

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**

**Валидация CFD расчета течений для лабиринтных уплотнений  
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.....  | 3  |
| 1.Постановка задачи.....   | 5  |
| 2.Техническое задание.....   | 13 |
| 3. Описание работы.....  | 14 |
| 3.1. Геометрия.....  | 14 |
| 3.2. Методика численного исследования.....                                   | 18 |
| 3.3 Создание геометрии.....  | 21 |
| 3.4. Создание расчетной сетки.....   | 25 |
| 3.5. Задание граничных условий.....  | 27 |
| 3.6. Процесс расчёта.....  | 29 |
| 4. Расчётные исследования модели.....  | 31 |
| 4.1. Картина течения в камере гребня уплотнения, распределение давлений..... | 31 |
| 4.2. Обработка полученных результатов.....                                   | 36 |
| Заключение.....  | 42 |

## **Введение.**

Компрессор – энергетическая машина, предназначенная для сжатия и перемещения газа. Компрессоры принято делить на две большие группы: компрессоры объемного действия и компрессоры динамического действия (турбокомпрессоры). Группу компрессоров динамического действия также можно разделить на осевые и центробежные компрессоры. В осевых компрессорах рабочее тело (газ) движется в направлении оси ротора, тогда как в центробежных компрессорах газ движется в радиальном направлении.

Турбокомпрессоры широко применяются в энергетике, транспорте и промышленности различных типов (металлургия, газо- и нефтедобыча, пищевая промышленность, медицина и т.д.). Широчайшее применение турбокомпрессоров в газотурбинных двигателях, для турбонаддува ДВС, в обслуживании различного рода пневматических систем, в качестве вентиляторов, в производстве чугуна и стали, для получения холода в пищевой промышленности, в системах кондиционирования, в нагнетателях природного газа, в электронике, в космической и оборонной промышленности объясняет потребность в исследованиях машин этого типа[1].

Исследование компрессоров объемного и динамического действия ведется на кафедре КВиХТ СПбПУ на протяжении уже нескольких десятков лет. Особенных успехов кафедра достигла в исследовании центробежных турбокомпрессоров. Высокая стоимость проведения натурного эксперимента и резкий темп развития вычислительной техники повлекли за собой переход к исследованию термо- и газодинамических процессов посредством численного моделирования.

Исследование течения газа в лабиринтных уплотнениях очень важно по следующим причинам:

осевое усилие существенно зависит от режима работы, величины протечки в лабиринтном уплотнении

протечки составляют относительно большую часть от общих потерь у малорасходных ступеней компрессоров

Увеличение протечки в лабиринтном уплотнении снижает давление в зазоре, что приводит к росту осевой силы, воспринимаемой упорным подшипником – одного из самых нагруженных частей компрессора.

По этим причинам важны исследования форм и геометрических характеристик такого важного элемента компрессора как лабиринтное уплотнения.

Большое количество коммерческих программных пакетов, позволяющих решать задачи течения сжимаемой жидкости, в том числе и в проточной части турбомашин позволяет получать большое количество данных без потерь их качества. Выбор программного пакета (Ansys CFX, Numeca Fine Turbo, Consept NREC и др.) обусловлен конкретной поставленной задачей и сильными сторонами того или иного пакета. Результаты расчета в значительной степени зависят от методики проведения расчетов, модели турбулентности, количества элементов расчетной сетки, способа задания граничных условий и других условий. Также любой численный эксперимент имеет место ограниченная точность, в силу того, что оперирует набором элементов конечного размера, в то время как газ является сплошной средой.

## 1. Постановка задачи

### 1.1. Цель и задачи работы

Целью данной работы является валидация численного эксперимента с результатами модельных испытаний, и исследование влияния формы зазора лабиринтных уплотнений на газодинамические характеристики ступеней центробежных компрессоров, разработка рекомендаций по проектированию проточной части и геометрических параметров лабиринтных уплотнений, сравнение полученных данных с опытными данными.

В работе были решены следующие задачи:

1) Построение геометрии моделей гребней различной формы лабиринтных уплотнений в программном пакете ANSYS CFX 18.0;

2.) Создание блочно-структурированной расчетной сетки для каждой модели гребней

3.) Решение задачи расхода через различные типы гребней при их различной относительной толщине и различных моделях турбулентности.

4.) Построение характеристики коэффициента расхода для различных типов гребней при различных моделях турбулентности.

5.) Сравнение полученных характеристик с экспериментальными данными полученными по опытам Б.М. Трояновского [1]

## 1.2 Описание программного комплекса ANSYS CFX 18.0

Численное моделирование проводилось в программном комплексе ANSYS CFX 18.0.[5]

ANSYS – это многоцелевой пакет программ для численного моделирования физических процессов и явлений в области прочности, динамики жидкостей и газов, теплофизики, электромагнетизма, акустики.

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. [3]

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, как блочно-структурированной, так и неструктурированной, 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 проводить анализ, визуализировать и наглядно представлять решение, полученные методом численного моделирования.

### **1.3.Описание лабиринтных уплотнений**

Для уменьшения утечки газа между вращающимися и неподвижными деталями турбомашин применяют лабиринтные уплотнения. Уплотнения состоят их ряда расположенных один за другим гребней с острыми кромками. Между гребнями образуются камеры (рис.1.1). Скорость газа при прохождении через щель под гребнем увеличивается, а затем кинетическая

энергия струи гасится в камере и переходит в тепловую энергию. Так как размеры камеры велики по сравнению с размером щели, то в каждой из них давление практически одинаково и можно утверждать, что торможение происходит изобарически. Процесс прохождения газа под гребнем повторяется от гребня к гребню, таким образом давление вдоль всего лабиринта падает. Сопротивление лабиринта больше, чем сопротивление гладкой щели, в связи с этим расход газа через лабиринт меньше, по сравнению с расходом щели.

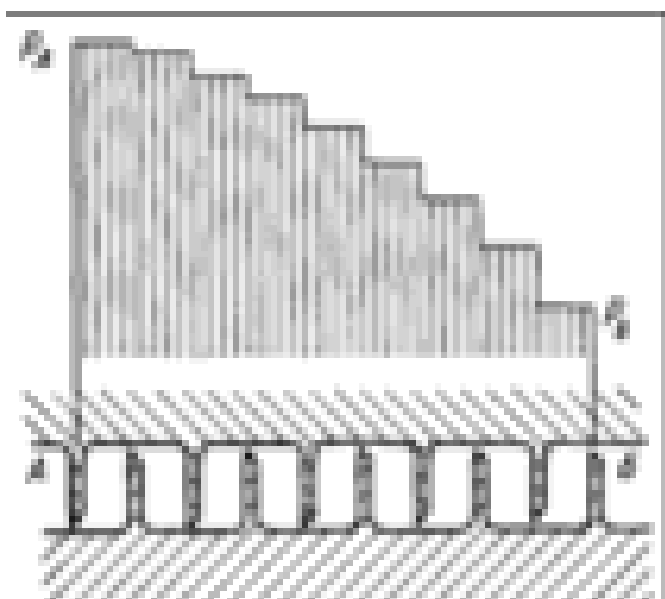


Рис.1.1.Схема лабиринтного уплотнения.

Если все гребни уплотнения расположены на одном диаметре, т.е. газ, протекающий через лабиринтное уплотнение, течет вдоль оси турбокомпрессора, то такое уплотнение называют осевым (рис. 1.1)



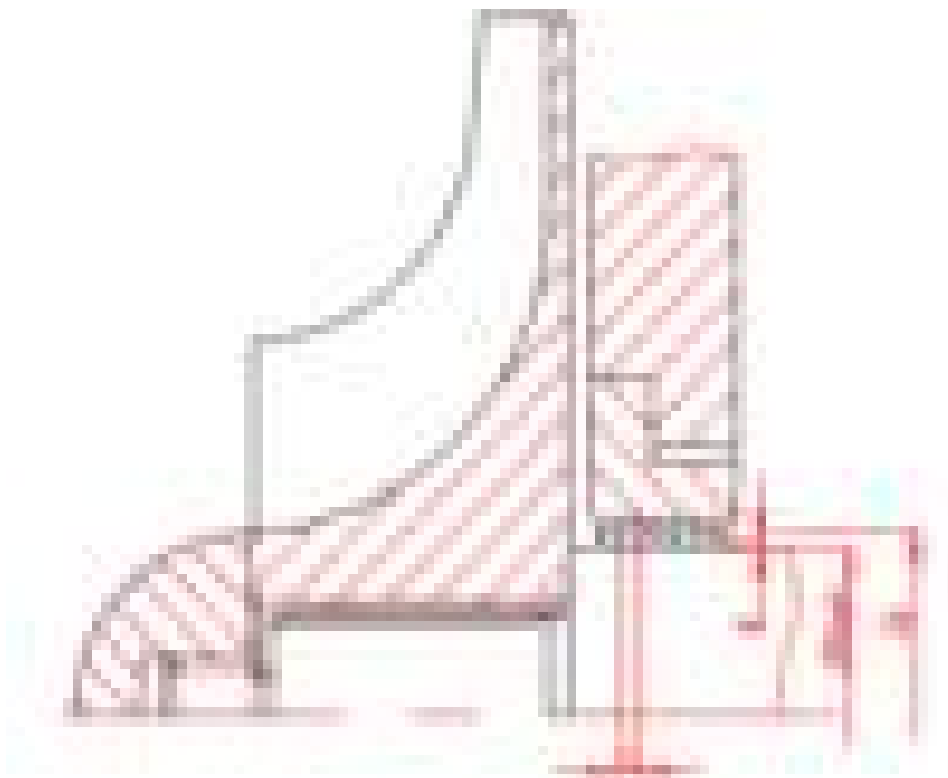


Рис. 1.2 Осевое уплотнение

Если все гребни уплотнения расположены на разных диаметрах, т.е. газ, протекающий через лабиринтное уплотнение, течет в радиальном направлении, то такое уплотнение называют радиальным (рис.1.2)

При полном гашении кинетической энергии струй, вытекающих из под гребней, говорят, что уплотнение *ступенчатое*. При неполном гашении - *прямоточное*.

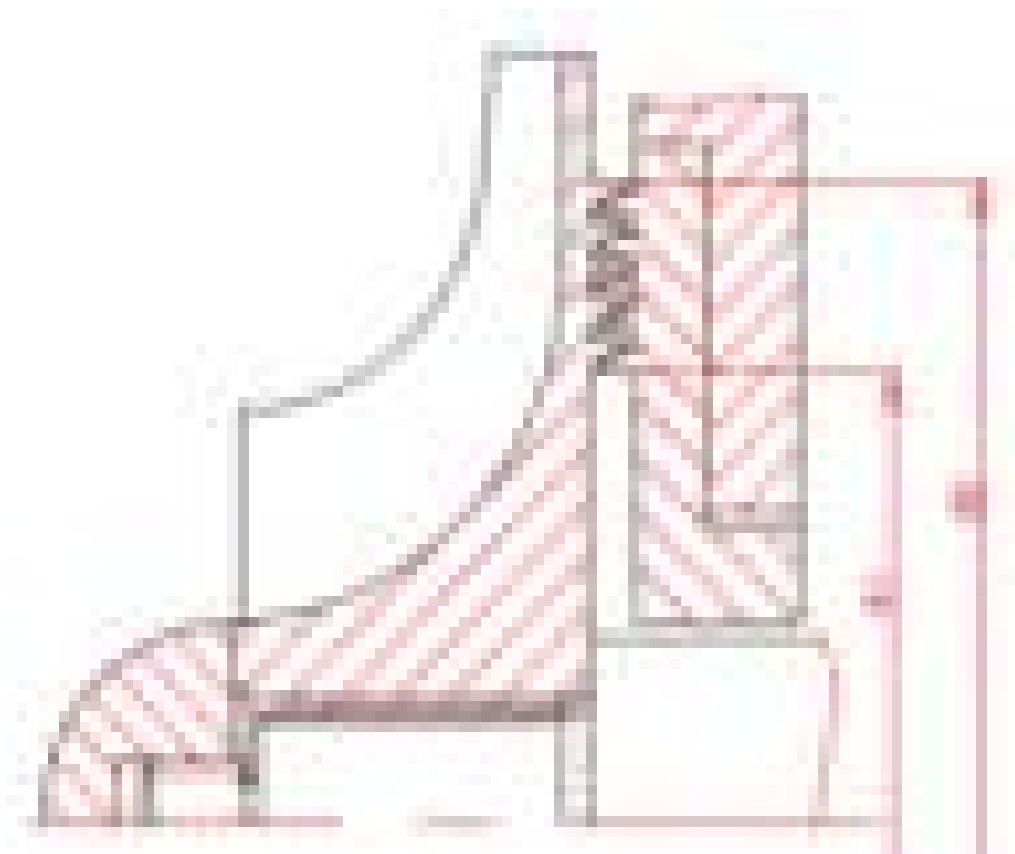


Рис. 1.3. Радиальное уплотнение

Помимо типов уплотнений, различают схемы уплотнения: между боковой поверхностью ротора и корпусом, между торцевой поверхностью основного диска рабочего колеса и корпусом, комбинирование двух предыдущих схем (рис.1.3). При этом применение той или иной схемы уплотнения осуществляется исходя из простоты выполнения и восстановления (первая схема: выступы уплотнения делают только на втулке, которую вставляют в корпус) уплотнения, а так же по рассчитываемой величине утечки газа (наиболее эффективна комбинированная схема).

