

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

**РАСЧЕТ ВЯЗКОГО ТРЕХМЕРНОГО ПОТОКА В ЛАБИРИНТНОМ
УПЛОТНЕНИИ У ОСНОВНОГО ДИСКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО
КОМПРЕССОРА**

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.Данилишин

Санкт-Петербург

2019

Оглавление

Введение.....	4
1. Постановка задачи.....	8
2. Моделирование проточной части лабиринтного уплотнения.....	11
2.1 Моделирование задачи газодинамики.	11
2.2.1. Применение модуля Geometry.....	12
2.2.2. Создание блочно-структурированной сетки в модуле ICEM CFD.....	14
3. Обработка полученных результатов.....	22
3.1. Методика обработки полученных результатов.	22
3.2. Обработка результатов расчёта проточной части лабиринтных уплотнений без моделирования проточной части рабочего колеса.	22
3.3. Обработка результатов расчёта проточной части лабиринтных уплотнений с учётом проточной части рабочего колеса.	30
4. Анализ полученных данных.	34
4.1 Анализ проточной части лабиринтного уплотнения без построения модели проточной части рабочего колеса.	34
4.2 Анализ проточной части лабиринтного уплотнения с моделированием проточной части рабочего колеса.	36
4.3 Анализ безразмерных коэффициентов рабочего колеса при использовании различных типов лабиринтных уплотнений.....	38
Заключение	48
Список используемой литературы.....	50

Условные обозначения и сокращения

Условные обозначения

$G_{\text{пр}}$ - массовый расход протечек

$\mu_{\text{л}}$ – коэффициент расхода лабиринтного уплотнения

$D_{\text{л}}$ – средний диаметр уплотнения

s_r – радиальный зазор в уплотнении

$z_{\text{л}}$ – число гребней

$\rho_{\text{л}}$ – средняя плотность газа в уплотнении

ΔP – перепад давления

h – напор

n – скорость вращения ротора

p – давление

R – удельная газовая постоянная

T – температура

$\beta_{\text{пр}}$ – коэффициент внутренних протечек

$\beta_{\text{тр}}$ – коэффициент дискового трения

$\psi_{\text{т}}$ – коэффициент теоретического напора

$\psi_{\text{и}}$ – коэффициент полного напора

Φ – условный коэффициент расхода

η – коэффициент полезного действия

π – отношение давлений

ρ – плотность

Сокращения

КВиХТ – компрессорная, вакуумная и холодильная техника

КПД – коэффициент полезного действия

ЛУ – лабиринтные уплотнения

РК – рабочее колесо

ПД – покрывной диск

ОД – основной диск

ПЧ – проточная часть

РК – рабочее колесо

СПбПУ – Санкт-Петербургский политехнический университет

ЦК – центробежный компрессор

SST – shear stress transport turbulence model

Сокращения могут относиться к подстрочным (надстрочным) индексам

Подстрочные индексы

t – теоретический

тр - трение

Надстрочные индексы

* – относится к параметрам торможения

Введение

Лабиринтные уплотнения служат для ограничения утечек рабочей среды вдоль вала из корпуса турбомашин и перетечек между ступенями и лопаточными венцами ротора и статора. ЛУ - бесконтактное устройство между двумя или несколькими деталями, находящимися в движении одна относительно другой. Состоит из ряда чередующихся узких щелей (зазоров) и расширительных камер. Наиболее часто применяется для уплотнения пространства между вращающимся валом и неподвижным корпусом. Лабиринтное уплотнение характеризуется простотой конструкции, высоким ресурсом, возможностью работы при высоких скоростях и высоких температурах.

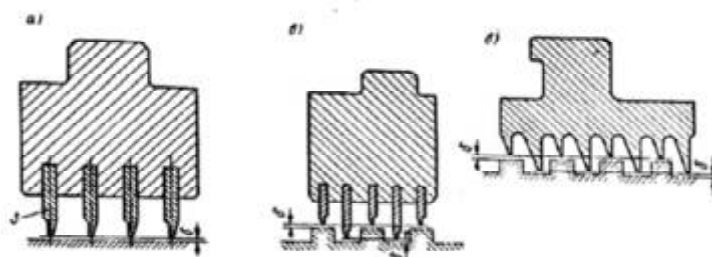
В разных местах между неподвижными элементами машины и вращающимся ротором устанавливаются уплотнения. Дело в том, что части ротора одновременно расположены в разных камерах-ступенях давления ли вне машины, т.е. в местах с разным давлением газа и наружного воздуха. Вследствие этого в зазоры между подвижным и неподвижными элементами машины может подсасываться воздух извне, а также возможны утечки и перетечки газа из зоны с большим давлением в зону меньшего давления (фиг. 22). Утечки и перетечки газа являются причинами потери энергии, так как перетекаемый газ должен быть заново сжат, а утекаемый — является безвозвратной потерей. Значительное уменьшение или ликвидация этих потерь достигается применением уплотняющих устройств. Их устанавливают в следующих местах

а) в расточках на торцевых стенках корпуса машин, т. е. в месте выхода концов вала из машины. Эти уплотнения вала называются концевыми (наружными);

б) в расточках диафрагме: между валом и диафрагмой (валовые) и между колесом и диафрагмой (покрышечные)

Уплотнение представляет собой кольцевую обойму (фиг. 23), которая своими уплотнительными гребнями 3 вместе с поверхностями ротора

образует ряд лабиринтных затворов. Зазоры δ между уплотняющими гребнями и валом делаются небольшими: от 0,1 до 0,4 мм. Их величина зависит от диаметра вала, величины его прогиба и числа оборотов. Принцип работы таких уплотнений состоит в том, что при прохождении газа через ряд щелей-зазоров δ , чередующихся с камерами расширения, постепенно теряется его давление и гасится его скорость.



При перетекании газа через первую кольцевую щель возникает большая скорость, которая в кольцевой камере падает почти до нуля. В камере устанавливается давление, пониженное по сравнению с давлением в полости до лабиринтов в результате потерь на вихреобразование в зазоре. Так как удельный объем газа в камере больше удельного объема до лабиринтов, а количество перетекающего в единицу времени газа в силу неразрывности потока такое же, то скорость во второй кольцевой щели должна быть выше, чем в первой, а в каждой последующей щели выше, чем в предыдущей. Вследствие этого перепад давления между смежными камерами возрастает от ступени к ступени. При высоких перепадах давления и большом числе ступеней в одной из щелей может установиться критический перепад давления; скорость газа достигает скорости звука. Все последующие ступени в таком уплотнении излишни, так как они не уменьшают критической величины истечения, равной произведению скорости звука на площадь сечения щели. Лабиринтное уплотнение не может полностью исключить истечение газа. Напротив, непрерывное движение газа вдоль лабиринта лежит в основе принципа действия лабиринта и является неизменным условием его функционирования. Лабиринт может только ослабить поток газа через уплотнение. Лабиринтные уплотнения в

зависимости от места установки подразделяются на осевые, расположенные вдоль оси ротора, и радиальные, в которых газ движется в радиальном направлении от центра к периферии. Применение обоих типов уплотнений возможно как по-отдельности, так и в комбинированном варианте.

Применение современных пакетов программного обеспечения (Ansys CFX, Numeca Fine Turbo, SolidWorks Flow Simulation и др.) позволяет решать задачи течения вязкого трехмерного потока и получать необходимые данные с приемлемой долей точности. Каждый программный комплекс имеет свои плюсы и минусы при решении определенной задачи. Результаты расчёта в значительной степени зависят от точности построенной сетки, модели турбулентности, граничных условий, а также ряда других факторов. Численный эксперимент всегда обладает некоторой погрешностью, ввиду использования набора элементов конечного размера.

Целью работы является исследование течения вязкого трёхмерного потока в различных конструкциях лабиринтных уплотнений у основного диска центробежного компрессора, определение коэффициента расхода лабиринтного уплотнения для каждого из вариантов, с последующим выбором оптимального варианта исполнения уплотнения. Также важным моментом выполнения работы является проверка точности при расчёте лабиринтного уплотнения без моделирования смежной проточной части центробежного компрессора.

В ходе работы были решены следующие задачи.

1. Создание 3D моделей по предоставленным руководителем чертежам.
2. Создание расчётных блочно-структурированных сеток в модуле ICEM.
3. Задание граничных условий по построенным сеткам в модуле CFX,
4. Изменение режимов расчёта в соответствии с предоставленными руководителем рабочими параметрами.
5. Обработка и анализ полученных данных.
6. Установка оптимального исполнения лабиринтного уплотнения в соответствии с полученными значениями.
7. Установка оптимального метода расчёта лабиринтных уплотнений.

1. Постановка задачи

Задача данной выпускной квалификационной работы состоит в расчёте вариантов лабиринтных уплотнений, в количестве трёх штук, у основного диска рабочего колеса центробежного компрессора. Варианты исполнения представлены на рисунках 1.1 – 1.3.

Первая схема исполнения называется прямоточной (гладкой) Рис. 1.1. Кинетическая энергия струи в таких уплотнениях не в полной мере гасится в камере, определенная часть попадает на следующий гребень. Коэффициент расхода лабиринтного уплотнения такой конструкции приблизительно равен 1. Вторая Рис. 1.2 и третья Рис. 1.3 схема лабиринтных уплотнений называются ступенчатыми коэффициент расхода лабиринтного уплотнения для таких конструкций 0,7.

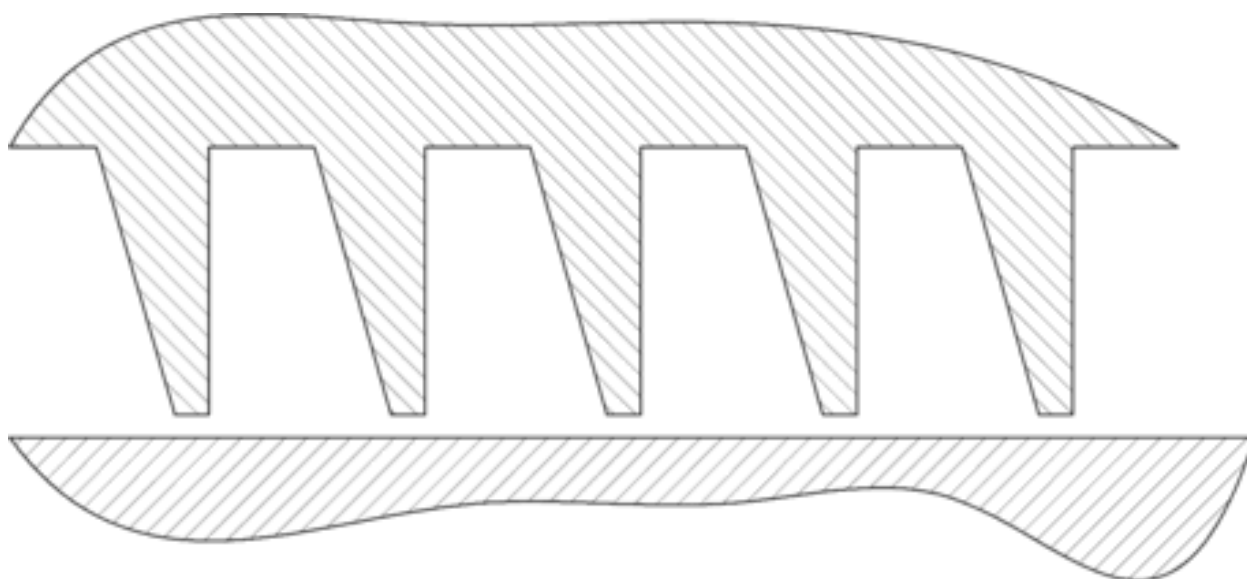


Рис. 1.1 Эскиз гладкого лабиринтного уплотнения для первого варианта исполнения

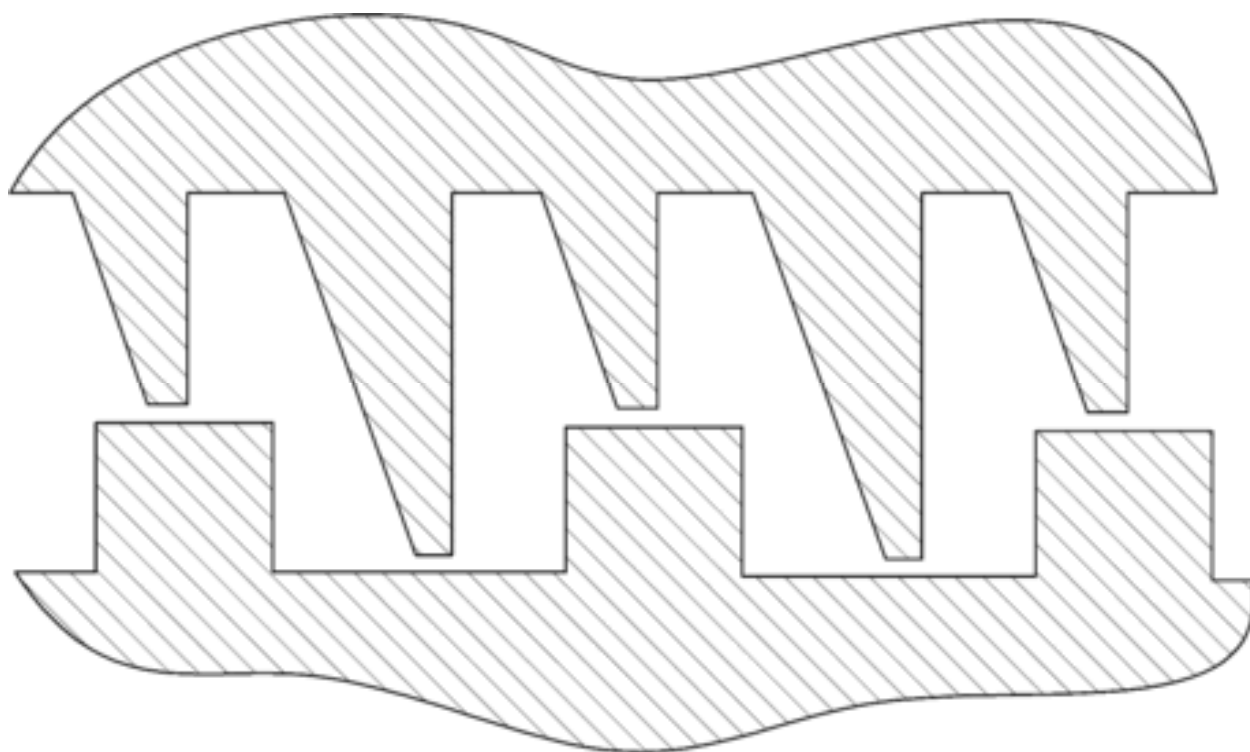


Рис. 1.2 Эскиз ступенчатого лабиринтного уплотнения для второго варианта исполнения

