

На правах рукописи

Солдатова Кристина Валерьевна

АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА В ЗАЗОРЕ «ПОКРЫВАЮЩИЙ ДИСК –  
КОРПУС» ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ  
ЧИСЛЕННЫМИ МЕТОДАМИ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО  
ПРОЕКТИРОВАНИЮ

Специальность: 05.04.06 – вакуумная, компрессорная техника и  
пневмосистемы

Автореферат диссертации  
на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2007

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Научный руководитель: доктор технических наук,

профессор, Галёркин Юрий Борисович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Жарковский Александр Аркадьевич.

кандидат технических наук, Латыпов Геннадий Габдулович.

Ведущая организация: ЗАО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань.

Защита состоится «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2007 г. в \_\_\_\_\_ часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29 в аудитории \_\_\_\_\_ Главного здания.

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2007 г.

Учёный секретарь

диссертационного совета

д.т.н., проф.

Хрусталёв Б.С.

# АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА В ЗАЗОРЕ «ПОКРЫВАЮЩИЙ ДИСК – КОРПУС» ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ ЧИСЛЕННЫМИ МЕТОДАМИ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ

## Общая характеристика работы

Актуальность темы. Центробежные компрессоры играют важную роль в базовых отраслях промышленности. Их экономичность и надежность оказывают значительное влияние на эффективность производственных процессов. Движение газа в зазорах «покрывающий диск – корпус» определяет потери дискового трения, протечки в лабиринтных уплотнениях и осевое усилие воспринимаемое упорным подшипником. Минимизация осевого усилия является важной задачей, т.к. упорный подшипник, наиболее нагруженный элемент центробежного компрессора. Дисковое трение и протечки составляет значительную долю общих потерь у малорасходной ступени.

Цель работы. Работа предпринята для обоснования возможности применения программ расчета вязкого пространственного потока (FLUENT и CFX) к анализу течения в зазоре «покрывающий диск – корпус» и получения рекомендаций по расчету и проектированию. Для достижения цели сделано следующее:

1. Произведена расчетная визуализация течения в зазоре и лабиринтном уплотнении при различной ширине осевого зазора и радиального зазора в уплотнении в диапазоне рабочих режимов малорасходной модельной ступени типа «028».

2. Произведен расчет распределения давлений в зазоре, распределение скорости и ее компонентов, касательных напряжений, дискового трения, протечек в уплотнении, осевого усилия. Исследовано влияние ширины

зазора и радиального зазора в лабиринтном уплотнении. Анализ качественной картины и сопоставления с данными измерений показали корректность результатов расчетов.

#### Научная новизна.

Систематическое исследование течения в зазоре «покрывающий диск – корпус» расчетами вязкого пространственного потока и сопоставление с экспериментальными данными предпринято впервые.

#### Практическое значение работы.

Уточнены рекомендации по выбору осевой величины зазора «покрывающий диск – корпус» с учетом влияния на щелевые потери и осевое усилие. Определена зависимость  $\lambda_1 = f(\psi_T)$  для расчета течения в зазорах «рабочее колесо – корпус» Методом универсального моделирования. Расчетные результаты включены в конспект лекций по курсу «Турбокомпрессоры».

#### Достоверность результатов.

Численный анализ вязкого потока выполнен двумя разными пакетами программ, сопоставлен с результатами расчетов по одномерному методу и результатами измерения давления газа в зазоре при испытании модельной ступени. Полученные результаты соответствуют характеру физических процессов в зазоре. Расчеты разными методами совпадают между собой и с результатами экспериментов с точностью, достаточной для практического использования полученных результатов.

#### Реализация работы в промышленности.

Полученная зависимость коэффициента трения от режима работы ступени используется при расчетах течения по одномерной схеме в программах оптимального проектирования Метода универсального моделирования центробежных компрессоров кафедры КВХТ.

#### Апробация работы.

Результаты работы были представлены на Неделях науки в СПбГТУ.

### Публикации.

По теме диссертации автором опубликовано 2 работы. Основные результаты опубликованы в научно-техническом журнале «Компрессорная техника и пневматика», в журнале «Химическое и Нефтегазовое машиностроение».

### Объем и структура диссертационной работы.

Диссертационная работа состоит из восьми глав и списка использованной литературы. Работа содержит 180 страниц машинописного текста, включая 14 таблиц, 189 рисунков.

### Краткое содержание работы

В главе 1 обосновывается актуальность темы, формулируются цели работы.

В главе 2 анализируется современное состояние проблемы. Рассмотрены работы В.Ф. Риса, Г.Н. Дена, К.П. Селезнева – Ю. Б. Галеркина, С.С. Евгеньева, Л.Я. Стрижака – Н.И. Садовского.

В главе 3 приводится схема экспериментальной установки, ее описание, а также данные из протоколов испытаний в дальнейшем используемые при расчете.