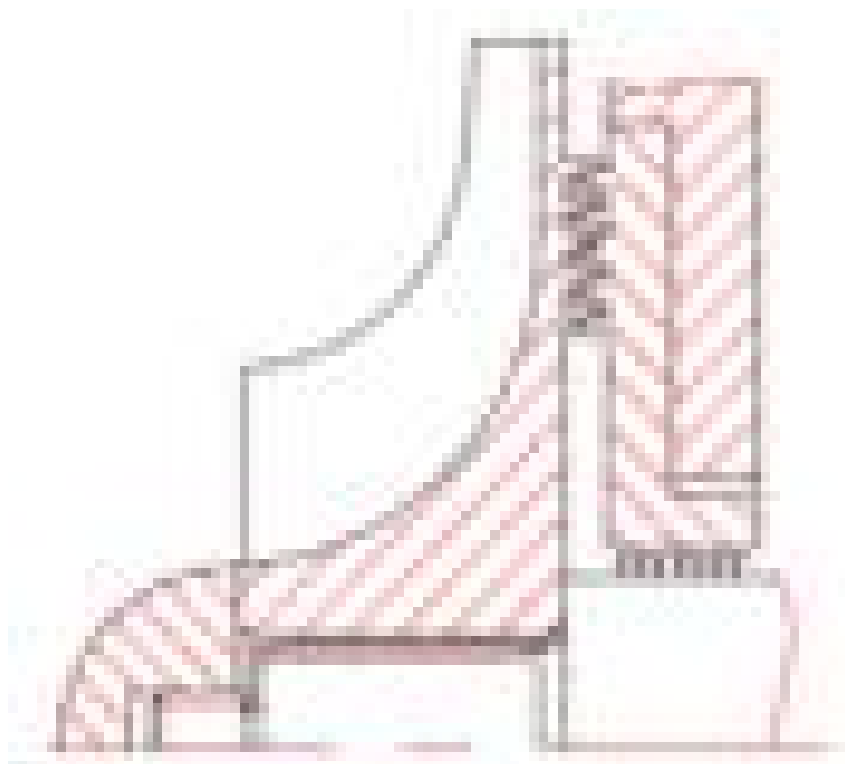


Рис. 1.4. Комбинированная схема уплотнений

В осевом уплотнении площади под гребнями одинаковы (практически одинаковы), а в радиальном – пропорциональны радиусам, на которых расположены гребни.

Для подробного рассмотрения принципа работы уплотнений и процессов течения газа обратимся к тепловой диаграмме (рис.1.5)

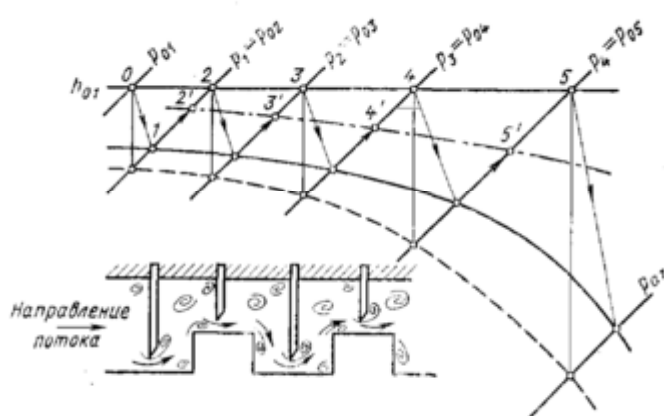


Рис.1.5. Процесс течения в тепловой диаграмме h-S

Процесс 0-1 соответствует разгону под первым гребнем, процесс 1-2 соответствует изобарическому торможению в первой камере, процесс 2-3 – разгону под вторым гребнем и так далее.

Плотность потока по ходу газа уменьшается, а расход постоянен, это значит, что скорость под каждым последующим гребнем выше, чем под предыдущим, ввиду того, что температура практически одинакова. Следует отметить, что лабиринты рассчитывают обычно на дозвуковые низкие скорости. Поэтому уплотнения проектируют таким образом, что перепад давлений до и после гребня был наименьшим, так как при малом перепаде мала скорость. В связи с этим число гребней выбирают столь большим, чтобы уменьшить перепад.

Очень важно заметить, что гребни конструируют таким образом, чтобы кромки были острыми: достигается эффект сужения струи при входе в уплотнение.

## 2. Техническое задание.

Сжимаемая газовая среда – идеальный воздух, со следующими параметрами:

- показатель адиабатического сжатия ( $k$ ) = 1,4;
- универсальная газовая постоянная ( $R$ ) = 287,1 Дж/(кг К);
- коэффициент теплоемкости при изобарическом процессе ( $c_p$ ) = 1005 Дж/(кг К);
- коэффициент кинематической вязкости ( $\nu$ ) = 0,000015 ( м<sup>2</sup>/с);
- начальное давление перед гребнем ( $P_{H^*}$ ) = 0,101300 МПа;
- начальная температура ( $T_{H^*}$ ) = 293 К;
- статическое давление за гребнем ( $P_k$ ) = 0,095000 МПа

### 3. Описание работы

#### 3.1. Геометрия

В данной работе рассматривается 4 типа гребней. Эскизы каждого зубчика представлены на рисунках ниже. (Рис. 3.1, 3.2, 3.3, 3.4)

Здесь  $\Delta$  - толщина гребня

$\delta$  – зазор гребня

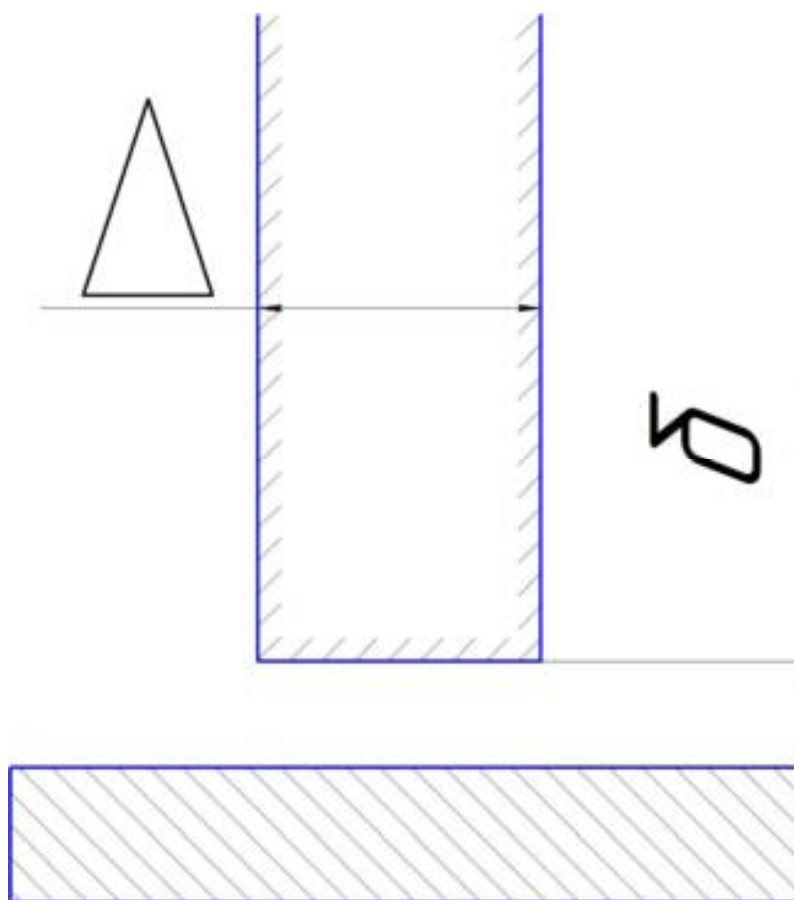


Рис. 3.1 – Гребень уплотнения 1 типа. Прямоугольная форма.

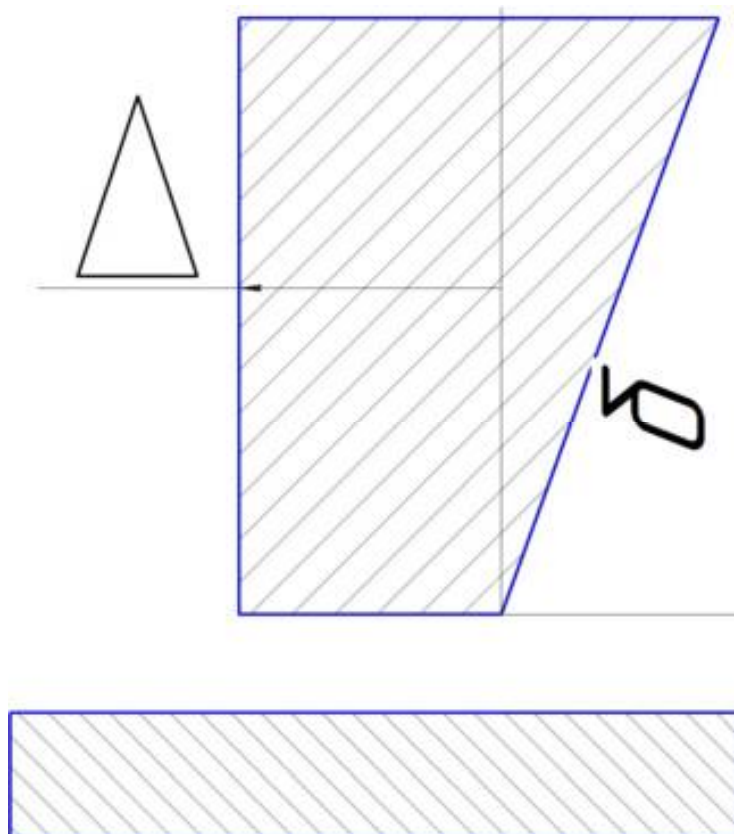


Рис. 3.2. - Гребень уплотнения 2 типа. Форма прямоугольной трапеции.

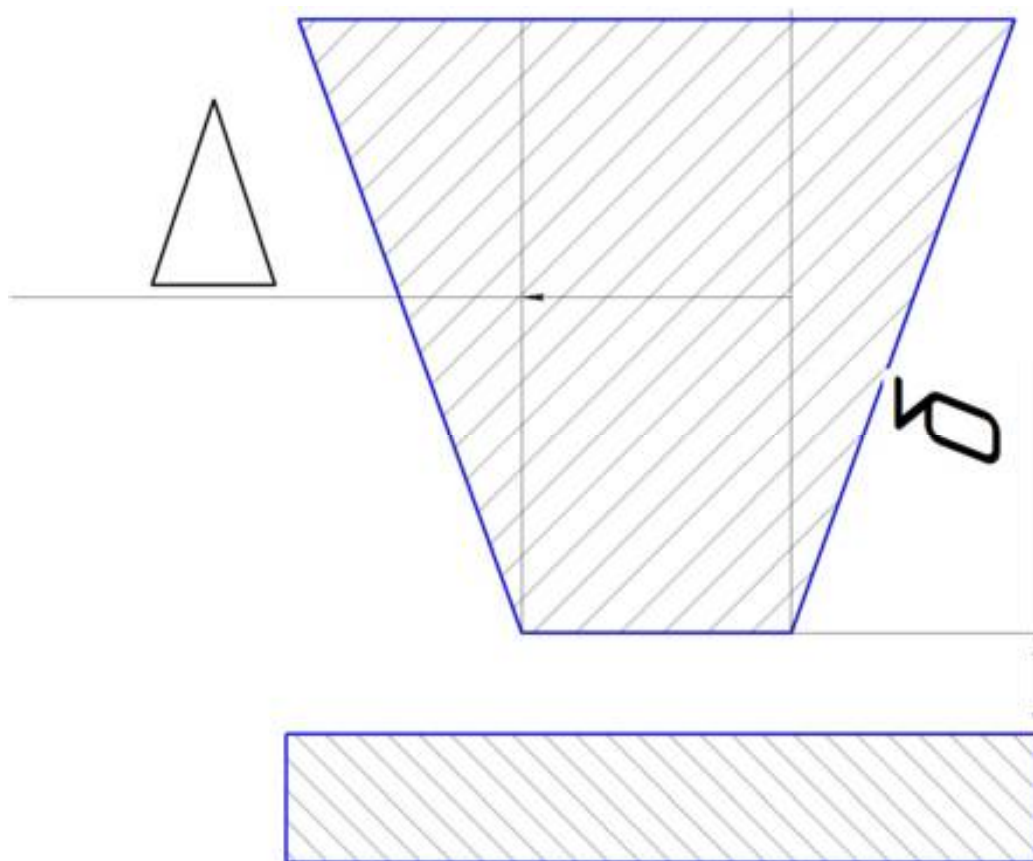


Рис. 3.3 - Гребень уплотнения 3 типа. Форма равнобедренной трапеции.