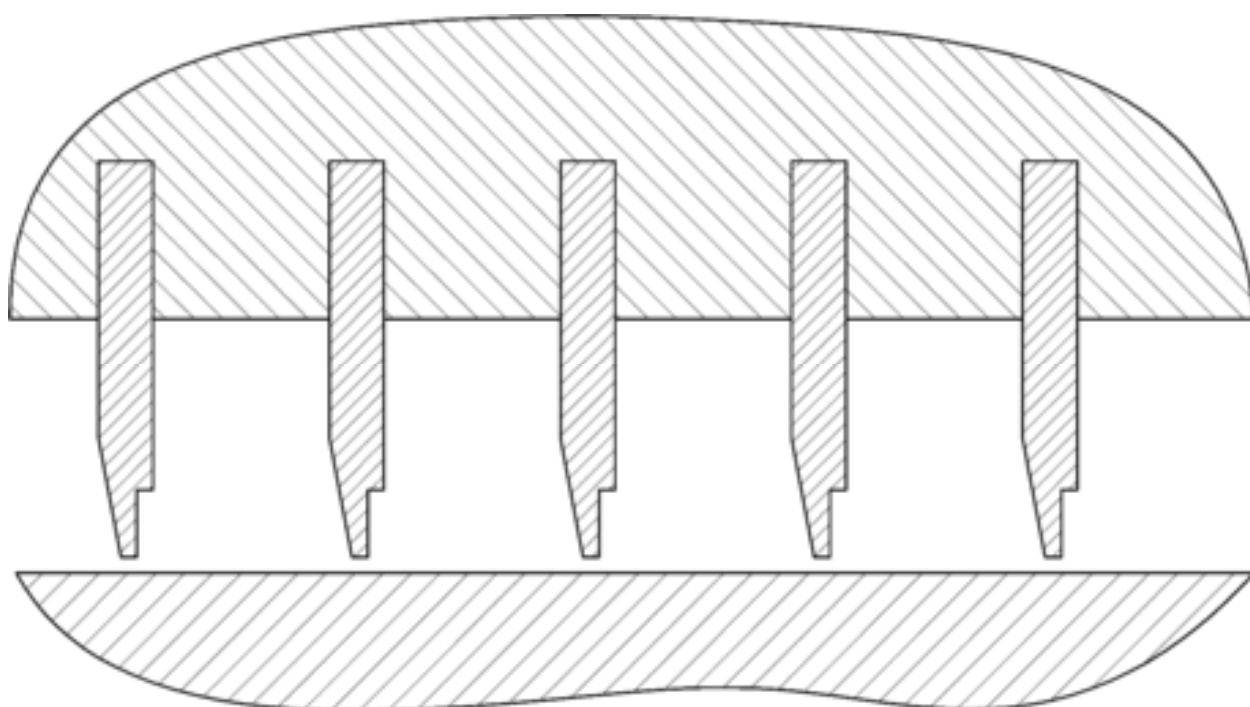


Рис. 1.3 Эскиз (под вопросом) лабиринтного уплотнения для третьего варианта исполнения

Каждый из вариантов исполнения лабиринтного уплотнения рассчитывается на шести различных режимах работы. Параметры на входе в

проточную часть лабиринтного уплотнения указаны в таблице 1.1, выходные параметры приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.1.

Параметры входа для 6-ти режимов

	P*, Па	P, Па	T*, К
1 Режим	152855	152598	344,388
2 Режим	151843	151589	342,397
3 Режим	150098	149856	340,602
4 Режим	147914	147638	338,699
5 Режим	145004	144746	337,167
6 Режим	138303	138085	333,527

Таблица 1.2.

Параметры выхода на 6-ти режимах

	P*, Па	P, Па
1 Режим	155102	138109
2 Режим	154518	137514
3 Режим	153830	136603
4 Режим	152740	135494
5 Режим	151186	134004
6 Режим	147173	130144

2. Моделирование проточной части лабиринтного уплотнения.

2.1 Моделирование задачи газодинамики.

Ansys CFD предполагает использование метода конечных элементов, в соответствии с которым расчётная область делится на совокупность расчётных ячеек, для каждой из которых выполняются системы законов сохранения массы, импульса и энергии в интегральной форме, преобразуемой в дальнейшем к системе алгебраических уравнений относительно требуемых величин. Расчёт представляет собой совокупность используемых модулей Рис.2.1, внедрение которых происходит поэтапно. В предоставленной работе использовались такие модули как:

- 1) Geomerty
- 2) ICEM CFD
- 3) CFX

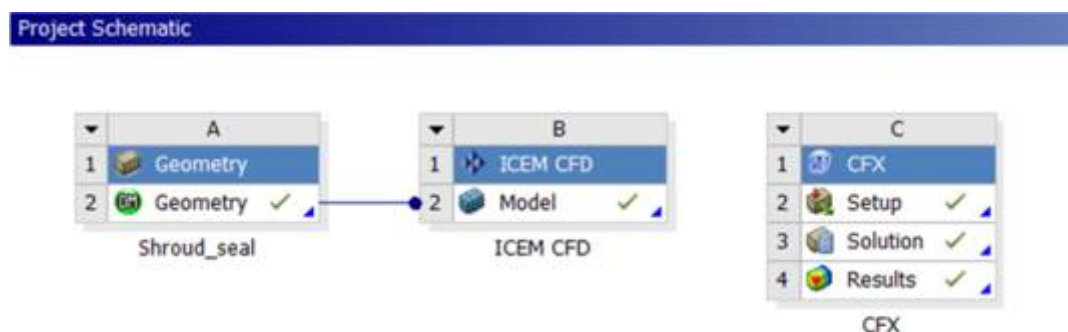


Рис. 2.1. Расположение модулей в пространстве Workbench

2.2.1. Применение модуля Geometry

Расчёт газодинамической задачи начинается с построения геометрической модели в приложении Design Modeler модуля Geometry. Данный модуль позволяет быстро и точно построить 2D и 3D модель, необходимую для последующих вычислений, а также имеет возможность импорта готовых моделей из сторонних CAD. Важным этапом создания модели является разделение поверхностей на отдельные группы в зависимости от выполняемых ими функций для последующей задачи граничных условий. Наиболее значимыми поверхностями, ввиду специфики выставления граничных условий, являются Inlet и Outlet, в которые газ входит и выходит соответственно. На Рис.2.2. предоставлена геометрия сектора проточной части лабиринтного уплотнения равного 24 градусам для третьего варианта исполнения.

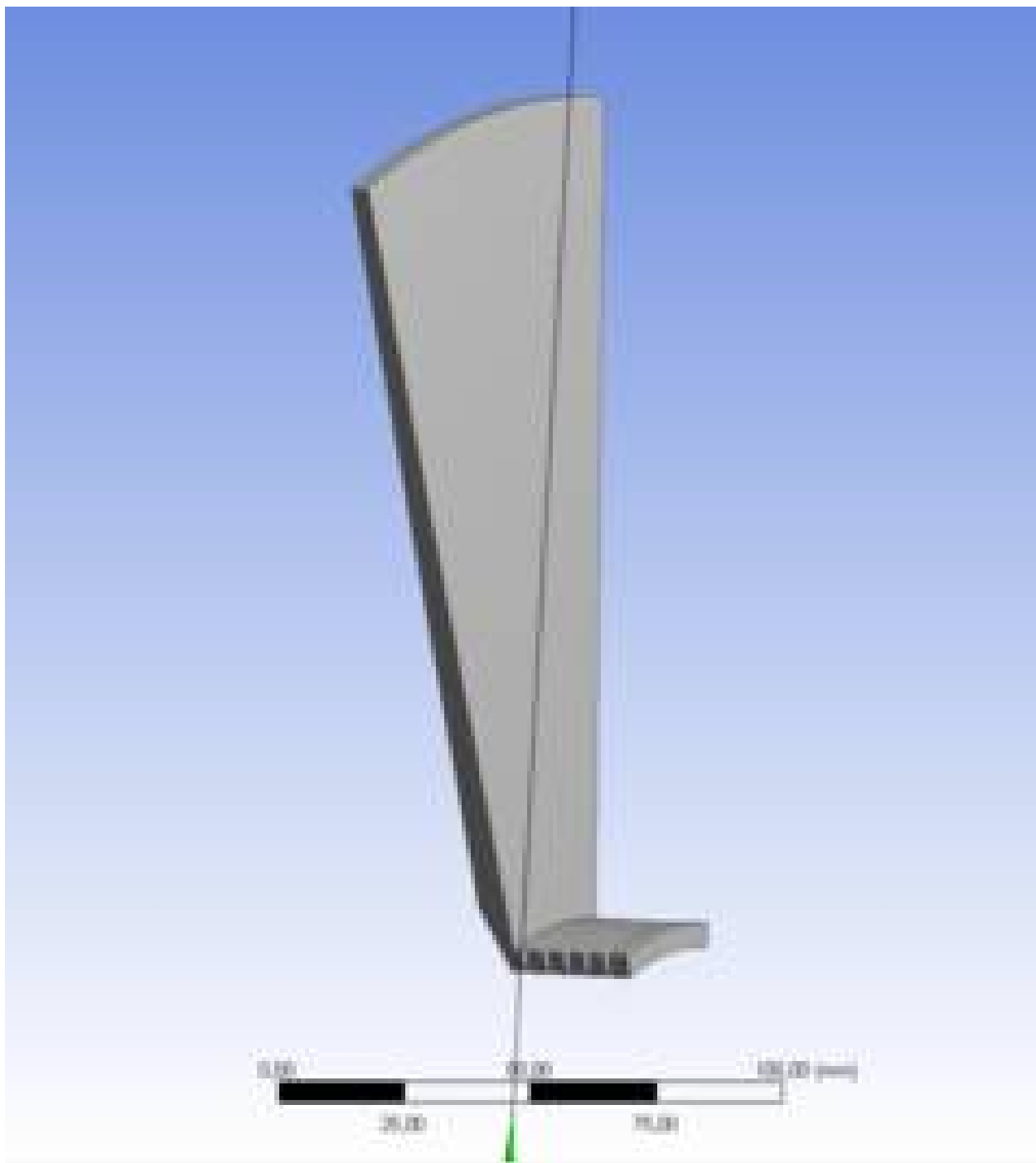


Рис. 2.2 Геометрическая трёхмерная модель проточной части третьего варианта уплотнений

2.2.2. Создание блочно-структурированной сетки в модуле ICEM CFD.

Создание правильной расчётной сетки является необходимым этапом численного моделирования трёхмерного потока. Сетки подразделяются на две большие группы: неструктурированные и структурированные. Сетки первого типа применимы к элементам, имеющим сложную геометрию, и являют собой совокупность выпуклых ячеек, покрывающих область расчёта. При расчёте трёхмерного потока данные сетки состоят из призм, тетраэдров и гексаэдров. Матрицы данных сеток имеют нерегулярную структуру, усложняющую процесс расчёта с программной точки зрения. Структурированные сетки подходят для моделей с простой геометрией и значительно лучше поддаются расчёту. Отдельно можно выделить блочно-структурированные сетки, суть которых заключается в разделении модели на более мелкие области, называемые блоками с последующим построением структурированных сеток на совокупности элементов простой формы, подлежащих последующему дроблению на более мелкие параллелепипеды

Рис.2.3

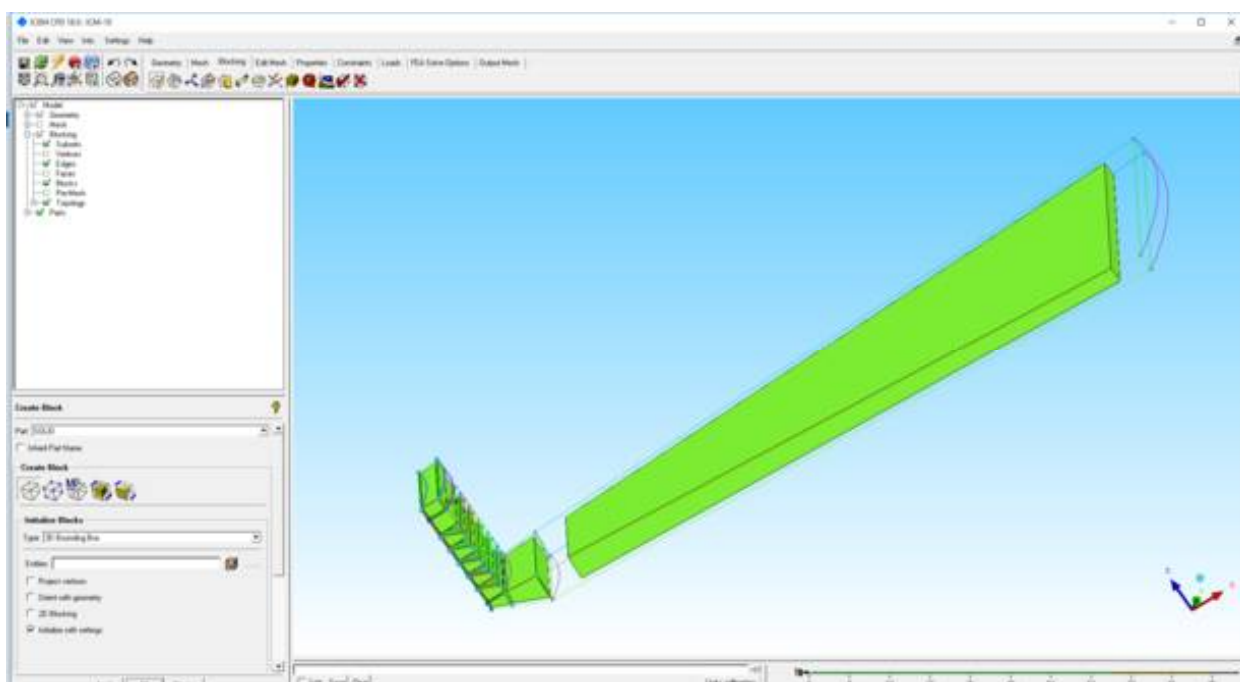


Рис. 2.3 Разбивка на блоки первого варианта лабиринтного уплотнения

Расчётная сетка данной работы выполнялась на основе существующей геометрии в модуле ICEM CFD, являющемся наиболее полным инструментом сеточной генерации. Оптимальным вариантом для геометрии лабиринтных уплотнений является блочно-структурированная сетка Рис. 2.4. Также важным моментом является надлежащая установка сгущений сетки в пристеночном слое для расчёта пограничных течений. Данный метод требует большего времени построения правильной сетки по сравнению с неструктурированным исполнением, но при надлежащем использовании позволяет экономить время расчетов и вычислительные мощности без потери точности. Модуль ICEM CFD подразумевает широкий спектр приложений, позволяющих оценить качество сетки. В данной работе производилась проверка минимальных углов структурированной сетки Рис. 2.5. Значение в 68.6 градуса является приемлемым и позволяет произвести расчёт с необходимой точностью.