В главе 4 приводится описание объекта исследования, модели расчетной области, программ для расчета, особенности методики расчета по программам FLUENT и CFX. Расчеты выполнены в Центре Высокопроизводительных Вычислительных Кластерных Технологий СПбГПУ (при консультациях проф. д.т.н. Н.Н. Шаброва) – по программе FLUENT и в Учебно-научно-инновационной лаборатории «Вычислительная механика» (при консультациях проф. А.И. Боровкова и аспиранта И.Ю. Войнова) – по программе CFX. Расчеты выполнены с использованием  $k-\omega$  модели. Количество ячеек расчетной сетки 96500.

Расчетная область представлена на рис.1.

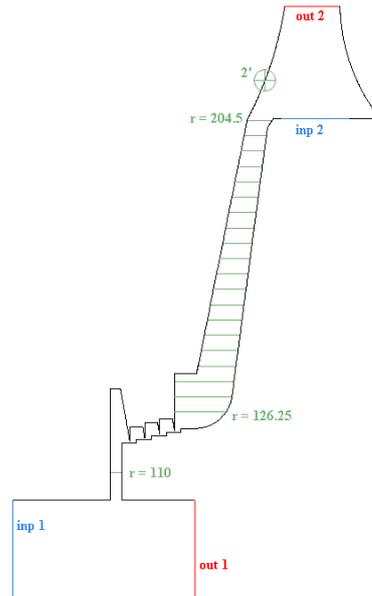


Рис. 1. Область расчета с указанием характерных сечений.

В главе 5 представлены результаты расчетного исследования течения в зазоре модельной ступени типа «028» и сопоставление с данными измерений распределения статического давления по длине зазора.

Из-за наличия закрутки потока в зазоре возникает градиент давления:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r} \quad (1)$$

На градиент давления существенно влияет расход протечек в уплотнении, вносящий в зазор момент количества движения  $\bar{m}_{np} c_{u2} r$ . Как выяснилось,

несоответствие измеренных и рассчитанных коэффициентов давления

$$\Delta \bar{p} = \frac{p_2 - p(r)}{\rho_{cp,k} u_2^2}$$

связано с тем, что рассчитанный по CFX расход протечек

меньше действительного на 25 – 30%. На рис. 2. показаны зависимости

$$\Delta \bar{p} = \frac{p_2 - p_l}{\rho_{cp,k} u_2^2} = f(\psi_T)$$

по данным измерений и по расчетам при разных

радиальных зазорах в лабиринтном уплотнении, т.е. при протечках больших,

и меньших действительного. Качественное и удовлетворительное

количественное совпадение с экспериментами, физически достоверная и

детальная картина расчетного течения в зазоре позволяют сделать вывод о

эффективности применения программ FLUENT и CFX к решению поставленной задачи.

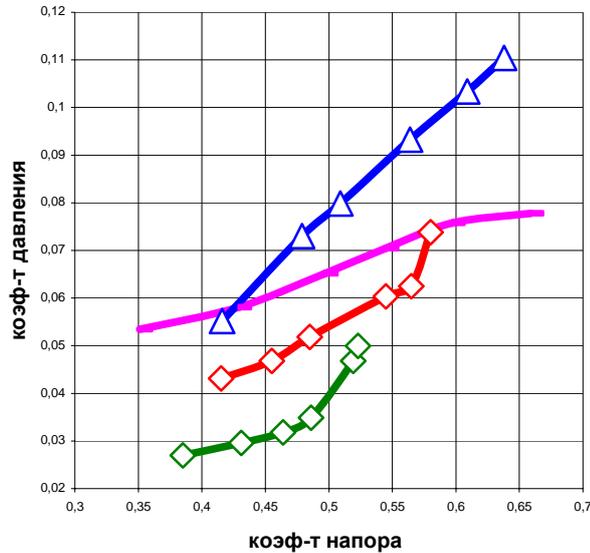


Рис. 2. Зависимость  $\overline{\Delta p}_n = f(\psi_T)$ . Сплошная линия – эксперимент,  $-\Delta - \Delta$  – зазор 1.0 мм,  $-\square - \square$  – 0.5 мм,  $-O - O$  – зазор 0.25 мм.

Представленные в главе 5 расчеты дискового трения и протечек были повторены в главе 6 при других размерах зазора «покрывающий диск – корпус» и радиального зазора в лабиринтном уплотнении. Мощность трения при расчете по программе CFX определялась по величине касательных напряжений на поверхности покрывающего диска:

$$dN_{тр} = dM_{тр} \cdot \omega = \tau_u dF r \omega, \quad (2)$$

или в интегральном виде

$$N_{тр} = \int_F dN_{тр} = \omega \int_F \tau_u r dF, \quad (3)$$

где  $\tau_u$  – окружная составляющая касательных напряжений на стенке;

$r$  – текущее значение радиуса;

$dF = 2\pi r dr$  – элементарная площадь поверхности покрывающего диска;

$\omega$  - угловая скорость вращения рабочего колеса.

