

Министерство образования и науки Российской Федерации
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Институт энергетики и транспортных систем

Работа допущена к защите
Заведующий кафедрой
_____ Ю.В.Кожухов
« ___ » _____ 2019г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЕЛИЧИНЫ ЗАЗОРА ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ МАЛОРАСХОДНЫХ МОДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

по направлению 13.03.03 – Энергетическое машиностроение
по образовательной программе

13.03.03_06 – Компрессорные и холодильные машины и установки

Выполнил
студент гр.43224/1

Руководитель
доц., к.т.н.

Ю.В.Кожухов

Консультант
асс.асп.

А.М.Яблоков

Санкт-Петербург
2019

Содержание

Содержание	2
Введение	3
1. Постановка задачи.....	6
1.1. Обзор исследований малорасходных ступеней ЦК методами вычислительной газодинамики	6
1.2. Цели и задачи работы	11
1.3. Описание экспериментальной установки	11
1.4. Объект исследования	15
1.5. Обработка экспериментальных данных	16
1.6. Описание программного комплекса ANSYS CFX 18.0	17
1.7. Описание модели	18
1.8. Обработка результатов численного моделирования.....	20
2. Моделирование течения и анализ результатов.....	22
2.1. Исследование на сеточную независимость	22
2.2. Исследование на шероховатость.....	27
2.3. Задача валидации эксперимента	28
2.4. Изменение ширины уплотнений вдоль покрывного диска	34
2.5. Изменение ширины уплотнений вдоль основного диска	37
2.6. Изменение ширины уплотнений вдоль основного и покрывного диска	39
Заключение	46
Список используемой литературы	48

Введение

Бурное развитие нефтегазовой отрасли требует совершенствования всех имеющихся инструментов для получения наибольшей эффективности. Одним из таких инструментов при добыче газа и нефти является центробежный компрессор высокого давления.

Современные методы разработки нефтяных скважин предполагают закачку газа под высоким и сверхвысоким давлением в пласт. Данный метод позволяет существенно повысить коэффициент полезного действия систем поддержания пластовых давлений, что, в свою очередь, позволяет повысить извлечение содержимого скважины, а также сэкономить на транспортировке газа, отказавшись от строительства многокилометровых газопроводов. Примерами таких агрегатов можно привести модели 43ГЦЗ-100.5-110 и КЦКУ-4000 производства российского АО «Группа ГМС». Данные модели имеют производительность 105 м³/мин (31500 нм³/час) и 75 м³/мин (25000 нм³/час) соответственно; степень повышения давления – 22 и 20; мощность – 16кВт и 4кВт [1]. Это многоступенчатые центробежные компрессоры, включающие в себя малорасходные концевые ступени и служащие для повышения давления и закачки попутного нефтяного газа в пласт.

Еще одним ярким представителем в сфере производства многоступенчатых центробежных компрессоров является компания Howden. Компрессоры серии СКД используются во многих отраслях нефтегазового сектора и имеют следующие технические характеристики: производительность от 1000 до 120000 м³/час; давление на выходе от 1 до 20 МПа [2].

Для закачки газа в пласт используются многоступенчатые центробежные компрессоры высокого давления. Малорасходные высоконапорные ступени играют решающую роль в определении эффективности машины, так как являются концевыми ступенями и имеют самый низкий КПД. Низкая эффективность данных ступеней обусловлена высокой долей потерь

дискового трения, возникающих из-за затрат энергии газа между вращающимся диском и неподвижными элементами корпуса, а также протечек через газовые уплотнения, вызванные разностью давлений между разными частями проточной части компрессора.

Исходя из вышеизложенного понятно, что необходимо проводить исследования в направлении совершенствования малорасходных ступеней для повышения КПД работы многоступенчатого центробежного компрессора с целью увеличения эффективности разработки нефтяных месторождений и транспортировки газа.

Применение малорасходных ступеней охватывает не только нефтегазовую отрасль, но и холодильной техникой. В XX обострилась проблема разрушения озонового слоя Земли, в частности, вызванная использованием ядовитых холодильных агентов, которые при испарении вызывают разрушение слоя атмосферы. Группа компаний Explotex (ЗАО «НПФ «Новотех») разработала новый малорасходный центробежный компрессор, работающий на хладагентах с «нулевым влиянием», которые не содержат в себе хлора или брома и безопасны для озонового слоя [3]. В качестве примера можно рассмотреть модель ТКМ-08-700. Это двухступенчатая машина, приводящаяся в действие высокоскоростным электродвигателем, способным вращать вал со скоростью до 60000 об/мин. В роли исполнительного элемента используются радиальные рабочие колеса полуоткрытого типа, консольно закрепленные на роторе. Мощность компрессоров серии ТКМ колеблется от 5 до 500 кВт. Преимущества, достигнутые при проектировании данной модели: экологическая безопасность, высокий КПД, низкая стоимость производства, малый вес и габариты.

Применение малорасходных ступеней широко распространено во многих отраслях: химическая, нефтегазовая, металлургия, машиностроение, холодильная отрасль и криогеника. Исследование данного типа ступеней позволяет понять преимущества и оценить недостатки, выявить слабые

стороны и принять меры по их укреплению. Данными вопросами занимается большое количество крупных предприятий как российских, так и зарубежных.

Целью данной работы является валидация численного эксперимента с результатами модельных испытаний, проведенных на Каф.КВиХТ и исследование влияния величины зазора лабиринтных уплотнений на газодинамические характеристики малорасходных модельных ступеней.

В рамках данной работы рассмотрены следующие варианты изменения лабиринтных уплотнений:

1. Изменение ширины уплотнений между покрывным диском и стенкой корпуса.
2. Изменение ширины уплотнений между основным диском и стенкой корпуса.
3. Изменение ширины уплотнений с двух сторон рабочего колеса одновременно.

1. Постановка задачи

1.1. Обзор исследований малорасходных ступеней ЦК методами вычислительной газодинамики

По сравнению с высоко- и среднерасходными ступенями ЦК, исследованиям малорасходных колес уделяется значительно меньше внимания. Об этом нам говорит малое количество опубликованной литературы на данную тему. Ниже представлены работы, посвященные исследованию малорасходных ступеней.

1. Автор статьи [4] моделирует малорасходную ступень, работающую в диапазоне условного коэффициента расхода $\Phi=0,009\dots 0,034$. Ступень разработана и испытана в Institute of Turbomachinery, Lodz University of Technology. На рис.1.1 представлена схема ступени. Исследование проводится в программном комплексе ANSYS CFX 16.2. Автор моделирует течение газа в двух расчетных моделях. Первая модель имеет двухъярусное рабочее колесо, согласно эскизу на рисунке 1.1. Во второй модели исследуется одноярусное рабочее колесо, в котором короткие лопатки заменены длинными.

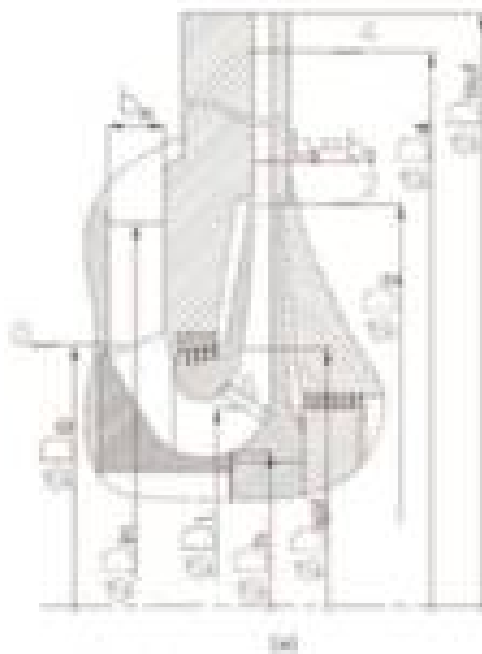


Рис.1.1 Эскиз меридионального сечения исследуемой ступени

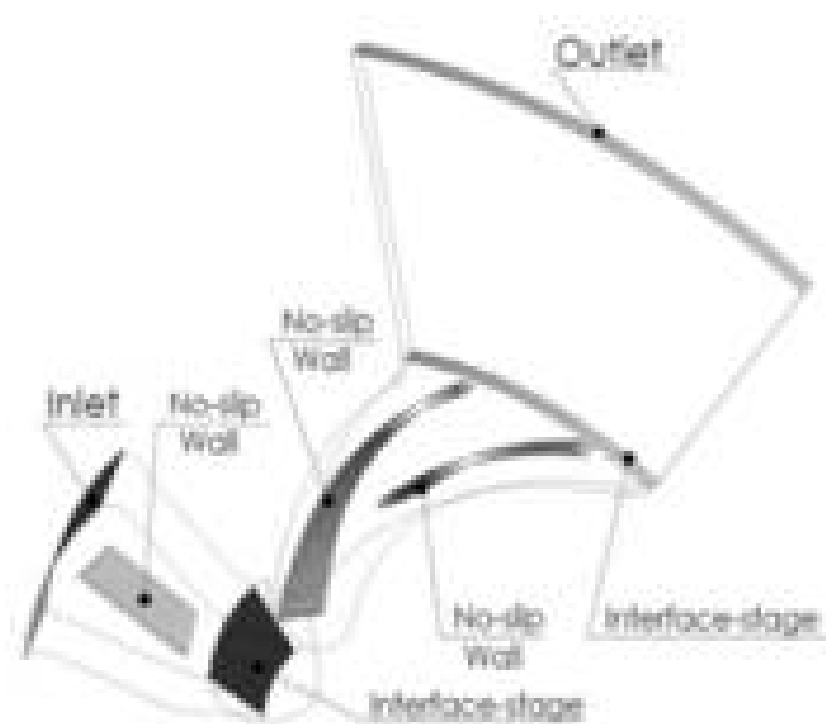


Рис.1.2 Модель расчета и граничные условия

В качестве рабочего тела задавался идеальный воздух при атмосферных условиях. Исследуемая модель и граничные условия представлены на рисунке 1.2. Расчеты проводились без учета области уплотнений.

Результаты исследования, представленные на рисунке 1.3, показывают высокую сходимость расчета и эксперимента по степени повышения давления ступени, так же как и по внутреннему напору. Характеристика эффективности ступени имеет существенное отличие от эксперимента. Возможной причиной данного отклонения может быть исключение области уплотнений из расчетной модели.

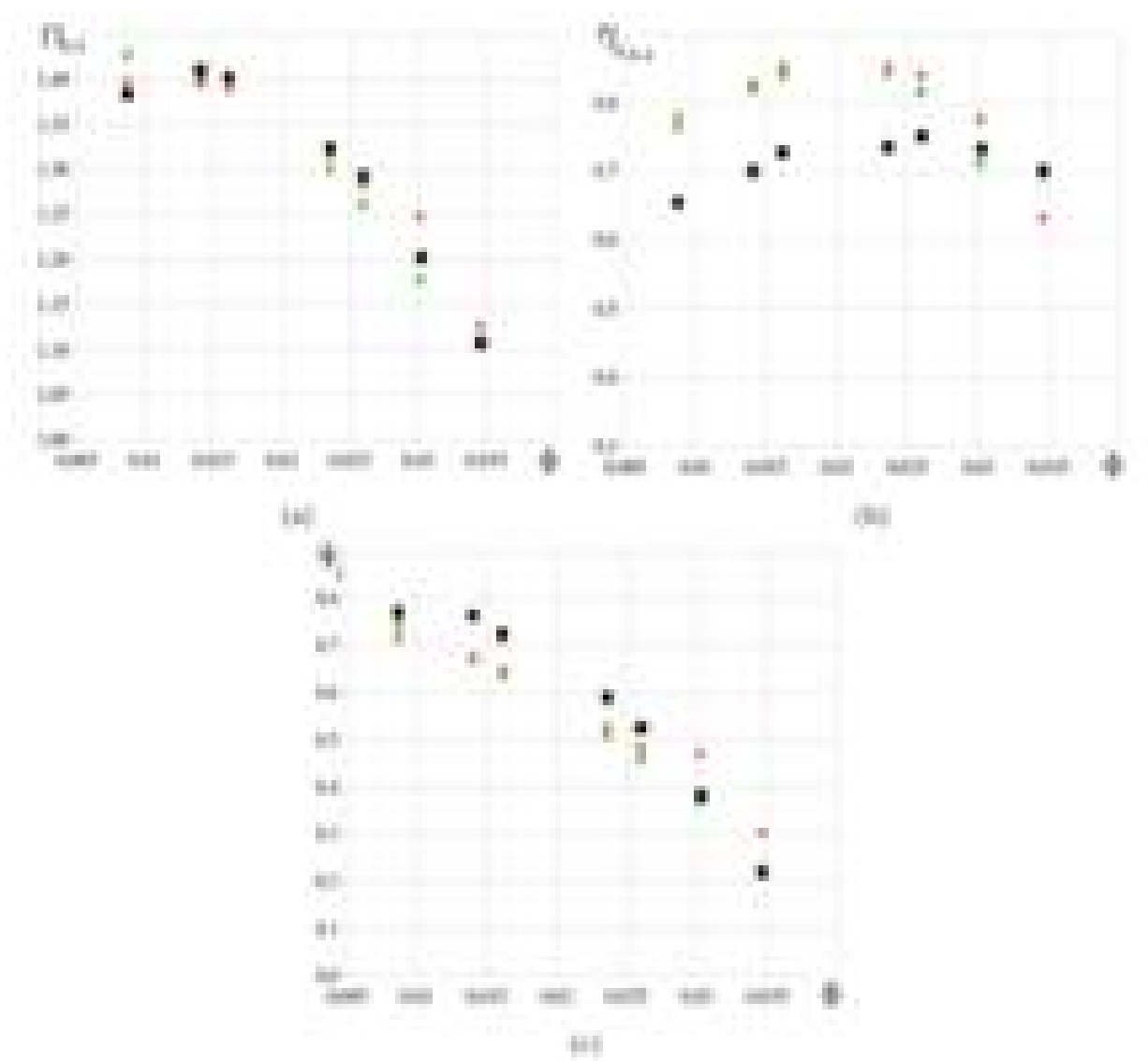


Рис.1.3 Характеристики исследуемой ступени (черный квадрат – эксперимент, красный ромб – двухъярусное рабочее колесо, зеленый треугольник – одноярусное рабочее колесо)

2. В работе [5] представлены результаты исследования, проведенные на кафедре КВиХТ политехнического университета. Данная работа интересна тем, что в область моделирования включены лабиринтные уплотнения, а также другие элементы проточной части, включая входное устройство, заканчивая обратно-направляющим аппаратом и выходным устройством.

Авторы работы исследуют малорасходную модельную ступень, работающую в диапазоне $\Phi=0,02...0,047$. Численное моделирование проводилось при трех вариантах исполнения выходной кромки лопатки рабочего колеса. На рисунке 1.4 представлены варианты исполнения выходных кромок лопатки.



Рис.1.4 Варианты исполнения выходной кромки лопатки рабочего колеса

Лопатка №1 имеет тупую выходную кромку, №2 – заостренную кромку по передней поверхности лопатки, №3 – заострена по передней и задней поверхности.

Результаты численного эксперимента представлены на рисунках 1.5, 1.6, 1.7.

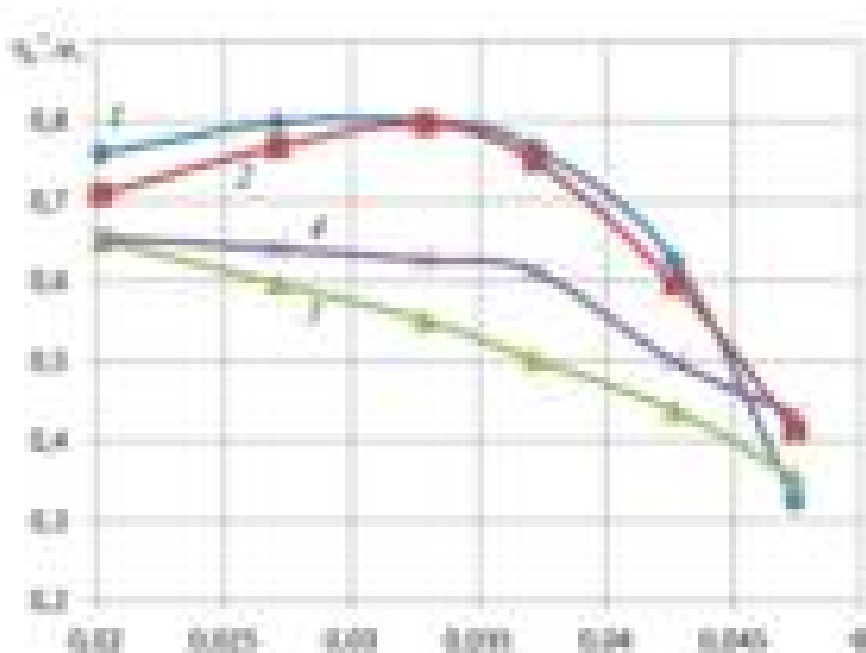


Рис.1.5 Газодинамическая характеристика ступени (лопатка №1) при численных и модельных испытаниях

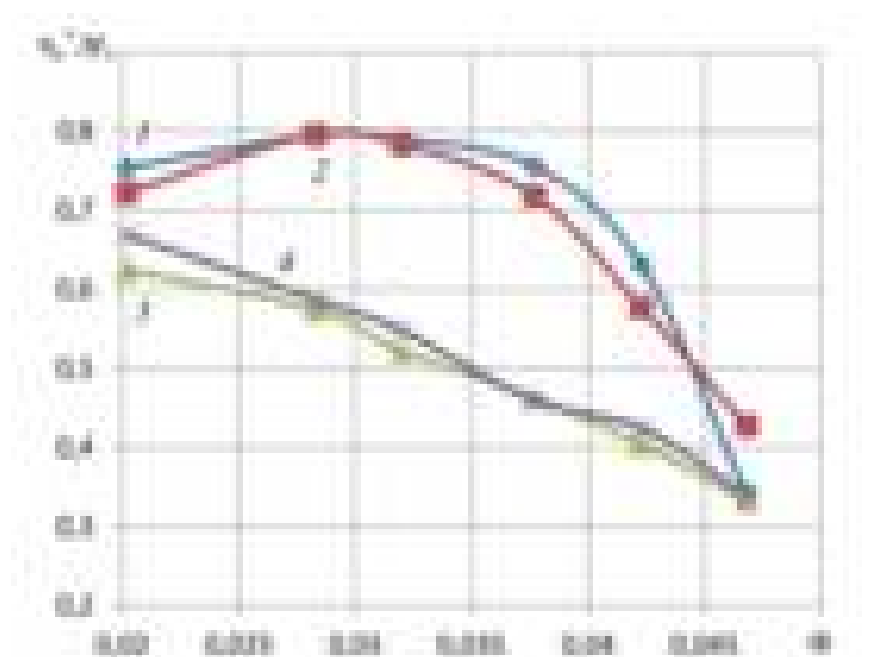


Рис.1.6 Газодинамическая характеристика ступени (лопатка №2) при численных и модельных испытаниях