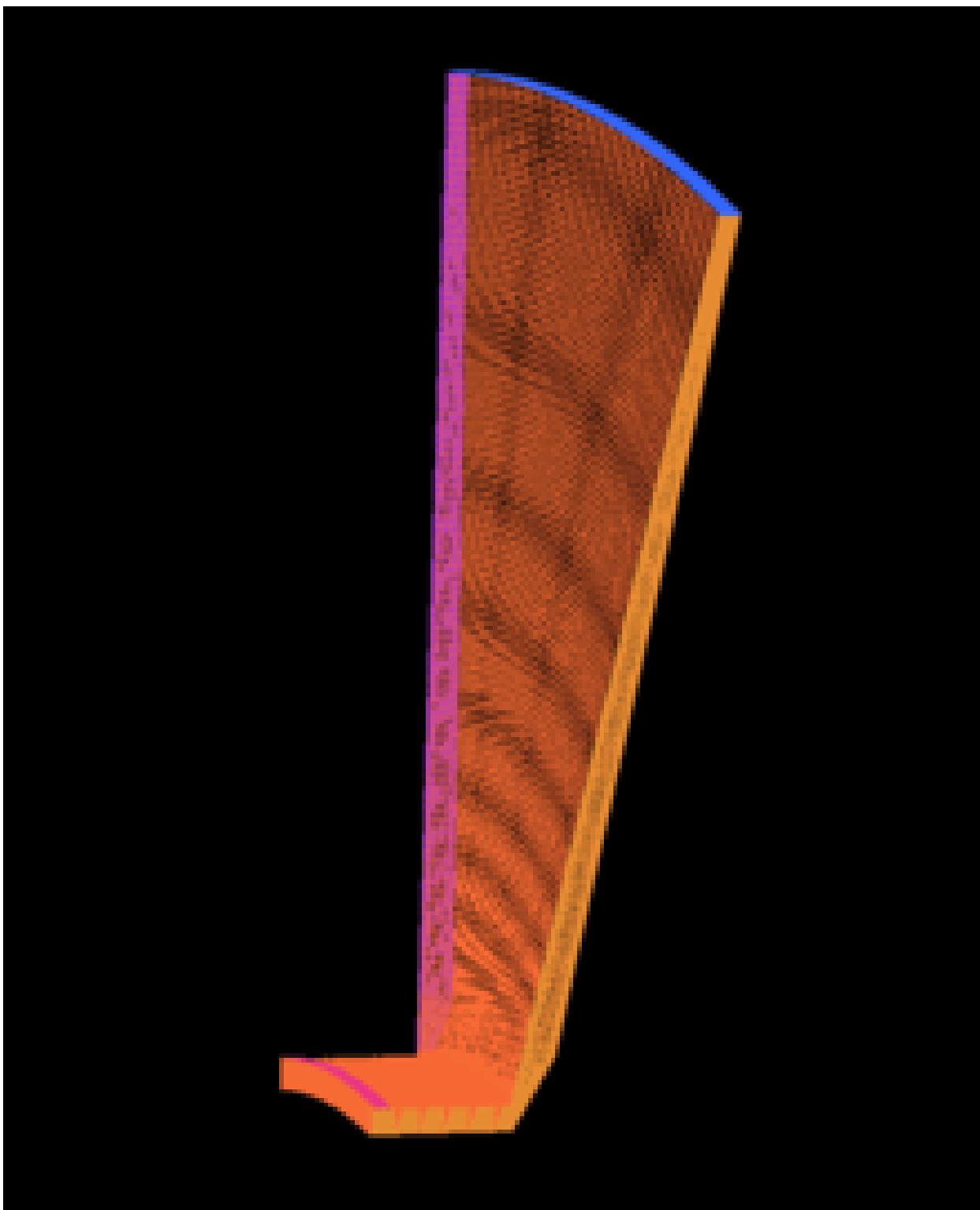


Рис.2.4 Блочнo-структурированная сетка третьего варианта проточной части лабиринтного уплотнения

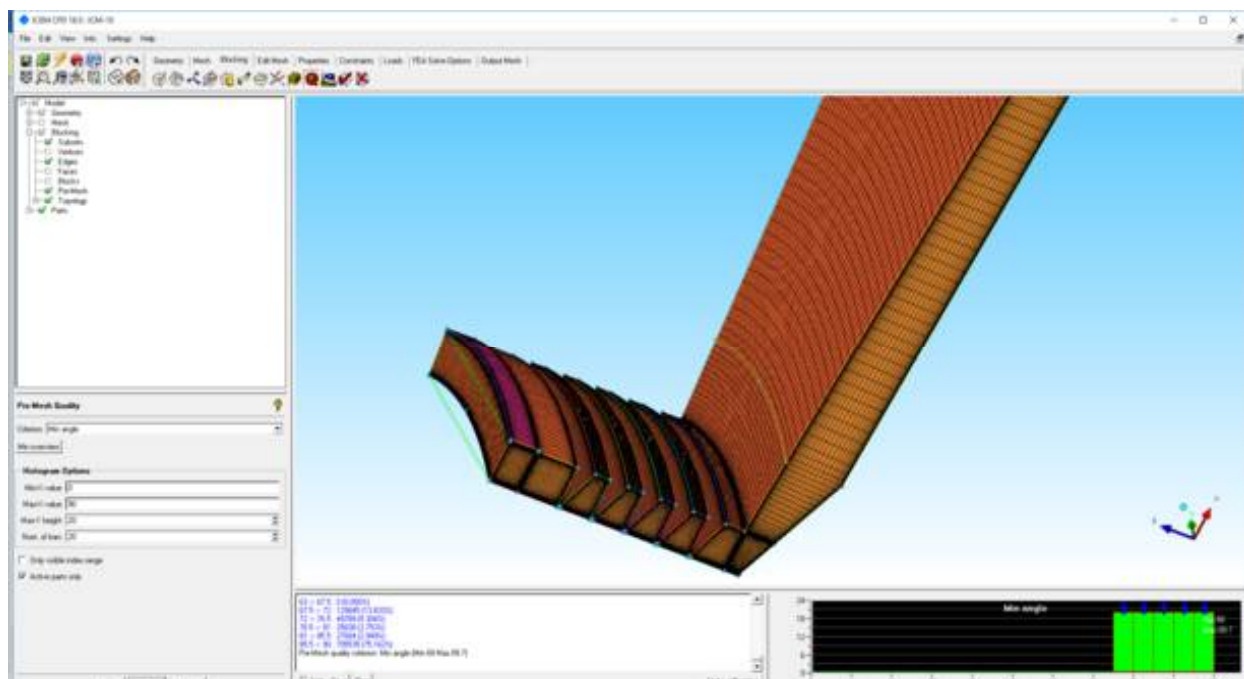


Рис. 2.5 Проверка качества блочно – структурированной сетки по критерию минимальных углов.

2.2.3 Использование модуля CFX.

Модуль CFX позволяет с высокой точностью численно моделировать процессы течения вязкого трёхмерного потока в каналах различной формы. Приложение Setup позволяет загрузить выполненную ранее сетку с соблюдением требуемого масштаба, а также необходимого распределения поверхностей. Наибольший интерес представляют поверхности Inlet и Outlet, служащих для задачи граничных условий. Ввиду специфики расчёта в графе Boundary Type раздела Basic Settings выбираем значение Opening, подразумевающее течение газа как от периферии к центру, так и в обратную сторону. В области Inlet задаются входное полное давление и полная температура, также следует уделить внимание опции Cylindrical Components, задающей потоку угловое направление, принятое из условий эксплуатации оборудования. Пример выполнения поверхности Inlet представлен на Рис. 2.6.

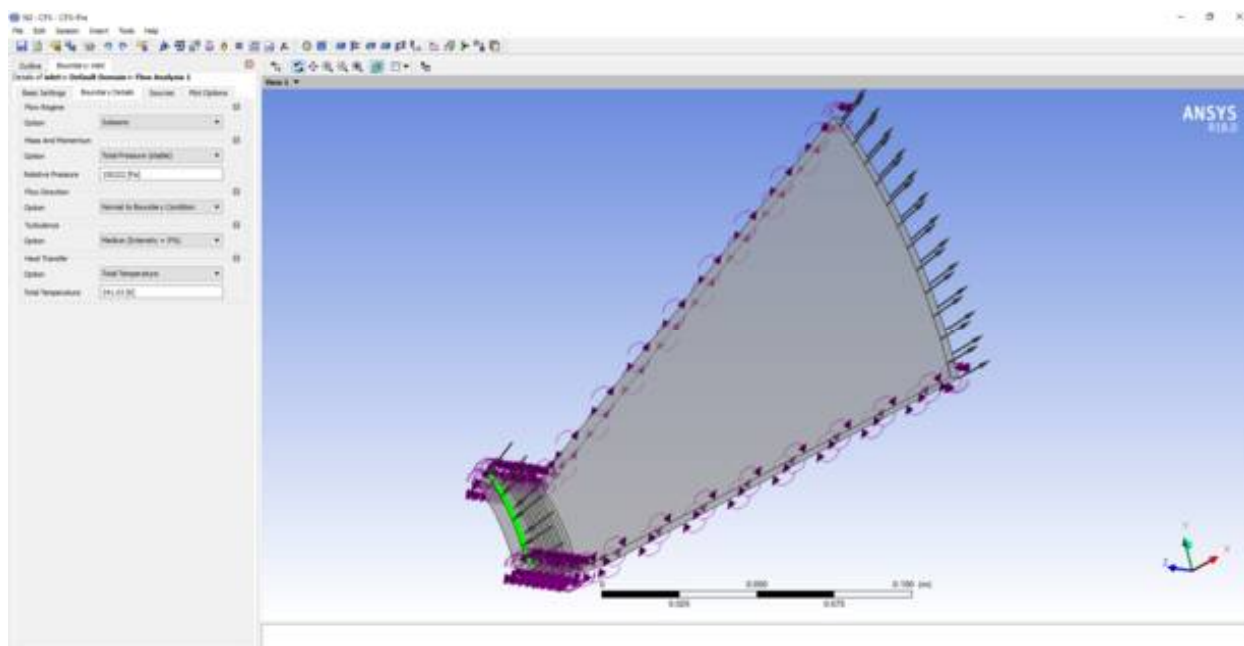


Рис. 2.6 Задание рабочих параметров на поверхности Inlet.

В области Outlet задаётся выходное статическое давление дозвукового потока Рис.2.7.

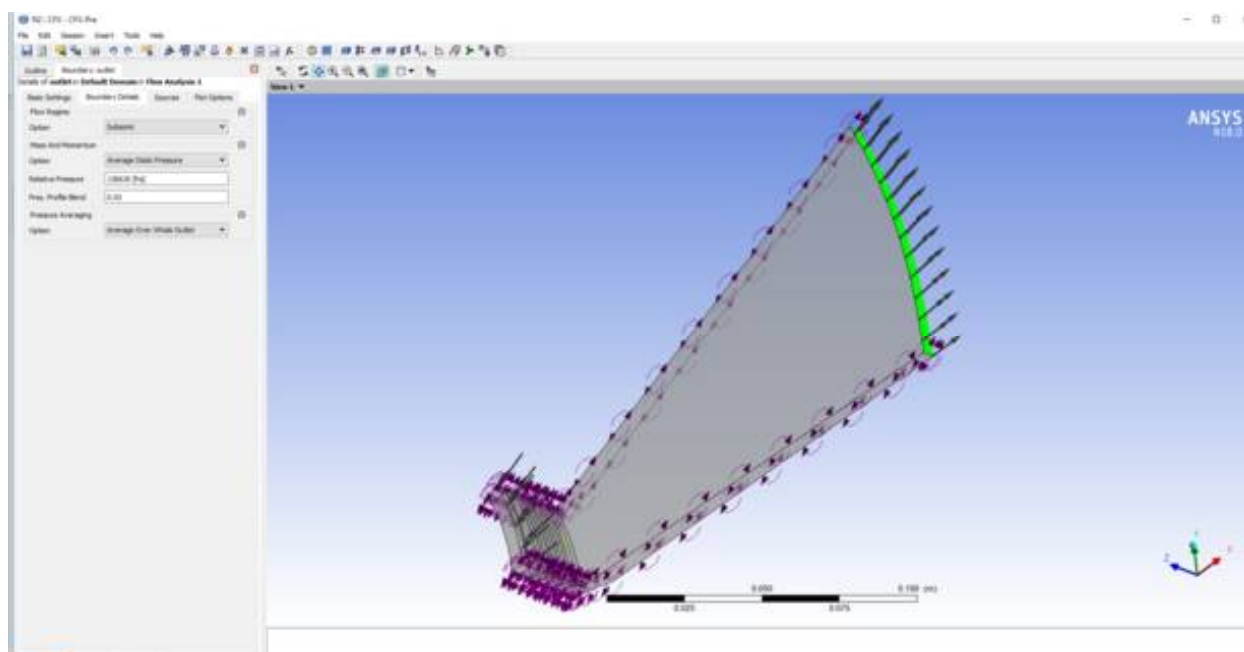


Рис. 2.7 Задание рабочих параметров на поверхности Outlet.

Следует отметить, что поверхность Hub образована рабочим колесом центробежного компрессора, вследствие чего для получения корректной картины движения потока на данном участке, необходимо задать величину вращения ротора Рис. 2.8.

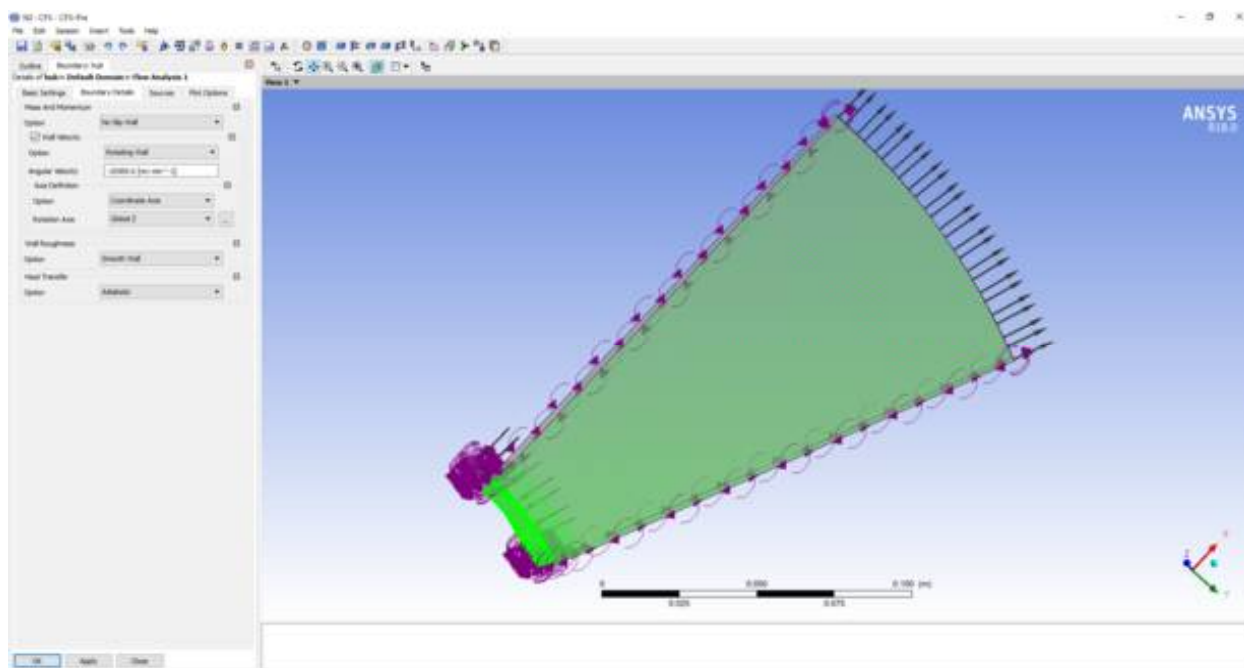


Рис. 2.8 Задание рабочих параметров на поверхности Hub

После надлежащей отстройки приложения Setup следует запустить решатель Solver. Количество итераций которого варьируется от 200 до 350, а временной шаг от 15 до 20 в зависимости от типа уплотнения и граничных условий. Для проверки сходимости воспользуемся дополнительным монитором Plot Monitor 2, отслеживающим дисбалансы по энергии H-Energy Imbalance in Default Domain и массе P-Mass Imbalance in Default Domain, выраженных в процентах Рис. 2.9. Сходимость следует считать удовлетворительной при максимальном значении наибольшего дисбаланса в пределах 0.05%.