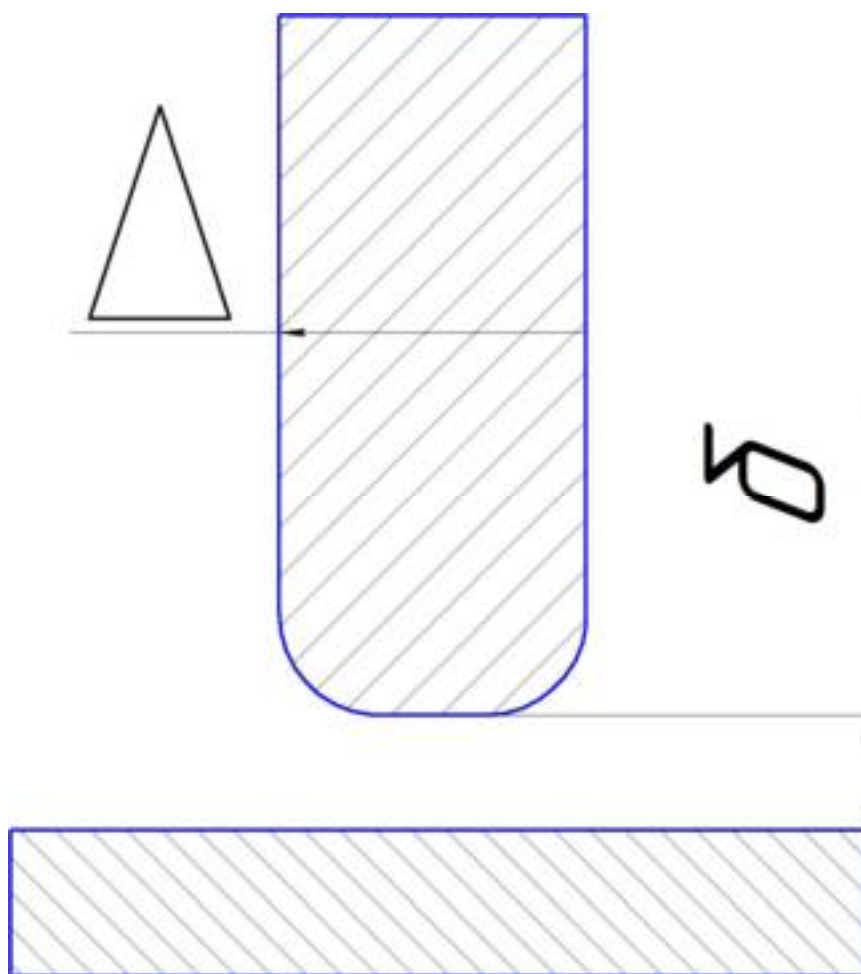


Рис. 3.4 - Эскиз гребня уплотнения 4 типа. Прямоугольная форма со скруглёнными рёбрами.

В работе варьируется отношение  $\delta/\Delta$ . В постановке задачи, было решено принять для всех типов гребней величину  $\delta = 0,25$  мм, а толщину гребня  $\Delta$  - варьировать как в таблице 1.1.

Таблица 1.1 Варьирование отношения  $\delta/\Delta$  для разных типов

| Тип             | 1                    | 2       | 3       | 4       |
|-----------------|----------------------|---------|---------|---------|
| $\delta/\Delta$ | 0,25; 1; 2; 3.9; 4.9 | 1; 2; 3 | 1; 2; 3 | 0,25; 1 |



Данные отношения взяты из опытов, проводимых с камерами различных типов Б.М. Трояновским.[]

В ходе работы работы

- были созданы файлы геометрии всех 4 типов гребней для всех отношений  $\delta/\Delta$ .

- Была построена блочно-структурированная сетка для каждого файла геометрии

- заданы граничные условия и параметры газа, проходящего через камеру гребня.

- получено решение задачи для каждого гребня при 4 различных моделях турбулентности: SST, k- $\omega$ , BSL, Spalart Allmaras.

- результаты обобщены в таблицу, построены искомые характеристики

- проведено сравнение результатов математического моделирования с опытными данными

- проведен анализ работы, сделаны выводы о валидации результатов расчета течения в лабиринтных уплотнениях, разработаны рекомендации по конструкции уплотнений

### 3.2. Методика численного исследования

Решение задачи о течении газа в уплотнении проводилась с помощью программного пакета ANSYS.

ANSYS – это многоцелевой пакет программ для численного моделирования физических процессов и явлений в области прочности, динамики жидкостей и газов, теплофизики, электромагнетизма, акустики. Математические модели, описывающие физические процессы, а также численные методы решения задач реализованы в компонентах программного комплекса, называемых решателями. Как правило, каждый решатель соответствует отдельному приложению в среде программы. Обращение к тому или иному решателю, а также взаимодействие между приложениями осуществляется с помощью расчетной оболочки ANSYS Workbench.

Платформа Workbench имеет модульный принцип описания расчетного проекта, что позволяет наглядно представить последовательность проведения всех расчетов, а также систематизировать и хранить полученные результаты. Пользовательский интерфейс Workbench (рис. 3.5.) содержит следующие панели и окна:

1 – окно Project Schematic, в котором отображается схема проекта, включающая набор используемых в проекте модулей и приложений;

2 – панель инструментов объединяет общие настройки и опции проекта, позволяющие производить операции с файлами (открыть, сохранить, архивировать и т. д.), настраивать вид отображения графической информации в проекте, устанавливать глобальные настройки для отдельных модулей проекта, включая решатели (свойства импорта и экспорта геометрических моделей, возможности повышения производительности вычислений и т. д.), а также выбирать единицы измерения, используемые в проекте, и интегрировать в рабочую среду собственные программные приложения (расширения); 3 – панель Properties содержит описание свойств

выделенного в окне Project Schematic объекта. По умолчанию панель свойств скрыта и вызывается пользователем через контекстное меню выбранного объекта. Панель представляет собой таблицу из двух столбцов. В первом столбце перечисляются названия свойств, а во втором – их значения. Все свойства имеют некоторые значения, заданные по умолчанию. Если значение какого-либо свойства отображается на сером фоне, то оно не может быть изменено пользователем;

4 – панель Toolbox отображает все доступные модули и приложения, интегрированные в среду Workbench. Набор доступных модулей зависит от типа лицензии ANSYS.

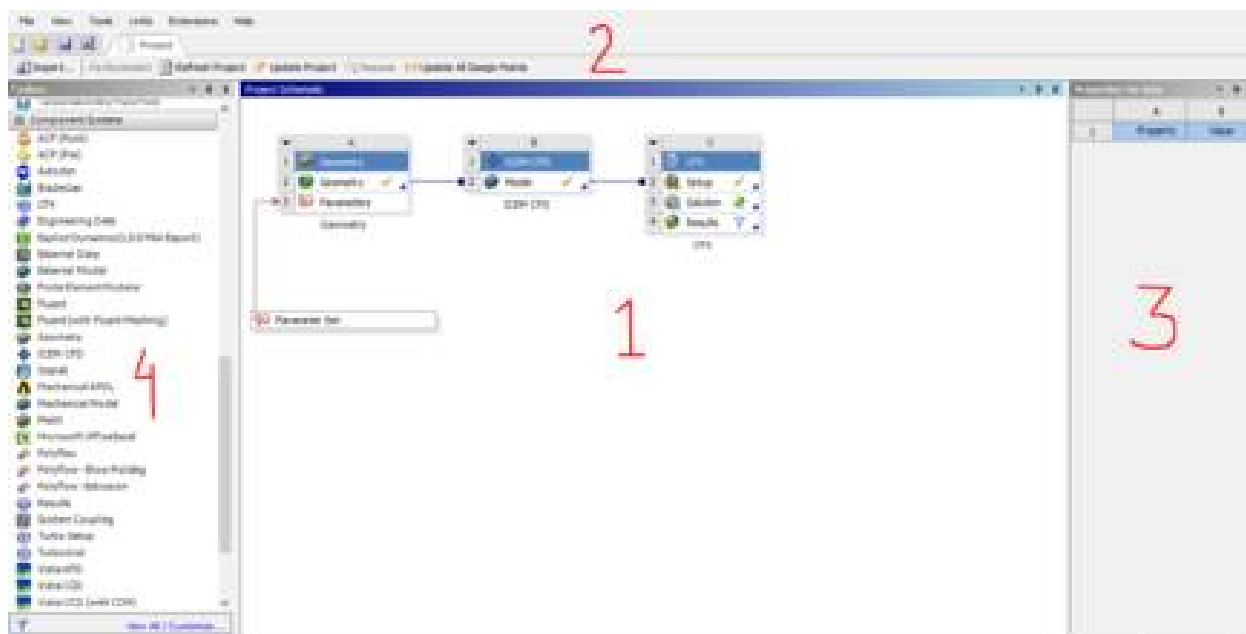


Рис. 3.5. - Пользовательский интерфейс Workbench

В данной работе использовались модули из раздела Component Systems панели Toolbox. Component Systems включает основные и вспомогательные модули, используемые при решении задач. Так, в рабочее пространство проекта может быть отдельно добавлен компонент для построения геометрической модели, постобработки результатов и т. д.;

Для решения задачи использовались следующие модули (по порядку использования)(рис. 3.6):

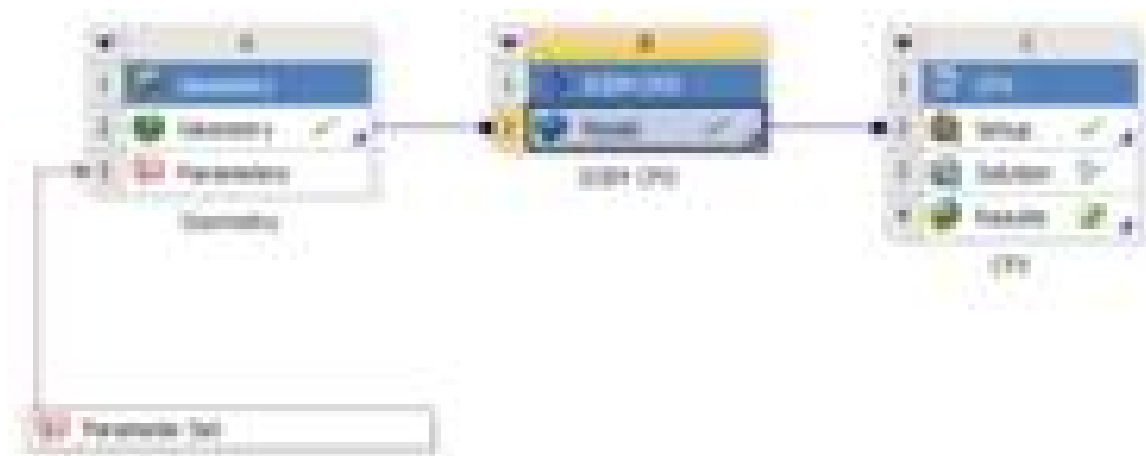


рис. 3.6.Рабочее пространство для решения задачи

1.) *Design Modeler* - (пункт Geometry в разделе Component Systems) – приложение для создания объектов геометрии. Также данный CAD может работать с геометрией из других CAD-комплексов. Для этого необходимо геометрическую модель, например, созданную в AutoCAD или SolidWorks сохранить в универсальном формате (.iges). После чего можно с помощью *Design Modeler*'а исправлять дефекты в геометрии, изменять или упрощать геометрическую модель.

2.) *ICEM CFD* – приложение, позволяющее создать расчетную сетку любого типа, от структурированной многоблочной сетки до неструктурированной гекса - или тетраэдрической или гибридной сетки. Кроме того, *ICEM CFD* может производить анализ расчетной сетки на качество её построения, имеет возможность коррекции подобластей сетки, если в этом есть необходимость. Созданная с помощью данного пакета сетка может быть использована при решении различных классов задач: механика жидкостей и газов, механика деформируемого твердого тела, расчет электромагнитных полей, распределение теплового потока и др. где используются методы конечных элементов (или методы конечных объемов). Сеточная область также может

быть импортирована пользователем в другие модули ToolBox, а также в другие программные пакеты, для решения поставленных задач.

3.) Пакет ANSYS CFX – это универсальная CFD (Computational Fluid Dynamics — вычислительная гидродинамика) система. Основные сферы применения данного пакета – гидро- и газодинамические процессы. CFX предназначен для решения задач гидродинамики, а также задач сопряженного теплообмена. Позволяет моделировать широкий спектр физических процессов в жидкостях и газах, таких как нестационарность, турбулентность, многокомпонентность и многофазность среды, химические реакции, радиационное излучение, акустические волны и т. д. Хорошо зарекомендовал себя в задачах турбомашиностроения, где необходимо моделирование течений жидкостей и газов в условиях вращающихся механизмов.

### 3.3 Создание геометрии

Создание геометрии производилось в модуле Design Modeller, рабочая область которого показана на рис. 3.7.

