$, η – КПД кольцевого диффузора.

Уравнения (2)–(6) справедливы для идеализированных условий двух гладких плоских поверхностей диска и статора, без каких-либо элементов крепежа, уплотнений и т.д. Но даже в этом случае решение уравнений (2)–(6) может быть использовано с определенной осторожностью и только для невысоких скоростей вращения ротора. Последнее становится очевидным, если рассмотреть в качестве примера придисковую

полость с размерами, которые в какой-то степени характерны для газотурбинных двигателей ($r_1 = 0,1$ м, $r_2 = 0,4$ м, $s = 0,1$ м). Если задаться начальной закруткой $\beta = 0,5$, то интегрирование уравнений (2) и (7) вдоль радиуса при течении от центра к периферии приводит к распределению закрутки и безразмерного давления

$$\bar{P} = \frac{P_2 - P_1}{0,5\rho\omega^2 r_2^2},$$

представленного на рис. 1. Видно, что начальная закрутка проявляется

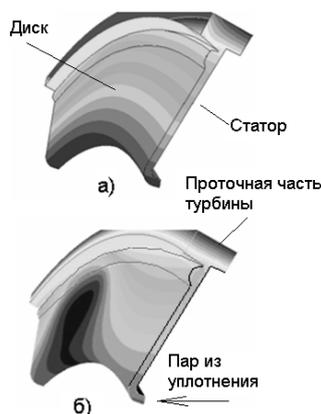
только на небольшом начальном участке. Прирост статического давления наблюдается на всем участке интегрирование и конечное значение давления слабо зависит от начальной закрутки. Если задаться давлением воздуха на входе в полость равным

Таблица 1. Прирост статического давления за счет центробежного эффекта

n , об/мин	ω , с ⁻¹	$\Delta P \cdot 10^5$, Па
3000	314,2	0,0076
10000	1048,0	0,3473
20000	2094,4	2,4599
30000	3141,6	7,0718

2 МПа и температурой 723 К, то прирост давления на радиусе r_2 в зависимости от скорости вращения определяется таблицей 1. Очевидно, что при высоких скоростях вращения прирост давления становится неразумно большим и соизмеримым с давлением, создаваемым в компрессоре. Можно предположить, что в этом случае изменяется характер течения, т.е. происходит переход от осесимметричного течения к трехмерному.

Объяснение этого явления в некоторой степени может быть сделано на основе результатов численного моделирования течения пара в придисковой полости мощной паровой турбины, сделанного одним из авторов настоящей статьи [1]. Было установлено, что давление пара, а, следовательно, его плотность при относительно невысокой скорости вращения, равной 3000 об/мин, влияет на устойчивость течения. При давлении 10 МПа наблюдалось осесимметричное течение и при этом как 2D, так и 3D моделирование приводило к одинаковым результатам. С увеличением давления пара до 16,3 МПа появлялись периодические вихревые структуры, которые перемещались в окружном направлении со скоростью



а – 10 МПа, б – 16,3 МПа
Рис. 2. Фрагмент полости между диском и статором. Эпюры давления при давлении в проточной части турбины

близкой к скорости вращения ротора (рис. 2). Моделирование течения в трехмерной постановке в этом случае существенно отличалось от двумерного. Таким образом, вихревые структуры появляются даже в случае гладких поверхностей диска и статора. В реальных конструкциях турбин имеются разгрузочные отверстия, различные крепежные элементы и т.д. Все эти элементы способствуют отклонению характера течения от осесимметричного. При наличии разгрузочных отверстий в диске вихревые структуры перемещаются в окружном направлении, периодически изменяя разность давлений на противоположных концах отверстий, что влечет за собой периодическое изменения расхода пара через отверстия. Причем одновременно в разгрузочном отверстии имеется движение пара в направлении от большего давления к меньшему, так и наоборот (рис. 3).

Таким образом, характер течения жидкости во вращающейся полости зависит от многих факторов.