Добившись окончания расчёта при удовлетворительной сходимости, следует перейти к заключительному приложению Results. В связи со спецификой расчёта лабиринтных уплотнений добавим две дополнительные плоскости, первую Plane 1 перед первым зубчиком уплотнения, вторую Plane 2 после последнего. Данное расположение плоскостей позволит получить необходимые для расчёта значения рабочих параметров до прохождения через уплотнение и после него. Расположение озвученных плоскостей продемонстрировано на Рис. 2.10.

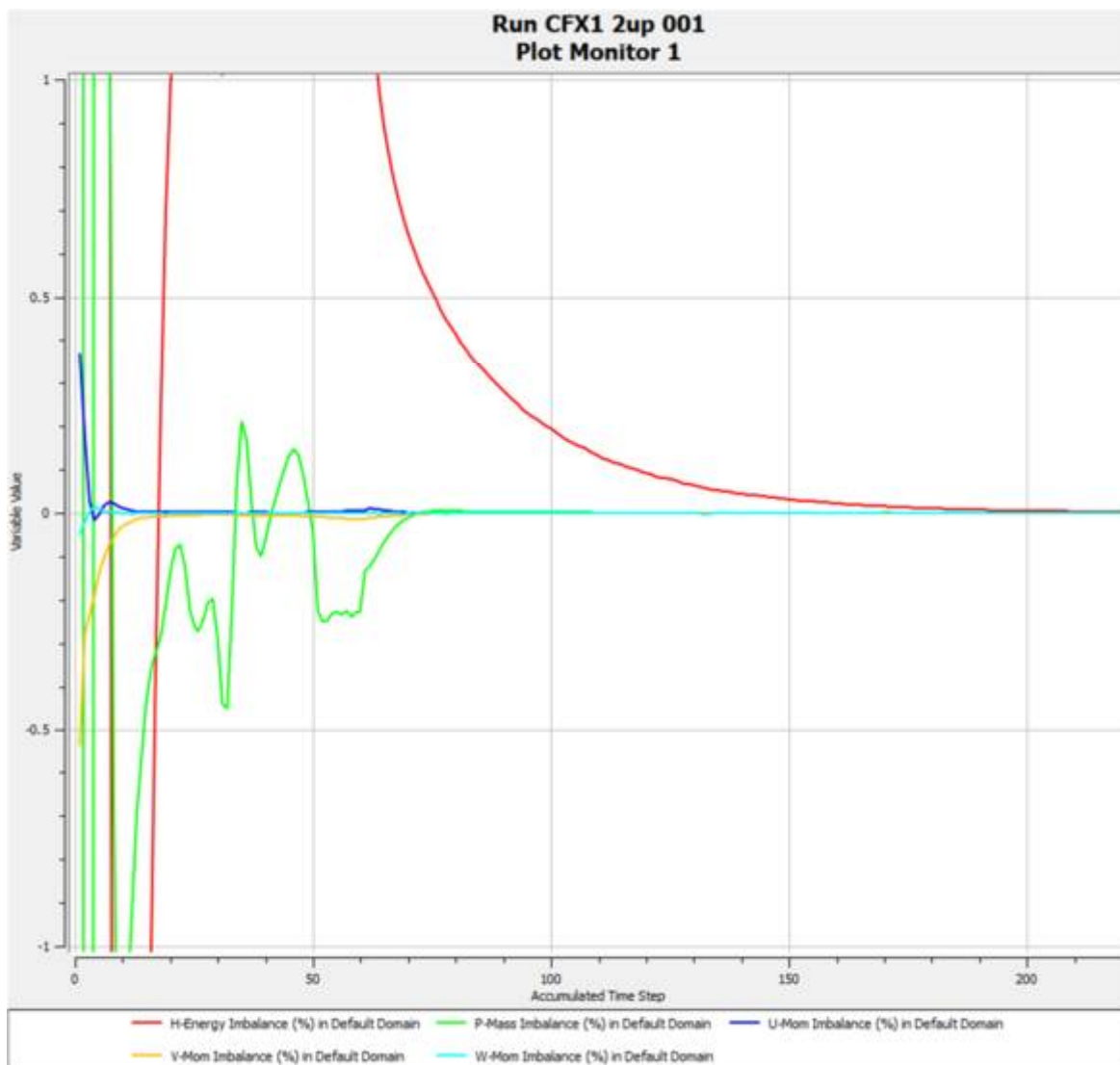


Рис. 2.9 График сходимости по имбалансам

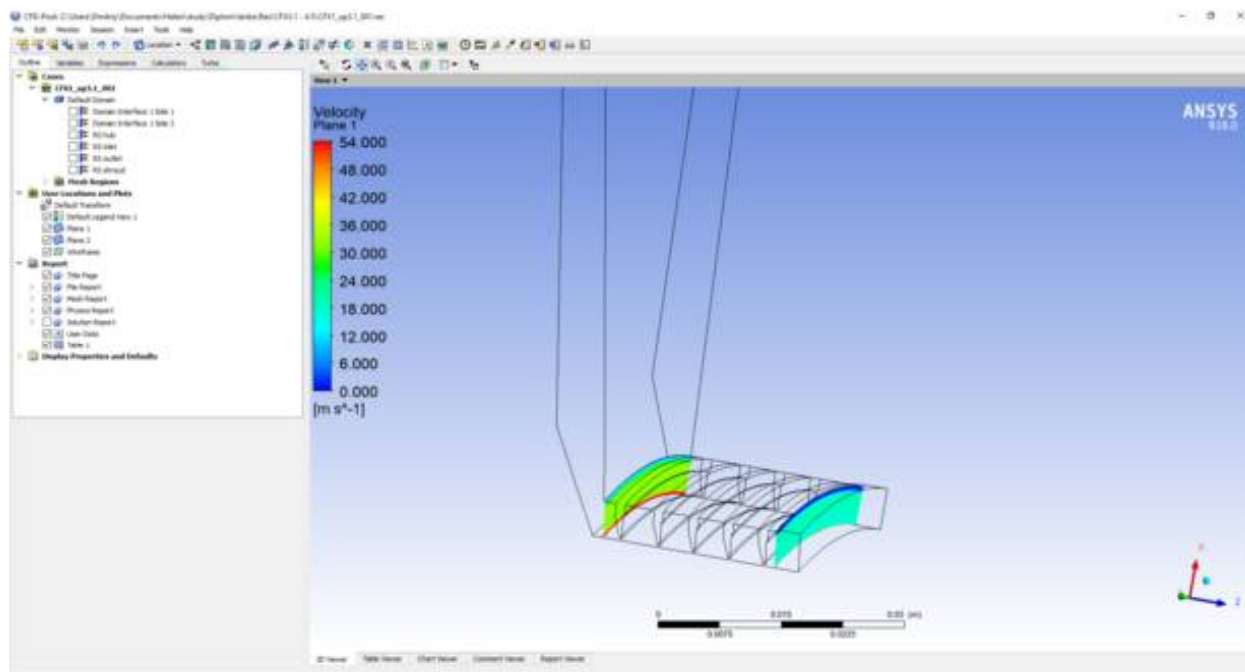


Рис. 2.10 Обработка результатов расчёта проточной части ЛУ.

Вывод необходимых данных в CFX представляется в виде таблицы, рис. 2.11, в которой есть возможность с помощью команд, пример которых представлен в таблице 2.1, отобразить значения интересующих величин на входе, выходе и различных контрольных сечениях.

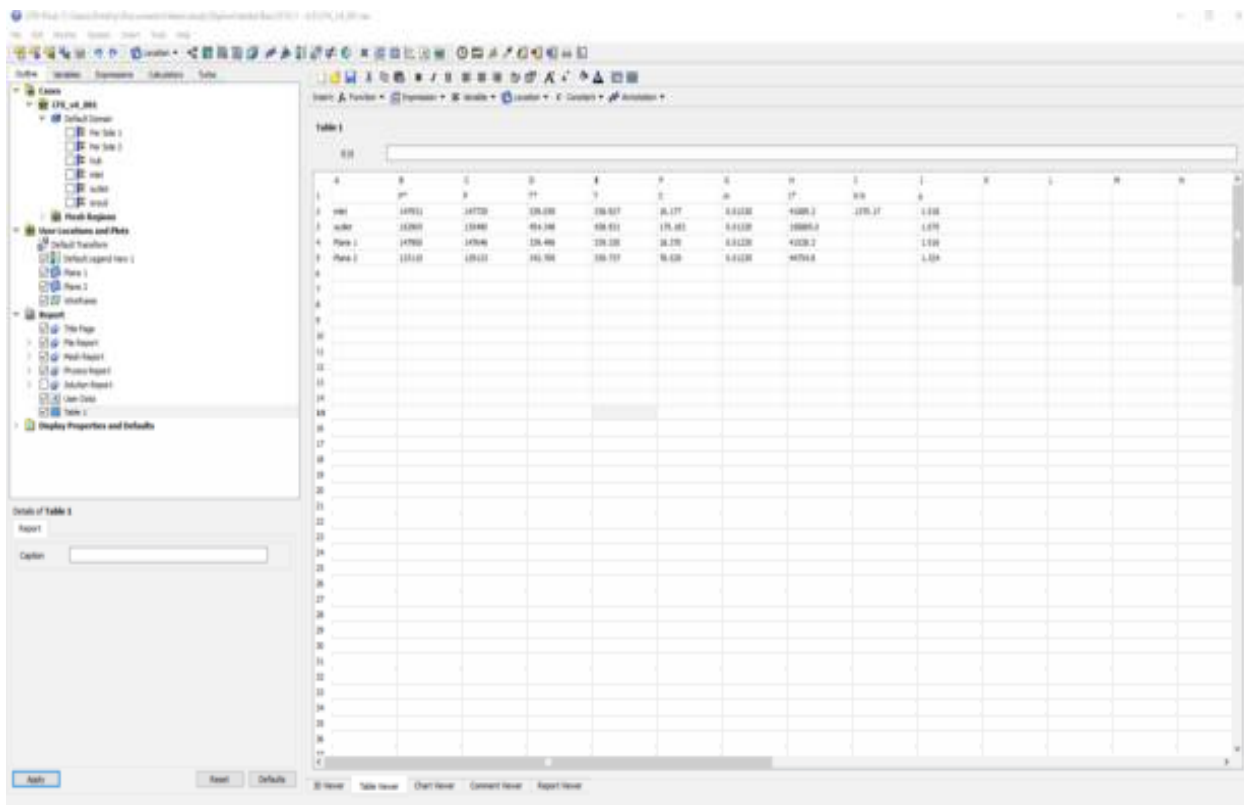


Рис. 2.11 Таблица контрольных сечений (обработка результатов расчёта)

Исходя из полученных данных представляется возможность рассчитать коэффициент расхода лабиринтного уплотнения, а также определить наилучшую методику расчёта.

Таблица 2.1

Команды таблицы ANSYS на примере локации Inlet

Символ	Наименование	Функция
Р*	Полное давление	=massFlowAveAbs(Total Pressure)@inlet
Р	Статическое давление	=areaAve(Pressure)@inlet
Т*	Полная температура	=massFlowAveAbs(Total Temperature)@inlet
Т	Статическая температура	=massFlowAveAbs(Temperature)@inlet

C	Скорость	=massFlowAve(Velocity)@inlet
m	Массовый расход	=massFlow()@inlet*15

3. Обработка полученных результатов.

3.1. Методика обработки полученных результатов.

Последующая обработка данных, полученных в модуле Result, осуществлялась в программном обеспечении Microsoft Office Excel. Наиболее значимым является уравнение А. Стодолы:

$$\bar{G}_{\text{пр}} = \mu \cdot F_{\text{упл}} \cdot \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2\right)}{zRT}} \quad (1)$$

Выражаем отсюда коэффициент расхода и получаем формулу:

$$\mu_{\text{л}} = \frac{G_{\text{пр}}}{\pi D_{\text{л}} s_r \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2\right)}{zRT}}} \quad (2)$$

Значения неизменных параметров для всех типов уплотнений представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Геометрические параметры лабиринтных уплотнений

№ варианта уплотнения	$D_{\text{л}}$, мм	s_r , мм	$z_{\text{л}}$	$U_{\text{л}}$, м/с
1	80	0,25	5	267,08
2	80	0,25	5	267,08
3	80	0,25	5	267,08

3.2. Обработка результатов расчёта проточной части лабиринтных уплотнений без моделирования проточной части рабочего колеса.