Коэффициент потерь дискового трения рассчитывался как:

$$\beta_{тр} = N_{тр} / N_t, \quad (4)$$

где

$$N_r = \bar{m} \psi_r u_2^2. \quad (5)$$

По формуле Стодола для несжимаемого потока (рекомендуется для расчета протечек в уплотнении покрывающего диска) рассчитывались протечки по измеренному перепаду давления и по перепаду давления, рассчитанному по СФХ. Формула Стодола (упрощенная):

$$\bar{m}_{np} = \mu F \rho_{cp} \sqrt{2 \Delta p_l / (z \rho_{cp})} \quad (6)$$

Здесь коэффициент расхода  $\mu = 0,72$  принят в соответствии с рекомендациями для ступенчатых конических уплотнений с хорошим состоянием кромок гребней уплотнения.

В главе 6 рассмотрено влияние ширины зазора «покрывающий диск – корпус» и радиального зазора в лабиринтном уплотнении. Осевой размер зазора  $\frac{b}{D_2} = 0,01448$  принят у модельной ступени типа «028» по обычным рекомендациям по проектированию. Рассмотрены так же зазоры вдвое меньше и вдвое больше рекомендованных.

При максимальном из исследованных зазоре  $\frac{b}{D_2} = 0,02869$ , (рис. 3) картина течения характеризуется развитием нескольких вихревых зон на разных радиусах. Вихревая зона на выходе из РК – входе в зазор может быть опасна из-за дополнительных потерь напора в проточной части. При течении в районе лабиринтного уплотнения характерно развитие вихревых зон в полостях после лабиринтного уплотнения, связанное с закруткой потока цилиндрической и торцевой поверхностями покрывающего диска.

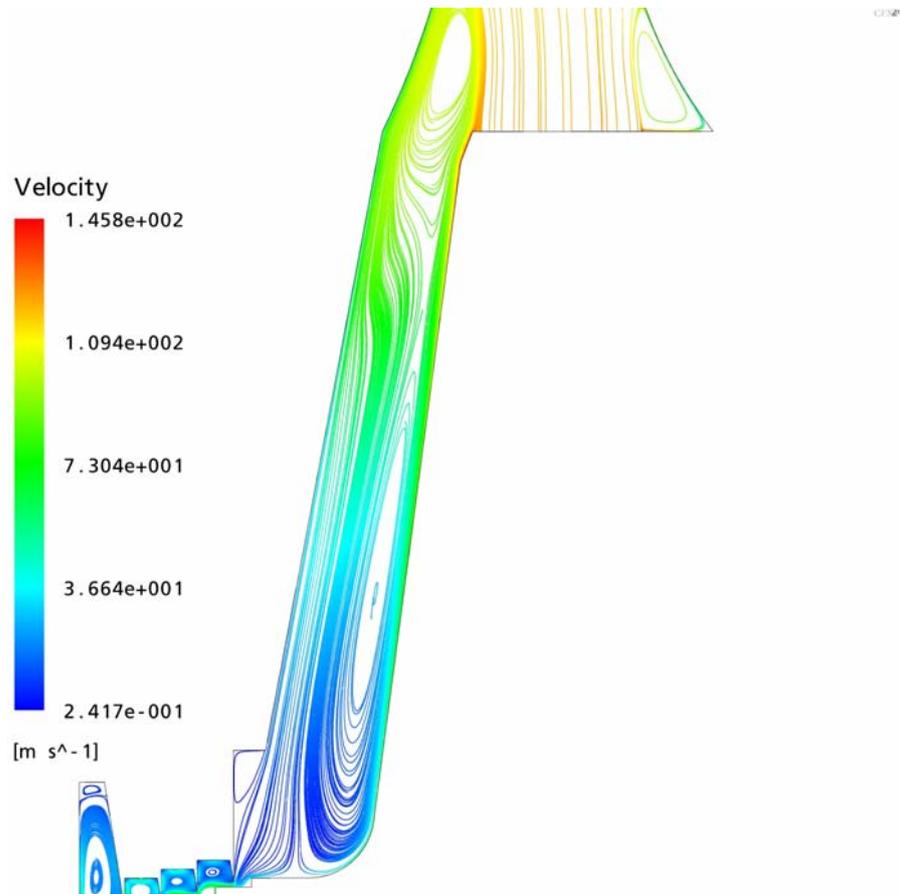


Рис. 3. Картина течения при зазоре  $\frac{b}{D_2} = 0,02869$  .  $\Phi = 0,0282$ .

Исходное значение радиального зазора составляет 0,5 мм. Для сравнения были взяты увеличенный в два раза зазор 1,0 мм и в два раза уменьшенный 0,25 мм.