В настоящей статье представлен 2D численный анализ

течения в придисковой полости, размеры которой соответствуют описанному выше примеру. Трехмерный анализ будет выполнен позднее.

Воздух с расходом 1 кг/с и с температурой 723 К подавался в аксиальном направлении на радиусе несколько меньшем 0,1 м и выходил через узкую кольцевую щель в цилиндрической части полости на периферии. Статическое давление на выходе

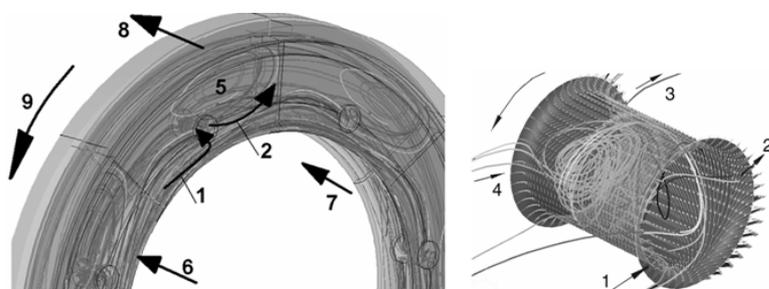
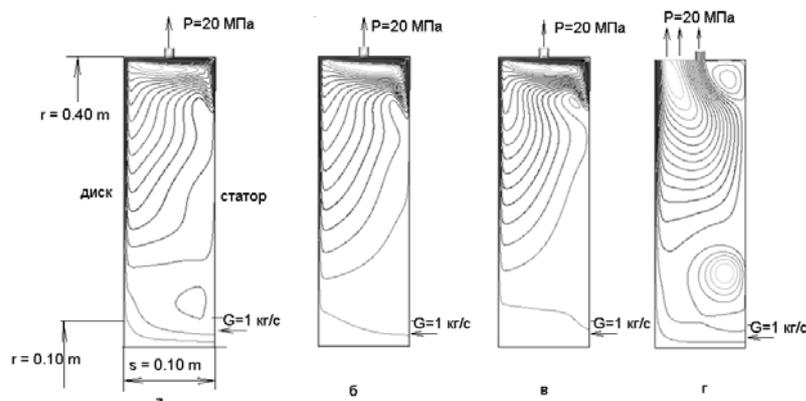


Рис. 3. Течение в полостях, примыкающих к диску паровой турбины, соединенных разгрузочными отверстиями. Справа - линии тока в разгрузочном отверстии

поддерживалось равным 2 МПа (рис. 4). Было установлено, что с изменением скорости вращения диска от 10000 до 30000 об/мин структура потока претерпевала незначительные изменения (рис. 4). Воздух сосредотачивался около диска и устремлялся вдоль радиуса. После удара в верхнюю цилиндрическую

стенку поток разворачивался и некоторая его часть покидала полость через узкий кольцевой зазор. Большая часть воздуха опускалась на меньший радиус вдоль стенки статора и затем возвращалась к диску. Такой механизм приводил к тому, что воздух, находясь длительное время в полости, успевал раскручиваться диском, что приводило к существенному возрастанию давления вдоль радиуса (рис. 5). При скоростях вращения 10000 и 20000 об/мин возрастание статического давления вдоль радиуса при 2D моделировании оказывалось несколько больше, чем в результат расчета по (2)–(7), отмеченных на рис. 5 жирными линиями значения в соответствии с таблицей 1. С увеличением скорости вращения до 30000 об/мин одномерный расчет приводит к существенно большему изменению давления, чем двумерный. Видимо при таких условиях более правильные результаты могут быть получены при 3D моделировании течения.