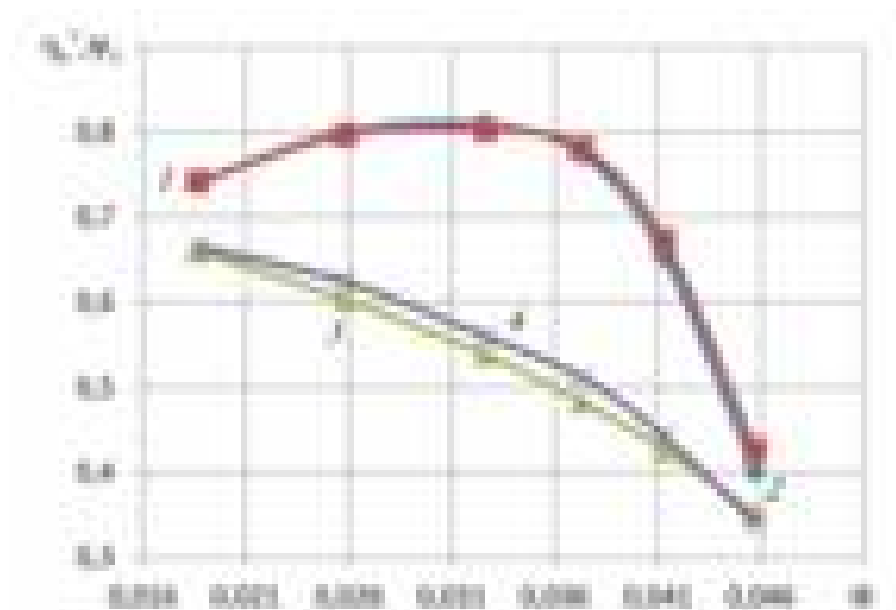


Рис.1.7 Газодинамическая характеристика ступени (лопатка №3) при численных и модельных испытаниях

Обозначения на графиках:

- 1 (Синий ромб) – КПД эксперимент
- 2 (Красный квадрат) – КПД CFX
- 3 (Зеленый треугольник) – коэффициент теоритического напора эксперимент

4 (Фиолетовый крест) – коэффициент теоритического напора CFХ

Результаты исследования показали, что при верификации результатов максимальное отклонение от эксперимента составляло не более 5-8% по КПД, коэффициенту внутреннего и теоретического напора. Это подтверждает высокую точность расчета. Также, автор, сравнивая модели с учетом области уплотнений и без нее, отмечает, что учет данной области положительно сказывается на результатах расчета.

1.2. Цели и задачи работы

Цель работы: комплексное исследование влияния величины зазора лабиринтных уплотнений модельной ступени на газодинамические характеристики, описание выявленных закономерностей и создание рекомендаций для проектирования малорасходных ступеней.

Задачи, выполняемые для достижения цели:

1. Создание 3D-модели по чертежам и документации ступени, экспериментально испытанной на кафедре КВиХТ СПбПУ.
2. Подготовка и проведение численного эксперимента в программном комплексе ANSYS 18.0.
3. Сравнение полученных результатов численного моделирования и натурального эксперимента.
4. Изменение модели лабиринтных уплотнений, расчет и обобщение результатов.
5. Выявление зависимостей, составление общих рекомендаций для проектирования малорасходных ступеней.

1.3. Описание экспериментальной установки

Объектом исследования является модельная ступень СВД-7, испытанная на кафедре КВиХТ СПбПУ Н.И.Садовским, К.П.Селезнёвым в 1985г.

Экспериментальные исследования промежуточных малорасходных ступеней проводились на стенде замкнутого контура проблемной лаборатории кафедры КВиХТ. В большинстве экспериментов рабочим телом выступал

азот, обеспечивающий взрыво- и пожаробезопасность, за исключением случаев работы на открытом стенде, где использовался воздух.

Стенд замкнутого контура состоит из следующих систем:

1. Газопроводов
2. Ходовой части и корпуса модельной головки
3. Системы водоснабжения и охлаждения газа
4. Системы заполнения и подпитки газом
5. Системы маслоснабжения
6. Системы блокировок и защит
7. Информационно-измерительного комплекса

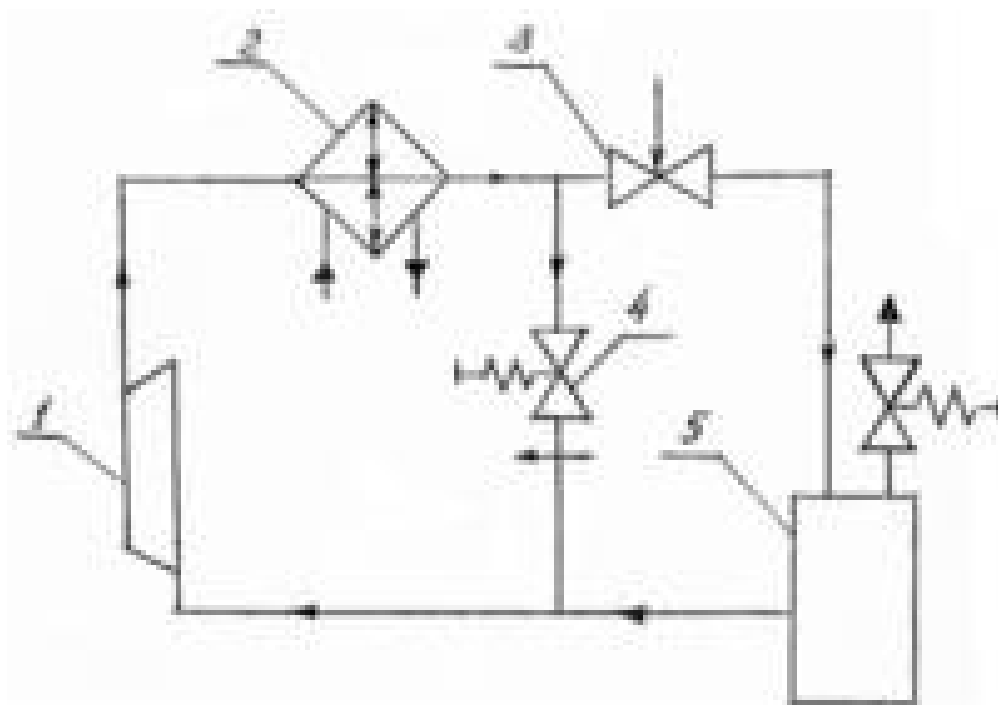


Рис.1.8 Схема газопроводов экспериментального стенда

Стенд замкнутого контура приводится во вращение электродвигателем постоянного тока типа МПБ-55/34, мощностью 730кВт. Частота двигателя изменяется от 0 до 3000 об/мин. Между валом двигателя и валом модельной ступени установлен мультипликатор с передаточным числом $i=6,06$. Соединение валом мультипликатора, электродвигателя и модельной ступени осуществляется с помощью зубчатых муфт.

Режим работы ступени по расходу устанавливается регулирующей задвижкой 3 с дистанционным управлением.

На рис.1.9 показан продольный разрез экспериментальной установки.

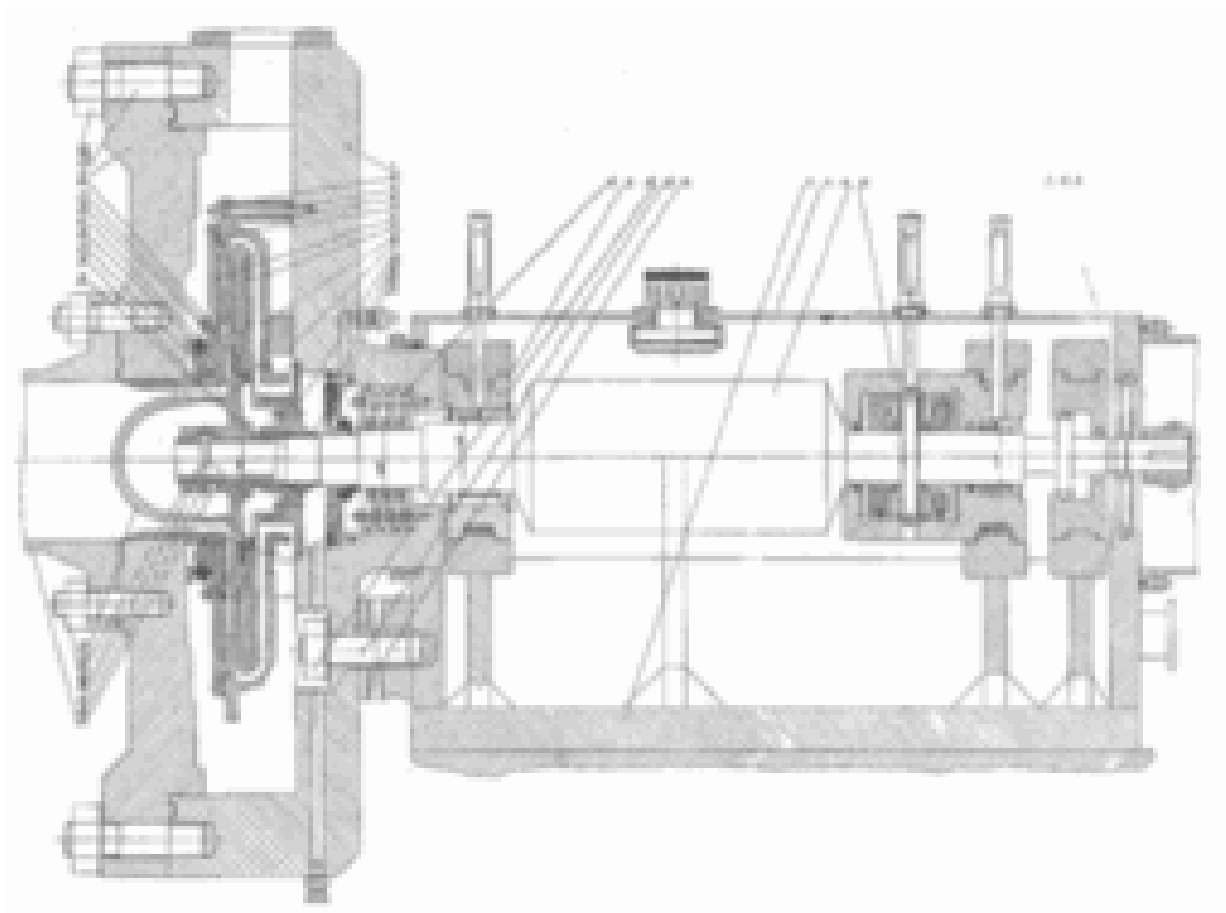


Рис.1.9 Продольный разрез экспериментальной установки

Вал модельной ступени устанавливается в двух подшипниках скольжения: переднем радиальном и заднем радиально-упорном.

Для разгрузки упорного подшипника от осевых усилий предусмотрена разгрузочная камера.

На рис.1.10 показан общий вид модельной ступени с контрольными сечениями.

Контрольные сечения:

0-0 – перед входом в рабочее колесо на расстоянии 55 мм от внутреннего торца рабочего диска

2-2 – за рабочим колесом на $D_{2-2} / D_2 = 1,05$

3-3 – в БЛД на диаметре $D_3 / D_2 = 1,2$

4-4 – перед входом в поворотное колено на диаметре $D_4 / D_2 = 1,55$

5-5 – на входе в ОНА на диаметре $D_5 / D_2 = 1,55$

0'-0' – на выходе из ступени на расстоянии 70 мм от внутреннего торца рабочего диска

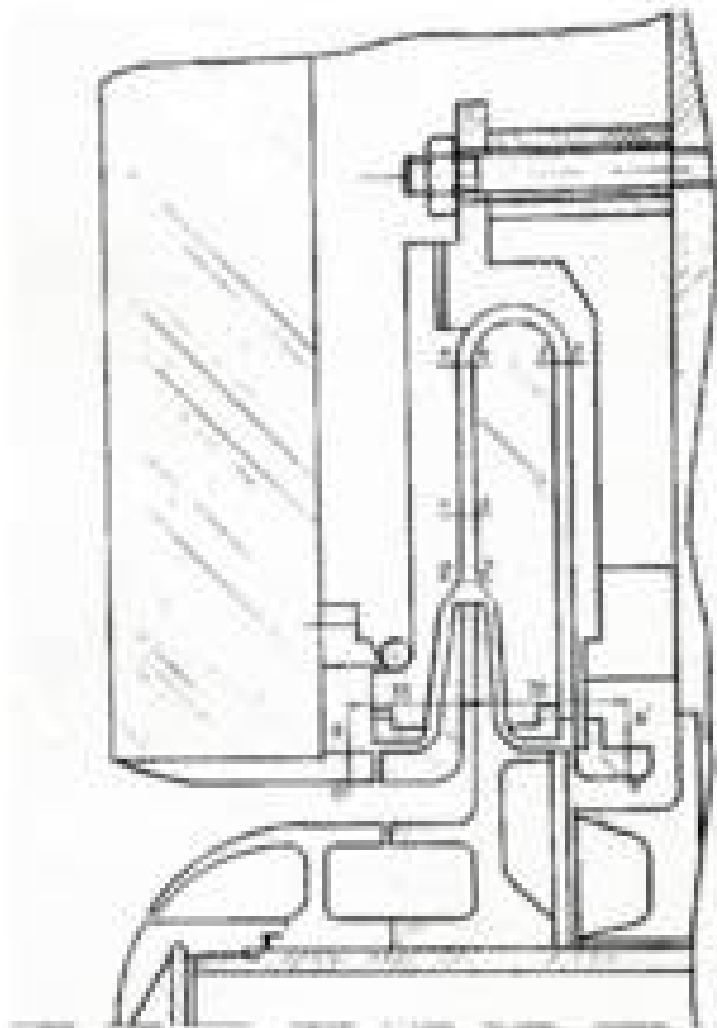


Рис.1.10 Общий вид модельной ступени.

Для измерения температур использовались хромель-копелевые термопары с диаметром проволоки 0,2 мм.

В качестве неподвижных приборов для измерения полного давления во всех сечениях использовались трубки полного давления с протоком (диаметр конфузора 2 мм). Подвижными приборами для измерения полного давления и углов потока служили цилиндрические трехточечные зонды диаметром 2,6 мм, с диаметром измерительных отверстий 0,4 мм [6].

На рис.1.11 представлена схема отбора статических давлений в пазухах между стенками корпуса и основным и покрывным дисками. Измерение производилось с помощью дренажных отверстий диаметром 0,7 мм, выполненных в стенках неподвижных элементов исследуемой ступени.

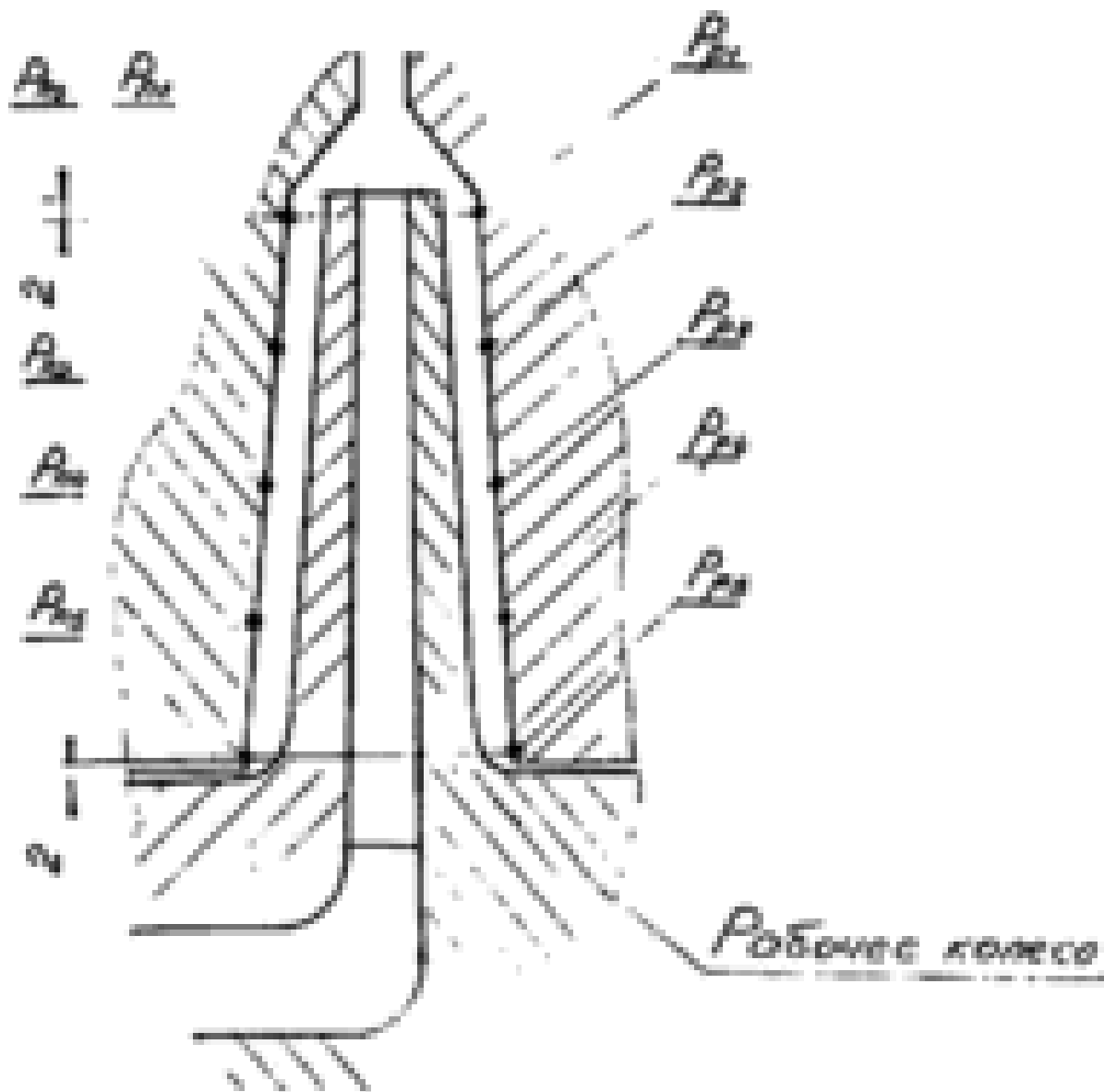


Рис.1.11 схема отбора статического давления со стенок корпуса в пазухах основного и покрывающего дисках.

