

УДК 621.165 : 621.438

В.М. КАПИНОС*, д-р техн. наук, проф., В.Н. ПУСТОВАЛОВ*, канд. техн. наук,
А.Ю. ДРОННИК**, канд. техн. наук

**Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»
e-mail: vnp@online.kharkiv.com
** Фирма «Сименс», Берлин, ФРГ*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИДИСКОВЫХ ПОЛОСТЕЙ ТУРБОМАШИН

Представлені результати експериментального дослідження гідродинамічних характеристик білядисккових порожнин турбомашин.

The results of the experimental investigation of the hydrodynamic characteristics of the near disks cavities of turbomachinaries is presented.

Постановка задачи исследования

Критический анализ текущего состояния сведений о гидродинамических характеристиках потоков рабочего тела и охладителя в придисковых камерах паровых и газовых турбин показывает, что в настоящее время в отечественной и зарубежной литературе отсутствуют систематические расчетные или экспериментальные данные о полях давления в придисковых камерах паровых и газовых турбин, справедливые для вытекающих из потребностей инженерной практики широких пределов изменения геометрических и режимных параметров.

В связи с этим имеются затруднения при

- 1) задании гидродинамических характеристик придисковых полостей в оптимизационных расчетах разветвленных трактов систем охлаждения газовых турбин;
- 2) минимизации расхода охлаждающей среды, запирающей придисковую камеру от проникновения в нее горячих газов из проточной части газовой турбины;
- 3) расчете осевого усилия в паровых и газовых турбинах с учетом реальных полей давления в придисковых камерах как основы для последующего выбора параметров упорного подшипника;
- 4) определении коэффициента момента сопротивления турбинных дисков при вращении в условиях, когда в придисковых камерах имеется расход рабочего тела (в паровых турбинах) или охладителя (в газовых турбинах).

Современный уровень развития численных методов моделирования турбулентных течений жидкости в каналах сложной конфигурации при реальных числах Рейнольдса с реализацией вычислительных алгоритмов на доступных ЭВМ еще не позволяет получать результаты, полностью адекватные натурным процессам.

Надежную информацию об изучаемых физических процессах можно получить экспериментальным путем в натуральных условиях на полномасштабных установках. Так как проведение таких дорогостоящих опытов является практически нереальным, то естественным выходом из положения являются исследования на маломасштабных моделях.

Течение в камере, образованной вращающимся диском и статором, является простой и довольно близкой к натуре моделью потока в придисковой камере системы

охлаждения ротора современной ГТУ и в придисковых камерах паровых турбин, не имеющих разгрузочных отверстий.

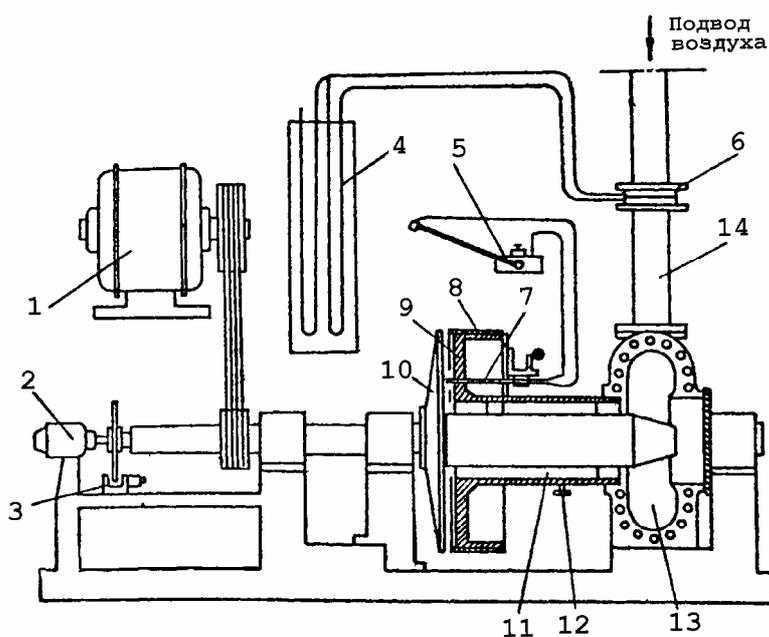
Приближённая оценка запирающего расхода в придисковой камере газовой турбины приведена в работах [1, 2]. Однако отсутствие учёта влияния периферийного уплотнения придисковой камеры существенно снижает их практическую значимость.