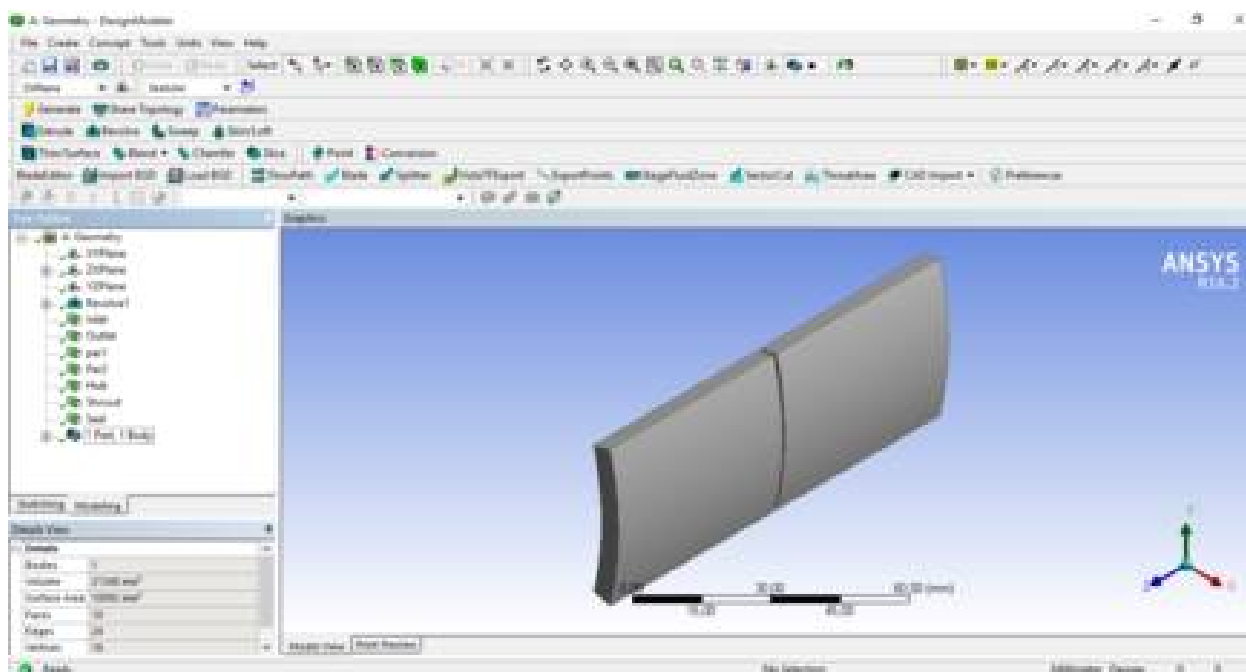


Рис. 3.7. Интерфейс модуля Design Modeller

Камеры для расчётов потока были построены по исходным чертежам(рис.3.8, 3.9, 3.10, 3.11)

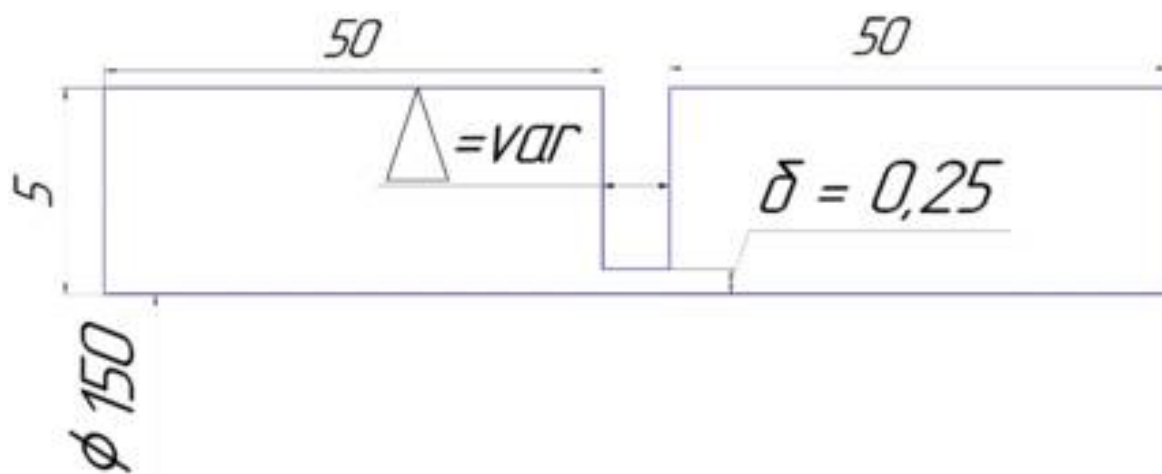


Рис. 3.8. Чертеж камеры для гребня 1 типа

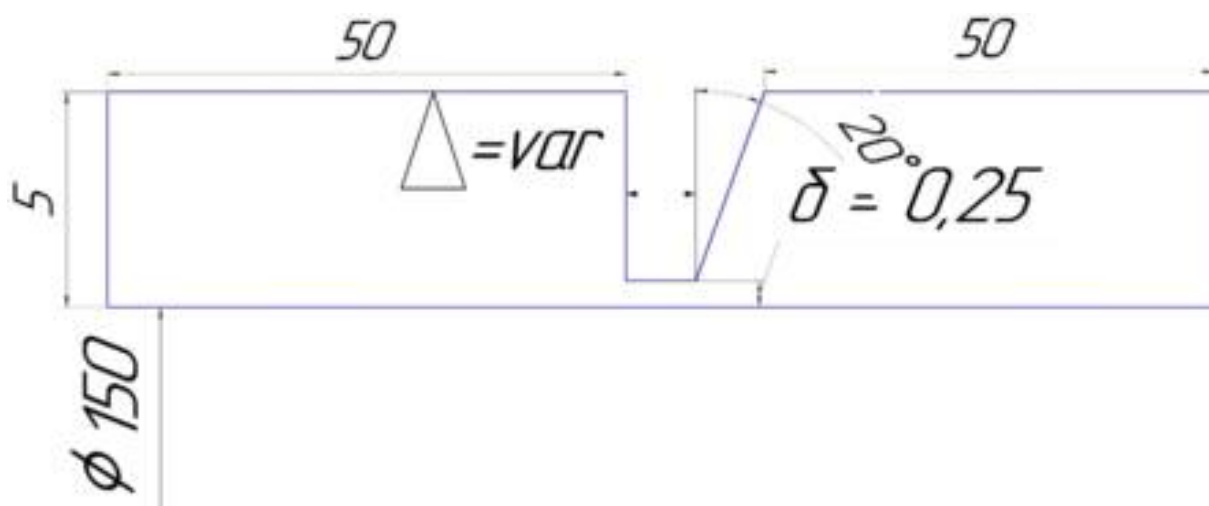


Рис. 3.9. Чертеж камеры для гребня 2 типа

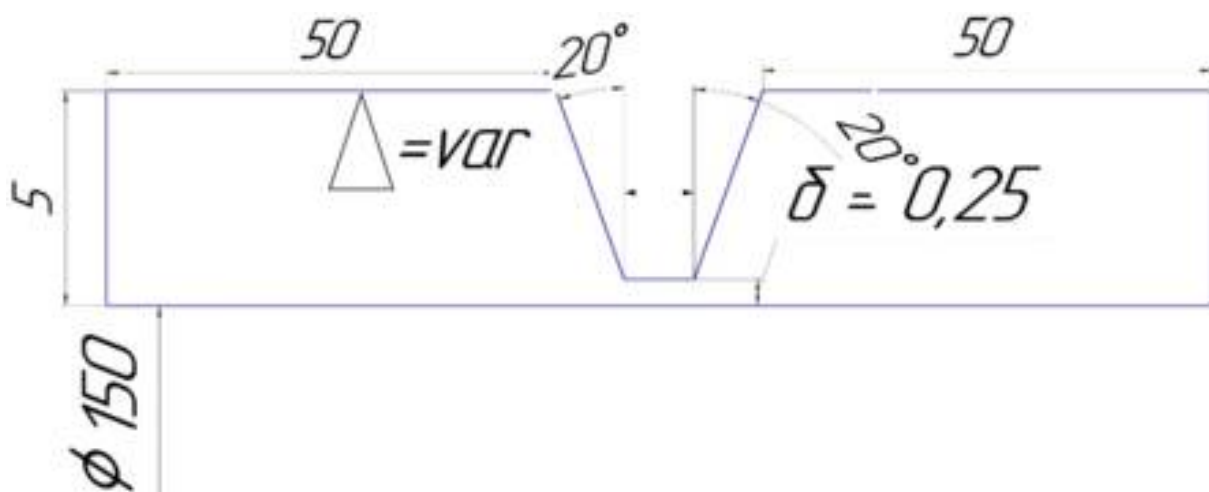


Рис. 3.10. Чертёж камеры для гребня 3 типа

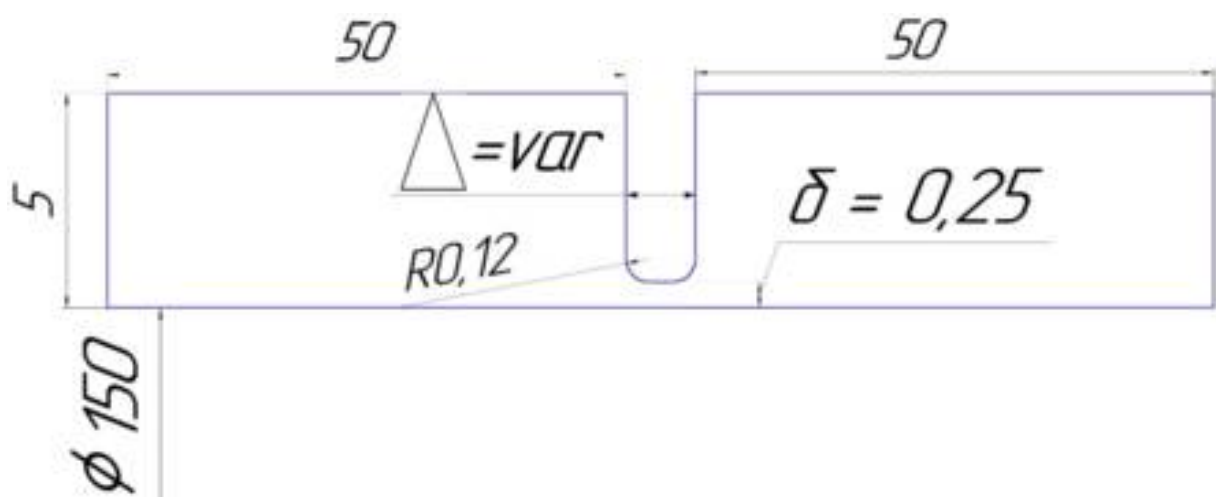


Рис. 3.11. Чертёж камеры для гребня 4 типа

Для построения создаём sketch, в котором создаём эскиз образмеренной камеры гребня,(рис. 3.12)

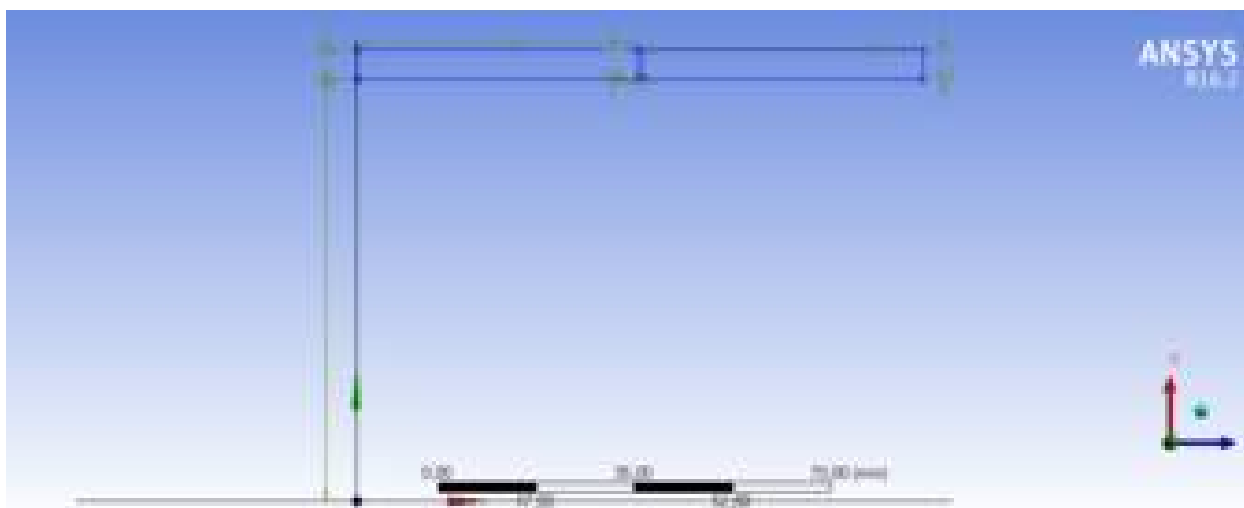


Рис. 3.12. Образмеренный эскиз камеры гребня 1-ого типа

Построение камеры ведется с использованием метода "Revolve" (вращение) позволяющего производить создание путем задания величины угла поворота сечения вокруг выбранной оси. В данном случае наш эскиз вращался вокруг оси z на  $30^{\circ}$