Массовый расход протечек при зазоре 0,25 мм и при 0,5 мм меньше на 35-40%, чем при расчете по формуле Стодолы. Массовый расход при зазоре 1,0 мм больше, чем при 0,5 мм в 3-3,5 раза. Визуализация течения показывает, что при увеличенном зазоре значительная часть струи под гребнем уплотнения не тормозится в камере. Уплотнение становится неэффективным при отношении радиального зазора к длине камеры  $\delta_r / l_{lab} > 0,125$ .

Расчеты по CFX и по формуле Стодолы сопоставлены на рис. 4.

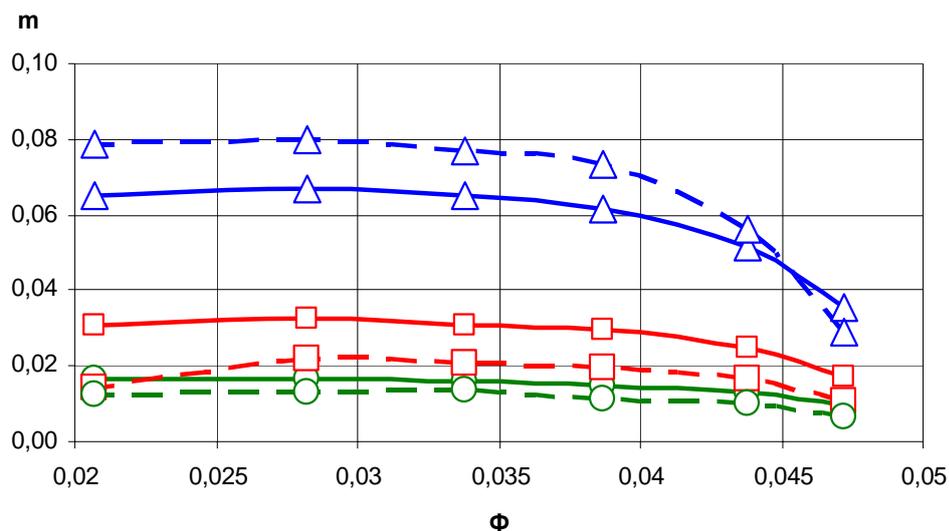


Рис. 4. Массовый расход в уплотнении в зависимости от режима работы ступени.  $-\Delta-\Delta-$  зазор 1.0 мм,  $-\square-\square-$  0.5 мм,  $-O-O-$  зазор 0.25 мм. Сплошная линия – формула Стодола, пунктир – CFX.

Результаты расчета представлены так же в виде коэффициентов расхода в формуле Стодола:

$$\mu_{CFX} = \mu_{\text{Стодола}} \frac{\beta_{\text{прCFX}}}{\beta_{\text{прСтодола}}} \quad (7),$$

где  $\mu_{CFX}$  - коэффициент расхода в уплотнении рассчитанный по программе CFX.

При относительных зазорах  $\delta_r / l_{lab} \approx 0,065$  и  $0,125$  коэффициент расхода меньше рекомендуемого для расчетов по формуле Стодола примерно на 30% и не зависит от режима работы ступени, т.е. от закрутки потока в уплотнении. При зазоре  $\delta_r / l_{lab} \approx 0,25$  происходит качественное изменение работы уплотнения с резким ростом коэффициента расхода и его зависимостью от закрутки потока.

На рис. 5 показана зависимость  $\mu_{CFX} = f(\psi_T)$  при трех зазорах в уплотнении и трех осевых размерах  $\frac{b}{D_2}$ .