Большой объём экспериментального исследования запирающего расхода был проведен авторами [3–5]. Анализ этих работ, а также результаты обширных многовариантных исследований по запирающему расходу излагаются в [6, 7].

Настоящая статья посвящена результатам экспериментального исследования гидродинамических характеристик придисковых полостей турбомашин при наличии в них периферийных уплотнений, исследованных в работах [6, 7]. Рассмотренные конструкции включали в себя одноусиковое и двухусиковое осевое уплотнение с расположением гребней на статоре, двухусиковое осевое уплотнение с расположением одного гребня на роторе, другого – на статоре, трёхусиковое уплотнение с расположением одного гребня на статоре, двух – на роторе.

Экспериментальная установка и методика проведения опытов

Схема опытной установки приведена на рис. 1.



- 1 – мотор постоянного тока, 2 – тахогенератор, 3 – датчик цифрового тахометра,
 4 – манометрический щит, 5 – наклонный манометр, 6 – диафрагма, 7 – зонд,
 8 – обечайка осевого уплотнения, 9 – корпус, 10 – диск, 11 – подводный канал,
 12 – стопорный винт, 13 – камера подвода воздуха, 14 – воздухопровод

Рис. 1. Схема опытной установки

На основе теории подобия в качестве определяющих режимных параметров были приняты числа Рейнольдса $Re_0 = \omega r_0^2 / \nu$ и $Kv = v_{r0} / \omega r_0$, где r_0 – радиус входа в придисковую камеру, ω – угловая скорость экспериментального ротора, v_{r0} – среднерасходная скорость потока на радиусе r_0 .

При заданном значении величин S и S_0 , где S – зазор между диском и стенкой, а S_0 – зазор в периферийном уплотнении, и фиксированной величине кинематического фактора исследовалось влияние числа Re_0 при четырех его значениях в диапазоне $3,5 \cdot 10^4 \div 1,92 \cdot 10^5$. Опыты повторялись для 6-9 значений кинематического фактора, равного 0,09; 0,15; 0,25; 0,35; 0,5; 0,7; 1,0; 1,5; 2,0. Таким образом, для каждого из 24 сочетаний зазоров S_0 и S проводилось от 20 до 36 опытов при различных сочетаниях Kv и Re_0 .

Расчетная оценка среднеквадратичной погрешности определения чисел Re и Kv , рассматриваемых как косвенные измерения с однократным наблюдением, составляла порядка 1,5%.

Диаметр диска и другие соответственные размеры описываемой экспериментальной установки в 1,6 раза превышали размеры стенда, на котором проводили свои опыты Оуэн и его сотрудники [3-5], что облегчало организацию всех аэродинамических замеров и повышало их точность. Эксперименты проводились по классическому, частично насыщенному плану, т.е. варьирование того или иного фактора производилось на нескольких уровнях остальных факторов, что позволяло контролировать их эффекты взаимодействия. Обработка опытов выполнялась по методу Брэндона [8].

В тракте охлаждающего воздуха, поступающего в придисковую камеру, выделялись три характерных участка:

- участок входа с поворотом потока из осевого кольцевого канала в диффузорную часть тракта при осевом подводе среды или при радиальном подводе – участок, непосредственно следующий за кольцевой расточкой в роторе;
- радиальный диффузор (собственно придисковая камера);
- область, ограниченная периферийным усиковым уплотнением придисковой камеры.

Границы этих участков носят условный характер. В частности, было принято, что первый участок ограничен относительным радиусом $r_0/R = 1,38$, на котором находится первое отверстие для замера статического давления. Протяженность диффузора при обработке экспериментов ограничивалась относительными радиусами 1,38 и 2,98, а третий участок определялся короткой областью периферийного уплотнения.