Построение геометрии производилось с допущением, что задача – осесимметричная, таким образом строится и рассматривается модель сектора камеры, который составляет 1/12 её части(рис.3.13), что позволит в дальнейшем значительно сократить общее время расчёта в модуле ANSYS CFX

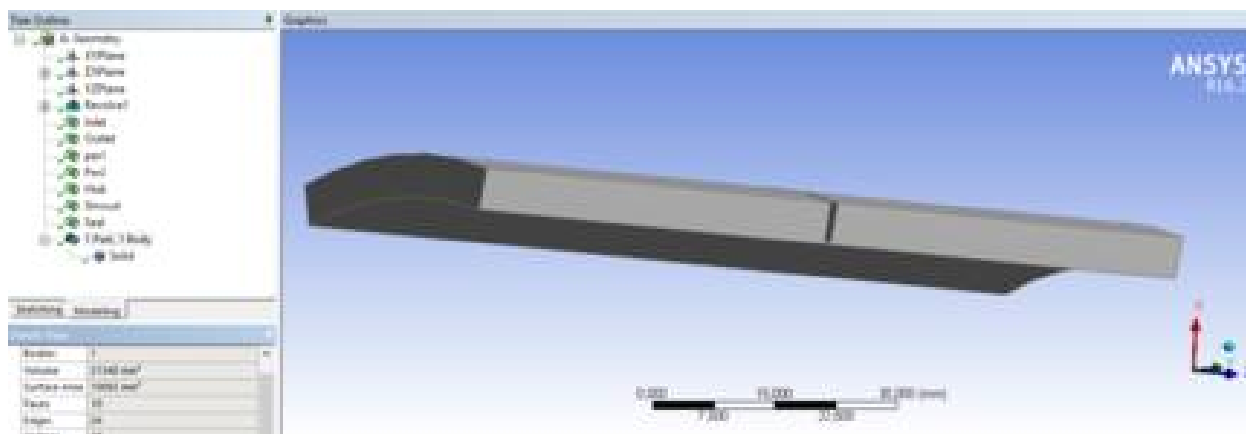


Рис. 3.13. Общий вид 3D модели

Так как все последующие камеры гребней одного типа отличаются друг от друга только величиной  $\Delta$ , эскиз был сделан параметрическим. Таким образом единожды построив 3D модель камеры для одного типа, нет необходимости заново строить геометрию, достаточно изменить параметрически заданный размер на необходимый в окне параметризации Workbench(рис 3.13). Изменение модели произойдёт в фоновом режиме, без необходимости запуска Design Modeller повторно, что существенно экономит время постановки задачи.



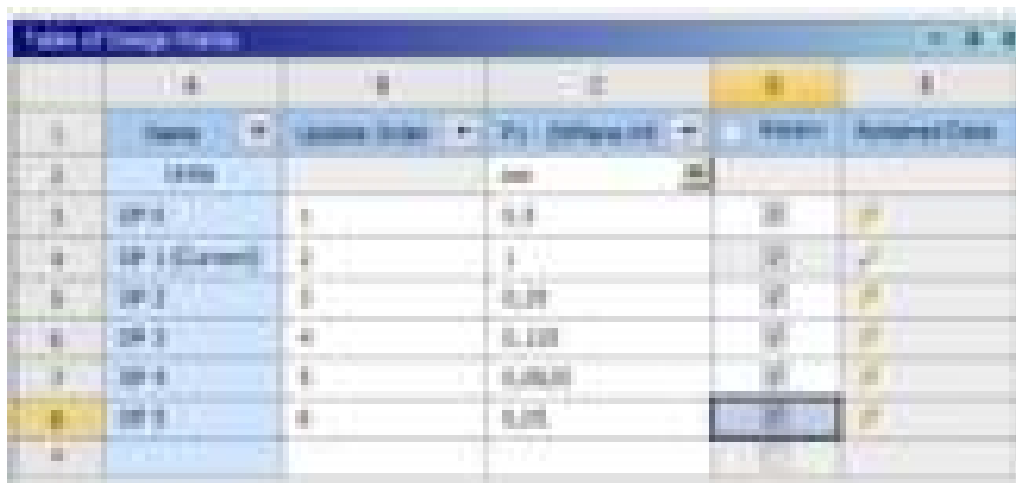


Рис. 3.13. Окно параметризации геометрии Workbench

### 3.4. Создание расчетной сетки

В данной работе была построена блочно-структурированная гесаэдрическая расчётная сетка, также называемая как структурированная (регулярная) сетки. (рис.3.14)

В тех случаях, когда множество сеточных узлов является упорядоченным расчетная сетка называется структурированной. Использование структурированных сеток (по сравнению с неструктурированными) позволяет, как правило, уменьшить продолжительность расчета и необходимый объём оперативной памяти ЭВМ. В то же время, процедура построения криволинейной регулярной сетки, как правило, требует больших затрат труда и ресурсов ЭВМ, по сравнению с процедурой построения нерегулярной сетки.

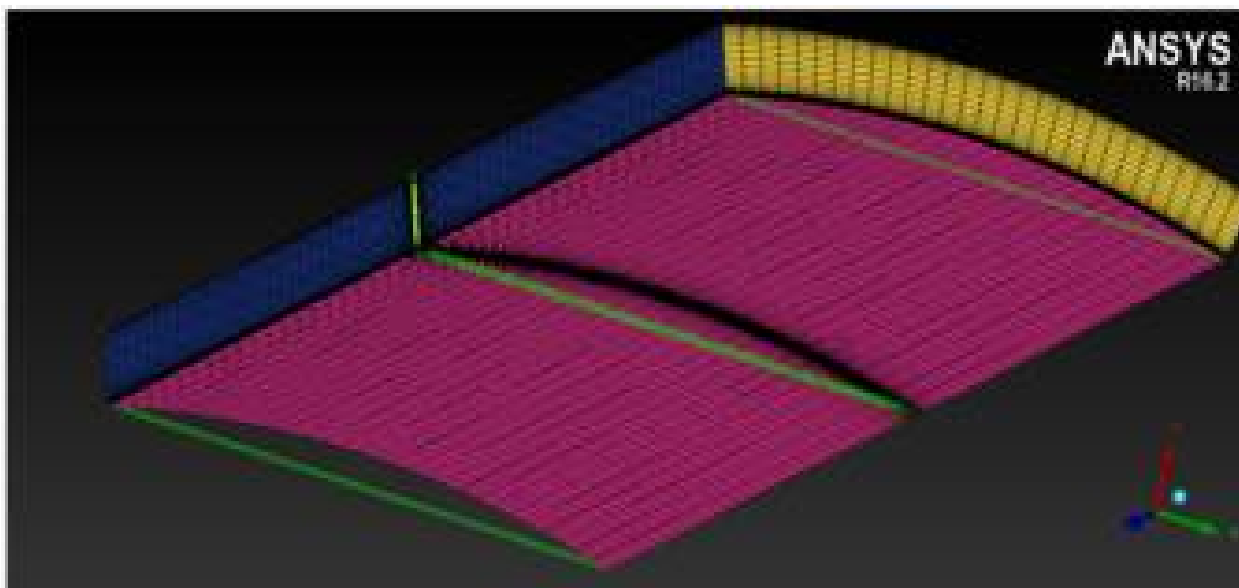


Рис.3.14. Созданная блочно-структурированная сетка.

Качество построенной сетки определялось с помощью встроенного инструмента в ICEM «Mesh Quality»(Рис. 3.15)

В данном случае критерием качества выступал минимальный угол расчётного блока «Min Angle». Для хороших сеток его величина обычно составляет не более 30 град.



Рис. 3.15. Оценка качества сетки по минимальному углу

При построении расчётной сетки учитывались условия в пристеночных областях определяемых выбором модели турбулентности. При описании турбулентности низкорейнольдсовым методом (модели SST,  $k-\omega$ , Spalart-Allmaras, BSL), а у стенки первый расчетный узел расчетной сетки должен попадать в область логарифмического слоя; значение  $y^+$  не должно превышать 2.

В данном случае минимальный пристеночный узел имеет размер 0,03 мм. На рис. 3.16 показан пристеночный слой.

Количество ячеек в нашем случае

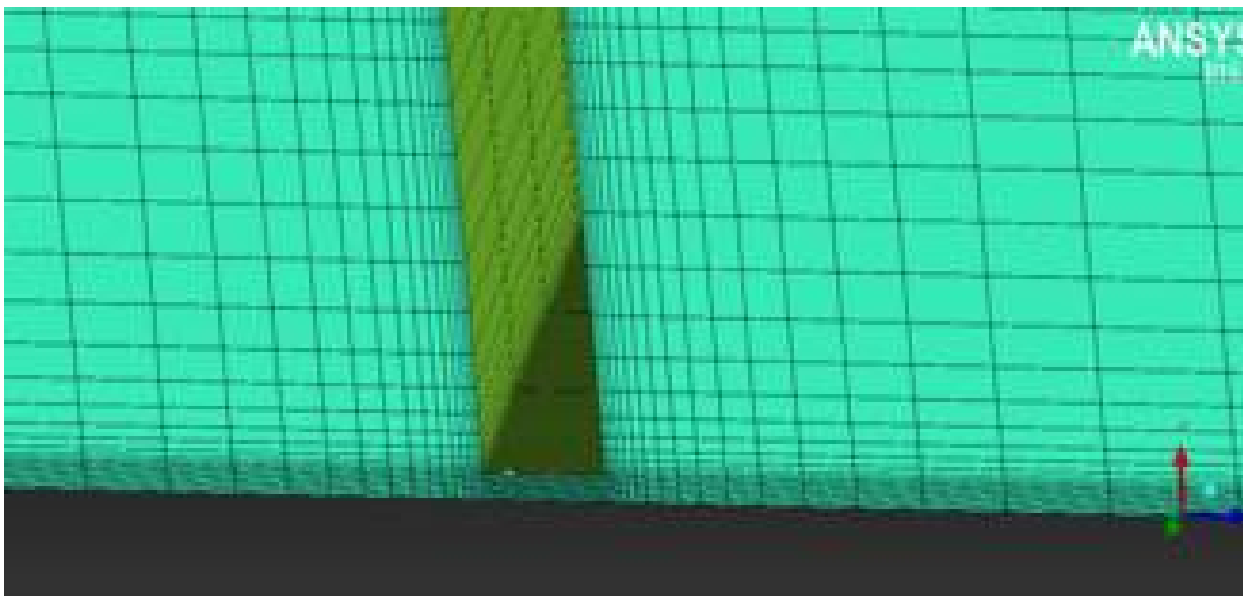


Рис. 3.16. Пристеночный слой расчётной модели

### 3.5. Задание граничных условий

Численный эксперимент проводился в модуле CFX, задание условий проводилось в подмодуле Setup.

Задавалась стационарная постановка задачи (Steady State) с дозвуковым течением (Subsonic) идеального газа (Air Ideal Gas). В закладке Heat Transfer (передача тепла) включались опции Total Energy (полная энергия).

На поверхности Inlet, через которую поток входит в расчетную область задавалось полное давление и полная температура потока, такие что соответствуют условиям моделируемого эксперимента. На поверхности Outlet, через которую поток выходит из расчетной области, задавалось значение среднего статического давления. Исходные данные для задания граничных условий указали в техническом задании.

Остальным поверхностям, таким как: SHROUD, HUB, SEAL – были присвоены свойства стенки WALL, свойствами которой являются – непроницаемость, прилипание к этим поверхностям молекул газа, , полное покрывание пограничным слоем бугорков и выступов шероховатости твердой стенки.

Так как в задаче рассматривается только сектор камеры гребня (1/12 часть), то на боковых поверхностях задаётся Domain Interface «per», который определяет боковые стенки как проницаемые, связанные друг с другом по оси Z таким образом, что значения параметров потока в соответствующих узлах расчетной сетки совпадают.

При постановке задачи задавалось количество выполняемых решателем итераций во вкладке Solver Control равным 200. А также временной коэффициент TimeScale Control – управляющий масштабом времени, от которого зависит сходимость решения. Было установлено значение опции TimeScale Factor = 1. При моделировании задачи такая настройка регулирует и контролирует учёт нестационарных явлений(зависящих от времени). Причём значения увеличивают учет нестационарности, большие – уменьшают. Учтено, что при решении стационарной задачи, учет нестационарных явлений в большей степени играет негативную роль, потому что задача может и не сойтись вовсе. При неправильном определении Timescale Factor решение может не сойтись вовсе.

На рис. 2.14 представлена модель с заданными граничными условиями.