Значения параметров, полученных в результате расчета Ansys для расчёта ПЧ лабиринтных уплотнений без моделирования рабочего колеса, предоставлены в таблицах 3.2-3.4 с первого по третий вариант исполнения конструкции соответственно, для всех режимов расчета на поверхностях Inlet

и Outlet. Обозначения ρ_1 и ρ_2 соответствуют значениям плотности на входе и выходе из лабиринтного уплотнения, значение ρ_L рассчитывается как:

Таблица 3.2

Параметры расчёта 6-ти режимов для ЛУ №1

	P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с
in1	152854	152621	344,371	344,221	17,185	0,01448
out1	155257	138106	447,208	432,509	170,998	0,014479
in2	151842	151611	342,383	342,234	17,14	0,014331
out2	154701	137513	446,094	431,343	171,305	0,014329
in3	150102	149875	340,596	340,449	17,048	0,013988
out3	153829	136611	445,946	431,087	171,947	0,013989
in4	147921	147697	338,696	338,55	17,024	0,013537
out4	152697	135488	446,272	431,295	172,626	0,013548
in5	145009	144785	337,166	337,017	17,174	0,012894
out5	151185	133999	448,054	432,881	173,766	0,012893
in6	138307	138089	333,519	333,369	17,24	0,011507
out6	147185	130139	452,324	436,705	176,334	0,011508

Таблица 3.3

Параметры расчёта 6-ти режимов для ЛУ №2

	P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с
in1	152910	152707	344,618	344,487	16,094	0,008579
out1	155783	137918	494,885	477,969	183,61	0,00858
in2	151974	151776	343,107	342,978	15,944	0,00848
out2	155411	137473	494,549	477,529	184,188	0,00848
in3	150170	149979	341,257	341,133	15,682	0,008277
out3	154474	136569	495,105	477,993	184,695	0,008277
in4	147962	147780	339,451	339,332	15,355	0,008016
out4	153301	135467	496,476	479,25	185,313	0,008016
in5	145116	144946	337,974	337,861	14,951	0,007669
out5	151668	133974	499,356	481,978	186,134	0,007669
in6	138439	138295	334,573	334,474	14,025	0,006869
out6	147530	130216	506,878	489,128	188,133	0,006869

Таблица 3.2

Параметры расчёта 6-ти режимов для ЛУ №3

	P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с
in1	152948	152723	344,767	344,622	16,965	0,013185

out1	155485	138107	454,872	439,738	173,549	0,013185
in2	151922	151701	342,779	342,636	16,816	0,013046
out2	154927	137509	453,714	438,525	173,869	0,013046
in3	150123	149911	340,908	340,77	16,527	0,012715
out3	154043	136605	453,789	438,488	174,517	0,012715
in4	147931	147729	339,059	338,927	16,177	0,012297
out4	152905	135490	454,348	438,931	175,183	0,0123
in5	145042	144855	337,662	337,538	15,73	0,011716
out5	151362	133995	456,445	440,837	176,278	0,011724
in6	136900	136693	334,735	334,591	16,939	0,010036
out6	146662	129535	465,271	449,064	179,665	0,010036

Аналогичные параметры, но для плоскостей Plane 1 и Plane 2 в таблицах 3.5 – 3.7.

Таблица 3.5

Параметры расчёта 6-ти режимов для ЛУ №1

		P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с
	Plane 2	135735	131833	347,626	344,725	78,507	0,014478
Режим 2	Plane 1	151782	151518	342,759	342,588	18,649	0,014331
	Plane 2	135064	131227	345,648	342,797	77,79	0,014329
Режим 3	Plane 1	150043	149781	340,977	340,807	18,599	0,013988
	Plane 2	134020	130319	343,884	341,128	76,424	0,013988
Режим 4	Plane 1	147861	147603	339,083	338,914	18,602	0,013537
	Plane 2	132734	129204	342,015	339,375	74,713	0,013537
Режим 5	Plane 1	144947	144687	337,558	337,385	18,843	0,012894
	Plane 2	131029	127727	340,53	338,04	72,458	0,012895
Режим 6	Plane 1	138239	137987	333,904	333,73	18,974	0,011507
	Plane 2	126779	123931	336,975	334,778	67,827	0,011508

Таблица 3.6

Параметры расчёта 6-ти режимов для ЛУ №2

		P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с
	Plane 2	134973	131308	350,236	347,45	76,759	0,008579
Режим 2	Plane 1	151921	151650	343,58	343,405	19,144	0,00848
	Plane 2	134461	130855	348,739	345,999	76,103	0,008479
Режим 3	Plane 1	150119	149856	341,735	341,563	18,959	0,008277
	Plane 2	133463	129972	346,919	344,259	74,933	0,008277
Режим 4	Plane 1	147914	147660	339,935	339,768	18,744	0,008016
	Plane 2	132252	128904	345,154	342,591	73,503	0,008016
Режим 5	Plane 1	145073	144829	338,465	338,303	18,475	0,007669
	Plane 2	130643	127474	343,735	341,288	71,752	0,007669
Режим 6	Plane 1	138406	138188	335,084	334,933	17,882	0,006869
	Plane 2	126667	123887	340,485	338,288	67,834	0,006869

Таблица 3.7

Параметры расчёта 6-ти режимов для ЛУ №3

		P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с
	Plane 2	136172	131760	348,34	345,062	82,563	0,013185
Режим 2	Plane 1	151887	151617	343,207	343,032	18,791	0,013046
	Plane 2	135486	131149	346,365	343,145	81,816	0,013046
Режим 3	Plane 1	150090	149827	341,34	341,169	18,599	0,012715
	Plane 2	134415	130241	344,517	341,411	80,321	0,012715
Режим 4	Plane 1	147900	147646	339,496	339,33	18,37	0,012297
	Plane 2	133110	129133	342,709	339,737	78,529	0,012297

Режим 5	Plane 1	145015	144774	338,106	337,945	18,084	0,011716
	Plane 2	131382	127666	341,364	338,562	76,197	0,011716
Режим 6	Plane 1	136851	136600	335,144	334,968	18,994	0,010036
	Plane 2	126343	123314	338,586	336,229	69,708	0,010039

Исходя из представленных данных, значение перепада давления может быть рассчитано как разность входных и выходных параметров, так и с определенной точностью рассчитано по формуле:

$$\Delta p_{л} = 0,375 \rho_{л} U_2^2 (1 - D_1^2) \quad (3)$$

Результаты расчёта первого способа для сечений Inlet и Outlet представлены в таблице 3.8.

Таблица 3.8

Перепады давлений для сечения Inlet и Outlet

	ЛУ №1 ΔP, Па	ЛУ №2 ΔP, Па	ЛУ №2 ΔP, Па
Режим 1	14515	14789	14616
Режим 2	14098	14303	14192
Режим 3	13264	13410	13306
Режим 4	12209	12313	12239
Режим 5	10786	10972	10860
Режим 6	7950	8079	7158

Результаты расчёта первого способа для сечений Plane 1 и Plane 2 предоставлены в таблице 3.9.

Таблица 3.9

Перепады давлений для сечения Plane 1и Plane 2

	ЛУ №1 ΔP, Па	ЛУ №2 ΔP, Па	ЛУ №2 ΔP, Па
Режим 1	20695	21273	20878
Режим 2	20291	20795	20468
Режим 3	19462	19884	19586
Режим 4	18399	18756	18513
Режим 5	16960	17355	17108

Режим 6	14056	14301	13286
---------	-------	-------	-------

Результаты расчёта второго способа для сечений Inlet и Outlet предоставлены в таблице 3.10.

Таблица 3.10

Перепады давлений второго способа расчёта для сечения Inlet и Outlet

	ΔP , Па 1 Режим	ΔP , Па 2 Режим	ΔP , Па 3 Режим	ΔP , Па 4 Режим	ΔP , Па 5 Режим	ΔP , Па 6 Режим
1 Вариант	29136	29062	28941	28769	28527	28123
2 Вариант	29365	29282	29365	28980	28734	29329
3 Вариант	29294	29213	29082	28901	28652	28241

Результаты расчёта второго способа для сечений Plane 1 и Plane 2 предоставлены в таблице 3.11

Таблица 3.11

Перепады давлений второго способа расчёта для сечения Plane 1и Plane

2

	ΔP , Па 1 Режим	ΔP , Па 2 Режим	ΔP , Па 3 Режим	ΔP , Па 4 Режим	ΔP , Па 5 Режим	ΔP , Па 6 Режим
1 Вариант	22924	22840	22753	22598	22388	22036
2 Вариант	22091	21992	22091	21712	21501	21152
3 Вариант	22412	22319	22191	22031	21817	21463

При просмотре полученных значений перепада давлений следует отметить существенную разницу значений при различных способах расчета перепада давлений. Дальнейший анализ позволит сделать вывод в пользу того или иного способа.

В таблице 3.12 представлены значения коэффициента расхода лабиринтного уплотнения μ_d при двух различных контрольных сечениях и

методиках расчёта перепада давлений на всех режимах работы первого типа конструкции.

Таблица 3.12

Значения коэффициента расхода лабиринтного уплотнения для первого типа ЛУ

	№		1 Режи м	2 Режи м	3 Режи м	4 Режи м	5 Режи м	6 Режим
Расчёт в сечениях Inlet/Outlet	1	μ_l при ΔP 1-го способа	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
	2	μ_l при ΔP 2-го способа	1,25	1,24	1,24	1,24	1,24	1,22
Расчёт в сечениях Plane1/Plane 2	3	μ_l при ΔP 1-го способа	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	4	μ_l при ΔP 2-го способа	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,45

Аналогичные параметры для ЛУ №2 указаны в таблице 3.13.

Таблица 3.13

Значения коэффициента расхода лабиринтного уплотнения для второго типа ЛУ

	№		1 Режим	2 Режим	3 Режим	4 Режим	5 Режим	6 Режим
Расчёт в сечениях Inlet/Outlet	1	μ_l при ΔP 1-го способа	0,55	0,55	0,54	0,55	0,55	0,55
	2	μ_l при ΔP 2-го способа	0,78	0,78	0,77	0,77	0,77	0,76
Расчёт в сечениях	3	μ_l при ΔP 1-го	0,63	0,63	0,63	0,64	0,64	0,64

Plane1/Plane2		способа						
	4	$\mu_{л}$ при ΔP 2-го способа	0,96	0,96	0,95	0,96	0,96	0,95

Аналогичные параметры для третьего типа конструкции лабиринтного уплотнения указаны в таблице 3.14.

Таблица 3.14

Значения коэффициента расхода лабиринтного уплотнения для третьего типа уплотнений

	№		1 Режим	2 Режим	3 Режим	4 Режим	5 Режим	6 Режим
Расчёт в сечениях Inlet/Outlet	1	$\mu_{л}$ при ΔP 1-го способа	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57
	2	$\mu_{л}$ при ΔP 2-го способа	0,82	0,81	0,81	0,81	0,81	0,80
Расчёт в сечениях Plane1/Plane2	3	$\mu_{л}$ при ΔP 1-го способа	0,66	0,66	0,66	0,69	0,66	0,66
	4	$\mu_{л}$ при ΔP 2-го способа	0,99	0,99	0,99	1,03	0,99	0,98

3.3. Обработка результатов расчёта проточной части лабиринтных уплотнений с учётом проточной части рабочего колеса.

Значения параметров, полученных в Ansys для расчёта проточной части лабиринтных уплотнений с учётом проточной части рабочего колеса, предоставлены в таблицах 3.14-3.16 с первого по третий вариант исполнения конструкции соответственно, для всех режимов расчета на поверхностях Inlet и Outlet. Значение T_1 соответствует статической температуре, T_1^* абсолютной температуре на входе. Значение T_2 соответствует статической температуре, T_2^* абсолютной температуре на выходе из проточной части. Значение P_1 соответствует статическому давлению, P_1^* абсолютному давлению на входе, P_2 соответствует статическому давлению, P_2^* абсолютному давлению на выходе из проточной части. C_1 – абсолютная скорость потока на входе, C_2 – абсолютная скорость потока на выходе, $m_{пр}$ – массовый расход лабиринтного уплотнения, I_1^* – энтальпия на входе, I_2^* – энтальпия на выходе.

$$\rho_{л1} = \frac{P_1 T_1}{R}; \rho_{л2} = \frac{P_2 T_2}{R} \quad (4)$$

Таблица 3.14

Рабочие параметры первого типа уплотнений при расчёте с моделью рабочего колеса в сечениях Inlet и Outlet

	P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с	I*, Дж/кг
in1	152855	152496	344,35	344,11	20,34	0,01289	46398,8
out1	149434	138133	453,34	443,29	140,20	0,01286	155869
in2	151843	151462	342,36	342,11	20,65	0,01274	44401,1
out2	148837	137538	452,44	442,38	140,34	0,01275	154969
in3	150103	149702	340,57	340,29	22,10	0,01244	42606,6
out3	147903	136633	452,36	442,26	140,60	0,01244	154885
in4	147922	147507	338,67	338,40	21,46	0,01197	40699
out4	146746	135528	453,42	443,26	141,02	0,01196	155952
in5	145011	144609	337,14	336,86	22,04	0,0115	39159,3
out5	145380	134038	446,99	436,77	141,53	0,01152	149496
in6	138308	137600	333,50	332,92	31,86	0,01024	35501,9
out6	141474	130177	452,51	441,91	144,24	0,01037	155039

Таблица 3.15

Рабочие параметры второго типа уплотнений при расчёте с моделью
рабочего колеса в сечениях Inlet и Outlet

	P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с	I*, Дж/кг
in1	152923	152449	344,58	344,27	23,43	0,00929	46634,6
out1	149006	137958	484,82	474,30	143,67	0,00926	187495
in2	151987	151524	343,07	342,76	23,59	0,00918	45115,9
out2	148520	137497	485,23	474,69	143,81	0,00918	187906
in3	150182	149754	341,22	340,92	22,73	0,00897	43256,6
out3	147566	136593	485,77	475,20	144,04	0,00896	188449
in4	147973	147573	339,41	339,14	21,03	0,00863	41441,9
out4	146385	135492	487,71	477,09	144,39	0,00865	190395
in5	145126	144678	337,93	337,62	23,54	0,00815	39955,4
out5	144766	134000	491,46	480,76	144,91	0,00815	194160
in6	138447	137721	334,52	333,94	32,21	0,00735	36532,8
out6	141210	130244	488,05	476,94	147,81	0,00601	190735

Таблица 3.16

Рабочие параметры третьего типа уплотнений при расчёте с моделью
рабочего колеса в сечениях Inlet и Outlet

	P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с	I*, Дж/кг
in1	152956	152513	344,73	344,44	22,63	0,01222	46782,9
out1	149423	138130	457,38	447,25	140,80	0,01217	159930
in2	151930	151467	342,74	342,43	23,48	0,01209	44785,2
out2	148818	137529	456,51	446,37	140,94	0,01208	159058
in3	150130	149693	340,87	340,56	22,80	0,01179	42904,6
out3	147882	136624	456,56	446,38	141,22	0,01179	159107
in4	147937	147495	339,02	338,73	22,05	0,01139	41047,1
out4	146720	135520	457,51	447,28	141,58	0,01138	160064
in5	145048	144589	337,62	337,29	23,92	0,01088	39642
out5	145142	134029	458,96	448,67	142,04	0,01087	161521
in6	136904	136169	334,71	334,12	31,83	0,00934	36717,7
out6	140471	129567	466,08	455,47	144,28	0,00817	168665

Представляем аналогичные параметры, но для плоскостей Plane 1 и
Plane 2 в таблицах 3.17 – 3.19.