Полное гидравлическое сопротивление $\Delta P_{\text{полн}}$ придисковой камеры можно представить в виде суммы трех слагаемых: гидравлического сопротивления поворота потока на входе $\Delta P_{\text{п}}$, гидравлического сопротивления диффузора $\Delta P_{\text{д}}$, в которое входят как потери на трение, так и повышение давления за счет диффузорного эффекта, и гидравлического сопротивления периферийного уплотнения на выходе из придисковой камеры $\Delta P_{\text{в}}$:

$$\Delta P_{\text{полн}} = \Delta P_{\text{п}} - \Delta P_{\text{д}} + \Delta P_{\text{в}}, \quad (1)$$

где знак "-" перед $\Delta P_{\text{д}}$ введен из-за того, что для удобства обработки экспериментальных данных в области диффузора использовалась не разность $P_{r0} - P_{ri}$, а разность давлений $P_{ri} - P_{r0}$.

Результаты исследования

Объем журнальной статьи не позволяет полно представить результаты столь обширного многовариантного исследования. Поэтому ниже излагаются лишь данные,

полученные при двухусиковом осесом уплотнении на диске. Весь массив полученных данных и обобщающих зависимостей может быть передан заинтересованным организациям на контрактной основе.

Поворот потока на входе в придисковую камеру происходит в более сложных условиях, чем в системах, которые теоретически и экспериментально исследовались до сих пор [9, 10]. Во-первых, одна из стенок канала вращается, во-вторых, за поворотом располагается радиальный диффузор. Поэтому в экспериментах помимо параметра S/r_0 , варьировалось также число Рейнольдса Re_0 и кинематический фактор Kv при постоянной закрутке потока близкой к нулю в осевой части канала.

В интервале $Re_0 = 3,4 \cdot 10^4 \div 1,6 \cdot 10^5$ при $Kv = idem$ сопротивление поворота не зависит от числа Re_0 . Главное влияние оказывают кинематический фактор и относительная ширина зазора.

Было установлено, что зависимость от Kv подчиняется квадратичному закону, а влияние величины зазора между диском и неподвижной стенкой не является монотонным. Последнее объясняется, тем, что при малых значениях зазора в подводящем канале S_1 , когда поток за поворотом ускоряется в связи с уменьшением сечения канала, область отрывного течения невелика и соответственно небольшим будет гидравлическое сопротивление. По мере увеличения ширины канала за поворотом уменьшается поджатие потока, зона отрыва возрастает. Это ведет к росту сопротивления. Однако, начиная с некоторого значения S , усиливается влияние диффузорности канала и восстановление давления начинает превалировать над ростом потерь от трения и отрыва. В итоге происходит уменьшение числа Eu_n . В связи с этим функция Eu_n от S имеет экстремум.

В итоге, зависимость Eu_n от всех аргументов имеет вид:

$$Eu_n = Kv^2 \left[506,52 \cdot \left(\frac{S}{S_1} \right)^{6,548 \frac{S}{S_1} + 1,756} \exp \left[-2,859 \left(\frac{S}{S_1} \right)^2 - 2,67 \frac{S}{S_1} \right] - 1,5 \right]. \quad (2)$$

Течение в радиальном диффузоре между вращающимся диском и корпусом отличается большой сложностью.

Во входной его части при осевом подводе охлаждающей среды возникает циркуляционная зона на стенке корпуса в результате отрыва потока с последующим его присоединением. При больших зазорах S присоединение отрыва может вообще не произойти. В периферийной части диффузора вблизи уплотнения со стороны корпуса образуется застойная зона.

Если расход через придисковую камеру меньше запирающего, т.е. в придисковую камеру поступает среда из проточной части, то течение усложняется в ещё большей степени. В этом случае циркуляционное течение может охватывать большую часть придисковой полости со значительным расходным течением от периферии к центру.

Распределение давления в пяти точках вдоль радиуса ($r/r_0 = 1,38; 1,72; 2,07; 2,41; 2,76$) измерялось при $S_0 = 3, 5, 8$ мм ($S_0/r_0 = 0,0295; 0,493; 0,079$). Ширина зазора между диском и корпусом S принималась равной 10, 15, 20, 30, 40, 50, 60, 70 мм ($S/r_0 = 0,098; 0,148; 0,197; 0,296; 0,394; 0,493; 0,591; 0,69$). В каждой из двадцати четырех серий опытов (при различных сочетаниях зазоров S и S_0) варьировалось число Рейнольдса Re_0 (частота вращения) и кинематический фактор Kv (расход).