1.4. Объект исследования

СВД-7 – малорасходная высоконапорная ступень, спроектированная на кафедре КВиХТ СПбПУ. Ступень имеет параметры: $\Phi_{\text{opt}}=0,012$, $z_{\text{рк}}=16$, $\alpha_2=25^\circ$. Колесо радиальное, закрытого типа. Характер течения потока в поворотном колене диффузорный. Решетка обратно направляющего аппарата

состоит из 16 лопаток, средняя линия которых построена по дуге окружности. Количество зубцов в лабиринтных уплотнениях: вдоль основного диска – 5; вдоль покрывного диска – 6.

1.5. Обработка экспериментальных данных

Для получения характеристик при проведении эксперимента использовались следующие зависимости:

1. Условный коэффициент расхода:

$$\Phi = \frac{4V_0\rho_0}{\pi D^2 U_2 \rho_0^*} \quad (1.1)$$

2. Коэффициента политропного напора по статическим параметрам:

$$\Psi_{\pi} = \frac{h_{\pi i}}{U_2^2} \quad (1.2)$$

3. Коэффициент политропного напора по полным параметрам:

$$\Psi_{\pi}^* = \frac{h_{\pi i}^*}{U_2^2} \quad (1.3)$$

4. Коэффициент внутреннего напора:

$$\Psi_i = \frac{h_i}{U_2^2} \quad (1.4)$$

$$h_i = \frac{N_i}{U_2^2} \quad (1.5)$$

При незначительном влиянии теплообмена: $h_i = i_0^* - i_0^*$ (1.6)

5. Политропный КПД по статическим параметрам:

$$\eta_{\pi} = \frac{h_{\pi}}{h_i - h_d} \quad (1.7)$$

6. Внутренний КПД:

$$\eta_{\pi}^* = \frac{h_{\pi}^*}{h_i} \quad (1.8)$$

1.6. Описание программного комплекса ANSYS CFX 18.0

Численное моделирование проводилось в программном комплексе ANSYS CFX 18.0.

ANSYS CFX – программная система конечно-элементного анализа, предназначенная для проведения расчетов в области гидроаэродинамики. Модуль CFX признан за свою выдающуюся точность, надежность и скорость при моделировании турбомашин, таких как насосы, вентиляторы, компрессоры и газовые и гидравлические турбины. [7]

Для построения 3D-модели использовался встроенный редактор Design Modeler. С помощью данного редактора удалось быстро и качественно создать виртуальную модель исследуемой ступени с возможностью её дальнейшего редактирования.

После создания 3D-модели необходимо разбить каждый элемент на сеточные блоки, по которым в дальнейшем будут производиться расчеты. Для этого используются следующие модули:

TurboGrid – специализированный сеточный генератор, предназначенный для автоматического построения сетки лопаточной решетки турбомашин.

ICEM CFD – набор инструментов для создания расчетной сетки, подходящий для любого типа геометрии.

Mesh – модуль, позволяющий в автоматическом режиме создать качественную сетку. В большей степени подходит для моделей, имеющих простую форму.

CFX-Pre – препроцессор с большим выбором граничных условий. Реализует процесс определения физики задачи. Модуль импортирует сетку, полученную в одном из сеточных генераторов, и определяет физическую модель, в которой будет происходить симуляция процесса.

CFX-Solver – программа, реализующая процесс решения задачи. После получения задачи из препроцессора, решатель начинает поиск значений всех требуемых переменных. Получение результатов достигается следующим алгоритмом [8]:

1. Используя законы сохранения масс и момента, решатель интегрирует уравнения в частных производных по всему объему задачи;
2. Полученные интегральные уравнения преобразуются в систему алгебраических уравнений путем аппроксимирования членов в интегральных уравнениях;
3. Алгебраические уравнения решаются численным методом.

CFX-Post – модуль, позволяющий анализировать, визуализировать и представлять результаты, полученные методом численного моделирования.

1.7. Описание модели

На рис.1.12 представлен эскиз проточной части исследуемой ступени СВД-7.

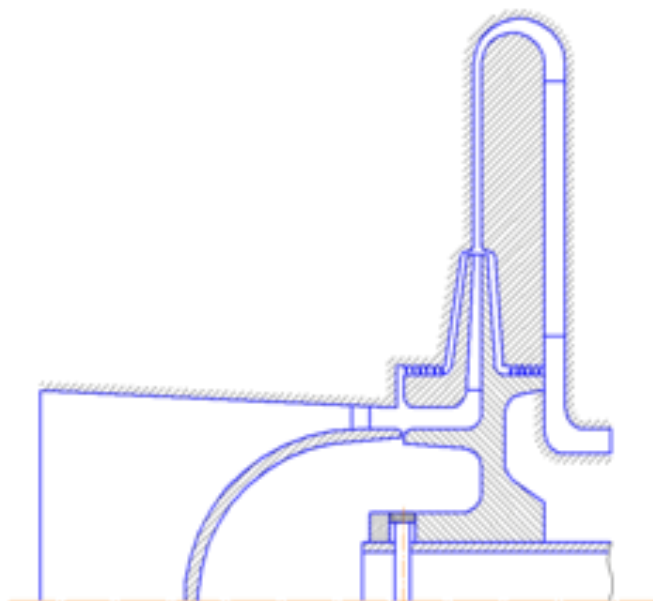


Рис.1.12 Эскиз проточной части стенда СВД-7

Решалась стационарная задача (решение через относительные скорости потока).

Модель турбулентности SST (Shear Stress Transport)

Граничные условия:

газ – идеальный воздух

Полное давление газа на входе в ступень P_n^* , Па

Полная температура газа на входе в ступень T_n^* , К

Массовый расход газа m , кг/с

Частота вращения ротора $n=11000$ об/мин

Эквивалентная песочная шероховатость 6,5 мкм

Для каждой расчетной точки значения полного давления и температуры на входе в ступень, а также массовый расход на выходе из ступени повторялись в точности со значениями, полученными в ходе эксперимента.

Значения входных и выходных параметров газа представлены в табл.1.1.

Табл.1.1 Параметры газа

Параметр газа № расчетной точки	T_n^* , К	P_n^* , Па	m , кг/с
1	293.52	100997	0.389704
2	294.56	101072	0.345207
3	295.81	101089	0.300552
4	296.60	101127	0.258406
5	297.97	101160	0.202947
6	296.61	101153	0.108953

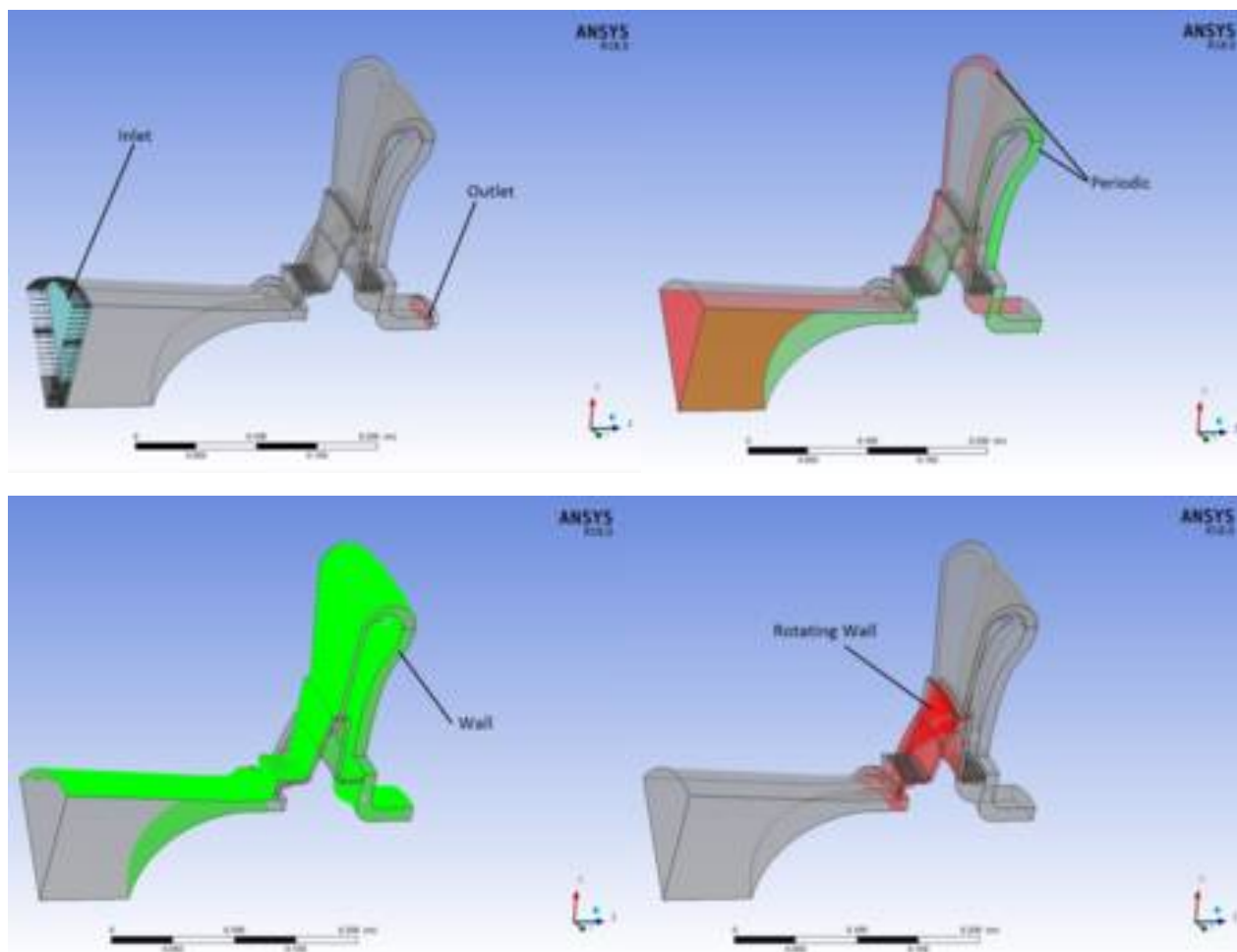


Рис.1.13 Расчетная модель и налагаемые граничные условия

1.8. Обработка результатов численного моделирования

После проведения численного эксперимента, полученные результаты обрабатываются по методике, разработанной на кафедре КВиХТ. Первым делом вычисляется условный коэффициент расхода, который, при построении графиков, налагается на ось абсцисс. Далее вычисляются коэффициент внутреннего напора, коэффициент политропного напора и эффективность машины. Формулы для вычисления данных величин приведены ниже.

1. Условный коэффициент расхода:

$$\Phi = \frac{4\bar{m}}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2}, \quad (1.9)$$

где $\rho_0^* = p_0^* / R T_0^*$ – плотность воздуха по полным параметрам, кг/м³;

где i – номер сечения, для которого рассчитывается параметр.

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{тр}}}{N_i} \quad (1.21)$$

9. Мощность трения высчитывалась с помощью момента трения, который снимался с вращающихся поверхностей обоих дисков:

$$N_{\text{тр}} = \omega \cdot M_{\text{тр}} \quad (1.22)$$

2. Моделирование течения и анализ результатов

2.1. Исследование на сеточную независимость

Важным аспектом численного моделирования является исследование на сеточную независимость. Правильность решения зависит не только от качества сгенерированной сетки, но и от количества элементов в ней.

Большое влияние на качество сетки влияют взаимное расположение элементов, а также их учащение к областям с высоким градиентом искомых параметров. Качество сгенерированных элементов достаточно оценить по таким критериям как Mesh Orthogonality, Mesh Expansion и Mesh Aspect Ratio.

Mesh Orthogonality – это ортогональность элементов, характеризующаяся углом между направлениями вектора, направленного по нормали к грани в точке интегрирования, и вектора, соединяющего соседние узлы. Рекомендуемое значение параметра Orthogonality Factor = $n \cdot s > 1/3$; Orthogonality Angle $> 20^\circ$.

Mesh Expansion – это отношение максимального к минимальному расстоянию до точки контрольного объема. Можно сказать, что данный критерий указывает на отношение объемов, окружающих узел. При увеличении непропорциональности изменения соседних элементов данный коэффициент увеличивается. Рекомендуемое значение Mesh Expansion Factor < 20 .

Mesh Aspect Ratio – это отношение длин отрезков, соединяющих центры тяжестей контрольных элементов. Другими словами, этот критерий показывает, как вытянута ячейка. Рекомендуемое значение Aspect ratio < 100 .

Следующим критерием, определяющим качество сеточной модели, является сгущение элементов в пристеночном слое. В данной работе для правильного поведения потока вблизи стенок было решено создать 10 слоев,

с первым пристеночным элементом размером 0,01 мм и коэффициентом расширения 1,2.

Алгоритм действий для исследования на сеточную независимость:

1. Выбор модели турбулентности SST (Shear Stress Transport). Данный параметр объединяет в себе две модели турбулентности: k-omega и k-epsilon. K-epsilon используется в свободном сдвиговом потоке, а k-omega применяется в области пограничного слоя. Модель турбулентности SST широко распространена в вычислительной газодинамике и отлично подходит для решения таких типов задач, как компримирование газа в центробежных компрессорах.
2. Выделение параметров, которые будут сравниваться для определения правильности решения задачи. В данной работе для сравнения выбирались такие параметры как давление, температура, а также массовый расход ступени.
3. Построение стартовой сетки, опираясь на рекомендации, предложенные для данного типа задач.
4. Дробление стартовой сетки, увеличение количества контрольных элементов в модели.
5. Выбор необходимой и достаточной сеточной модели, подходящей для решения поставленной задачи.

Так как влияние трения и перетечек в малорасходных ступенях значительное, то особое внимание уделяется зоне уплотнений. В ступенях высоко- и средненапорных часто этой зоной пренебрегают ввиду их меньшего влияния на характеристики компрессора. В ходе данной работы были изучены геометрические параметры лабиринтных уплотнений, и принято решение создать модель, состоящую из структурированных гексаэдрических блоков. Выбор данного типа элемента аргументируется тем, что он идеально подходит для моделирования пограничного слоя, а также это лучший вариант с точки зрения затрат памяти и вычислительного времени в расчете на элемент. Недостатком может являться относительная сложность построения.

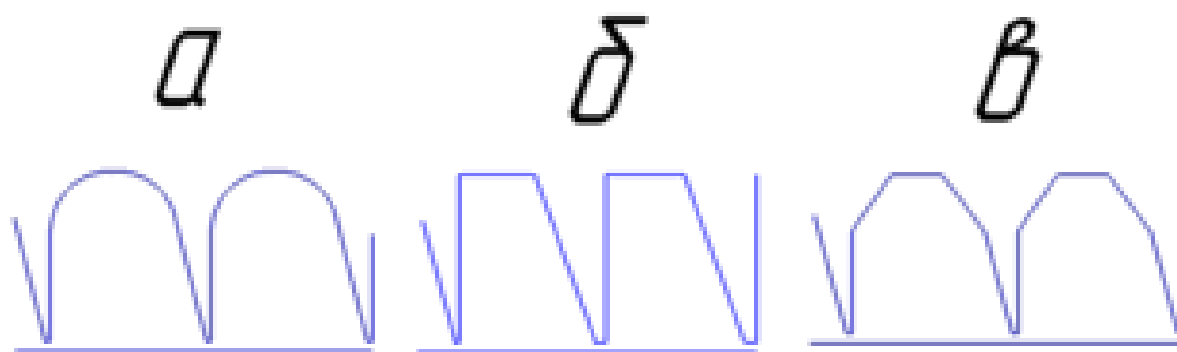


Рис. 2.1 Геометрия зубцов лабиринтных уплотнений а) До упрощения б) После упрощения в) Конечный вариант

При построении сетки данного типа возникла проблема в зоне уплотнений, а именно в зоне скруглений между зубцами. Гексаэдрический элемент в зоне имел ортогональность (Orthogonality Angle) $\sim 3^\circ$. Решение данной проблемы – упрощение геометрии.

После изменения геометрии лабиринтных уплотнений качество сетки заметно улучшилось, и минимальный угол составлял $33\dots 36^\circ$. Результаты исследования показали, что данное изменение геометрии не влияет на качество получившейся картины течения газа в лабиринтных уплотнениях. Оба варианта б) и в) подходят для решения данного типа задачи.

В работе по исследованию на сеточную независимость было сгенерировано три модели с разным количеством контрольных объемов. Каждая модель имела соответственно 5, 10 и 15 млн. ячеек. Увеличение количества узлов достигалось путем равномерного дробления элементов по всему объему модели.