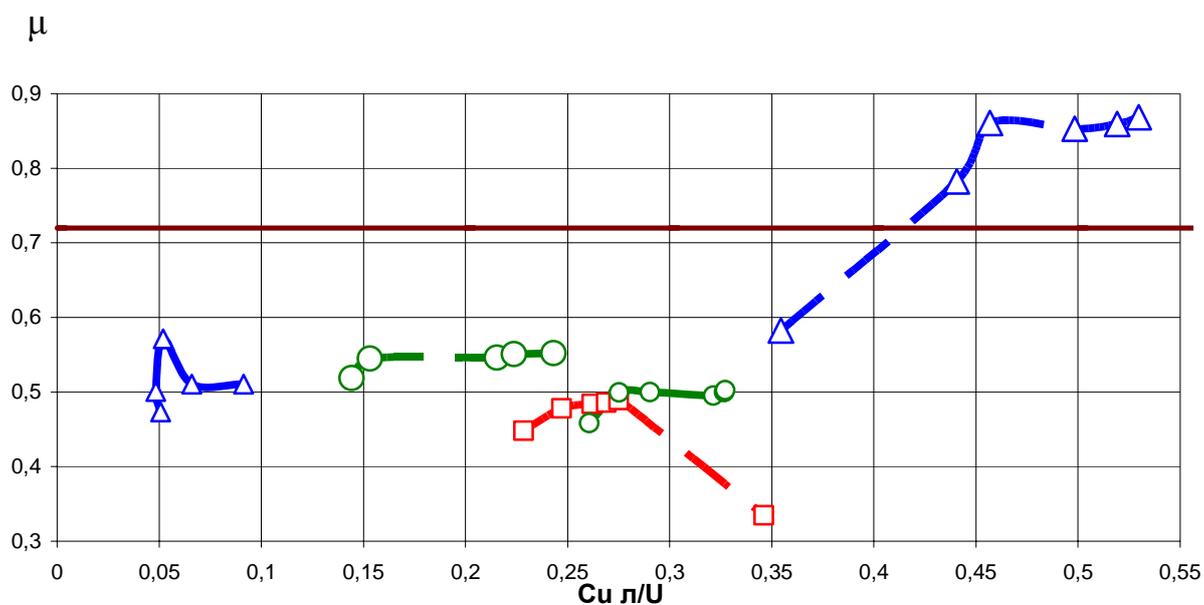


Рис. 5. Влияние радиального зазора на коэффициент расхода в уплотнении.

Пунктир  $\Delta - \Delta$  – зазор 1.0 мм, пунктир  $\square - \square$  – 0.5 мм, пунктир  $\circ - \circ$  – зазор 0.25 мм, сплошная линия  $\circ - \circ$  – зазор  $\frac{b}{D_2} = 0,00731$ , сплошная линия  $\square - \square$  – зазор  $\frac{b}{D_2} = 0,01448$ , сплошная линия  $\Delta - \Delta$  – зазор  $\frac{b}{D_2} = 0,02869$ .

На рис. 6 представлены рассчитанные коэффициенты трения диска при разных радиальных зазорах в уплотнении и ширине зазора «покрывающий диск – корпус». При зазоре 1,0 мм потери на трение наименьшие из-за большего момента количества движения  $\bar{m}_{np} c_{u2} r$ , вносимого в зазор.

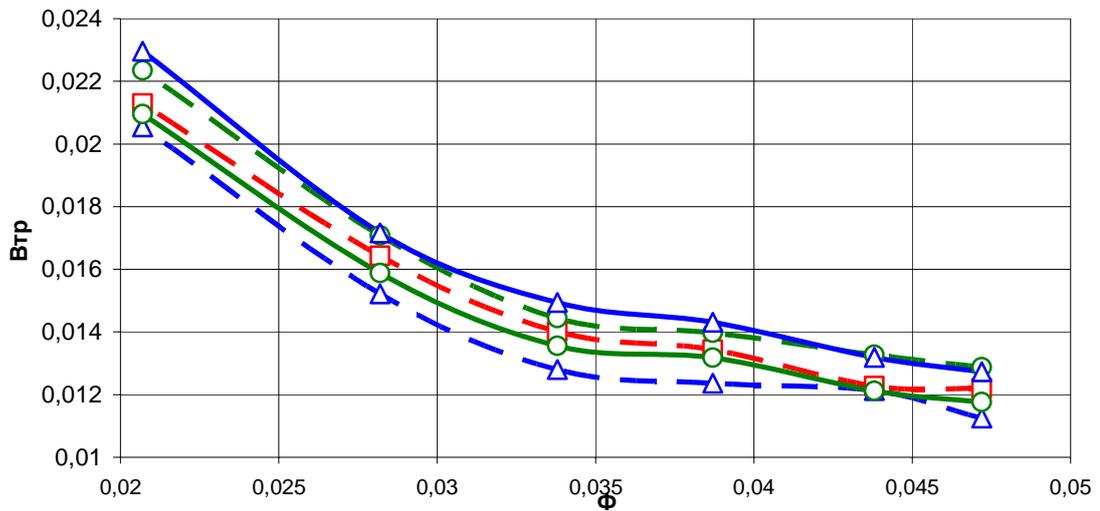


Рис. 6. Потери трения при различной величине радиального зазора (CFX).

Пунктир  $-\Delta-\Delta-$  зазор 1.0 мм, пунктир  $-\square-\square-$  0.5 мм, пунктир  $-O-O-$  зазор 0.25 мм, сплошная линия  $-O-O-$  зазор  $\frac{b}{D_2} = 0,00731$ , сплошная линия  $-\square-\square-$  зазор  $\frac{b}{D_2} = 0,01448$ , сплошная линия  $-\Delta-\Delta-$  зазор  $\frac{b}{D_2} = 0,02869$ .