На центробежный эффект оказывает сильное влияние организация выхода воздуха из полости. Если на радиусе r_2 имеется цилиндрический участок и воздух покидает через узкую щель, то имеет место развитое циркуляционное течение воздуха,



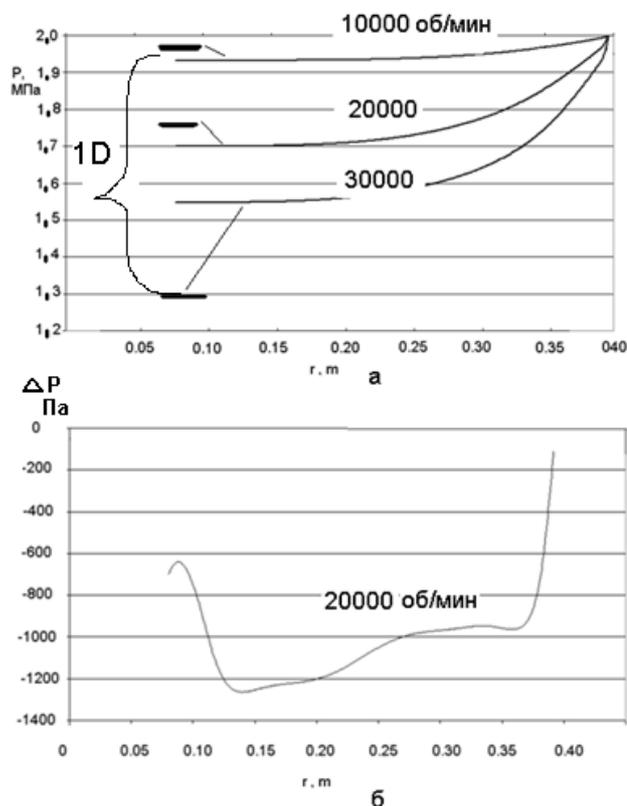
а – $n = 10000$ об/мин, б – 20000 об/мин, в – 30000 об/мин, г – полуоткрытый выход и – $n = 20000$ об/мин

Рис. 4. Линии тока в полости диск-статор

приводящее к увеличению закрутки и росту давления. Если на выходе воздуха из диска нет препятствий, то он в основном покидает полость, и только в малой степени участвует в циркуляции.

Интенсивность циркуляции в этом случае существенно меньше, чем при наличии цилиндрического препятствия и закрутка

потока практически во всей полости близка к нулю. В результате практически не наблюдается возрастания давления вдоль диска (рис. 5,б). Его величина составляла не более 1250 Па, т.е. многократно меньше, чем в том случае, когда поток отклонялся цилиндрической стеной и возвращался обратно в полость.



а – выход воздуха из полости через узкий кольцевой зазор,

б – перепад давления при полуоткрытом выходе

Рис. 5. Распределение статического давления около диска

Проведенный анализ показывает, что характер течения в полости между диском достаточно сложный и зависит от многих факторов, включая условия выхода из полости. Одномерный расчет (2)–(7) не учитывает этих факторов и может быть использован с определенной степенью осторожности при относительно невысоких скоростях вращения и наличии цилиндрического участка, препятствующего свободному выходу воздуха из полости между диском и статором.

Литература

1. *Moroz L, Tarasov A.* Flow Phenomenon in the Steam Turbine Disk-Stator Cavities Channeled by Balance Holes, 54228 // Proceedings of 2004 ASME Turbo Expo. – Vienna, Austria. – 2004. – June 14–17.
2. *Дорфман Л. А.* Гидравлическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. – М.: Физматгиз, 1960.
3. *Шнеэ Я. И.* Газовые турбины / Я. И. Шнеэ, В. М. Капинос, И. В. Котляр – Киев: Вища школа, 1976. – 296 с.
4. *Newman B. G.* Flow and Heat Transfer on a Disk Rotating Beneath a Forced Vortex // AIAA Journal. – v.21. – 8. – 1983. – pp. 1066-1070.
5. *Швец И. Т., Дыбан Е. П.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. – Киев: Наукова думка, 1974. – 488 с.