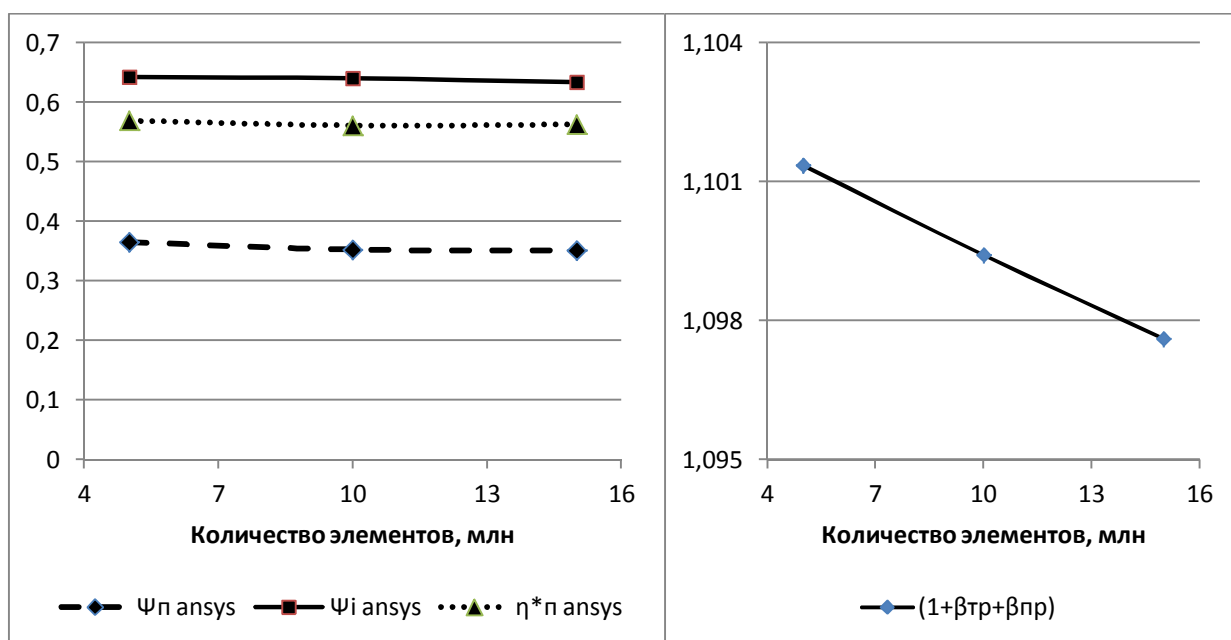


Рис. 2.2 Результаты исследования на сеточную независимость

Результаты исследования показали, что для проведения данной работы достаточно разбить модель на 5 млн. ячеек. Разбиение по элементам проточной части показано на рис.2.2.

Разбивка проточной части в ANSYS

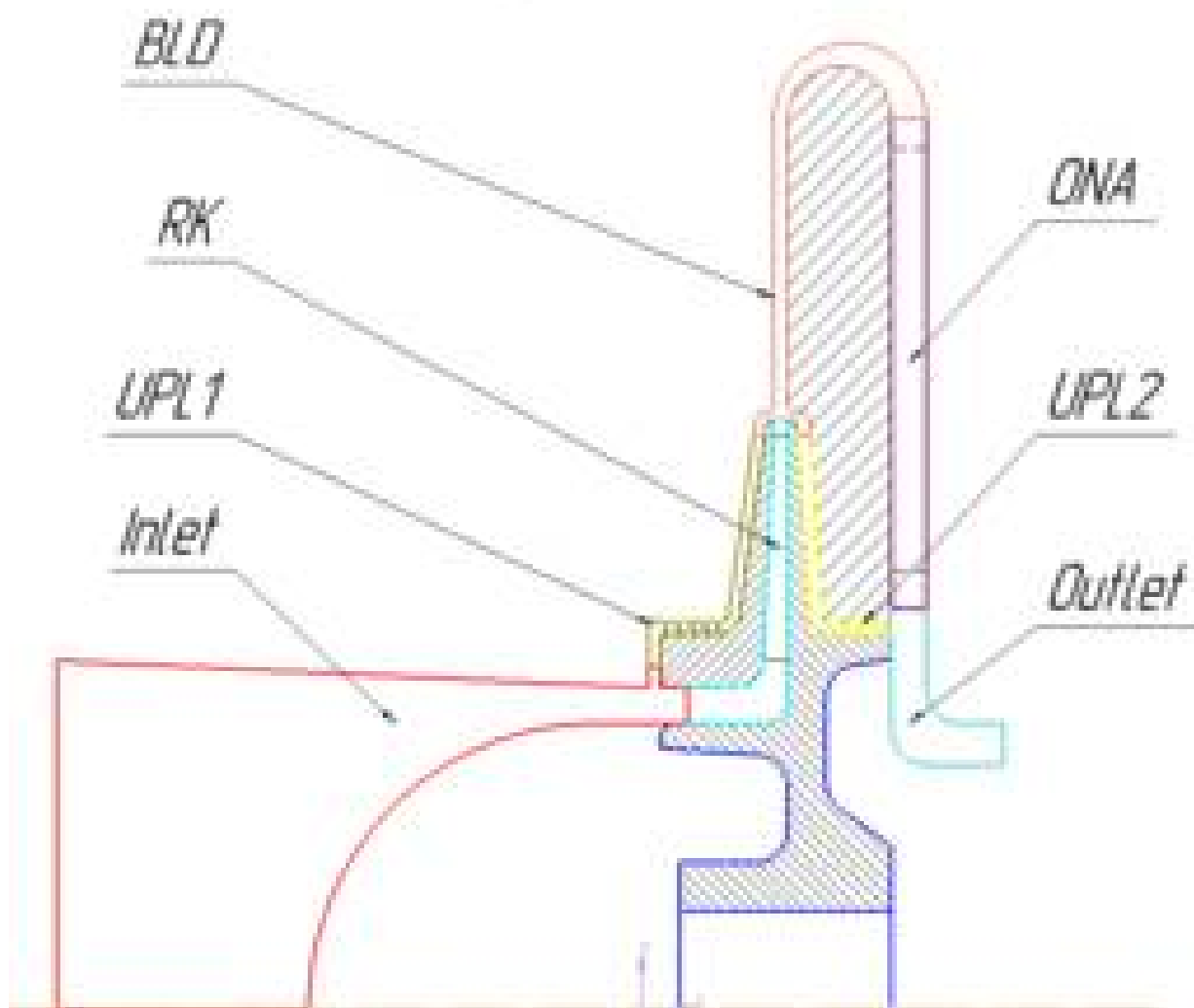


Рис.2.3 Разделение проточной части на отдельные элементы

Количество узлов в каждом элементе проточной части показано в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Количество узлов в каждом элементе

Наименование элемента	Количество ячеек, млн
Inlet	1
RK	0,7
BLD	0,7
ONA	0,7

UPL1	0,8
UPL2	0,6
Outlet	0,3

2.2. Исследование на шероховатость

По задумке конструктора модельная ступень имела шероховатость 6,3 мкм по параметру Ra. В программном комплексе ANSYS CFX шероховатость задается с помощью эквивалентной песочной шероховатости. Данный вид бугристости можно получить с помощью калибровки и упаковки маленьких зерен песка. Геометрия поверхности в данном случае будет описываться лишь одним параметром – размером песочного зерна.

В ходе работы были посчитаны модели с тремя параметрами шероховатости: гидравлически гладкая модель, шероховатость 6,3 мкм и 20 мкм. Параметризация и задание значения эквивалентной песочной шероховатости происходит в модуле CFX во вкладке параметров Domain>Roughness. Для всех поверхностей проточной части задавалось одно значение шероховатости. Результаты исследования показаны на рисунках 2.4 и 2.5

Как видно из графиков, при увеличении шероховатости характеристика ступени приближается к истинным значениям в расчетной точке, но при этом становится ниже после нее. Это можно объяснить тем, что действительное значение эквивалентной песочной шероховатости выше, чем 6,3 мкм, поэтому меньшие значения шероховатости приводят к завышению характеристики, а большие – к занижению. При гидравлически гладкой модели характеристики ступени завышены, поэтому принято решение данную характеристику исключить из графиков.

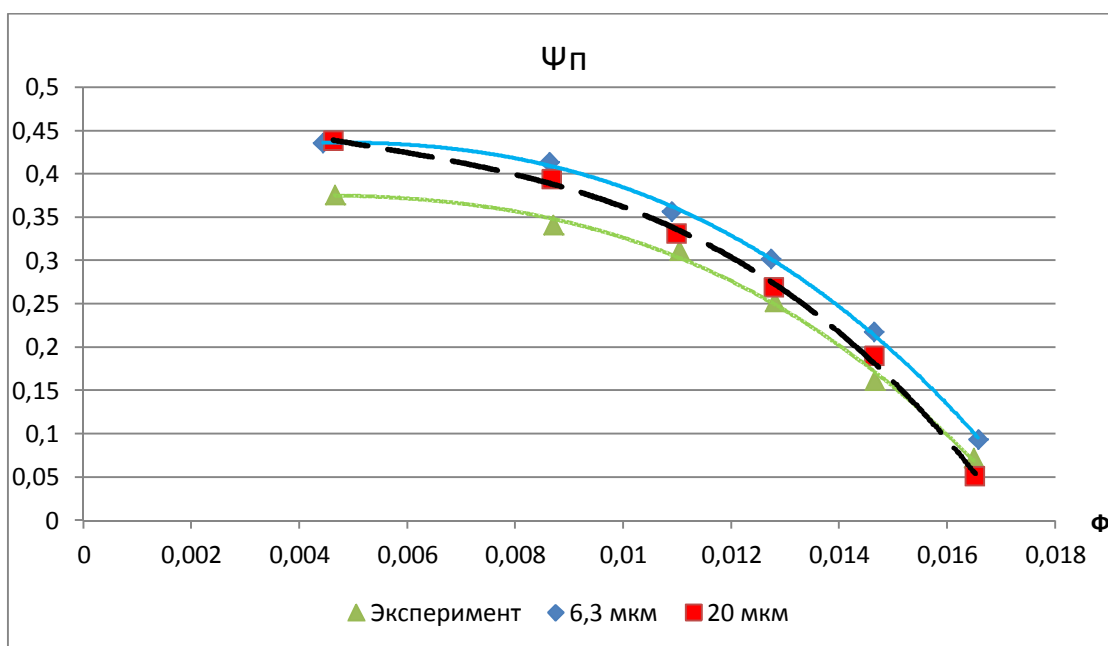


Рис.2.4 Характеристика коэффициента напора при разной шероховатости

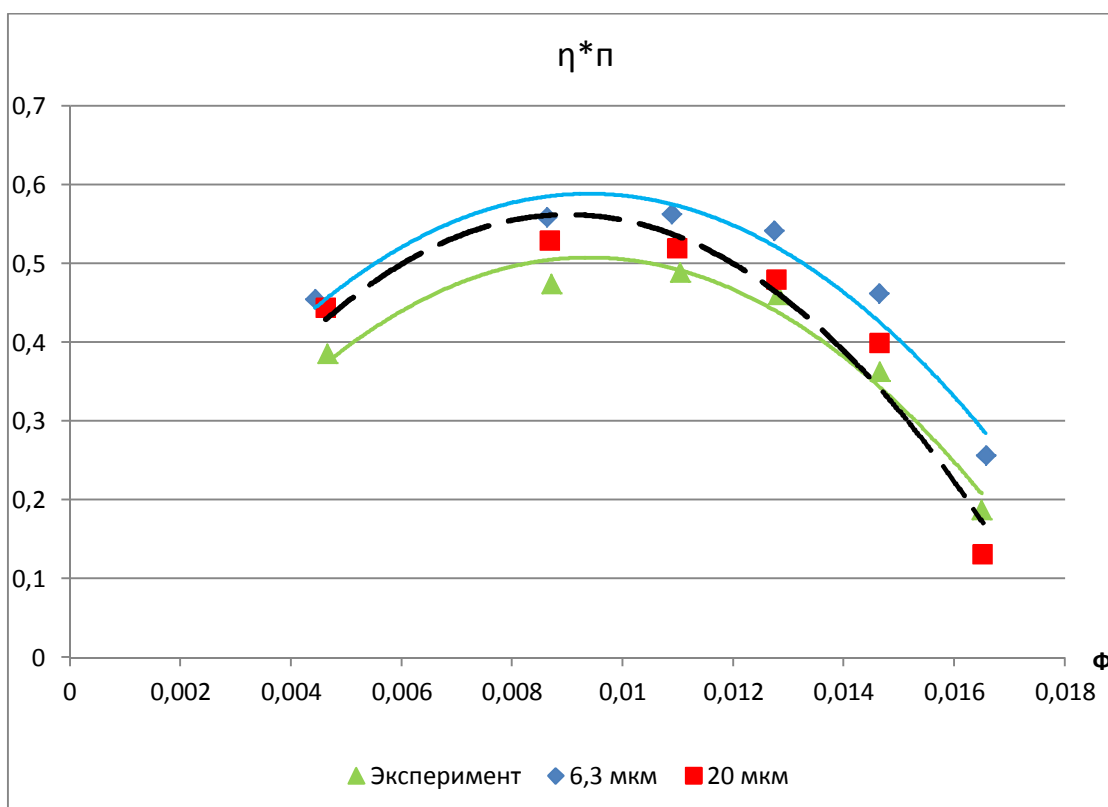


Рис.2.5 Характеристика КПД ступени при разной шероховатости

2.3. Задача валидации эксперимента

При моделировании течения газа в данной задаче были решены такие вопросы как определение достаточного количества узлов для качественного

расчета; возможные упрощения элементов модели для удовлетворительного взаимного расположения ячеек; определена модель турбулентности и принято значение расчетной шероховатости. Следующим этапом работы является запуск эмуляции расчета и обработка полученных результатов. Важным параметром для успешного решения задачи является Timescale Factor. Эта настройка позволяет регулировать учет нестационарных явлений при моделировании задачи. Меньшие значения увеличивают учет нестационарности, большие – уменьшают. Следует учитывать, что при решении стационарной задачи, учет нестационарных явлений в большей степени играет негативную роль, так как не происходит схождение задачи. При неправильном определении Timescale Factor решение может не сойтись вовсе. При решении данной задачи было выбрано значение Timescale Factor=5.

Все расчеты проводились на вычислительных мощностях Суперкомпьютерного Центра «Политехнический». Решение показало хорошее схождение задачи, о чем можно судить по графикам, представленным ниже.

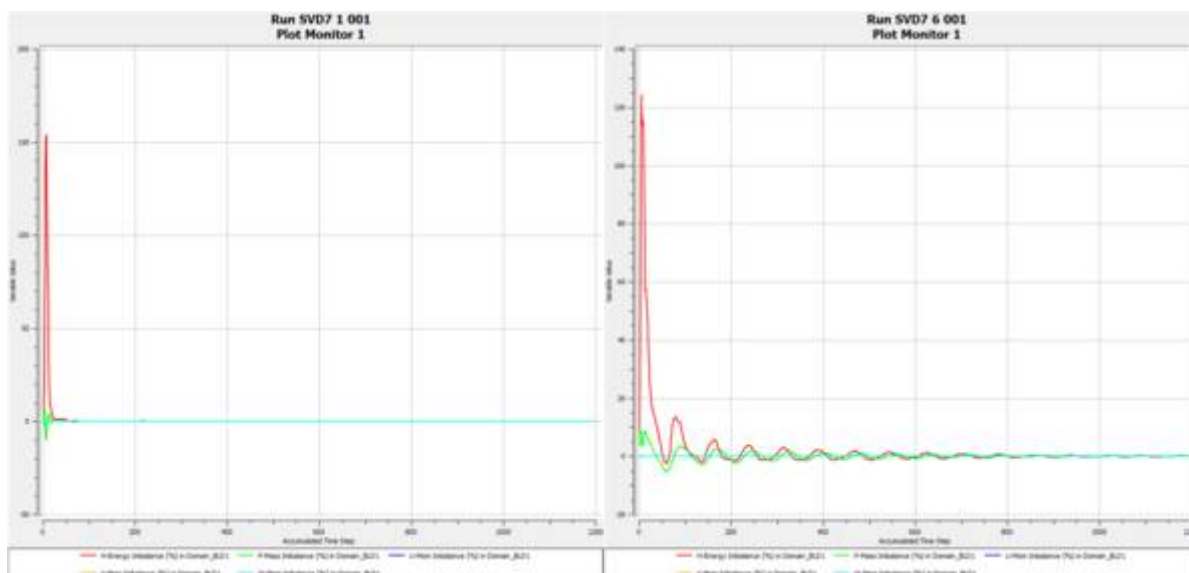


Рис.2.6 График дибалансов а) Режим с наибольшим массовым расходом б) Предпомпажный режим.

Как видно из графиков, решение задачи с большим расходом имеет более плавное схождение, чем аналогичное решение с меньшим расходом.

Это объясняется тем, что на режиме, близком к помпажному, возникают пульсации, которые препятствуют линейному сходимости решения.

На рисунках 2.7, 2.8 и 2.9 представлены линии тока для режима с наибольшим расходом $\Phi=0,016$, для расчетного режима $\Phi=0,01$ и для предпомпажного режима $\Phi=0,0044$ соответственно.

По картинам течения газа можно определить, что при уменьшении расходной составляющей скорости, увеличиваются скорости, появляются вихревые течения на задней поверхности лопатки, а также уменьшается угол α_2 .