При заданном значении зазоров S и S_0 и фиксированной величине кинематического фактора исследовалось влияние числа Re_0 при четырех его значениях в диапазоне $3,5 \cdot 10^4 \div 2,5 \cdot 10^6$. Опыты повторялись для 6-9 значений кинематического фактора, равного 0,09; 0,15; 0,25; 0,35; 0,5; 0,7; 1,0; 1,5; 2,0. Таким образом, для каждого из 24 сочетаний зазоров S_0 и S проводилось от 20 до 36 опытов при различных значениях Re_0 и Kv .

Было установлено, что в пределах точности измерений число Эйлера Eu_d не зависит от числа Рейнольдса и, как и для поворота потока, наблюдается квадратичная зависимость числа Эйлера от кинематического фактора: $Eu \sim Kv^2$.

На распределение давления по радиусу оказывает влияние как диффузорный эффект, приводящий к повышению статического давления по радиусу в диффузоре, так и возникающий при повороте потока отрыв и появление периферийной застойной зоны. Последние явления зависят от величины зазора S , в то время как диффузорный эффект зависит только от степени раскрытия диффузора, который в экспериментах не изменялся, поскольку для кольцевого диффузора отношение площади сечения на данном радиусе к площади входного сечения F/F_0 равно r/r_0 , т.е. не зависит от ширины зазора. Следовательно, немонотонное изменение Eu_d от величины S зависит только от уменьшения или увеличения потерь в диффузоре при изменении S .

При небольших зазорах S , когда площадь проходного сечения F_1 до поворота потока больше площади проходного сечения F_2 радиального диффузора на радиусе подвода среды, течение можно рассматривать как течение с внезапным сужением, какое характеризуется большими потерями. Затем с увеличением зазора S разница в проходных сечениях до и после поворота уменьшается и, следовательно, уменьшаются потери (зоны 1 и 2 на рис. 2).

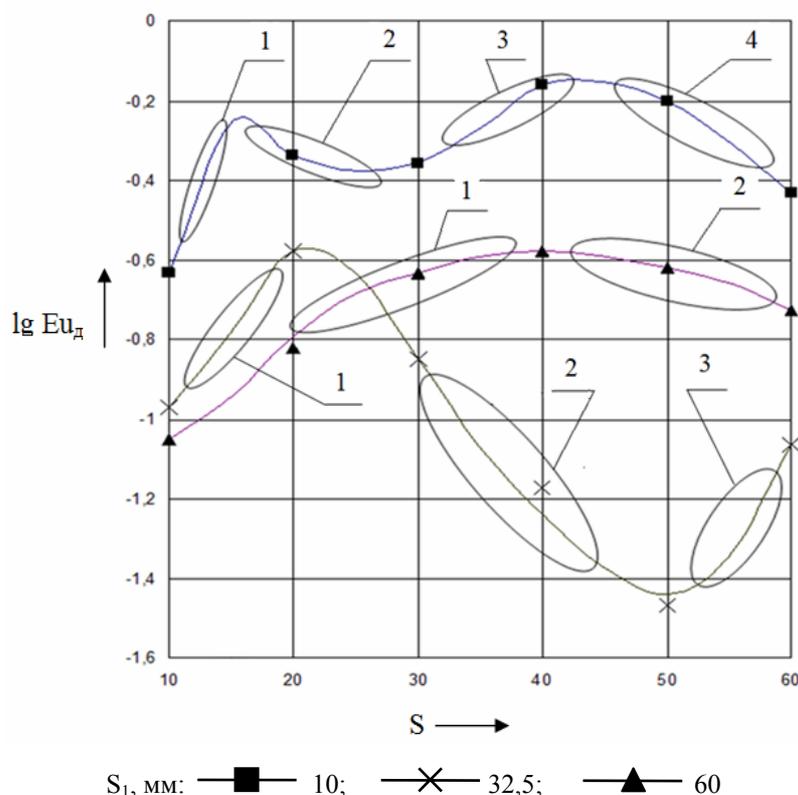


Рис. 2. Зависимость числа Eu диффузора от ширины придисковой камеры при различной ширине канала подвода среды S_1 и $r/r_0 = 1,72$, $S_0 = 5$ мм

При некотором зазоре S , когда F_1 становится меньше F_2 , происходит перестройка течения и начинают проявляться эффекты течения с внезапным расширением, а именно – размеры отрыва в угловой точке статора резко увеличиваются. Дальнейшее увеличение сечения радиального диффузора приводит к увеличению размера отрыва, в результате чего потери увеличиваются (зона 3 на рис. 2).