Таблица 3.17

Рабочие параметры первого типа уплотнений при расчёте с моделью
рабочего колеса в сечениях Plane 1 и Plane 2

		P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с	I*, Дж/кг
Режим 1	Plane 1	152776	152509	344,53	344,36	17,60	0,01289	46585,9
	Plane 2	133513	131847	352,71	351,48	45,73	0,01289	54803,1
Режим 2	Plane 1	151745	151480	342,46	342,29	17,34	0,01274	44507,6
	Plane 2	132888	131261	350,92	349,71	45,18	0,01274	52997,9
Режим 3	Plane 1	149945	149696	340,68	340,52	16,68	0,01244	42712,9
	Plane 2	131946	130373	349,50	348,34	44,54	0,01244	51579,8
Режим 4	Plane 1	147758	147534	338,83	338,68	16,34	0,01197	40858,5
	Plane 2	130795	129286	348,53	347,41	43,90	0,01197	50605
Режим 5	Plane 1	144877	144624	337,06	336,89	17,15	0,0115	39083,5
	Plane 2	129205	127745	346,46	345,36	43,50	0,0115	48519,8
Режим 6	Plane 1	138067	137619	333,40	333,07	24,51	0,01024	35405
	Plane 2	125256	123913	345,77	344,73	42,71	0,01023	47832,3

Таблица 3.18

Рабочие параметры второго типа уплотнений при расчёте с моделью
рабочего колеса в сечениях Plane 1 и Plane 2

		P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с	I*, Дж/кг
Режим 1	Plane 1	152753	152429	344,48	344,28	19,17	0,00929	46529,5
	Plane 2	134115	131614	359,20	357,33	57,28	0,00929	61315,1
Режим 2	Plane 1	151805	151491	342,91	342,73	18,76	0,00918	44956,5
	Plane 2	133620	131168	358,09	356,26	56,75	0,00918	60201,2

	2							
Режим 3	Plane 1	149999	149715	341,00	340,83	17,97	0,00897	43040,4
	Plane 2	132660	130291	356,88	355,11	55,95	0,00897	58984,8
Режим 4	Plane 1	147807	147587	339,05	338,92	15,53	0,00863	41084,3
	Plane 2	131486	129228	356,19	354,49	54,90	0,00863	58290,5
Режим 5	Plane 1	144933	144640	337,66	337,47	19,01	0,00815	39682,1
	Plane 2	129829	127783	356,34	354,79	52,90	0,00815	58448,7
Режим 6	Plane 1	138208	137733	334,24	333,90	25,18	0,00732	36244,9
	Plane 2	125827	124017	355,16	353,74	50,64	0,00719	57255,3

Таблица 3.19

Рабочие параметры третьего типа уплотнений при расчёте с моделью рабочего колеса в сечениях Plane 1 и Plane 2

		P*, Па	P, Па	T*, К	T, К	C, м/с	M, кг/с	I*, Дж/кг
Режим 1	Plane 1	152801	152534	344,65	344,49	17,20	0,01222	46701,8
	Plane 2	134100	131816	353,10	351,44	52,40	0,01222	55193,2
Режим 2	Plane 1	151775	151487	342,65	342,49	17,15	0,01209	44694,9
	Plane 2	133460	131224	351,33	349,70	51,87	0,01209	53411,6
Режим 3	Plane 1	149969	149700	340,70	340,54	16,81	0,01179	42735,8
	Plane 2	132490	130336	349,89	348,31	51,06	0,01179	51965,3
Режим 4	Plane 1	147771	147525	338,93	338,79	15,95	0,01139	40961,7
	Plane 2	131314	129257	348,85	347,34	50,16	0,01139	50926
Режим 5	Plane 1	144891	144606	337,33	337,16	17,89	0,01088	39354,5
	Plane 2	129755	127799	347,96	346,51	49,30	0,01088	50032,2

	2							
Режим 6	Plane 1	136657	136177	334,48	334,15	24,47	0,00931	36484,9
	Plane 2	125111	123462	347,99	346,72	46,52	0,00921	50061,5

В таблице 3.20 представлены значения коэффициента расхода лабиринтного уплотнения μ_L при двух различных контрольных сечениях, при нахождении перепада давлений по формуле разности между статическим давлением на входе и выходе для всех вариантов исполнения уплотнений на 5 рабочих режимах.

Таблица 3.20

Коэффициент μ_L для различных типов лабиринтных уплотнений, методов расчета и режимов работы

№ уплотнения	Сечение	1 Режим	2 Режим	3 Режим	4 Режим	5 Режим
1	Inlet/Outlet	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
	Plane1/Plane2	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
2	Inlet/Outlet	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47
	Plane1/Plane2	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
3	Inlet/Outlet	0,53	0,53	0,53	0,53	0,54
	Plane1/Plane2	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72

4. Анализ полученных данных.

4.1 Анализ проточной части лабиринтного уплотнения без построения модели проточной части рабочего колеса.

Ранее отмечалось, что коэффициент расхода прямооточного лабиринтного уплотнения примерно равен 1. Расчёт проточной части лабиринтного уплотнения без моделирования проточной части рабочего колеса в контрольных сечениях Plane 1 и Plane 2 при перепаде давления принят как разность статических давлений на входе и выходе данных сечений располагает значением коэффициента расхода прямооточного лабиринтного уплотнения равным единице при округлении до сотых.

Значение численного эксперимента первого варианта исполнения при третьем методе расчёта показывает полную сходимость с теоретической базой, что указывает на высокую эффективность данного метода расчёта.

Теоретическое значение коэффициент расхода ступенчатых лабиринтных уплотнений примерно равно 0,7. Рассчитаем отклонение от данного значения для различных методов расчёта второго варианта уплотнения. Примем коэффициент ζ как отклонение от теоретического значения.

Отклонение первого метода расчёта:

$$\zeta_1 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,55 + 0,55 + 0,54 + 0,55 + 0,55 + 0,55)}{6}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 21,7\%$$

Отклонение второго метода расчёта:

$$\zeta_2 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,78 + 0,78 + 0,77 + 0,77 + 0,77 + 0,76)}{6}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 10,2\%$$

Отклонение третьего метода расчёта:

$$\zeta_3 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,63 + 0,63 + 0,63 + 0,64 + 0,64 + 0,64)}{6}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 9,3\%$$

Отклонение четвертого метода расчёта:

$$\zeta_4 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,96 + 0,96 + 0,95 + 0,96 + 0,96 + 0,95)}{6}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 36,7\%$$

Наименьшее отклонение в 9,3% наблюдается в третьем методе расчёта.

Проведем аналогичную процедуру для третьего варианта исполнения лабиринтного уплотнения.

Отклонение первого метода расчёта:

$$\zeta_1 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,57 + 0,57 + 0,57 + 0,57 + 0,57 + 0,57)}{6}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 18,6\%$$

Отклонение второго метода расчёта:

$$\zeta_2 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,82 + 0,81 + 0,81 + 0,81 + 0,81 + 0,80)}{6}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 15,7\%$$

Отклонение третьего метода расчёта:

$$\zeta_3 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,66 + 0,66 + 0,66 + 0,69 + 0,66 + 0,66)}{6}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 5\%$$

Отклонение четвертого метода расчёта:

$$\zeta_4 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,99 + 0,99 + 0,99 + 1,03 + 0,99 + 0,98)}{6}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 42,1\%$$

Наименьшее отклонение в 5% наблюдается в третьем методе расчёта.

Исходя из анализа отклонений коэффициента расхода лабиринтного уплотнения от теоретического значения при различных методах его расчёта, делаем вывод, что третий метод расчёта лабиринтного уплотнения без моделирования рабочего колеса показал наименьшее отклонение от теоретического значения для второго и третьего вариантов лабиринтных уплотнений, у первого варианта данный метод показал полную сходимость. Исходя из данного вывода, принимаем показания третьего метода расчёта как основополагающие при оценке эффективности лабиринтного уплотнения, при построении его проточной части без проточной части рабочего колеса.

4.2 Анализ проточной части лабиринтного уплотнения с моделированием проточной части рабочего колеса.

Проведем анализ для расчёта проточной части лабиринтного уплотнения с моделированием рабочего колеса. Объектом анализа будет коэффициент расхода лабиринтного уплотнения, полученный двумя

методами расчёта. Первый – расчёт по параметрам контрольных сечений Inlet и Outlet при перепаде давлений, принятом как разница входных и выходных параметров, второй – расчёт по параметрам контрольных сечений Plane1 и Plane2 при перепаде давлений, принятом как разница входных и выходных параметров. Рассчитаем отклонение данного значения от теоретического для первого и второго методов расчёта первого варианта лабиринтного уплотнения.

Отклонение первого метода расчёта:

$$\zeta_1 = \left| \frac{1 - \frac{(0,64 + 0,64 + 0,64 + 0,64 + 0,64)}{5}}{1} \right| \cdot 100\% = 36\%$$

Отклонение второго метода расчёта:

$$\zeta_2 = \left| \frac{1 - \frac{(0,91 + 0,91 + 0,91 + 0,91 + 0,91)}{5}}{1} \right| \cdot 100\% = 9\%$$

Рассчитаем отклонение для первого и второго методов расчёта второго варианта лабиринтного уплотнения.

Отклонение первого метода расчёта:

$$\zeta_1 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,47 + 0,47 + 0,47 + 0,47 + 0,47)}{5}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 32,9\%$$

Отклонение второго метода расчёта:

$$\zeta_2 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,64 + 0,64 + 0,64 + 0,64 + 0,64)}{5}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 8,6\%$$

Рассчитаем отклонение от данного значения для первого и второго методов расчёта в ПЧ ЛУ №3.

Отклонение первого метода расчёта:

$$\zeta_1 = \left| \frac{0,7 - \frac{(0,53 + 0,53 + 0,53 + 0,53 + 0,54)}{5}}{0,7} \right| \cdot 100\% = 32,9\%$$

Отклонение второго метода расчёта:

$$\zeta_2 = \left| \frac{0.7 - \frac{(0,72 + 0,72 + 0,72 + 0,72 + 0,72)}{5}}{0.7} \right| \cdot 100\% = 2,9\%$$

Расчёт коэффициента расхода лабиринтного уплотнения в плоскостях Plane 1 и Plane 2 показал наилучшую сходимость с теоретическими значениями данного коэффициента для всех вариантов исполнения. Данный метод расчёта применялся также в расчёте лабиринтного уплотнения без построения проточной части рабочего колеса, где также показал наивысшую точность для всех вариантов исполнения. Принимаем результаты данного метода расчёта как основополагающие для оценки лабиринтного уплотнения.

4.3 Анализ безразмерных коэффициентов рабочего колеса при использовании различных типов лабиринтных уплотнений.

Для дальнейшей оценки различных типов лабиринтных уплотнений рассчитаем безразмерные коэффициенты рабочего колеса центробежного компрессора, на основании которых появится возможность представить более полную картину влияния выбора типа лабиринтного уплотнения на работу ступени центробежного компрессора. Приведем массовые расходы рабочего колеса и закрутки потока на выходе для всех режимов работы.

Таблица 4.1

Безразмерные коэффициенты ступени центробежного компрессора при использовании первого типа лабиринтных уплотнений

	1 Режим	2 Режим	3 Режим	4 Режим	5 Режим
m, кг/с	0,76886	0,89856	1,02807	1,15776	1,28729
Cu, м/с	193,03	187,17	181,9	176,78	171,84

Также приведем потери мощности трения на основном диске для всех типов уплотнений на всех режимах в Таблице 4.2.

Потери мощности трения на основном диске

	Нтр. 1-го уплотнения	Нтр. 2-го уплотнения	Нтр. 3-го уплотнения
1 Режим	910	1337	1277
2 Режим	906	1335	1275
3 Режим	903	1332	1271
4 Режим	899	1327	1266
5 Режим	880	1318	1259

Рассчитываем условный коэффициент расхода Φ по формуле (5):

$$\Phi = \frac{4m}{\rho_n^* \pi D_2^2 U_2} \quad (5)$$

Где $D_2=546$ мм

Рассчитаем коэффициент теоретического напора по формуле (6):

$$\psi_T = \frac{C_u}{U_2} \quad (6)$$

Рассчитаем политропный напор рабочего колеса по формуле (7):

$$h_{\Pi} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (7)$$

Где n – показатель политропного процесса сжатия находим из уравнения (8):

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (8)$$

Динамический напор находим по уравнению (9):

$$h_d = 0,5(C_2^2 - C_1^2) \quad (9)$$

Внутренний напор рассчитываем по формуле (10):

$$h_i = C_p(T_2^* - T_1^*) \quad (10)$$

Находим политропный коэффициент полезного действия по полным параметрам по формуле (11):

$$\eta_{\Pi}^* = \frac{h_{\Pi} + h_d}{h_i} \quad (11)$$

Коэффициент политропного напора по полным параметрам находим по формуле (12):

$$\psi_{\text{п}}^* = \frac{h_{\text{п}}}{U_2^2} \quad (12)$$

Коэффициент внутреннего напора рассчитывается по формуле (13):

$$\psi_i = \frac{h_i}{U_2^2} \quad (13)$$

Сумму коэффициентов дискового трения и протечек находим по формуле (14):

$$\beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}} = \frac{\psi_i}{\psi_{\text{т}}} - 1 \quad (14)$$

Рассчитываем коэффициент протечек по формуле (15):

$$\beta_{\text{пр}} = \frac{m_{\text{пр}}}{m} \quad (15)$$

Коэффициент трения находится по формуле (16):

$$\beta_{\text{тр}} = \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}} - \beta_{\text{пр}} \quad (16)$$

Также рассчитаем коэффициент трения основного диска по формуле (17):

$$\beta_{\text{тро.д.}} = \frac{N_{\text{тр}}}{\psi_{\text{т}} U_2^2 m} \quad (17)$$

Таблица 4.3

Безразмерные коэффициенты ступени центробежного компрессора при использовании первого типа лабиринтных уплотнений

	Ф	$\eta^*_{\text{п}}$	$\psi^*_{\text{п}}$	ψ_i	$\psi_{\text{т}}$	$\beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}$	$\beta_{\text{пр}}$	$\beta_{\text{тр}}$	$\beta_{\text{тр}}$ п.д.
1 Режим	0,013	0,716	0,564	0,787	0,723	0,088	0,029	0,060	0,013
2 Режим	0,016	0,733	0,555	0,757	0,701	0,080	0,024	0,056	0,016
3 Режим	0,018	0,742	0,541	0,729	0,680	0,072	0,021	0,051	0,018
4 Режим	0,020	0,743	0,524	0,705	0,662	0,065	0,019	0,047	0,020
5 Режим	0,022	0,734	0,501	0,683	0,643	0,061	0,017	0,044	0,022

Таблица 4.4

Безразмерные коэффициенты ступени центробежного компрессора при использовании третьего типа лабиринтных уплотнений

	Φ	$\eta^*_{п.}$	$\psi^*_{п.}$	ψ_i	$\psi_{т.}$	$\beta_{тр}+\beta_{пр}$	$\beta_{пр}$	$\beta_{тр}$	$\beta_{тр}$ п.д.
1 Режим	0,013	0,722	0,568	0,786	0,724	0,085	0,020	0,065	0,034
2 Режим	0,016	0,739	0,559	0,757	0,703	0,076	0,017	0,059	0,030
3 Режим	0,018	0,748	0,545	0,729	0,683	0,068	0,015	0,053	0,027
4 Режим	0,020	0,748	0,528	0,706	0,664	0,063	0,013	0,049	0,024
5 Режим	0,022	0,740	0,505	0,683	0,646	0,059	0,012	0,047	0,022

Таблица 4.5

Безразмерные коэффициенты ступени центробежного компрессора при использовании третьего типа лабиринтных уплотнений

	Φ	$\eta^*_{п.}$	$\psi^*_{п.}$	ψ_i	$\psi_{т.}$	$\beta_{тр}+\beta_{пр}$	$\beta_{пр}$	$\beta_{тр}$	$\beta_{тр}$ п.д.
1 Режим	0,013	0,721	0,566	0,785	0,724	0,085	0,023	0,062	0,032
2 Режим	0,016	0,737	0,558	0,757	0,702	0,077	0,020	0,057	0,028
3 Режим	0,018	0,746	0,544	0,729	0,682	0,069	0,017	0,052	0,025
4 Режим	0,020	0,747	0,526	0,705	0,663	0,063	0,015	0,048	0,023
5 Режим	0,022	0,738	0,504	0,683	0,645	0,059	0,014	0,046	0,021

На основании полученных данных построим графики зависимости теоретического коэффициента напора от условного коэффициента расхода Φ для всех типов лабиринтных уплотнений Рис.4.1.