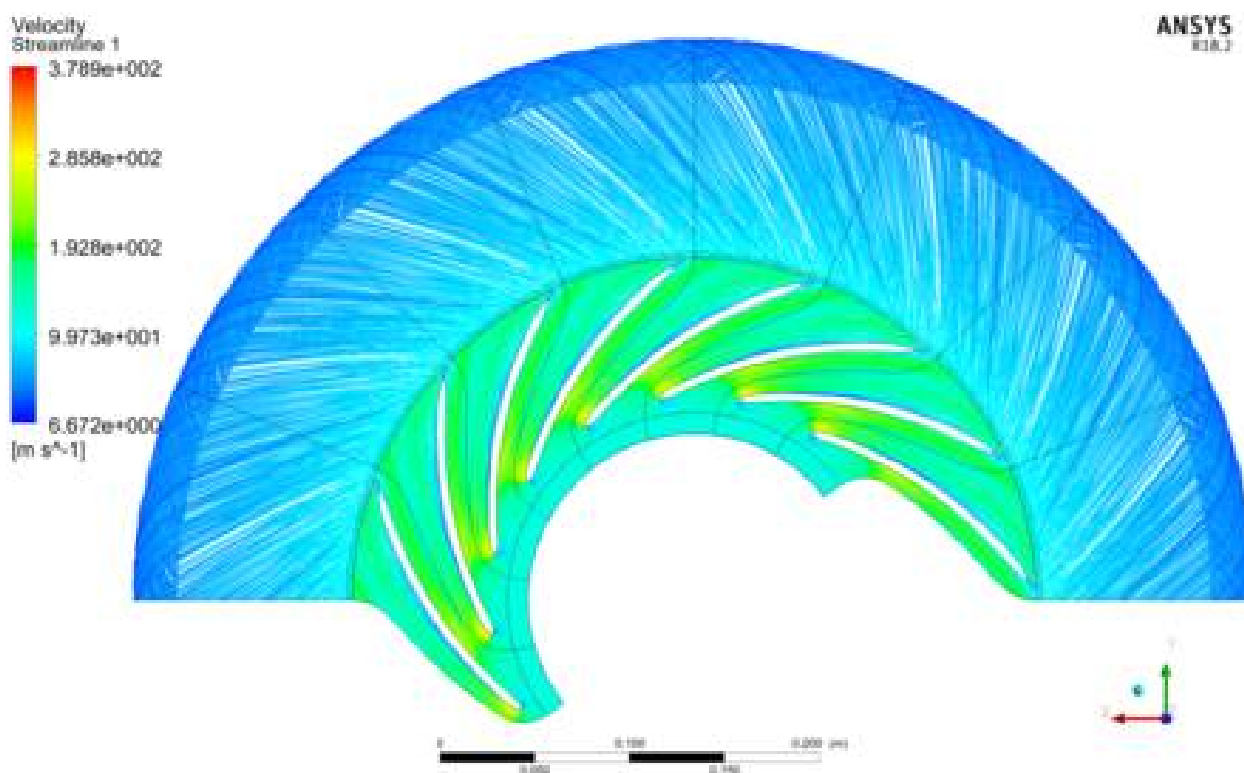


Рис.2.7 Линии тока на режиме с наибольшим расходом $\Phi=0,016$

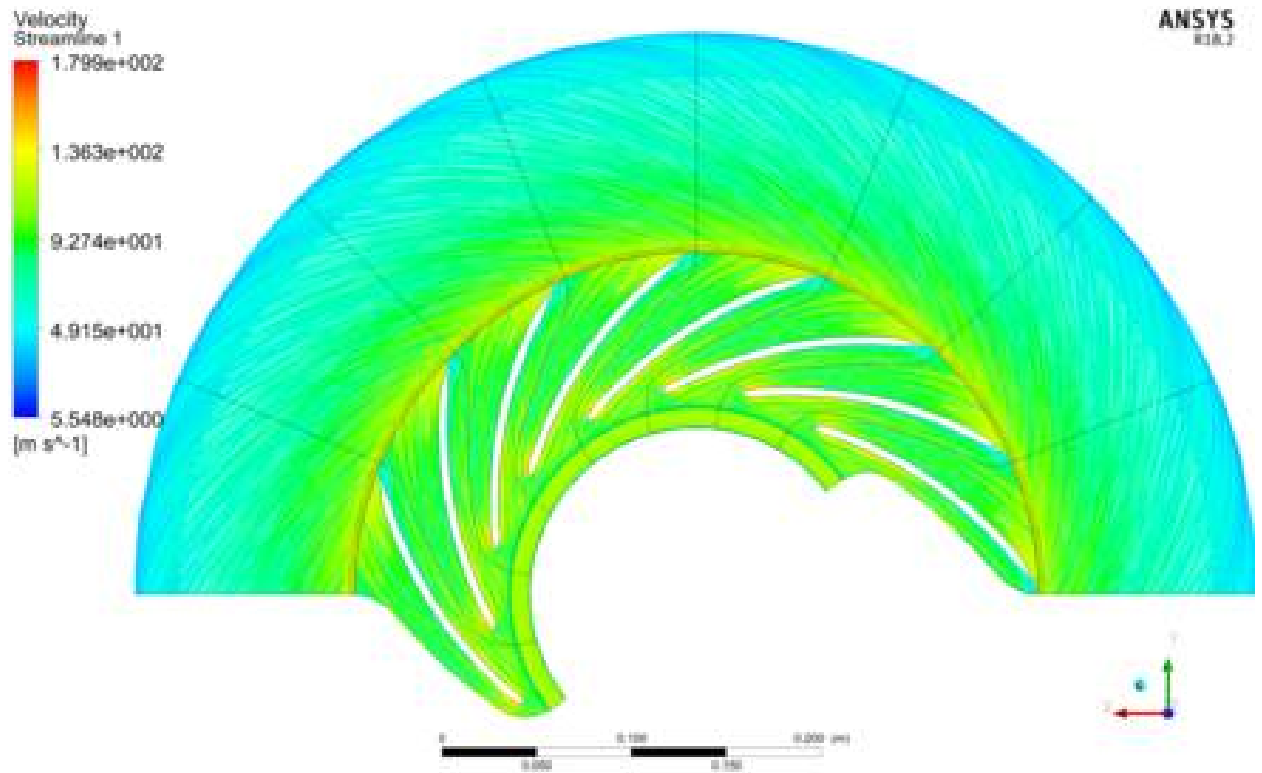


Рис.2.8 Линии тока на расчетном режиме $\Phi=0,01$

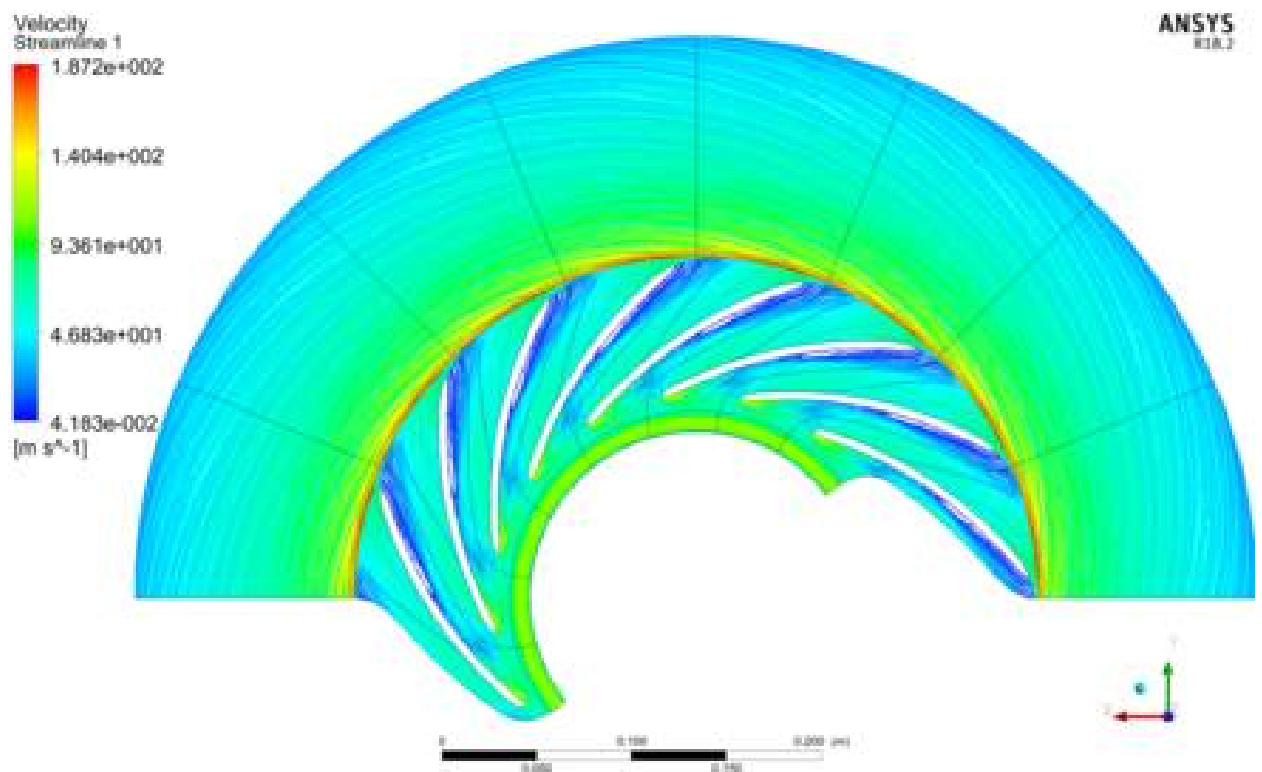


Рис.2.9 Линии тока на предпомпажном режиме $\Phi=0,0044$

Ниже представлены графики характеристик ступени, полученные в ходе проведения натурального эксперимента и численного моделирования. Исходя из результатов расчетов, можно видеть, что коэффициент внутреннего напора практически точка-в-точку сошелся с экспериментом, что свидетельствует о высокой степени точности расчета температур в проточной части компрессора. Максимальная погрешность по $\psi_i=3\%$. Коэффициент политропного напора и эффективность машины получились завышенными. Отклонения этих величин составляют 25% и 26% соответственно.

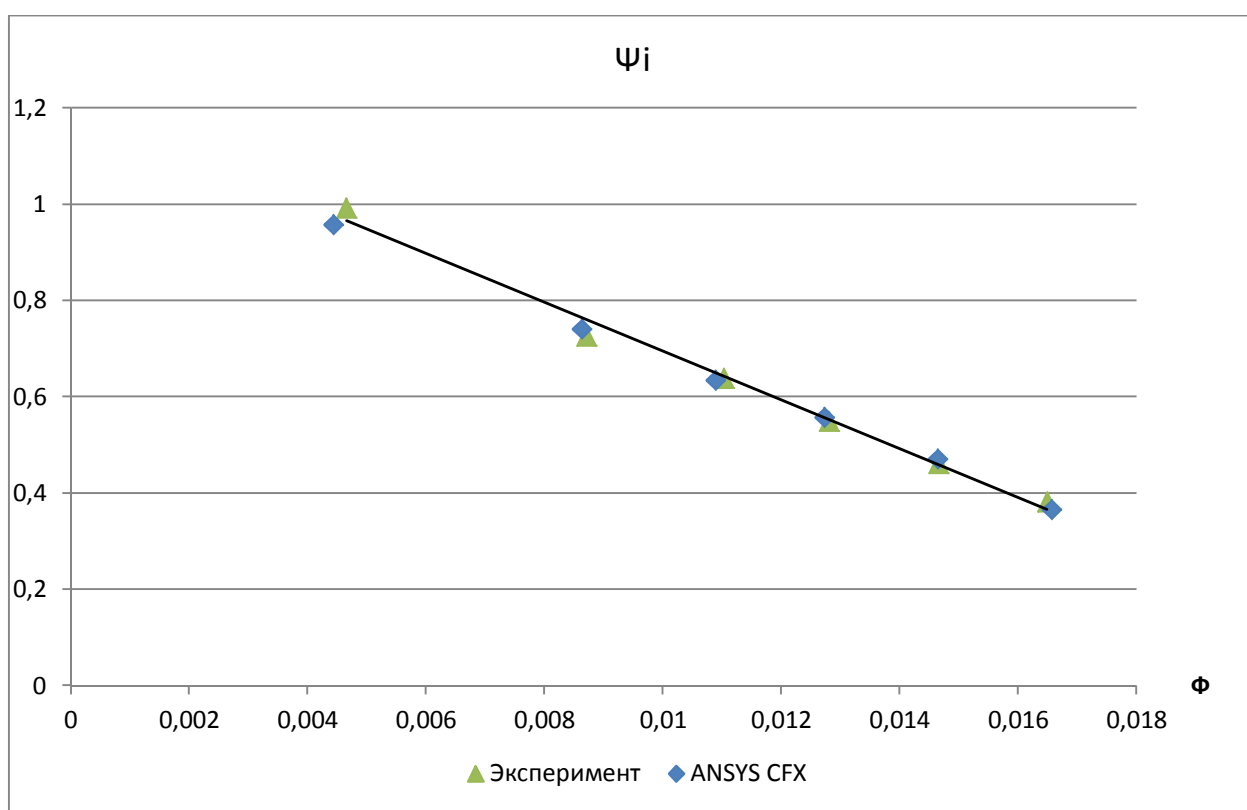


Рис.2.10 Коэффициент внутреннего напора

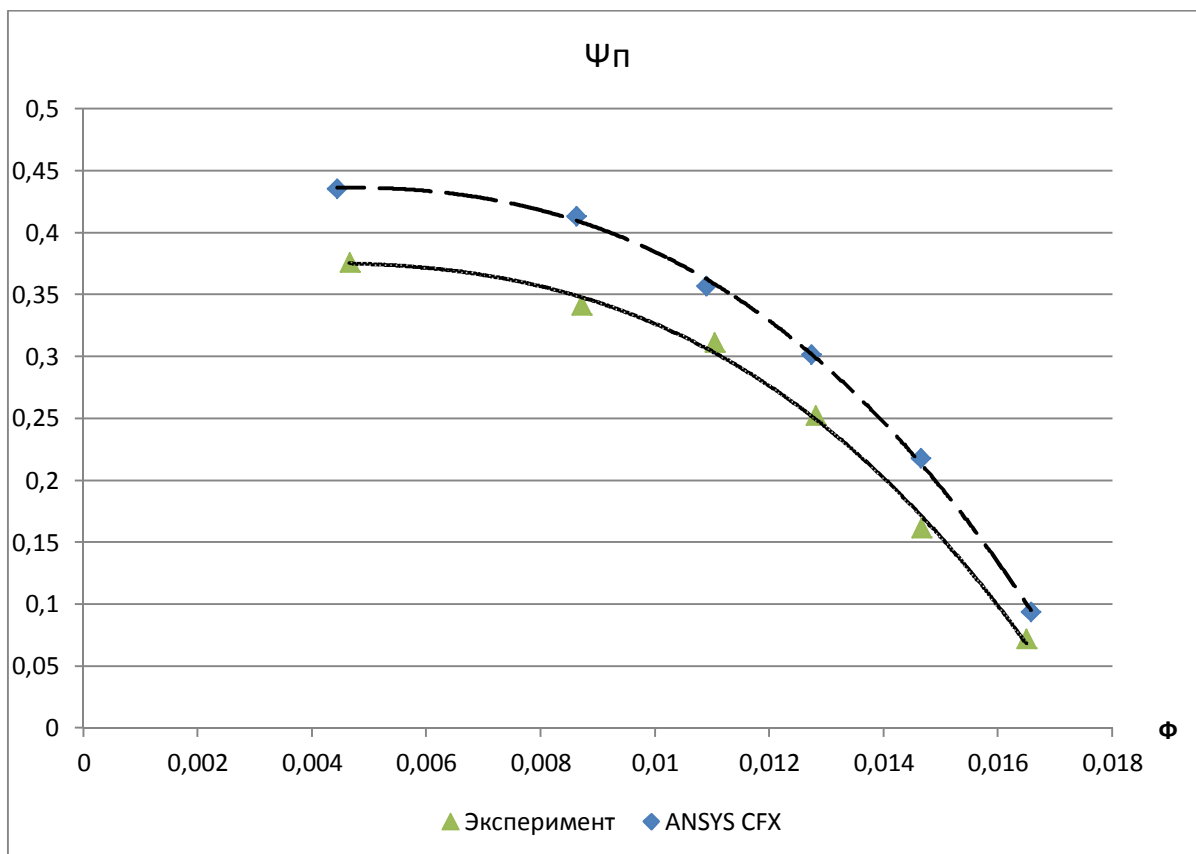


Рис.2.11 Коэффициент политропного напора

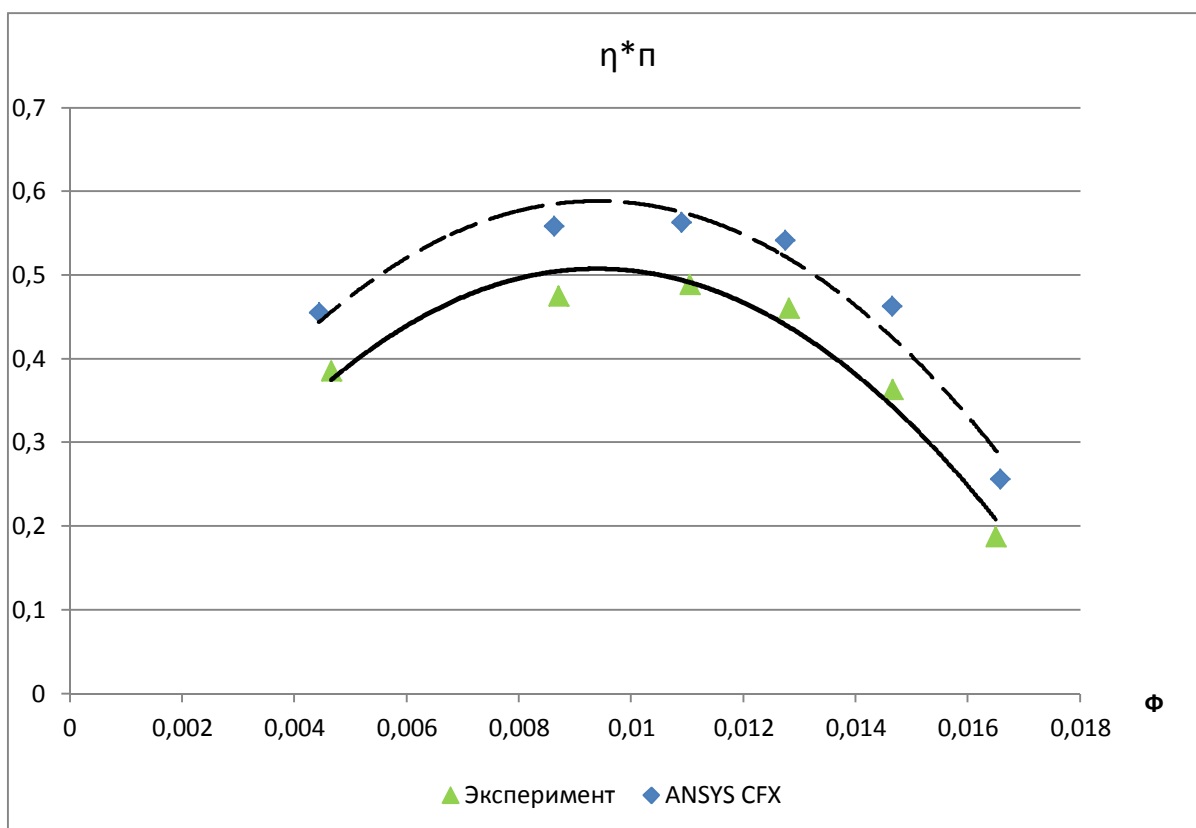


Рис.2.12 Эффективность ступени

2.4. Изменение ширины уплотнений вдоль покрывного диска

Изменение ширины уплотнений осуществлялось путем увеличения и уменьшения ширины канала между покрывным диском и корпусом компрессора. Ширина пазуха на модельной ступени составляет 3,2 мм. В работе рассмотрены 4 варианта изменения данного параметра – два увеличения с шагом 0,5мм и два с уменьшением на 0,5мм. В итоге рассматриваются следующие размеры ширины уплотнений: 2,2; 2,7; 3,2; 3,7; 4,2мм. Схема изменений ширины пазух представлена на рис.2.13.