При дальнейшем увеличении зазора S течение в диффузоре становится фактически струйным – поток оттесняется к диску, несмотря на то что размер застойной зоны увеличивается, интенсивность движения в ней уменьшается, что приводит к уменьшению потерь (зона 4 на рис. 2).

Обобщение экспериментальных данных, представленных на рис. 2, приводит к следующему выражению для сопротивления кольцевого диффузора:

$$Eu_d = |\xi|^{a\xi} \cdot 10^{d\xi+e} Kv^2, \quad (3)$$

где

$$o = \lg\left(\frac{S}{S_1}\right) + c; \quad a = 1,221 \cdot \left(\frac{r}{r_0}\right)^{-1,237} \left(\frac{S_0}{r_0}\right)^{-0,269};$$

$$c = -6,6 \cdot \left(\frac{S_0}{r_0}\right) - 0,0472; \quad d = 0,201 \cdot \left(\frac{r}{r_0}\right)^{-0,223} \left(\frac{S_0}{r_0}\right)^{-0,294};$$

$$e = -6,6 \cdot \left(\frac{S_0}{r_0}\right) - 0,0472.$$

Эксперименты по гидравлическому сопротивлению периферийного уплотнения показали, что в пределах точности опытов число Re_R на сопротивление уплотнения влияния не оказывает. Основное воздействие на сопротивление оказывают расход (кинематический фактор) и относительные величины зазоров S_0/R и S/R .

Обобщающая зависимость представляется как

$$Eu_b = 1,307 \cdot Kv^2 \left(\frac{S}{R}\right)^2 \left(\frac{S_0}{R}\right)^{-1,818}. \quad (4)$$

Для области, неквадратичной по отношению к Kv_R ($Kv_R < 0,05$; $S/R < 0,1$) зависимость Eu_b от аргументов выглядит следующим образом:

$$Eu_b = 1,577 Kv^{3,464} \left(\frac{S}{R}\right)^{2,22} \left(\frac{S_0}{R}\right)^{-2,909}. \quad (5)$$

Литература

1. РТМ. Расчетные и экспериментальные методы определения теплового состояния основных узлов газовых турбин с воздушным охлаждением. – Л.: ЦКТИ, ИТТФ АН УССР. – Вып. 29. – 1970.
2. Швец И. Т., Дыбан Е. П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. – Киев: Наукова думка, 1974. – 487 с.

3. Фадке, Оуэн. Исследование работы радиальных уплотнений воздуха охлаждаемых газотурбинных дисков // Энергетические машины и установки. – 1983. – Т. 105. – № 1. – с. 132-139.

4. Phadke U. P., Owen J. M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas-turbine rotor-stator system // Int. J. Heat and Fluid Flow. – 1988. – vol. 9. – N 2. – p. 98-112.

5. Bayley F. J., Owen J. M. The fluid dynamics of a shrouded disks system with a radial outflow of coolant // Tr. of the ASME. Journal of engineering for power. – 1970. – July. – p. 335-340.

6. Капинос В. М. Математическое и физическое моделирование течения у турбинного диска / В. М. Капинос, В. Н. Пустовалов, А. Ю. Дронник, В. А. Лаврухин // Доклады международной научно-технической конференции «Компьютер: наука, техника, технология, здоровье», Харьков – Мишкольц, 1993.

7. Определение теплогидравлических характеристик системы охлаждения турбомашин и параметров потока в полостях корпусов с целью научного сопровождения проектирования газовых и паровых турбин, в том числе и ПГУ по гидродинамике, теплообмену, температурному и термонапряжённому состояниям. Экспериментальное исследование гидравлических характеристик придисковых полостей паровых и газовых турбин при течении рабочего тела и охладителя: Отчёт о НИР / НИИ турбомашин Министерства образования Украины; Руководитель В. М. Капинос. – № ГР 0194U035274; Инв. № 0296U006412. – Харьков, 1995. – 103 с.

8. Brandon D. B. Development of mathematical models for computer control // ISA Journal. – 1959. – №7. – p.1-5.

9. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). – М.: Госэнергоиздат, 1954. – 316 с.

10. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

© Капинос В.М., Пустовалов В.Н., Дронник А.Ю., 2007