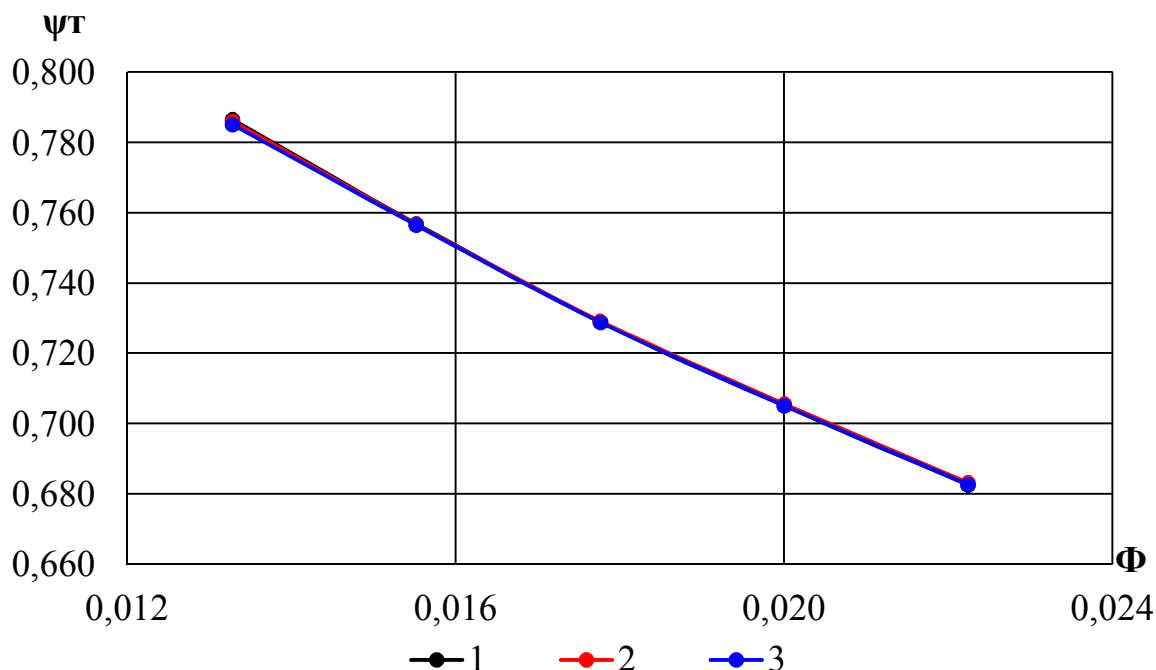


Рис. 4.1. График зависимости теоретического коэффициента напора от условного массового расхода

Из графика следует, что коэффициент теоретического напора на одном режиме работы центробежного компрессора не зависит от типа лабиринтного уплотнения, что является признаком точности использования численного метода расчёта. Несущественная разница в показаниях объясняется погрешностью использования численного метода.

Рассмотрим зависимость полного политропного напора по полным параметрам от условного коэффициента расхода Рис.4.2. Из графика следует, что самый высокий политропный напор по полным параметрам наблюдается у уплотнения второго типа, чуть меньший у третьего типа, в то время у прямоточного уплотнения данный параметр значительно ниже.

Приведем график зависимости политропного коэффициента полезного действия по полным параметрам от условного коэффициента расхода Рис.4.3. Наилучшие показания наблюдаются у второго типа уплотнений, третий тип несколько ниже, в то время как коэффициент первого типа уплотнений существенно ниже. Применение второго типа уплотнений даёт увеличение политропного коэффициента полезного действия по полным параметрам на

0,6% сравнительно с применением прямоточного типа уплотнений. В масштабах промышленных агрегатов данный процент позволит обеспечить существенную экономию финансовых средств.

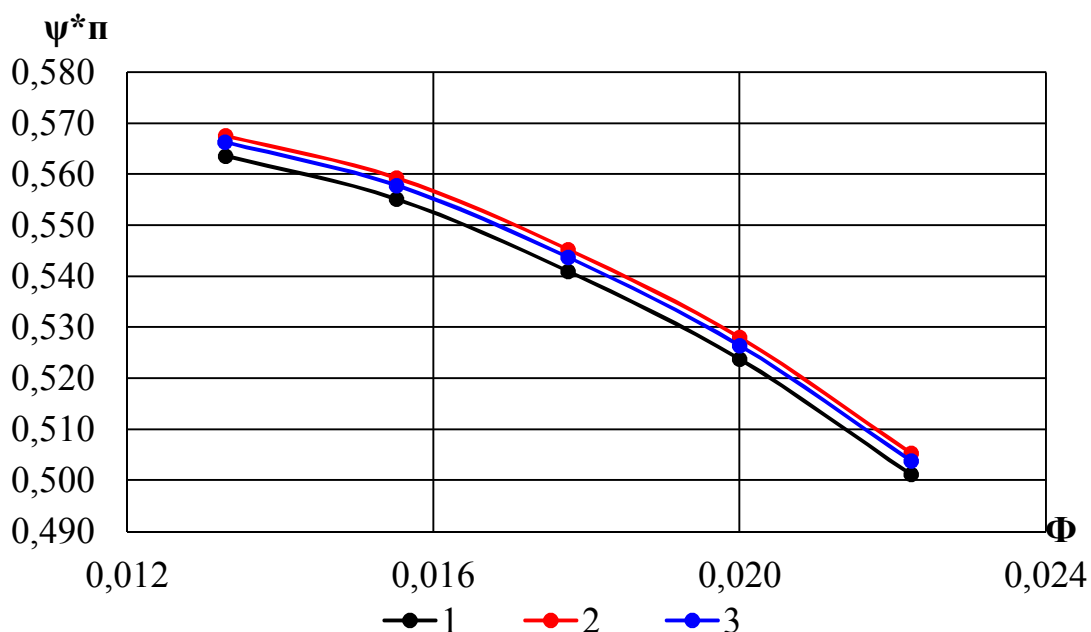


Рис.4.2 Зависимость коэффициента напора по полным параметрам от условного коэффициента расхода

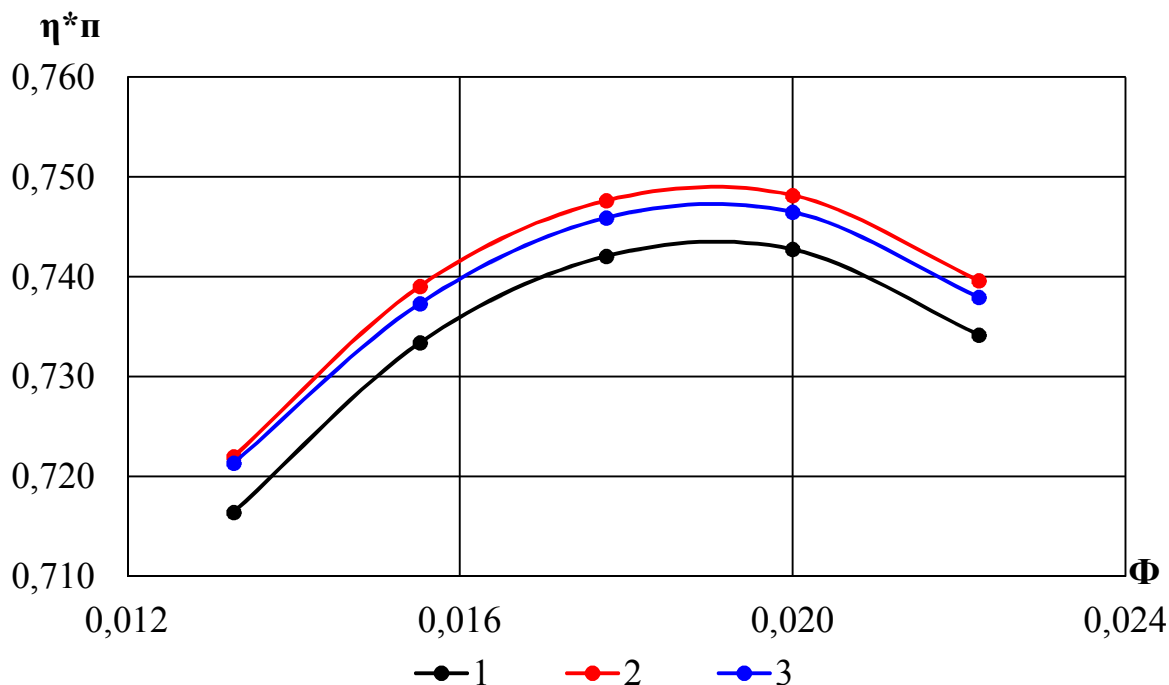


Рис. 4.3 Зависимость политропного коэффициента полезного действия по полным параметрам от условного коэффициента расхода

Рассмотрим график зависимости суммы коэффициентов протечек и трения от условного массового коэффициента расхода Рис.4.4. Из графика следует, что наибольший суммарный коэффициент протечек и трения характерен для первого варианта исполнения уплотнений. Значения данного параметра для второго и третьего типов уплотнений близки, но показания второго варианта несколько ниже.

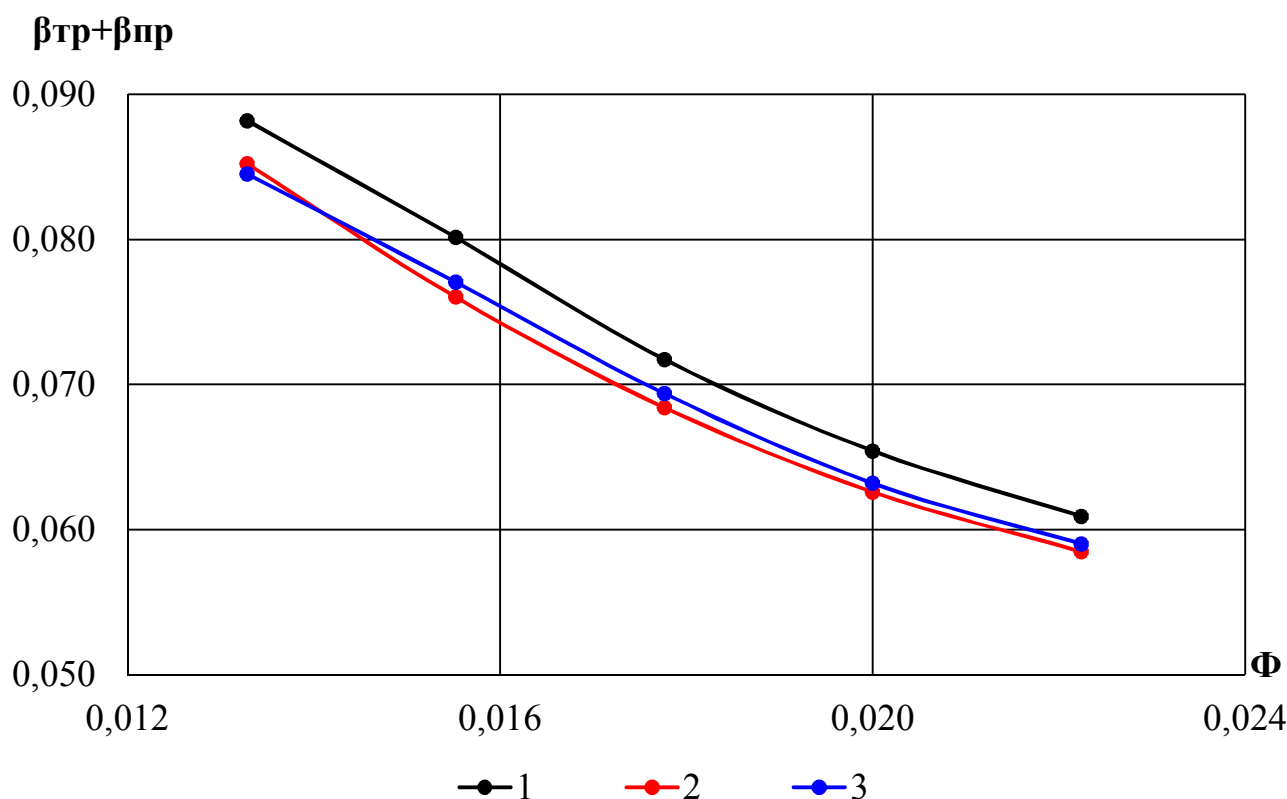


Рис.4.4 График зависимости суммы коэффициентов протечек и трения от условного массового коэффициента расхода

Приведем график зависимости коэффициента внутреннего напора от условного коэффициента массового расхода. Коэффициент внутреннего напора учитывает влияния протечек и трения, вследствие чего для первого уплотнения он несколько ниже, чем у второго и третьего, показания которых в свою очередь практически равны, но параметры второго уплотнения достигают наибольших показателей.