Течение в зазоре «покрывающий диск – корпус», оказывает решающее влияние на общее осевое усилие, действующее на рабочее колесо из-за радиального градиента давления, зависящего от закрутки потока в зазоре  $\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r}$ . Данные расчетов по программе CFX представлены в безразмерном виде коэффициента осевой силы:

$$\overline{R}_z = \int \frac{\Delta \overline{p}}{1 - r_n^2} r dr, \quad (8)$$

где  $\overline{r}_n^2$  - радиус уплотнения,  $\Delta \overline{p}$  - коэффициент давления.

Осевая сила в зависимости от коэффициента  $\overline{R}_z$ :

$$R_z = \overline{R}_z * \rho U_2^2 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_n^2). \quad (9)$$

Графики на рис. 7 демонстрируют влияние радиального зазора в лабиринтном уплотнении (т.е. величину протечек) на коэффициент осевой силы на разных режимах работы ступени.

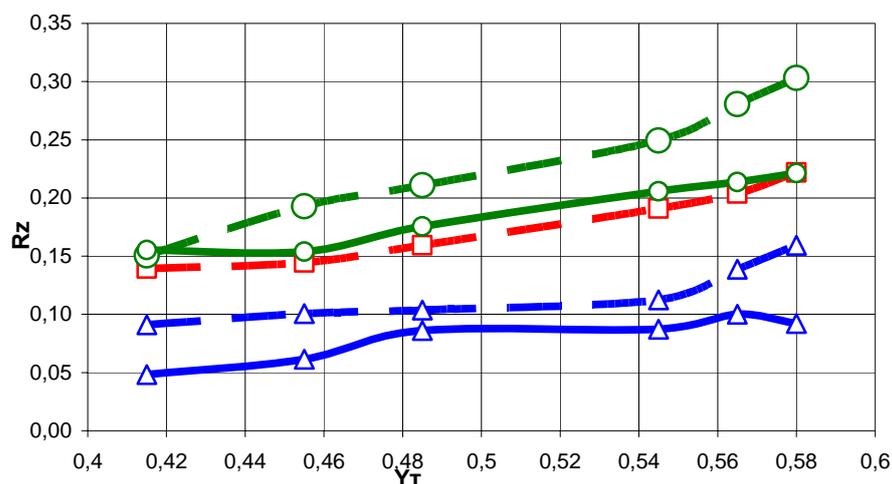


Рис. 7. Изменение коэффициента осевой силы по радиусу. Пунктир  $\Delta - \Delta$  – зазор 1.0 мм, пунктир  $\square - \square$  – 0.5 мм, пунктир  $O - O$  – зазор 0.25 мм, сплошная линия  $O - O$  – зазор  $\frac{b}{D_2} = 0,00731$ , сплошная линия  $\square - \square$  – зазор

$$\frac{b}{D_2} = 0,01448, \text{ сплошная линия } \Delta - \Delta \text{ – зазор } \frac{b}{D_2} = 0,02869.$$

Расчеты выполнены так же при уменьшенном  $\frac{b}{D_2} = 0,00731$  и увеличенном  $\frac{b}{D_2} = 0,02869$  зазорах «покрывающий диск – корпус». Влияние на протечки в лабиринтном уплотнении проявляются только через перепад давления в зазоре. Увеличение величины зазора «покрывающий диск – корпус» существенно влияет на этот перепад. Отличие коэффициентов давления составляет 45-65%. Перепад давления при зазоре  $\frac{b}{D_2} = 0,02889$  наименьший. С уменьшением зазора, перепад увеличивается. Также перепад давлений зависит и от коэффициента расхода. С его уменьшением перепад давления увеличивается. Значение коэффициента  $\mu$  рассчитанного по программе CFX значительно меньше расчетного по формуле Стодолы (рис. 6).

На рис. 7 видно, что при наибольшем зазоре, потери на трение наибольшие. Отличие не значительно от зазора  $\frac{b}{D_2} = 0,01448$ , 5-7 %. При

наименьшем зазоре, трение наименьшее, и его отличие от зазора  $\frac{b}{D_2} = 0,01448$  составляет 2-5%. Стоит также отметить, что на режимах с маленьким расходом потери на трение больше почти вдвое, чем потери на режимах с максимальным расходом. Резкое увеличение потерь происходит при  $\Phi < 0,0338$ .

При малых радиусах распределение касательных напряжений имеет разный характер в зависимости от ширины зазора. При малом зазоре с уменьшением радиуса касательные напряжения сначала убывают до  $r/r_2 = 0,76$ . А затем снова увеличиваются, и на входе в лабиринтное уплотнение примерно равны значению на входе в зазор.

На рис. 8 представлены суммарные потери в радиальных и осевых зазорах разной ширины.