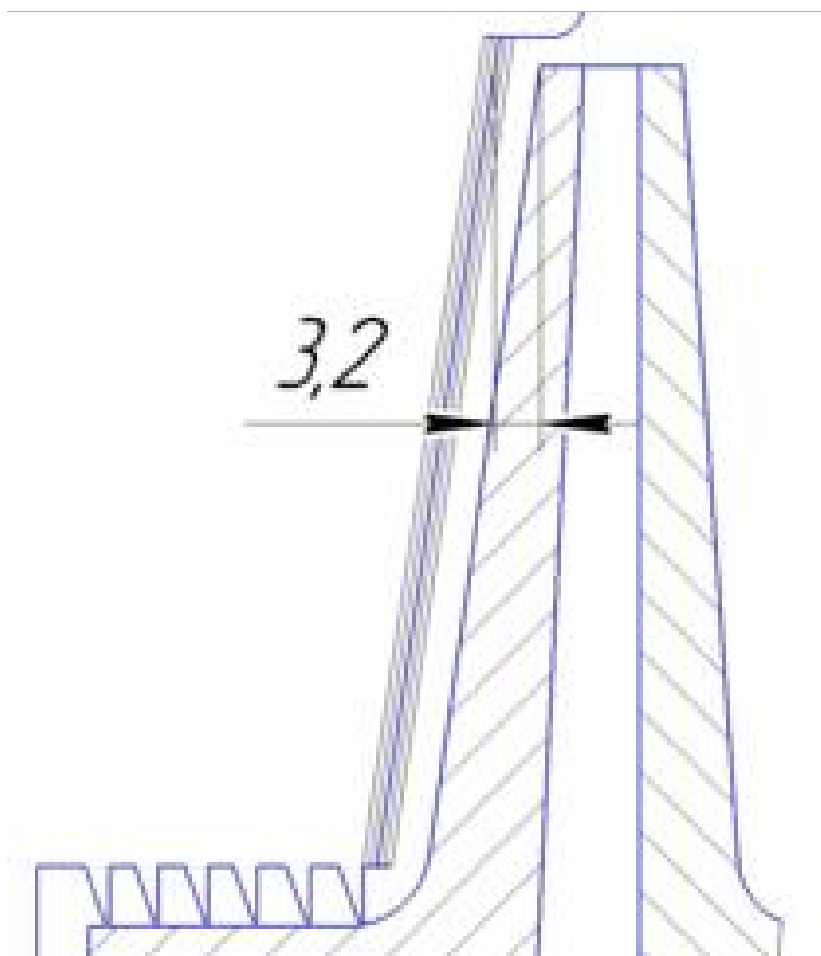


Рис.2.13 Изменение ширины уплотнений вдоль покрывного диска

Ниже представлены графики, характеризующие поведение комплекса $(1+\beta_{тр}+\beta_{пр})$ для разных режимов работы ступени.

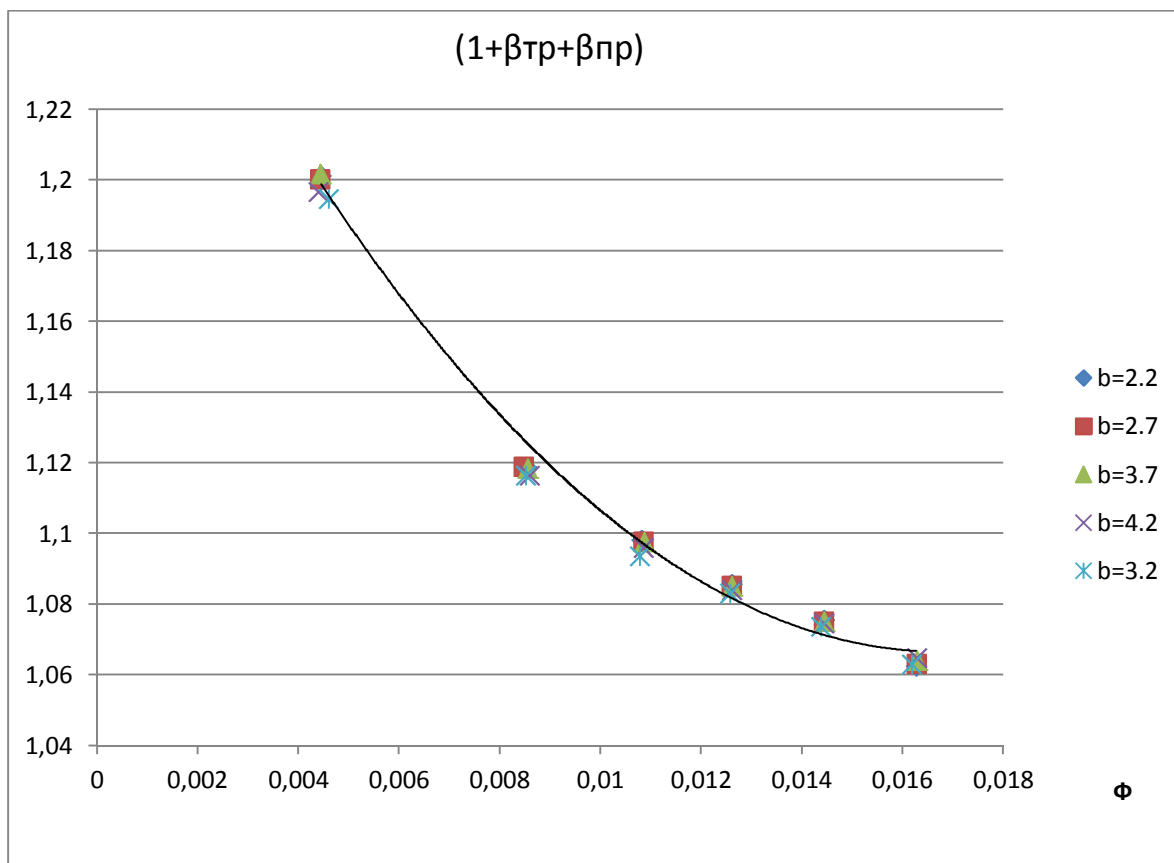


Рис.2.14 Комплекс $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$ при изменении ширины уплотнений вдоль покрывного диска

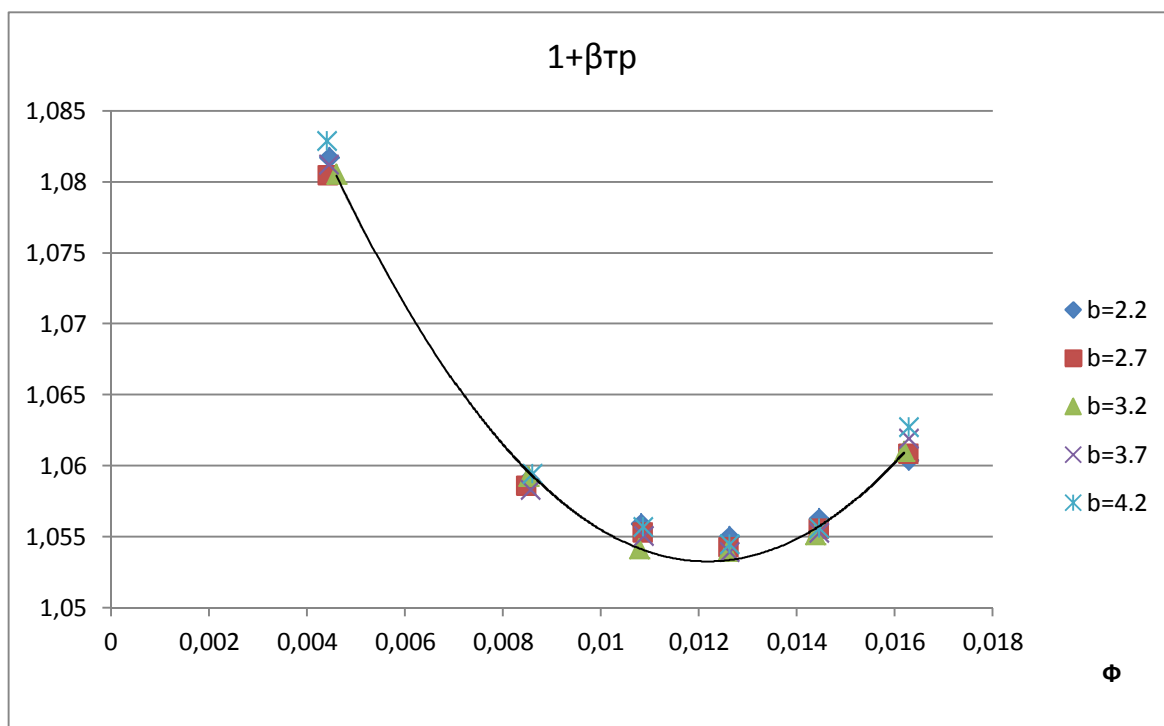


Рис.2.15 Изменение $1 + \beta_{тр}$ при разной ширины уплотнений вдоль покрывного диска

Табл.2.2 Результаты расчетов при изменении ширины уплотнений вдоль покрывного диска

Расчетная точка	b=2.2		b=2.7		b=3.2	b=3.7		b=4.2	
	(1+β _{тр} +β _{пр})	% от b=3.2	(1+β _{тр} +β _{пр})	% от b=3.2	(1+β _{тр} +β _{пр})	(1+β _{тр} +β _{пр})	% от b=3.2	(1+β _{тр} +β _{пр})	% от b=3.2
1	1.062515	0.051615	1.062958	0.009978	1.063064	1.064147	-0.10188	1.064934	-0.17591
2	1.075467	-0.15996	1.075046	-0.12078	1.073749	1.075125	-0.12807	1.074592	-0.07845
3	1.085724	-0.23529	1.085229	-0.18964	1.083175	1.085169	-0.18408	1.084122	-0.08741
4	1.098113	-0.41328	1.097611	-0.36735	1.093594	1.097581	-0.36458	1.09608	-0.22739
5	1.118744	-0.21106	1.118871	-0.22244	1.116388	1.118437	-0.18352	1.116439	-0.00459
6	1.201275	-0.54229	1.200079	-0.44219	1.194796	1.201802	-0.58637	1.196809	-0.16849

2.5. Изменение ширины уплотнений вдоль основного диска

Изменение зазора между основным диском и корпусом осуществлялось уменьшением ширины от 4 до 2мм с шагом 1мм. Схема показана на рис.2.15.

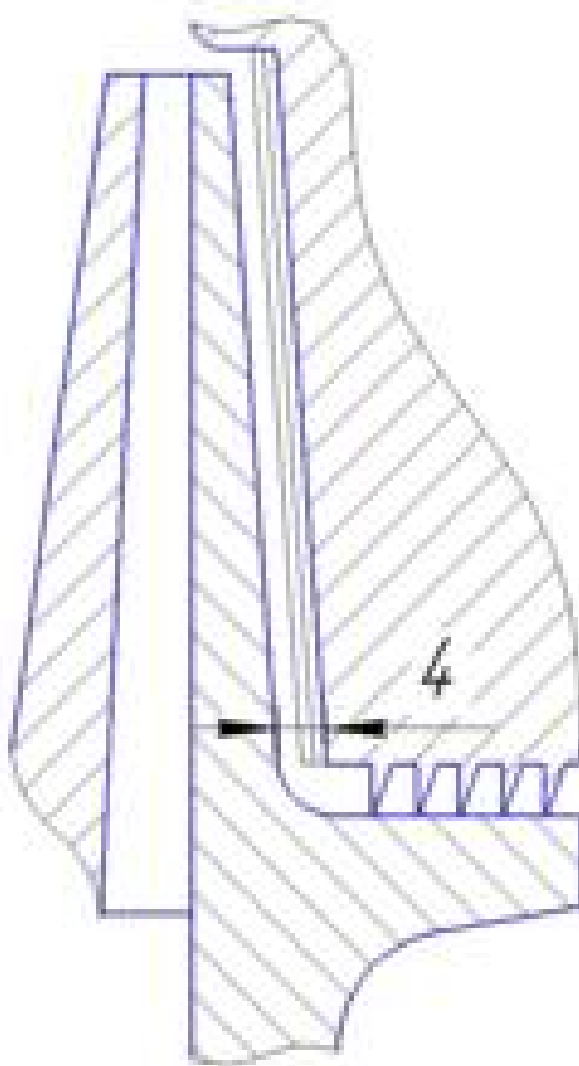


Рис.2.15 Схема изменения ширины уплотнений вдоль основного диска

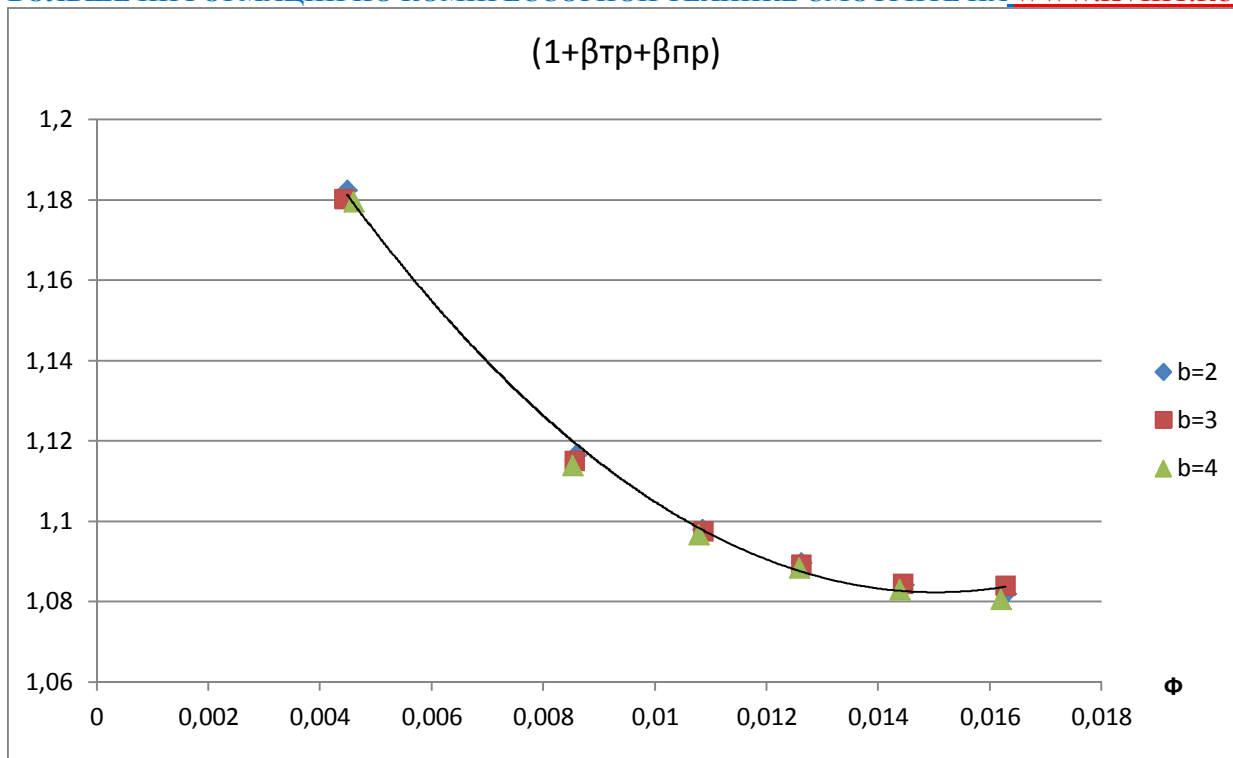


Рис.2.16 Комплекс $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$ при изменении ширины уплотнений вдоль основного диска

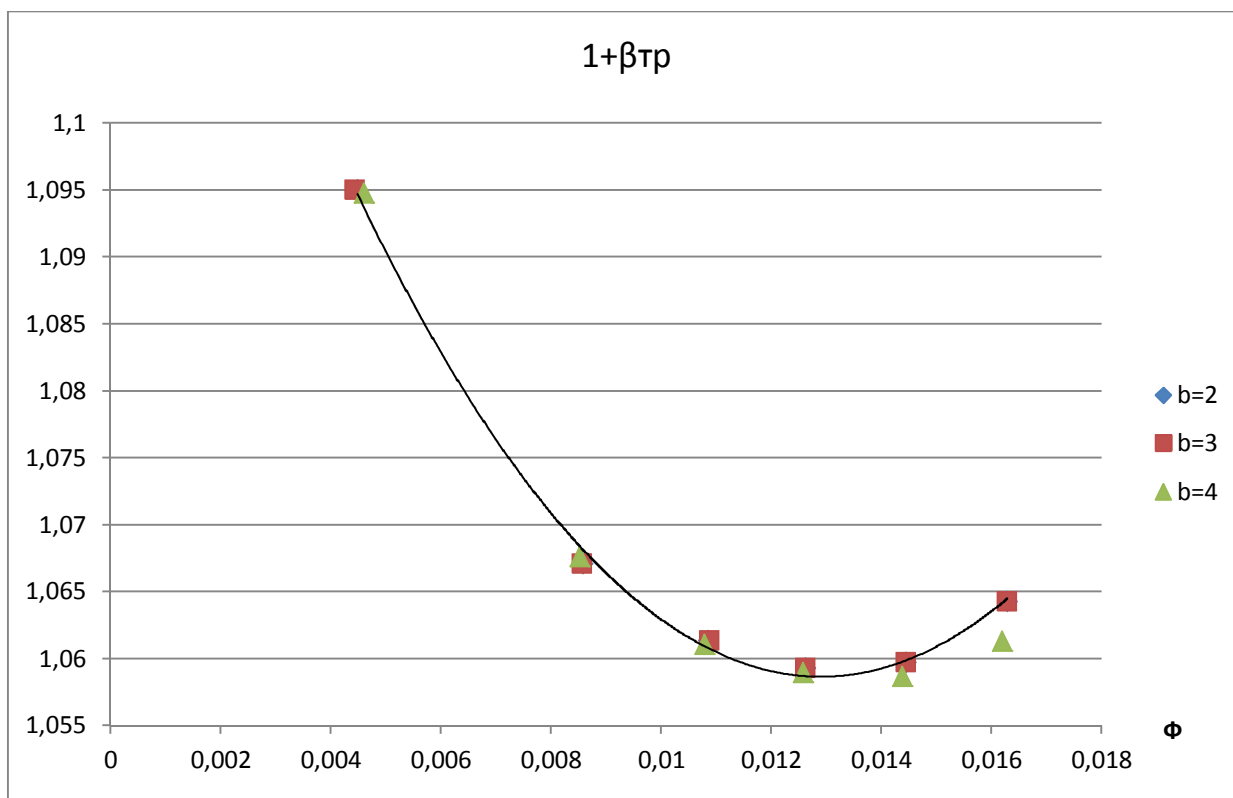


Рис.2.17 Изменение $1 + \beta_{тр}$ при разной ширины уплотнений вдоль основного диска