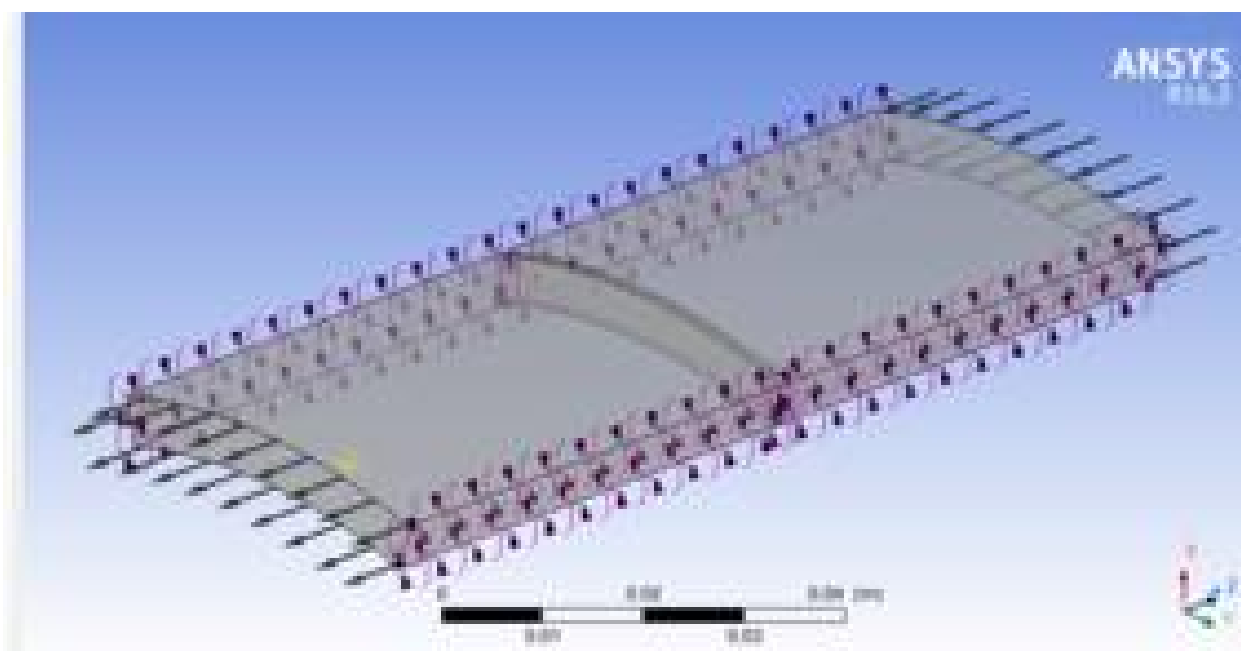


Рис.2.14 Модель в препроцессоре Setup CFX

Опцией Output Control была задана пользовательская точка для отслеживания полного значения полной температуры (Total Temperature) в процессоре решения Solver CFX.

Также была определена модель турбулентности, по которой производлся расчёт модели.

### 3.6. Процесс расчёта

Все расчеты проводились на вычислительных мощностях Суперкомпьютерного Центра «Политехнический». Решение проводилось в подмодуле CFX Solution. Решение показало хорошую сходимость, об этом можно судить по графику представленному ниже(рис. 2.15).

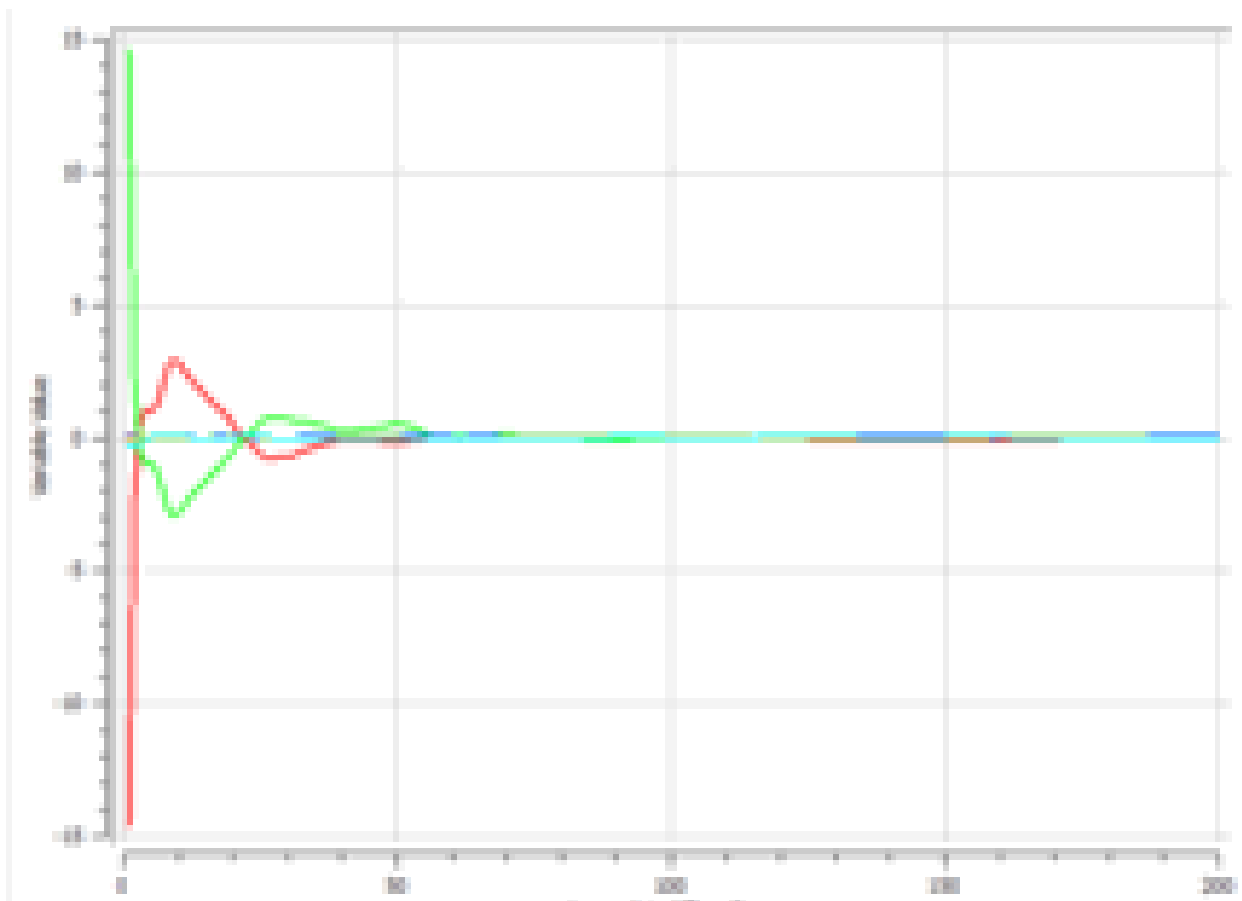


Рис.2.15. Сходимость решения

## 4. Расчётные исследования модели

### 4.1. Картина течения в камере гребня уплотнения, распределение давлений

Для качественного анализа решения задачи течения в камере гребня рассматривается картина полученная в постпроцессоре CFX Results. Рассматривается течения в камерах каждого типа при различных значениях толщины гребней.

Наглядное представление решения задачи представлено ниже на рисунках 4.1 – 4.8.

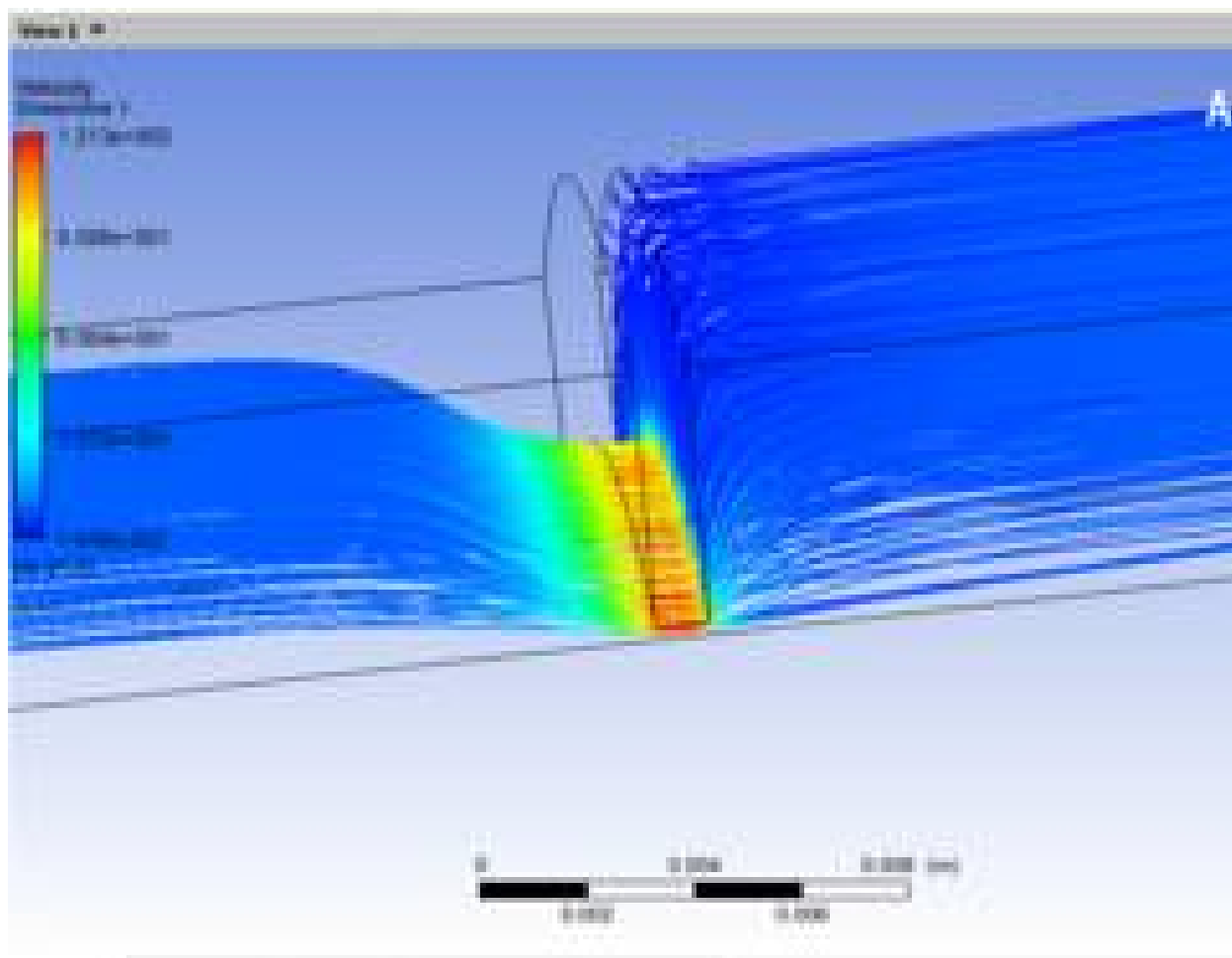


Рис. 4.1 Картина течения под гребнем 1 типа

Можно наблюдать плавные линии тока, без образования вихрей.

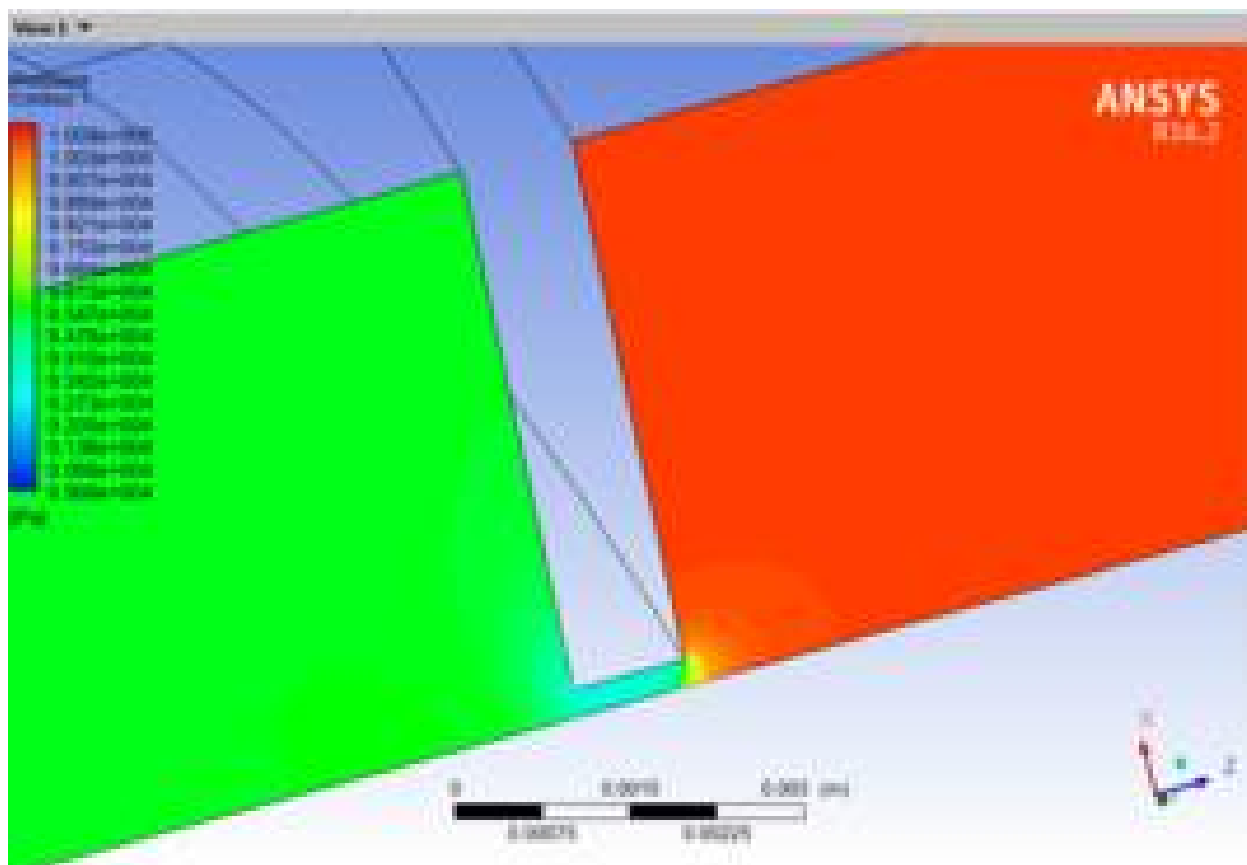


Рис.4.2. Распределение давления под гребнем 1 типа

Значительные изменения давления происходят в непосредственной близости гребня уплотнения, в то время как в зонах до «зубчика» давление почти не изменяется.