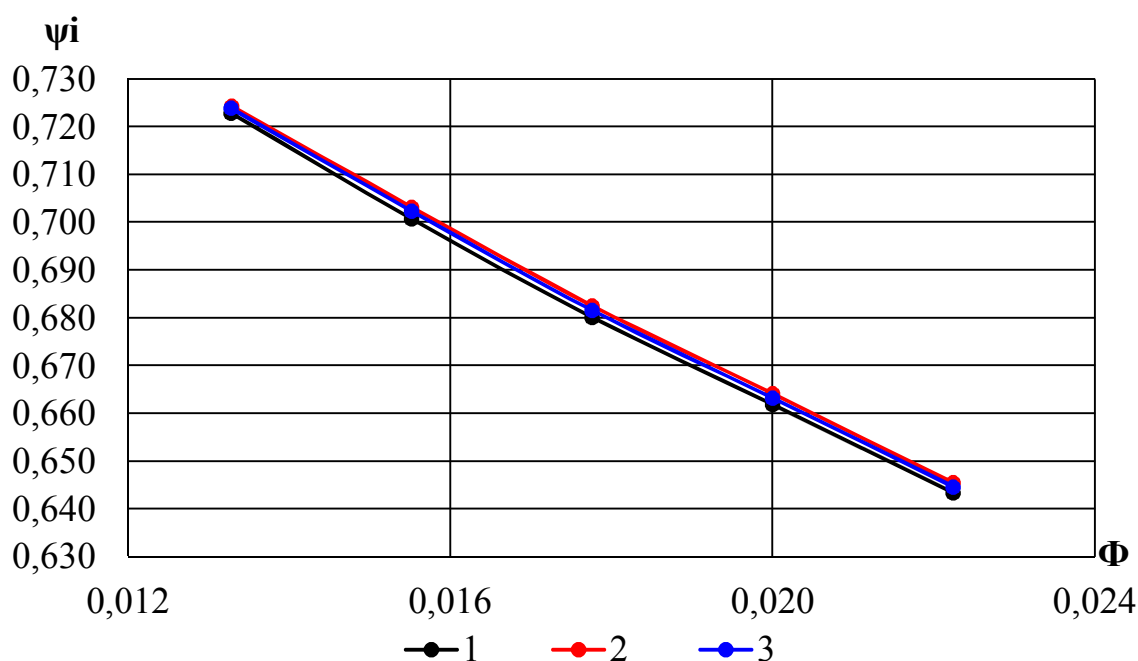


Рис.4.5 График зависимости коэффициента внутреннего напора от условного коэффициента массового расхода

Рассмотрим график зависимости коэффициента протечек, независимо от коэффициента трения, от условного массового расхода Рис.4.6. Наибольшие протечки характерны для первого типа уплотнений, наименьшие для второго. Параметры третьего типа в пределах 15% выше, чем у второго.

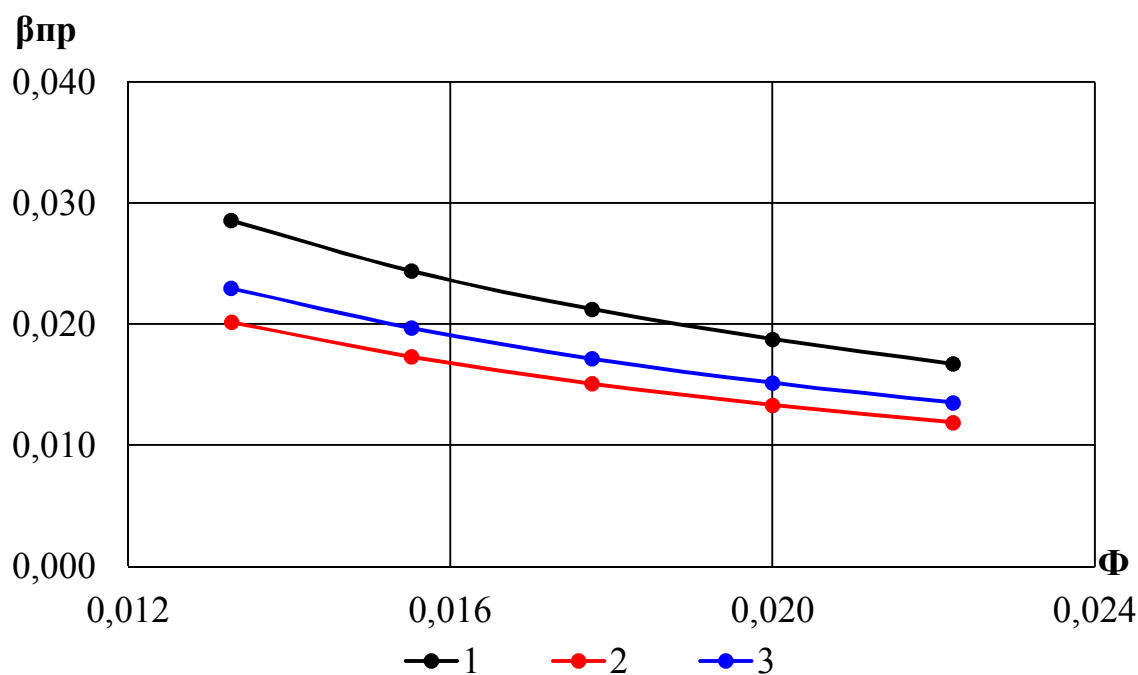


Рис.4.6 График зависимости коэффициента протечек от условного
массового расхода

Рассмотрим график зависимости коэффициента трения, независимо от коэффициента протечек, от условного массового расхода Рис.4.7. Параметры коэффициента трения противоположны коэффициенту протечек, наибольший у второго типа уплотнений, наименьший у первого типа, параметры третьего типа находятся между ними.

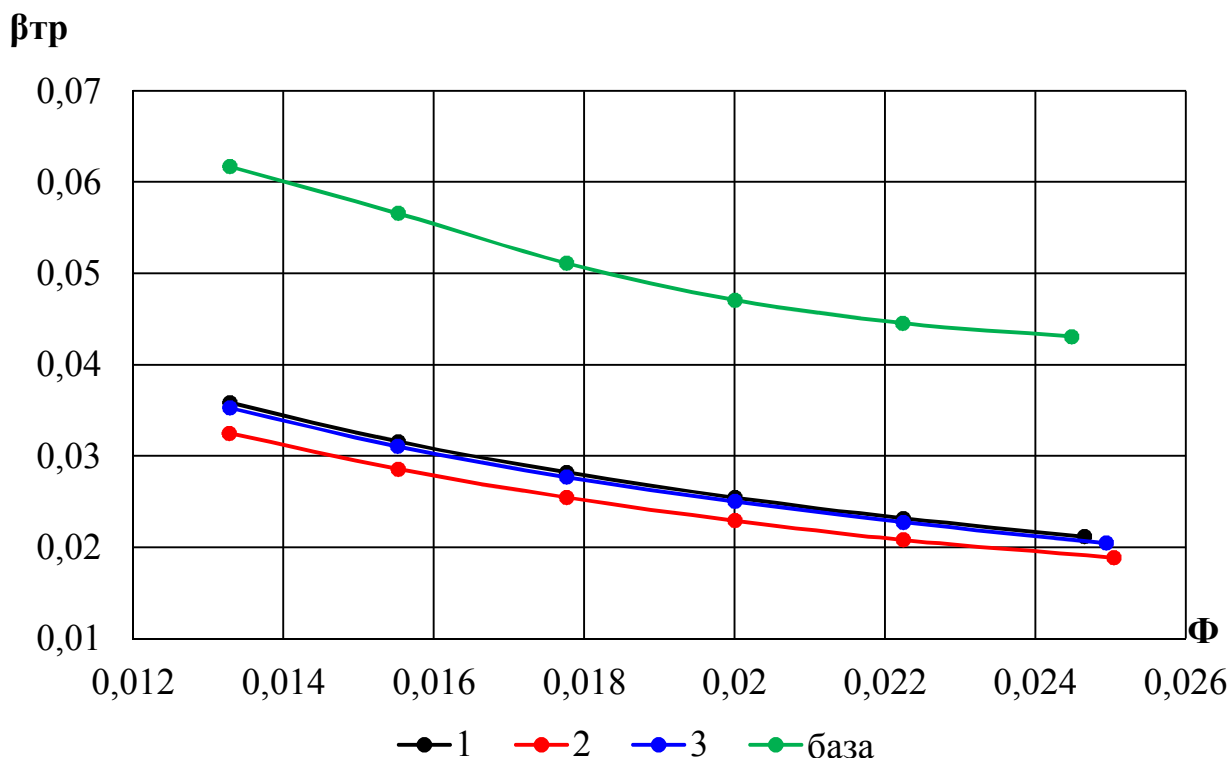


Рис.4.7 График зависимости коэффициента трения от условного
массового расхода

Поскольку расчёт проводился для основного диска рабочего колеса центробежного компрессора, отдельно отобразим график зависимости коэффициента трения на основном диске от условного массового расхода Рис.4.8. Из графика следует, что коэффициент трения второго уплотнения наибольший, но отличается от третьего типа несущественно. Значение для первого варианта исполнения уплотнений значительно ниже, чем у остальных типов. Данный факт объясняется тем, что из-за конструктивных особенностей первого типа газ через него проходит свободнее, чем в других

типах, что позволяет достичь меньшего коэффициента трения, но значительно большего коэффициента протечек.

$\beta_{тр.д.}$

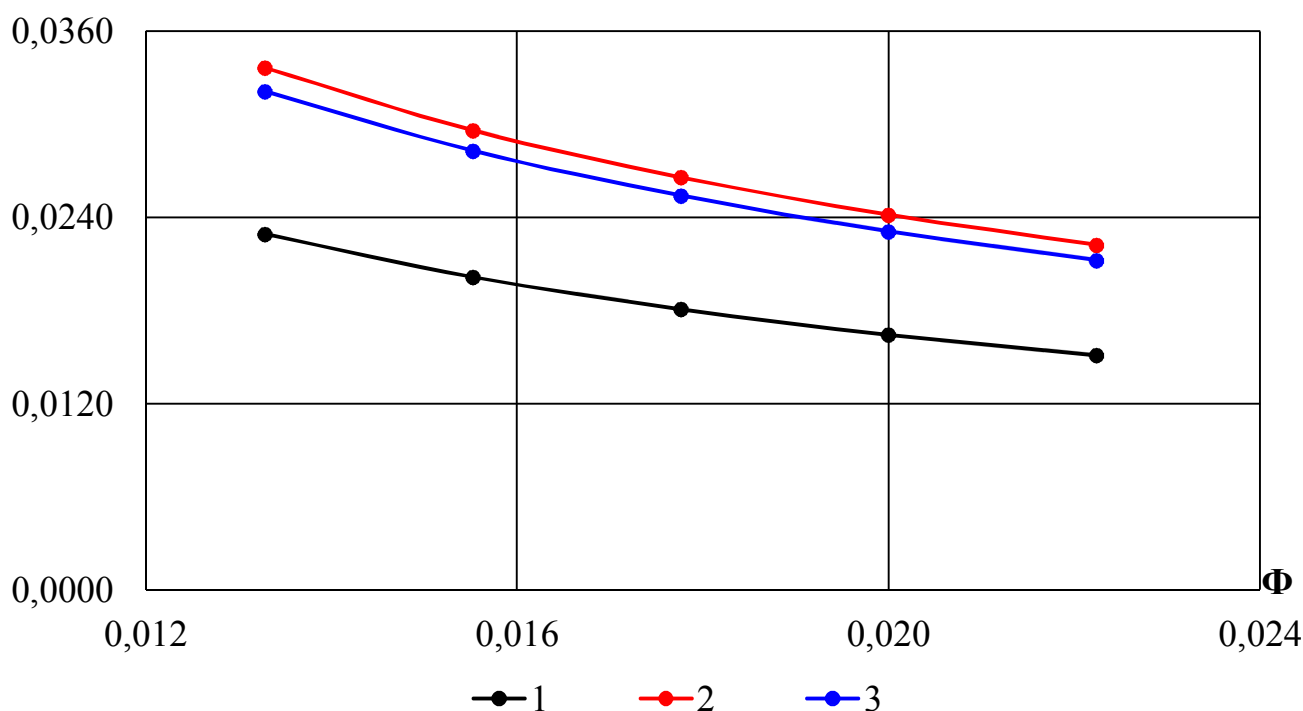


Рис.4.8 График зависимости коэффициента трения на основном диске от условного массового расхода

На основании анализа представленных графиков делаем вывод что первый тип уплотнений является наихудшим по всем параметрам, за исключением коэффициента трения, который является наименьшим среди всех типов уплотнений, но в сумме с коэффициентом протечек существенно показывает наибольшие значения. Данный тип показал низший политропный коэффициент полезного действия по полным параметрам, а также наибольший суммарный коэффициент трения и протечек. Второй тип уплотнения показал наилучшие характеристики, как по значению политропного коэффициента полезного действия по полным параметрам, так и по суммарному коэффициенту трения и протечек. Третий тип уплотнения несколько уступает второму по аналогичным показателям.

Заключение

Целью вышеизложенной работы являлся расчет вязкого трехмерного потока в лабиринтном уплотнении у основного диска ЦК. Для рассмотрения данного вопроса производился анализ и сравнение трёх типов конструктивного исполнения ЛУ, двух прямоточных и одного ступенчатого. При рассмотрении указанной задачи использовалась программный комплекс конечно-элементного анализа ANSYS, основными этапами работы в котором были: построение геометрической модели уплотнения, построение расчётной блочно-структурированной сетки, задание граничных условий, расчёт и обработка полученных результатов. Следует отметить, что расчёт производился как для проточной части самого ЛУ, так и для ЛУ в совокупности с целой ступенью центробежного компрессора. Обработка результатов при индивидуальном расчёте лабиринтных уплотнений проводилась по четырём различным методикам, а при расчёте ЛУ с целой ступенью – по двум. На основании сравнения рассчитанных коэффициентов расхода ЛУ с теоретическим значением были выбраны оптимальные методики расчёта ЛУ для обоих способов расчёта в ANSYS.

Оптимальной методикой расчёта лабиринтных уплотнений является замер параметров непосредственно перед и после гребней уплотнения, в работе представлены как плоскости Plane 1 и Plane 2, при перепаде давлений, принятом как разница давлений во входном и выходном сечениях. Расчёт лабиринтных уплотнений без моделирования рабочего колеса даёт значительно более близкие к теоретическим значения коэффициента расхода лабиринтного уплотнения для прямоточного лабиринтного уплотнения.

Одной из основных задач работы являлась оценка эффективности вариантов исполнения лабиринтного уплотнения, одного из трёх. Показателями на основании которых осуществлялась оценка эффективности типов лабиринтных уплотнений, были приняты политропный КПД по полным параметрам, суммарный коэффициент трения и протечек. По результатам работы можно сделать вывод, что наиболее эффективными в

работе показали себя ступеичатые уплотнения. Гладкие (прямочные) уплотнения допускают значительно большие протечки, чем ступейчатые. При использовании ступенчатого уплотнения можно наблюдать повышение политропного КПД по полным параметрам на величину, равную половине процента, что довольно ощутимо в масштабах промышленности.

Программный комплекс ANSYS показал высокую точность моделирования вязкого трехмерного потока в лабиринтном уплотнении у основного диска центробежного компрессора, а также позволил произвести все необходимые расчёты. Стоит отметить, что несмотря на высокие показатели точности расчётов в ANSYS, численное моделирование требует последующей валидации на натурном стенде.

Список используемой литературы