Табл.2.3 Результаты расчетов при изменении ширины уплотнений вдоль основного диска

Расчетная точка	b=2		b=3		b=4
	(1+βтр+βпр)	% от b=4	(1+βтр+βпр)	% от b=4	(1+βтр+βпр)
1	1.084042	-0.30997	1.084042	-0.30997	1.080692
2	1.08452	-0.1349	1.08452	-0.1349	1.083059
3	1.089199	-0.07374	1.089199	-0.07374	1.088396
4	1.097446	-0.06746	1.097446	-0.06746	1.096706
5	1.115057	-0.10747	1.115057	-0.10747	1.11386
6	1.180204	-0.05479	1.180204	-0.05479	1.179557

2.6. Изменение ширины уплотнений вдоль основного и покрывного диска

В этом разделе рассматриваются такие комбинации изменения ширины уплотнений, которые не были приведены в предыдущих пунктах, а также относятся как максимумы и минимумы ширин, относительно возможности их изменения. Рассчитывались следующие варианты ширин уплотнений:

- 1) $b_{\text{осн}}=2\text{мм}$ $b_{\text{покр}}=4,2\text{мм}$
- 2) $b_{\text{осн}}=2\text{мм}$ $b_{\text{покр}}=2,2\text{мм}$
- 3) $b_{\text{осн}}=3\text{мм}$ $b_{\text{покр}}=2,2\text{мм}$
- 4) $b_{\text{осн}}=3\text{мм}$ $b_{\text{покр}}=4,2\text{мм}$

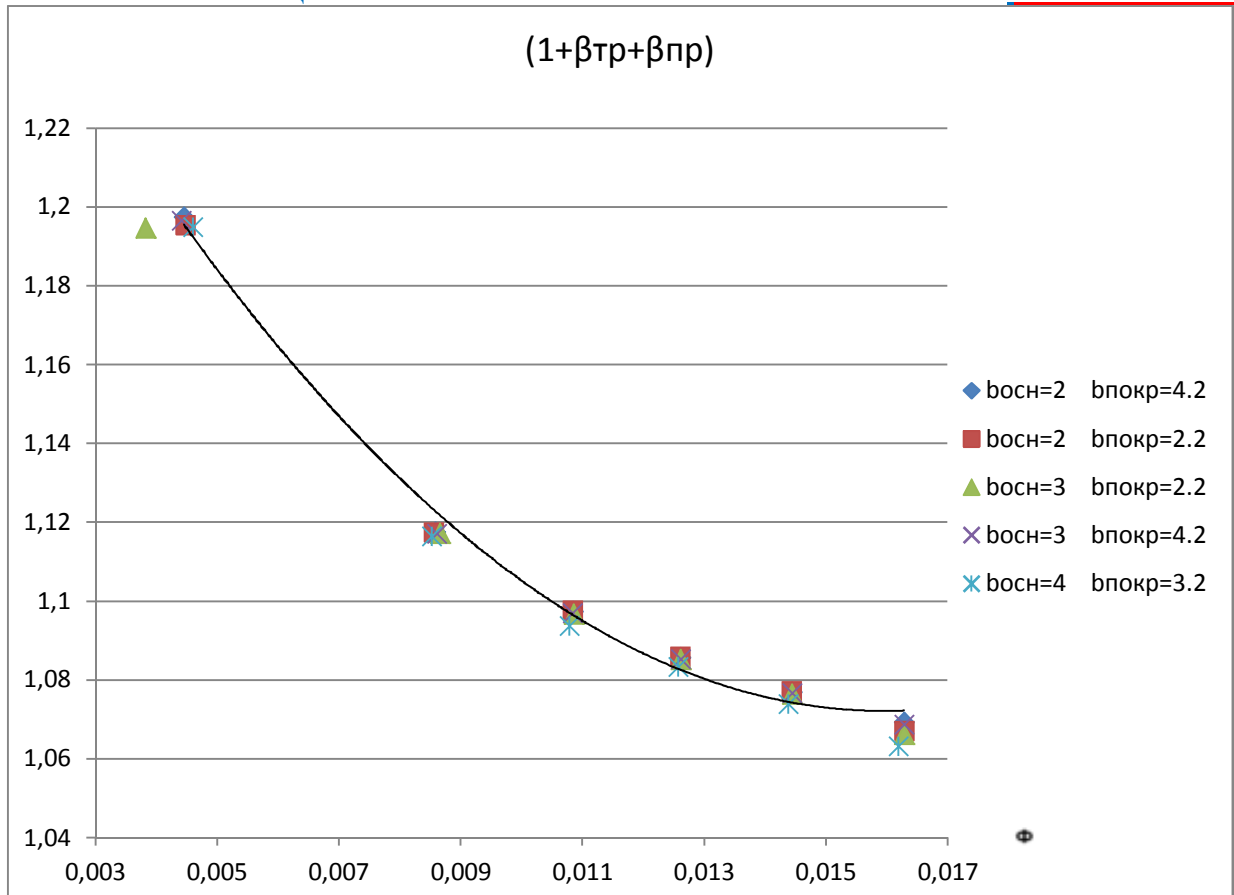


Рис.2.18 Комплекс $(1+\beta_{тр}+\beta_{пр})$ вдоль покрывного диска

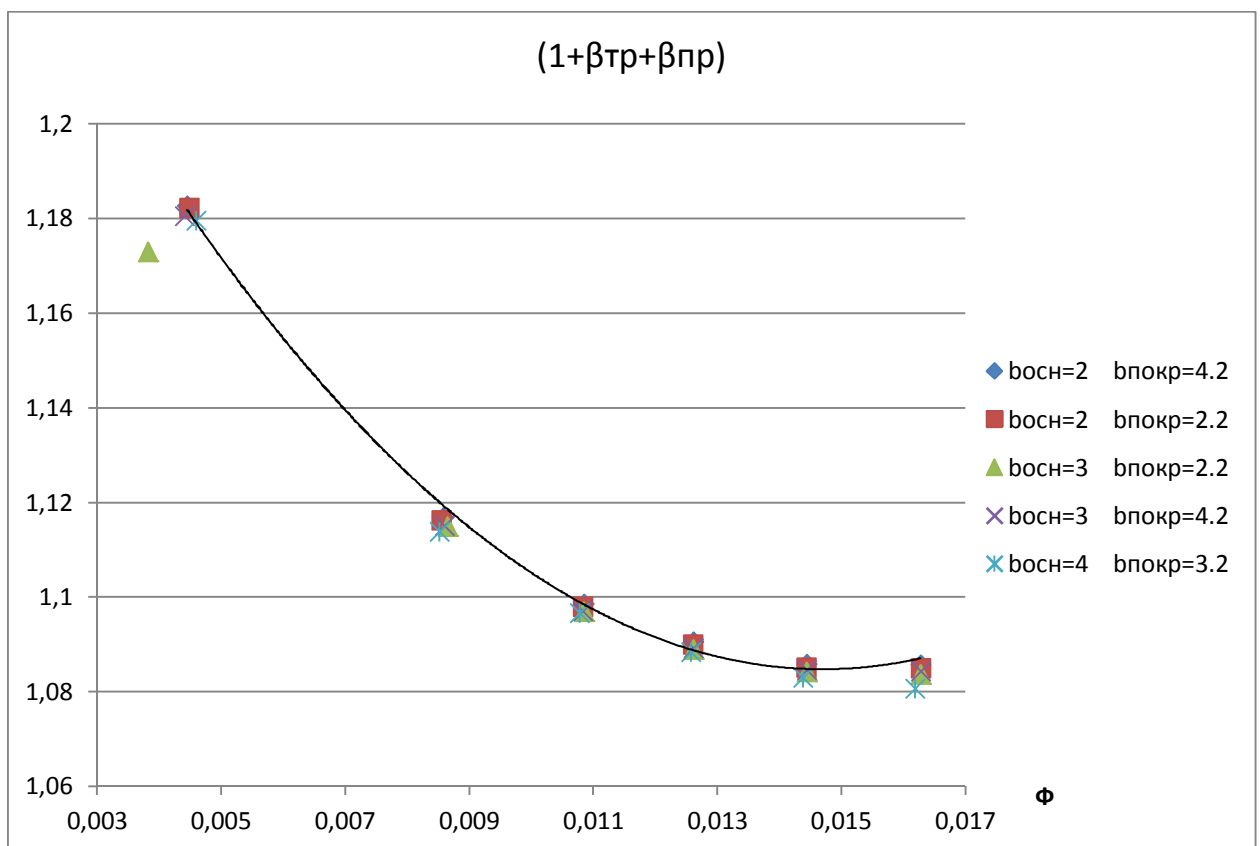


Рис.2.19 Комплекс $(1+\beta_{тр}+\beta_{пр})$ вдоль основного диска

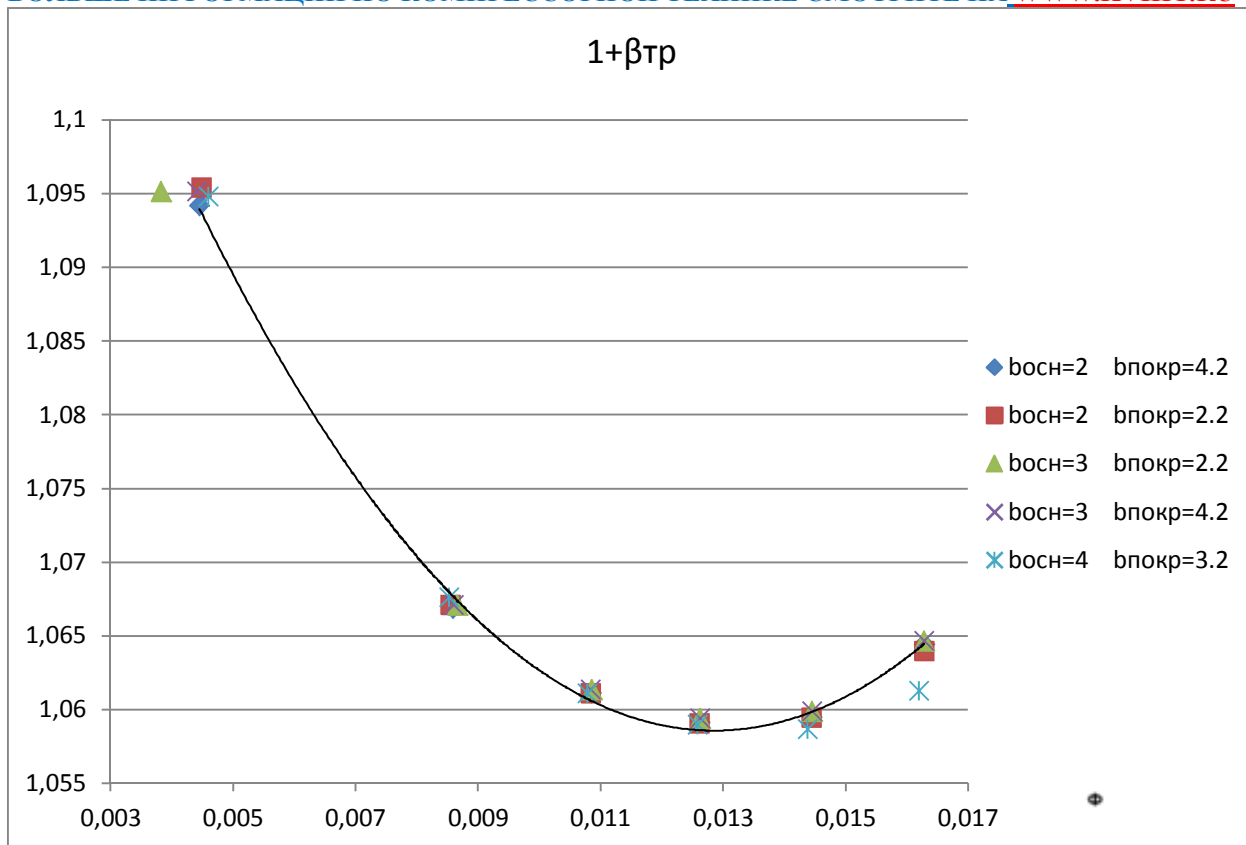


Рис.2.20 $1+\beta_{тр}$ вдоль покрывного диска

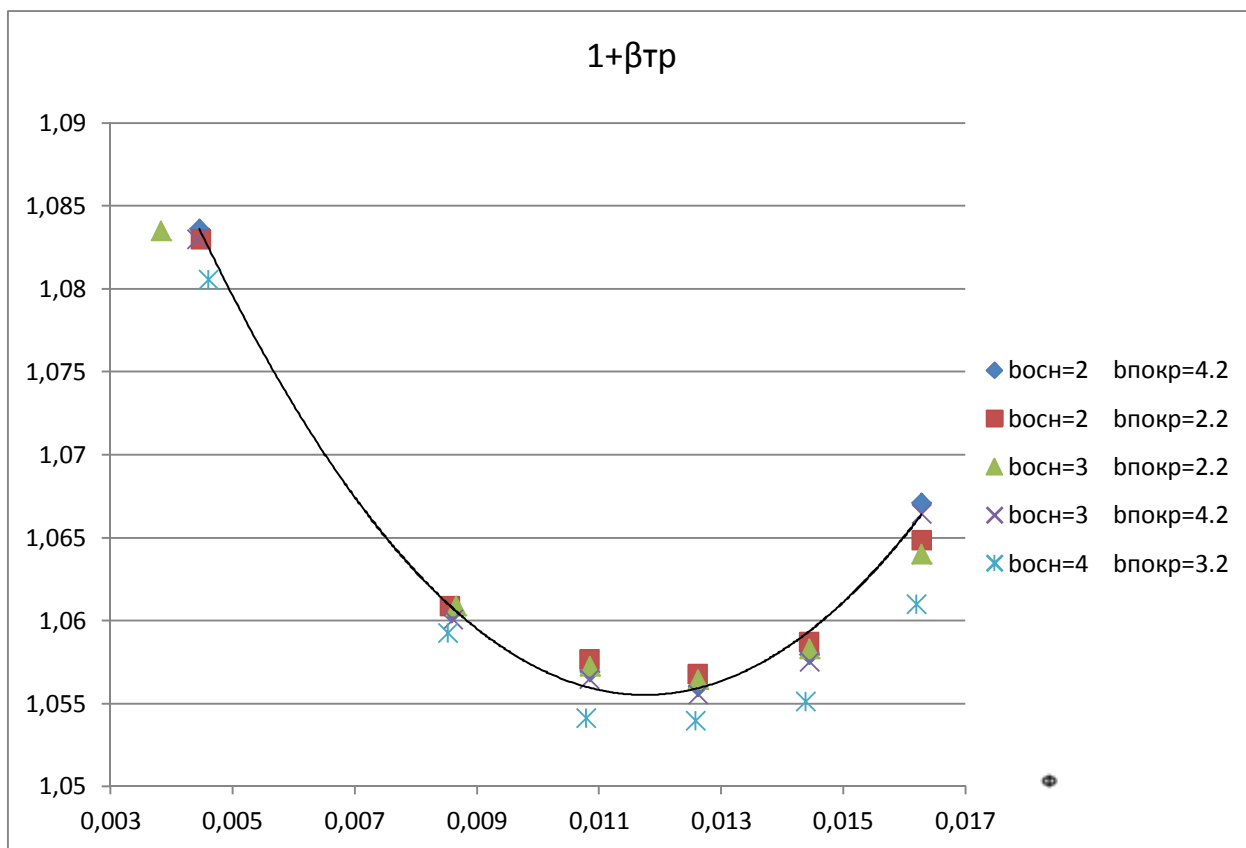


Рис.2.21 $1+\beta_{тр}$ вдоль основного диска

Из двадцати посчитанных режимов в этом разделе один ($b_{\text{очн}}=3\text{мм}$, $b_{\text{покр}}=2,2\text{мм}$) имеет большую погрешность как по условному коэффициенту расхода, так и по полученным характеристикам. Это возможно связано с особенностями течения газа при данных геометрических и газодинамических параметрах. Если проанализировать сходимость решения конкретно данной задачи, то можно сделать вывод, что решение данной задачи не достигнуто, так как показатель среднеквадратичных невязок выше рекомендуемого почти на два порядка. Дибалансы по уравнениям закона сохранения энергии, момента и закону неразрывности имеют колебания, достигающие значений 1,5%. Эффективность машины в решенной задаче должна иметь постоянное определенное значение, чего не видно на графике КПД ступени. Сложность возникает в том, что при малом массовом расходе в компрессоре возникают нестационарные явления, приводящие к неустойчивой работе, сопровождающейся резкими колебаниями напора и расхода перекачиваемого газа.