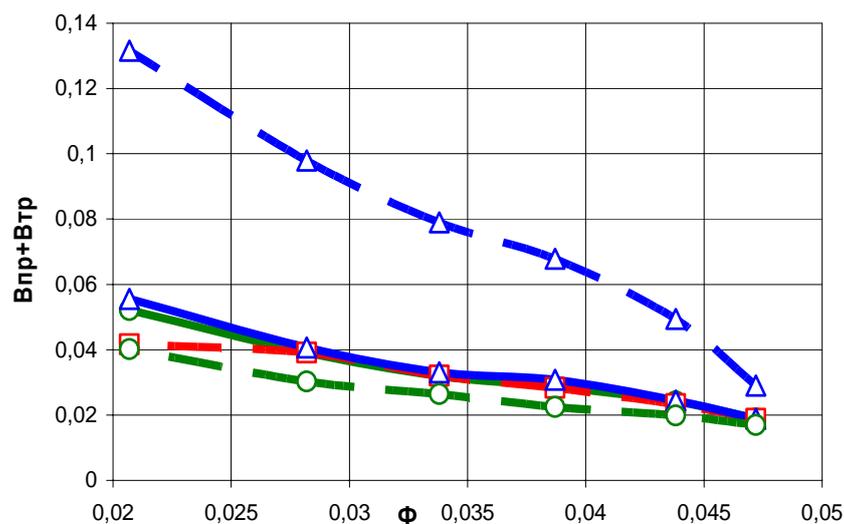


Рис. 8. Суммарные потери трения и протечек. Пунктир  $\Delta$  — зазор 1,0 мм, пунктир  $\square$  — зазор 0,5 мм, пунктир  $\circ$  — зазор 0,25 мм, сплошная линия  $\Delta$  — зазор  $\frac{b}{D_2} = 0,00731$ , сплошная линия  $\square$  — зазор  $\frac{b}{D_2} = 0,01448$ , сплошная линия  $\circ$  — зазор  $\frac{b}{D_2} = 0,02869$ .

Были проведены расчеты одномерным методом из программ Метода универсального моделирования с целью определения значений

коэффициента трения  $\lambda_1$ , при котором рассчитанные распределения давлений в зазоре соответствуют измеренным. Зависимость рекомендуемых для расчетов значений  $\lambda_{1\text{рек}} = f(\psi_T)$  представлена на рис. 9.

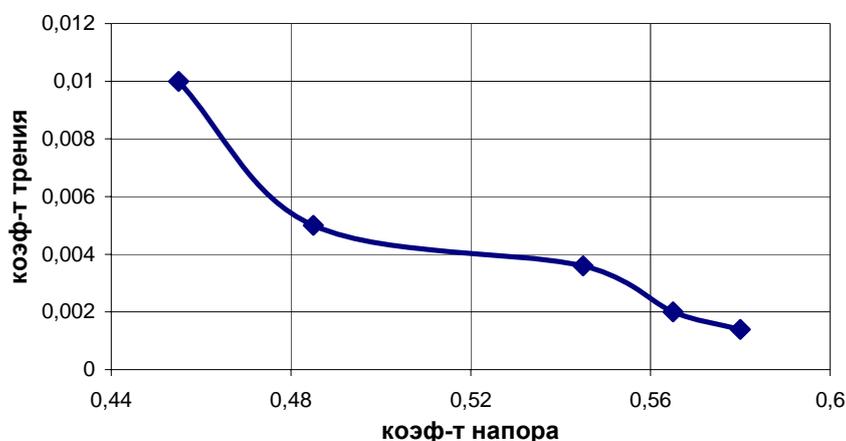


Рис. 9. Рекомендуемая зависимость  $\lambda_1 = f(\psi_T)$  для расчета течения в зазорах «рабочее колесо – корпус» Методом универсального моделирования.

В Заключение представлены основные результаты работы.

Сопоставление данных расчетов двумя разными пакетами программ дали качественно и количественно не вполне совпадающие, но практически идентичные результаты. Анализ экспериментальных данных показал не типично большой разброс экспериментальных точек, при разных испытаниях, несмотря на то, что основной объект измерений – газодинамические характеристики при разных испытаниях совпадали полностью. Возможные причины являются гистерезисные явления при переходе от одного режима по расходу к другому. Тем не менее, результаты расчетов качественно совпадают с данными измерений распределения давления в зазоре на всех исследованных режимах работы ступени. Современные пакеты программ представляют полную информацию о характере течения, которую практически невозможно получить экспериментальными методами. В работе представлены данные о структуре течения в виде полей скоростей, линий тока, распределения касательных напряжений и пр. Эти данные исчерпывающе объясняют влияние режима

работы, величины осевого зазора (расстояние между корпусом и покрывающим диском) и радиального зазора в лабиринтном уплотнении на суммарные характеристики: расход в лабиринтном уплотнении, мощность дискового трения и осевую силу, действующую на покрывающий диск.