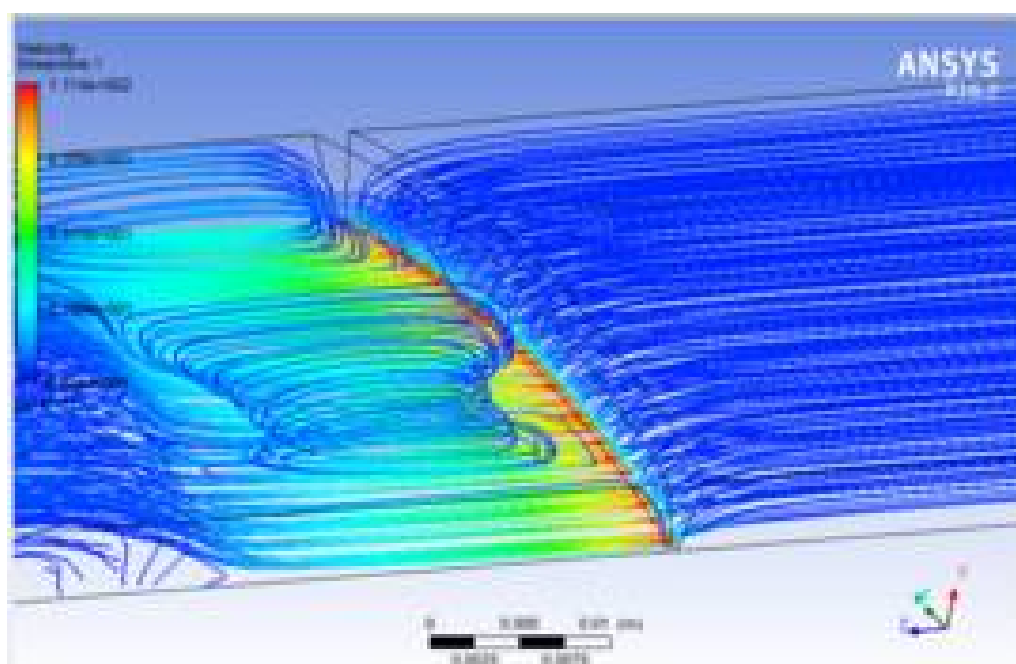




Рис. 4.3 Картина течения под гребнем 2 типа

Под гребнем 2 типа можно наблюдать образование вихрей за гребнем.

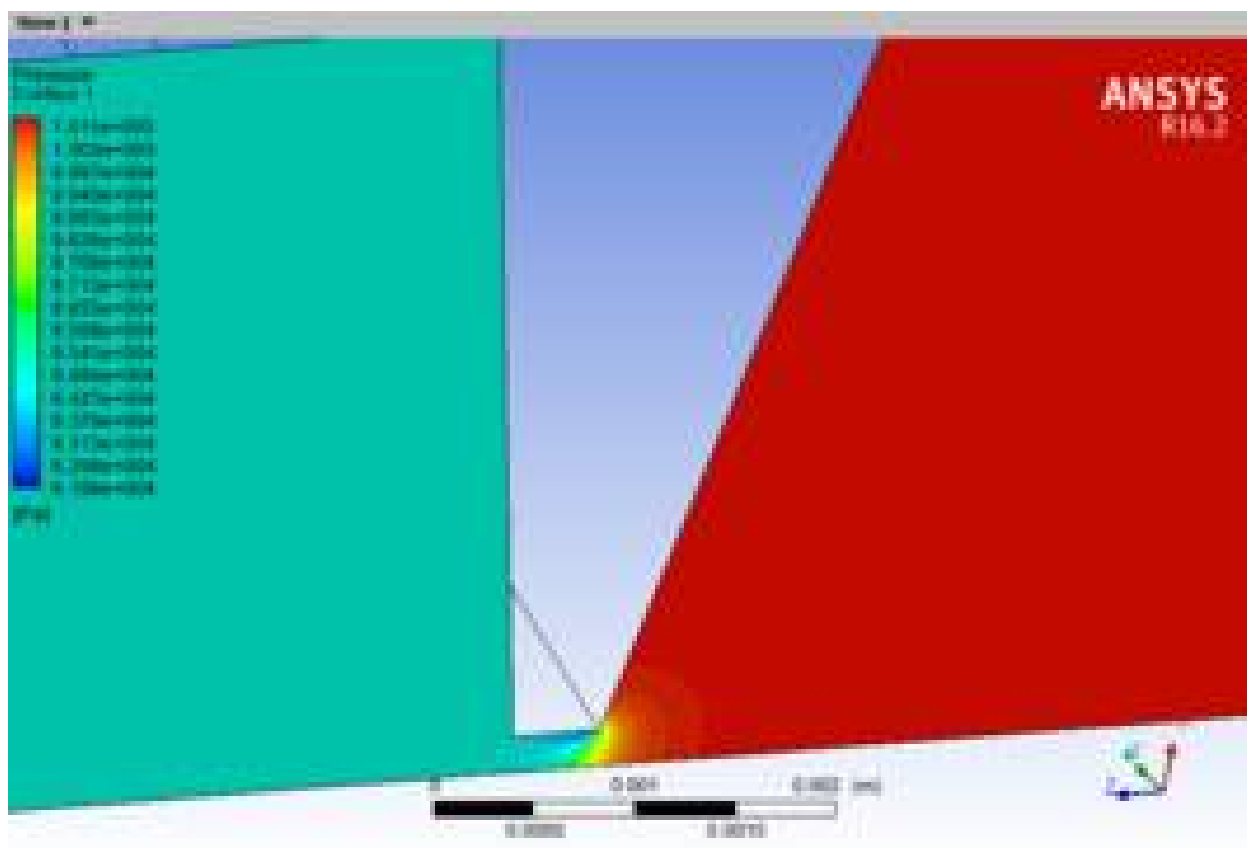


Рис.4.4. Распределение давления под гребнем 2 типа

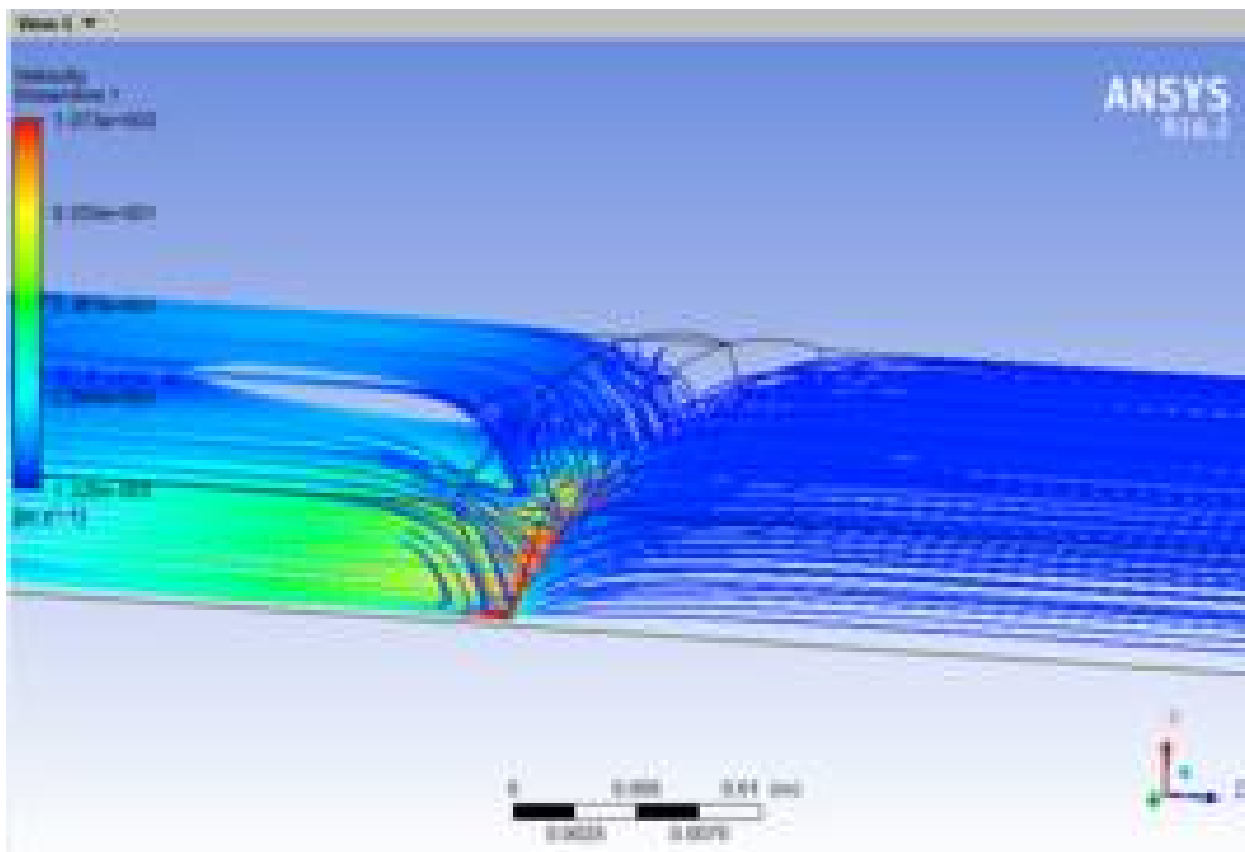


Рис. 4.5 Картина течения под гребнем 3 типа

Данная картина напоминает картину в камере 2 типа, но кривизна линий тока несколько больше.

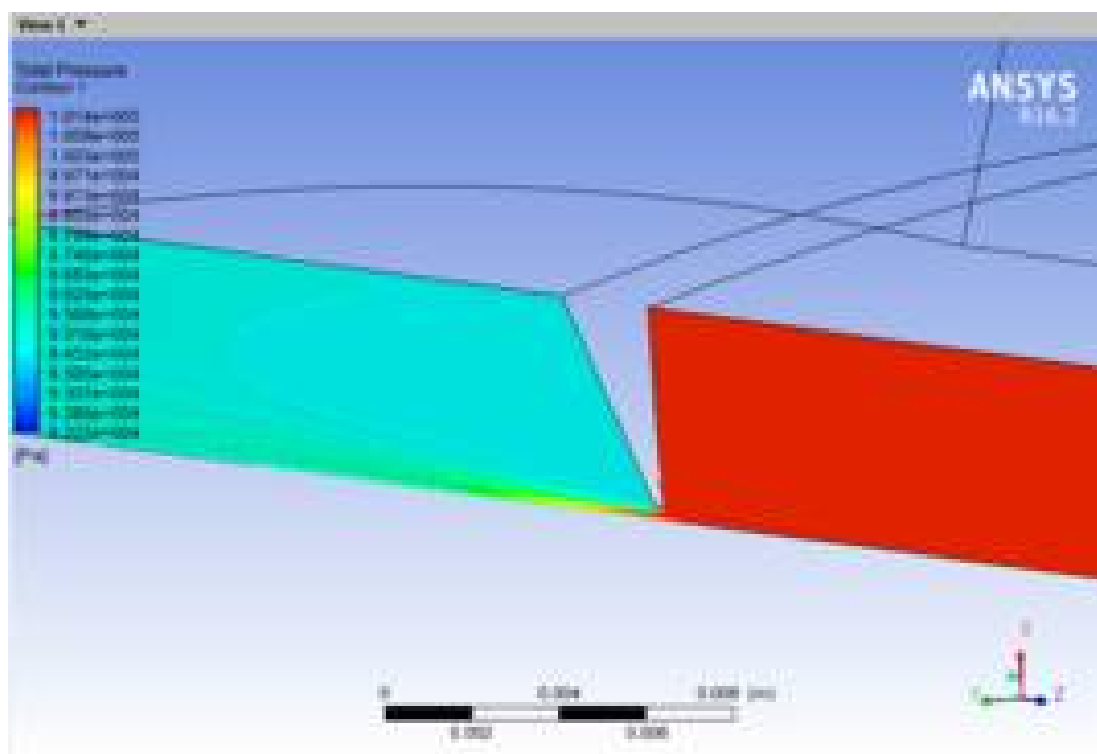


Рис.4.6. Распределение давления под гребнем 3 типа

Можно наблюдать слой под гребнем, в котором происходит уменьшение давления.