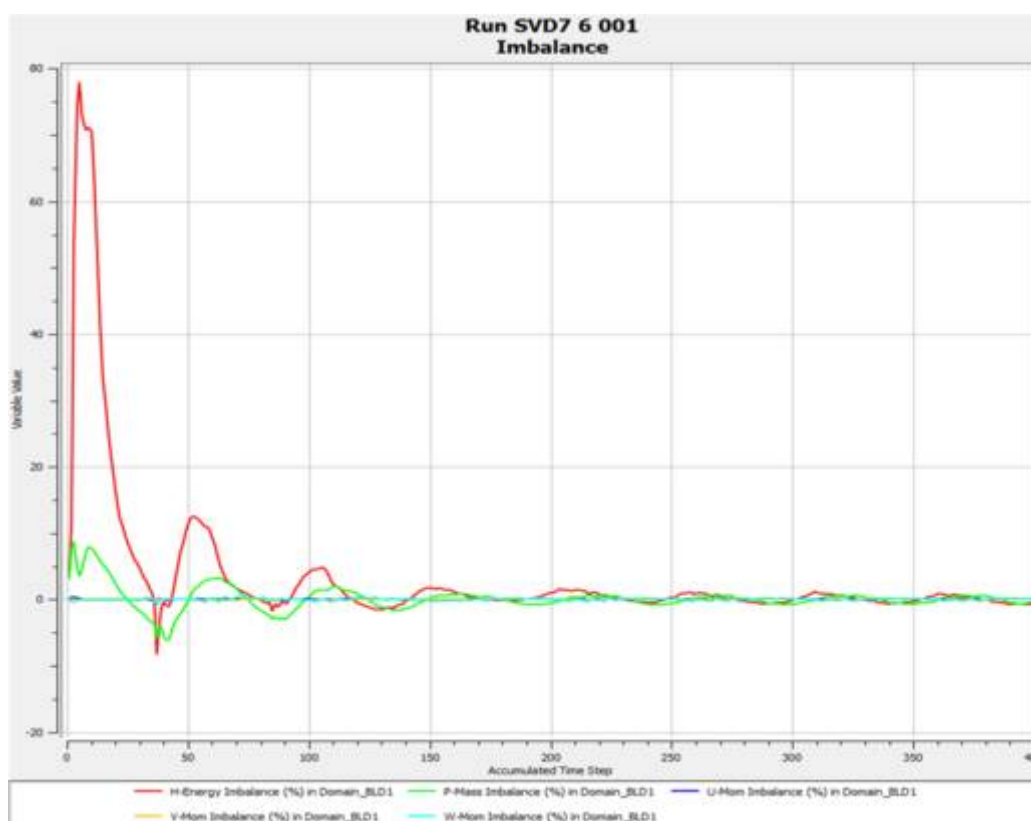


Рис.2.22 График дибалансов задачи «проблемного» режима

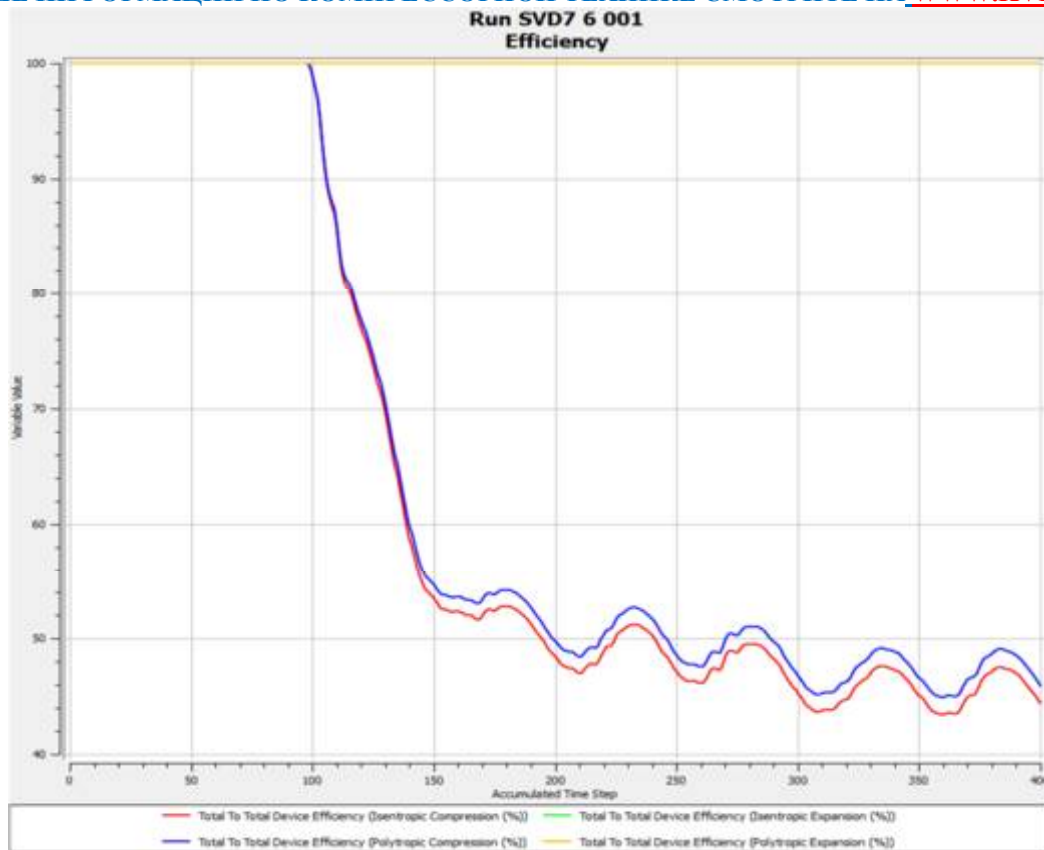


Рис.2.23 График изменения эффективности ступени

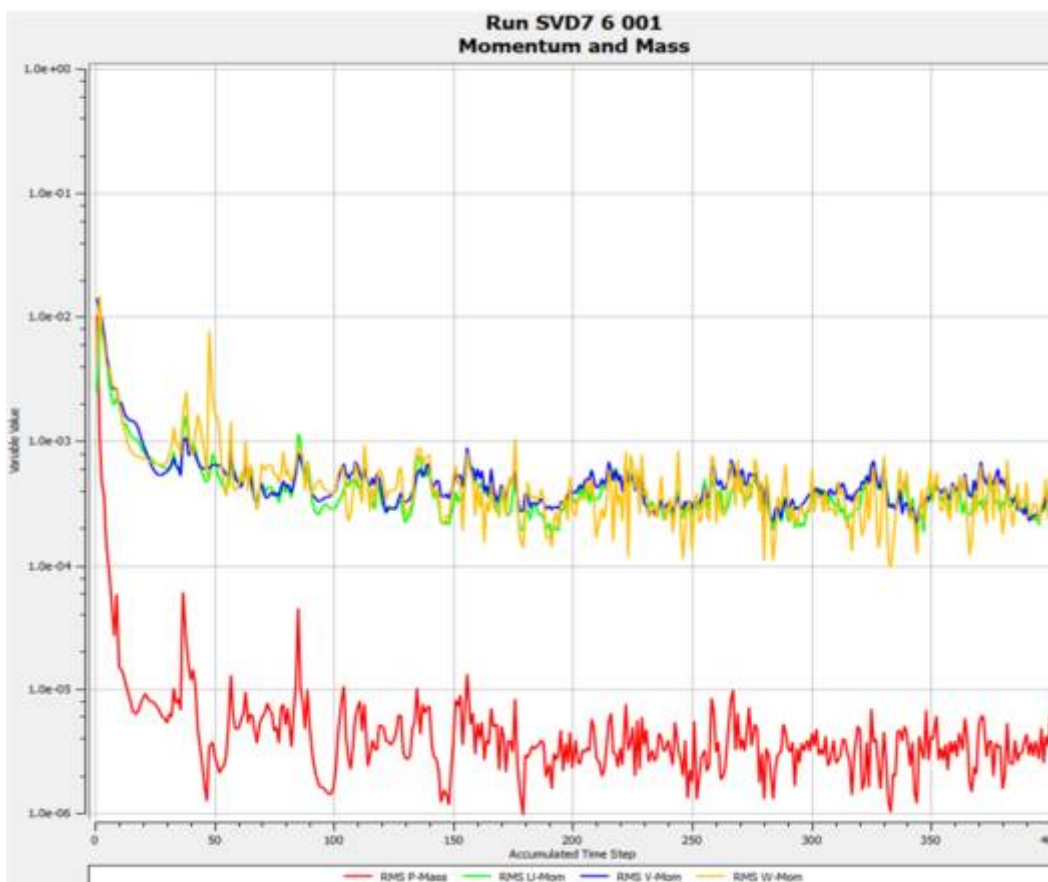


Рис.2.24 График среднеквадратичных невязок

Из графика, представленного на рис.2.20, видно, что на спроектированной для модельной ступени геометрия имеет показатель $1+\beta_{тр}$ значительно ниже, чем другие комбинации изменения ширины уплотнений. Вероятно, что подобранные вариации имеют негативное влияние на характер течения газа. Образуются дополнительные потери на трение газа, вызванные уменьшением площади поперечного сечения в пазухах уплотнений. Однако, этот фактор имеет меньшее влияние на комплекс $(1+\beta_{тр} + \beta_{пр})$ из-за уменьшения коэффициента протечек, вследствие увеличения давления за зубцами лабиринтных уплотнений.

Схема течения газа в лабиринтных уплотнениях показана на рис.2.25 путем изображения линий тока. Количество линий – 100.

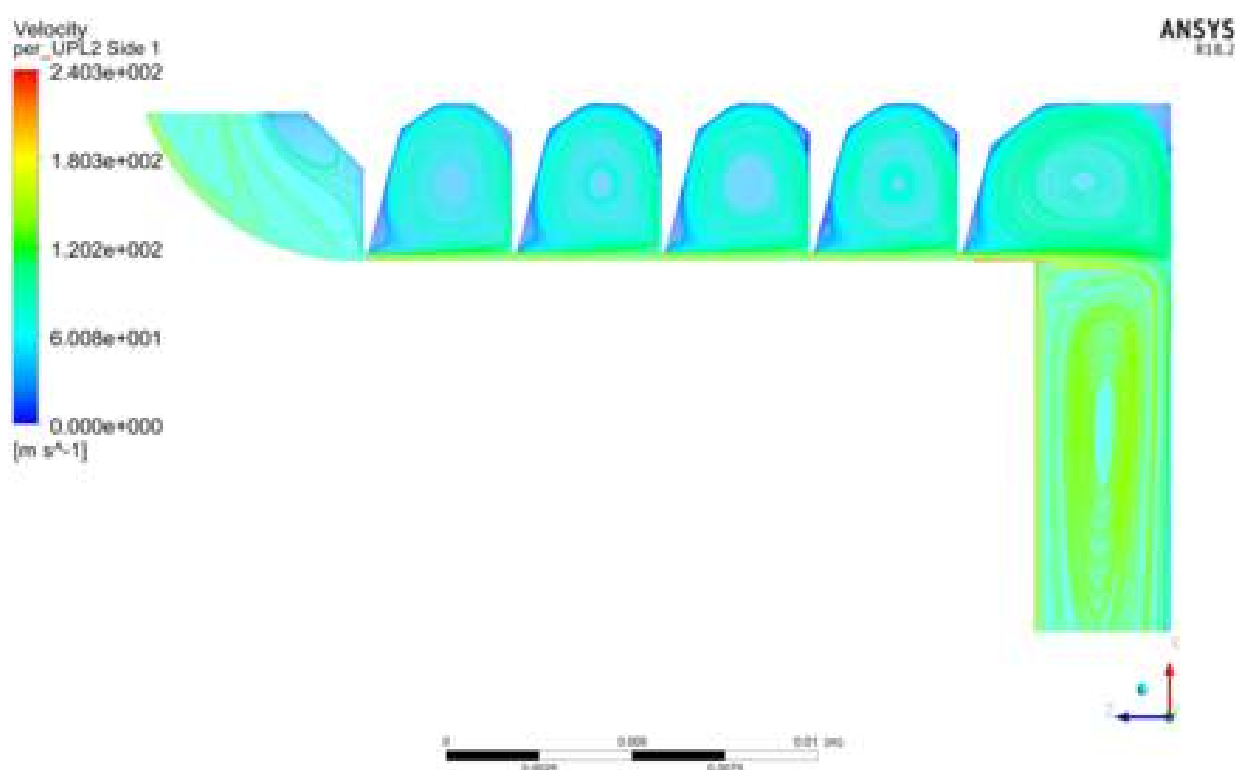


Рис.2.25 Линии тока в лабиринтных уплотнениях

Результаты вычислений сведены в таблицу 2.4 и представлены ниже.

Табл.2.4 Результаты вычислений при смешанном изменении ширины уплотнений

Ширина, мм	Расчетная точка	Вдоль покрывного диска			Вдоль основного диска		
		$\beta_{тр}$	$\beta_{пр}$	$(1+\beta_{тр}+\beta_{пр})$	$\beta_{тр}$	$\beta_{пр}$	$(1+\beta_{тр}+\beta_{пр})$
$b_{осн}=2$ $b_{покр}=4.2$	1	0.067100712	0.00219	1.06929043	0.065279761	0.02046	1.08574
	2	0.057970405	0.018965	1.076935256	0.060358785	0.025562	1.085921
	3	0.056023015	0.029656	1.085679258	0.059844248	0.030721	1.090565
	4	0.056917976	0.040372	1.097289493	0.061785173	0.036852	1.098638
	5	0.060452514	0.056948	1.117400107	0.067521472	0.049272	1.116794
	6	0.083611275	0.113713	1.197323813	0.09529778	0.087315	1.182613
$b_{осн}=2$ $b_{покр}=2.2$	1	0.064834521	0.002114	1.066948968	0.064424293	0.02046	1.084884
	2	0.058700308	0.018308	1.077008535	0.059487372	0.025562	1.085049
	3	0.056771099	0.029097	1.08586846	0.05911509	0.030765	1.08988
	4	0.057647442	0.039897	1.097544243	0.061122034	0.036811	1.097933
	5	0.060845053	0.056448	1.117293221	0.066879804	0.04922	1.116099
	6	0.082985234	0.11222	1.195205418	0.094183019	0.088	1.182183
$b_{осн}=3$ $b_{покр}=2.2$	1	0.064015159	0.002099	1.06611421	0.063936179	0.019764	1.0837
	2	0.058292799	0.0181	1.076392451	0.059414341	0.024806	1.08422
	3	0.056452907	0.028752	1.085205402	0.059062131	0.029874	1.088936
	4	0.057280227	0.039408	1.096688122	0.061099574	0.035909	1.097009
	5	0.060889372	0.056309	1.117197898	0.067062541	0.047812	1.114874
	6	0.083514433	0.111147	1.194661222	0.095401273	0.077486	1.172888
$b_{осн}=3$ $b_{покр}=4.2$	1	0.066451018	0.002207	1.068657844	0.064648149	0.019774	1.084422
	2	0.057535229	0.018972	1.07650684	0.059879616	0.024789	1.084668
	3	0.055570517	0.029634	1.085204583	0.059406389	0.029874	1.08928
	4	0.056485351	0.040383	1.096868478	0.06135818	0.03567	1.097028
	5	0.060090076	0.056964	1.117054097	0.067066599	0.048014	1.11508
	6	0.083000544	0.11345	1.196450085	0.095123995	0.085358	1.180482

Заключение

В результате работы была проанализирована и исследована ступень высокого давления СВД-7. Ступень является малорасходной высоконапорной, поэтому имеет достаточно узкую зону устойчивой работы, что отражается на ее характеристиках.

Численный эксперимент проводился в программном комплексе ANSYS CFX 18.0. Описаны рекомендации по возможному упрощению геометрии сложной формы. Данный фактор особо актуален для зоны лабиринтных уплотнений, где межзубчатые области имеют большое количество скруглений. Определено достаточное количество сеточных ячеек, позволяющих качественно заполнить элементарными ячейками 3D-модель сложной формы. Важно отметить, что в ходе данной работы выявлено влияние шероховатости на газодинамические характеристики ступени и описан характер изменения параметров ступени при разных значениях эквивалентной песочной шероховатости.

В данной работе основной задачей было верификация натурного эксперимента и получение газодинамических характеристик ступени с помощью численного моделирования течения газа. Данная цель была достигнута. При этом стоит отметить, что характеристики ступени завышены в среднем на 4-8%, если говорить об эффективности и коэффициенте политропного напора. При определении коэффициента внутреннего напора погрешность составляет от 0,08% до 1%. по рисунку 2.12 видно четкое повторение характера распределения экспериментальных точек, что говорит о высокой точности расчета и точном определении характера течения газа.

Результаты вычислений коэффициентов дискового трения и протечек показали хорошие значения. Сравнивая их с расчетно-экспериментальными значениями, можно отметить реалистичную зависимость, полученную при численном моделировании. Из шестидесяти посчитанных режимов, только

одна точка имеет высокую погрешность, что связано с неустойчивой работой компрессора при таких параметрах.

Следствием изменения ширины уплотнений является перераспределение величин $\beta_{тр}$ и $\beta_{пр}$ в комплексе $(1+\beta_{тр}+\beta_{пр})$. При уменьшении проходного сечения в лабиринтных уплотнениях уменьшается величина протечек газа, но увеличивается дисковое трение; при увеличении ширины – наоборот.

Можно сделать вывод, что программный комплекс ANSYS CFX 18.0 применим для численного моделирования течения газа в малорасходных высоконапорных ступенях центробежного компрессора, учитывая зону лабиринтных уплотнений.

Список используемой литературы

1. ОАО «Казанькомпрессормаш», каталог компрессорного оборудования, реализованные проекты [электронный ресурс] URL: http://www.compressormash.ru/products/by_industry/gas_industry/gas_injection_and_storage/?recentPosts1=Y (дата обращения 14.05.2019)
2. «Howden Group», каталог компрессорного оборудования [электронный ресурс] URL: https://www.howden.com/Howden/media/Howden/brochures/DivBrochure_Compressors_Aug2016.pdf (дата обращения 14.05.2019)
3. ЗАО "НПФ "Новотех" [электронный ресурс] URL: <http://www.explotex.com/ru/?id=48> (дата обращения 16.05.2019)
4. Kiryll Kabalyk, Władysław Kryłowicz. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient ISSN 0079-3205 Transactions IFFM 131(2016) 97–109
5. А.М. Яблоков, Ю.В. Кожухов, А.А. Лебедев Численное моделирование течения в малорасходной ступени центробежного компрессора DOI 10.5862/JEST.231.7 2015г.
6. Садовский Н.И., Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления а основе изучения влияния числа Рейнольдса и шероховатости на рабочие процессы : Дис., канд. тех. наук / Садовский Н.И. СПбГТУ 1994г.
7. Ansys 18.0 Workbench Tutorial
8. Южно-Уральский государственный университет [электронный ресурс] URL: https://supercomputer.susu.ru/users/instructions/cfx_arch/ (дата обращения 23.05.2019)