В результате работы получены конкретные результаты, которые могут быть использованы при анализе течения и при проектировании проточной части:

- при значительной величине осевого зазора  $\frac{b}{D_2} \approx 0,03$  движение газа характеризуется наличием нескольких радиальных вихревых зон, что может быть причиной нестационарных явлений, особенно опасных для компрессоров высокого и сверхвысокого давления;
- при значительной величине осевого зазора в области «выхода из рабочего колеса и входе в зазор» образуется энергичная вихревая зона, наличие которой может вызвать дополнительные потери в рабочем колесе и диффузоре;
- в области «выход из рабочего колеса - вход в зазор» происходит существенное изменение закрутки потока. На режимах большого расхода с малыми коэффициентами теоретического напора  $\psi_T < 0,5$  происходит «подкрутка» потока цилиндрической поверхностью покрывающего диска. При значительной величине  $\psi_T$  имеет место обратное явление: закрутка потока уменьшается из-за значительного трения в вихревой зоне на входе в зазор;
- расчеты мощности дискового трения представлены в безразмерном виде коэффициентов дискового трения  $\beta_{mp}$ , значения которых и зависимость от режимных и геометрических параметров представляется обоснованной и правдоподобной. Наибольший коэффициент трения имеет место при минимальном зазоре  $\frac{b}{D_2} \approx 0,007$  из-за наибольших касательных напряжений.

При максимальном исследованном зазоре  $\frac{b}{D_2} \approx 0,03$  потери трения меньше на 10-12%, несмотря на значительно более интенсивные радиальные вихревые зоны, способствующие перемешиванию потока;

- сопоставление расхода через лабиринтное уплотнение рассчитанного по программам вязкого потока и по формуле Стодолы, показало, что программы занижают расход примерно на 25%. Коэффициент расхода лабиринтного уплотнения при  $r_n/l_n \leq 0,125$  не зависит от радиального зазора и от закрутки потока перед уплотнением. При  $r_n/l_n = 0,25$  коэффициент расхода резко возрастает, и растет при увеличении закрутки потока. Для повышения точности расчета вместо приближенной следует использовать точную формулу Стодолы, учитывающую изменение плотности в процессе дросселирования газа в уплотнении. Влияние осевого зазора на потери протечек невелико и определяется только различием в давлении газа перед уплотнением;

- осевое усилие существенно зависит от режима работы, величины протечки в лабиринтном уплотнении и от осевого размера зазора «покрывающий диск – корпус». Увеличение протечки в лабиринтном уплотнении снижает давление в зазоре, что приводит к росту осевой силы, воспринимаемой упорным подшипником (давление на покрывающий диск создает усилие, противоположное осевой силе). При увеличении радиального зазора от 0,25мм до 1,0 мм безразмерный коэффициент падения давления в зазоре возрастает в 2,5 раза. Полученный результат подчеркивает важность контроля состояния лабиринтных уплотнений. По мере их износа не только возрастают потери в уплотнении, но и нагрузка на упорный подшипник может превзойти допустимые пределы;

- с ростом осевого зазора «покрывающий диск – корпус» давление в зазоре возрастает, уменьшая осевое усилие. При увеличении осевого зазора от  $\frac{b}{D_2} \approx 0,007$  до  $\frac{b}{D_2} \approx 0,03$  безразмерный коэффициент падения давления в

зазоре снижается вдвое, что ведет к уменьшению осевой нагрузки на упорный подшипник;

- серия расчетов распределения в зазоре одномерным методом показала, что совпадение рассчитанных и измеренных перепадов давления в зазоре получается при безразмерном коэффициенте трения  $\lambda_1 \approx 0,005$ . Это значение рекомендуется выбирать при расчете Методом универсального моделирования модельных ступеней, работающих при  $Re_u \approx 6 \cdot 10^6$ .

7. Результаты проделанной работы показывают, что современные пакеты для расчета вязкого потока могут эффективно использоваться для анализа и расчета течения в зазорах «рабочее колесо – корпус». В каждом конкретном случае может быть выбрана такая величина и форма осевого зазора, при которой получается наиболее удовлетворительное сочетание осевого усилия и суммы потерь протечек и дискового трения. Полученные результаты, указывают на то, что увеличение величины осевого зазора по сравнению с обычно рекомендуемой, ведет к уменьшению суммарных потерь и осевого усилия. Открытым остается вопрос о негативной роли развитых вихревых радиальных зон в зазоре большой ширины. Вероятно, ответ на этот вопрос смогут дать расчетные исследования в нестационарной постановке.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. **Галеркин, Ю.Б.** Анализ движения газа в зазоре «покрывающий диск – корпус» центробежной компрессорной ступени. /Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.// Химическое и Нефтегазовое машиностроение. – 2007.- № 5.- с. 27-29.
2. **Галеркин, Ю.Б.** Расчетный анализ течения в зазоре «покрывающий диск – корпус» центробежной компрессорной ступени. /Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.// Компрессорная техника и пневматика. - 2007.- № 5. – с. 20-22.