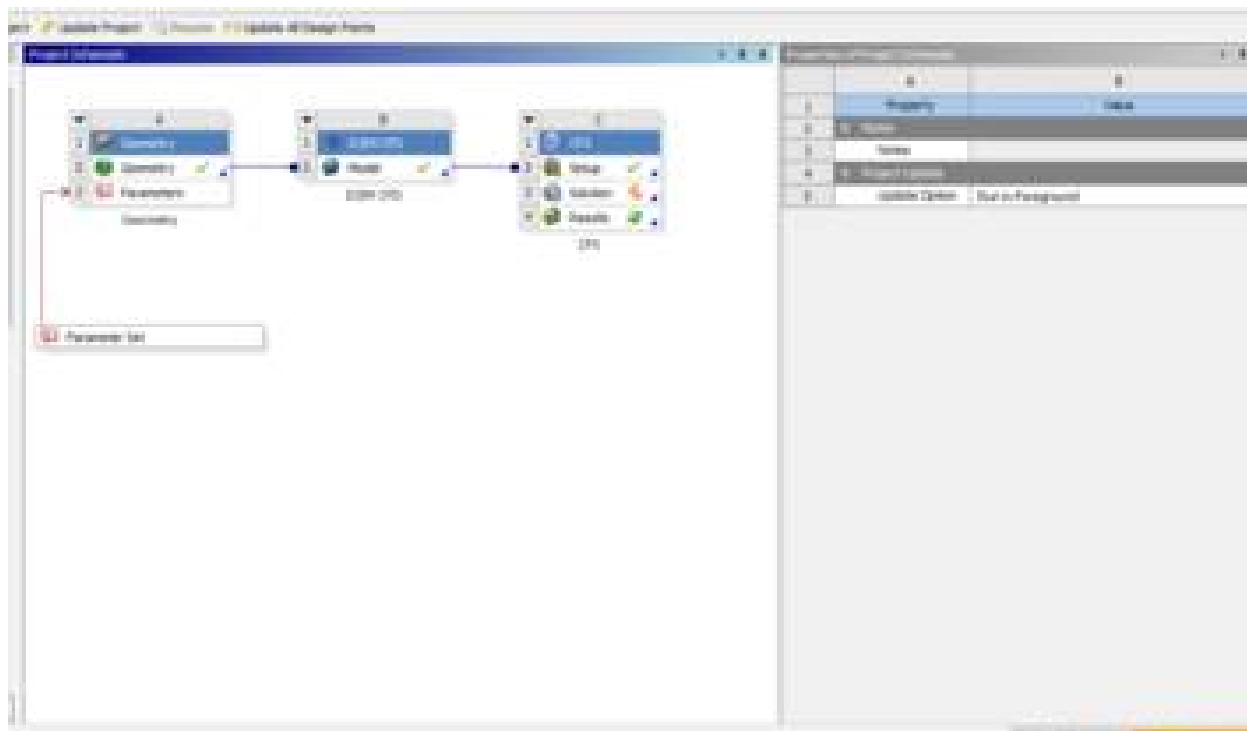


Рис. 4.7 Картина течения под гребнем 4 типа

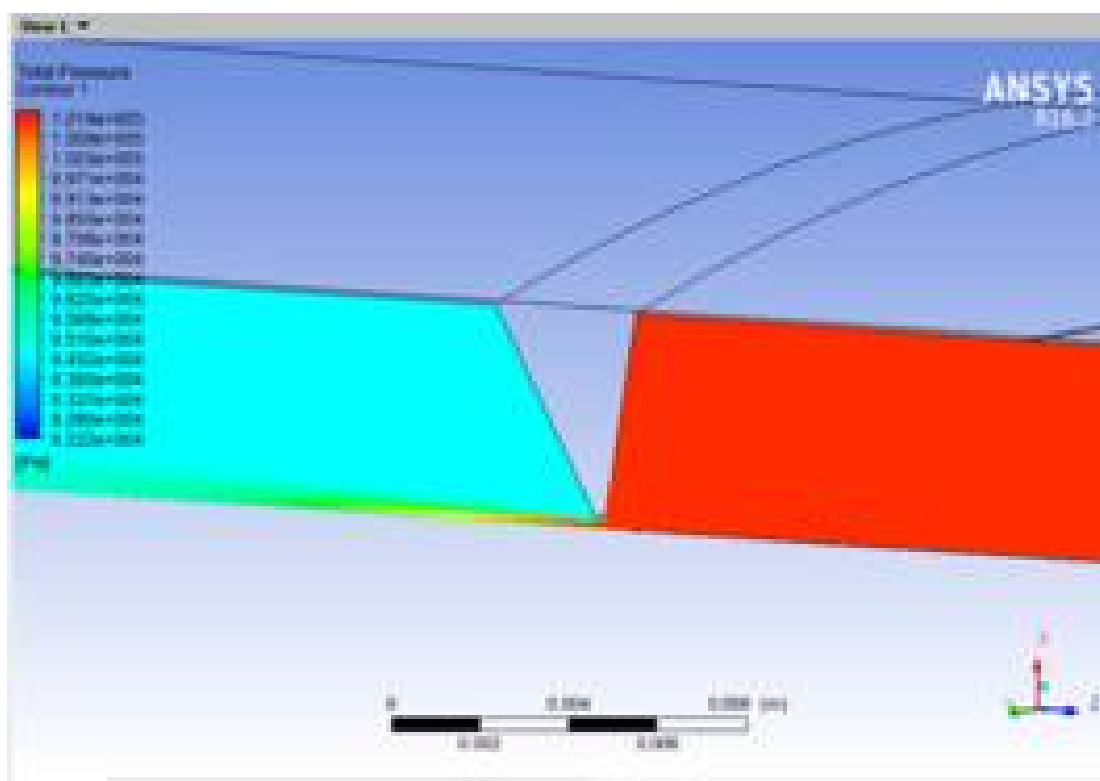


Рис.4.8. Распределение давления под гребнем 4 типа

## 4.2. Обработка полученных результатов.

Получение численных значений параметров математического моделирования эксперимента производится с помощью опции «table» в постпроцессоре CFX Results.

В данной работе проводится валидация опытных значений коэффициентов расхода для камер с гребнями различной формы.

Коэффициент расхода в осевом ступенчатом можно выражается из формулы А. Стодолы для расхода через это же уплотнение[]:

$$m = \mu S \sqrt{\frac{p_0^2 - p_z^2}{zRT_0}} \quad (4.1)$$

Где,  $\dot{m}$  – массовый расход,

$S$  – площадь щели под гребнем

$p_0, p_z$  - давления перед уплотнением, и за z-м гребнем уплотнения

$T_0$  – статическая температура на входе в уплотнение

$Z$  – количество гребней уплотнения

Выражая из формулы (3.1) коэффициент расхода  $\mu$  получим:

$$\mu = \frac{\dot{m}}{S \sqrt{\frac{p_0^2 - p_z^2}{zRT_0}}} \quad (4.2)$$

$\dot{m}, p_0, p_z, T_0$ , - эти параметры получают из программного расчёта

$Z = 1$ , так как в работе рассматривается камера только с 1 гребнем.

Площадь  $S$  определяется как:

$$S = \pi D_B \delta = 0,0001178 \text{ мм}^2$$

Где  $\delta = 0,25 \text{ мм}$

$$D_B = 150 \text{ мм}$$

По данным численного эксперимента были построены зависимости коэффициента расхода от относительной толщины гребня при ведении расчёта на различных моделях турбулентности.

Таблица 4.1. Зависимости коэффициента расхода от относительной толщины гребня **1** типа.

| $(\delta/\Delta)$ | $\mu(\text{Эксп})$ | $\mu(\text{SST})$ | $\mu(\text{k-}\omega)$ | $\mu(\text{Almaras})$ | $\mu(\text{BSL})$ |
|-------------------|--------------------|-------------------|------------------------|-----------------------|-------------------|
| 0,25              | 0,78070            | 0,771006          | 0,78710                | 0,7346                | 0,79105           |
| 1                 | 0,72306            | 0,689202          | 0,70475                | 0,6798                | 0,70637           |
| 2                 | 0,70131            | 0,671695          | 0,67169                | 0,6706                | 0,67219           |
| 3,9               | 0,67945            | 0,660238          | 0,66098                | 0,6571                | 0,66098           |
| 4,9               | 0,67734            | 0,658911          | 0,65992                | 0,6558                | 0,65944           |

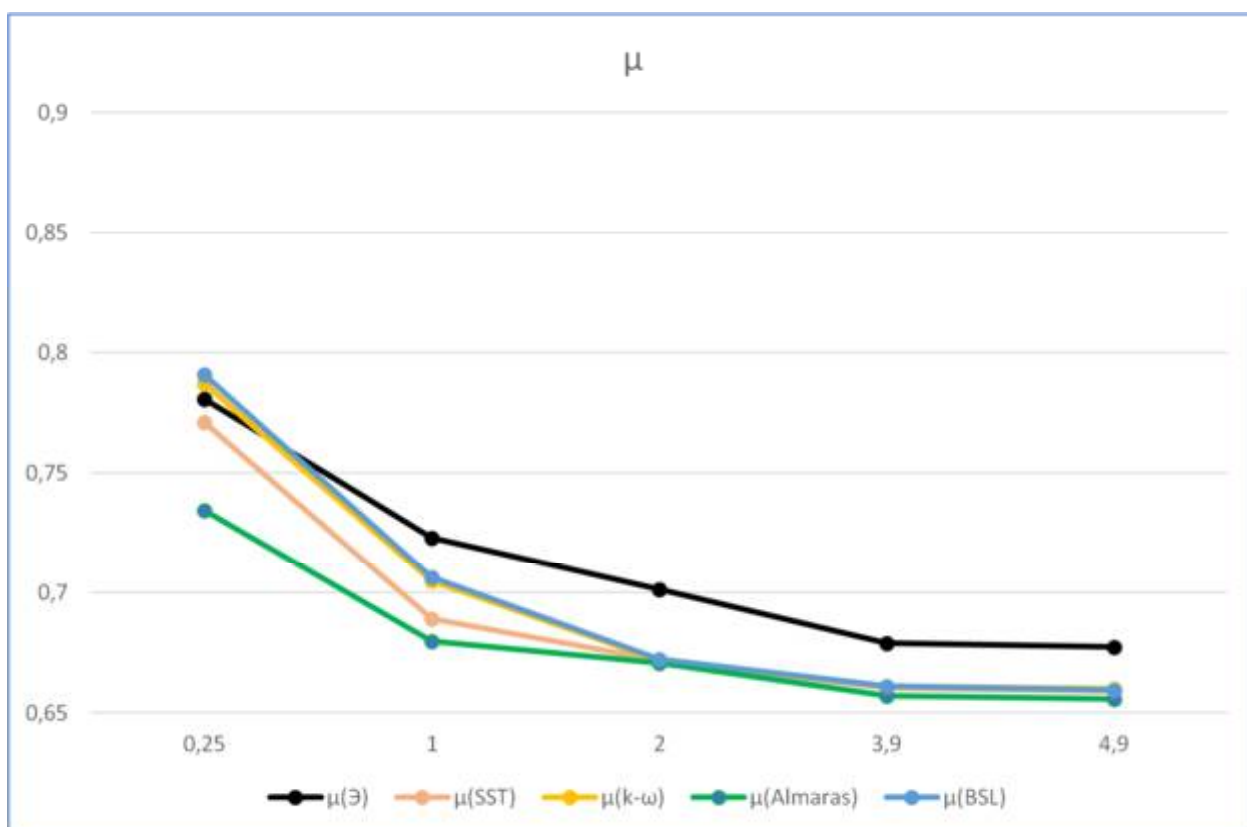


Рис.4.9. Зависимости коэффициента расхода от относительной толщины гребня **1** типа.

Наблюдаем следующую картину: Данные численного эксперимента имеют схожую характеристику с опытными значениями. Вычисленные значения коэффициента расхода несколько ниже экспериментальных или несколько ниже опытных в первой расчётной точке в зависимости от выбранной модели турбулентности.

Таблица 4.2. Значения коэффициента расхода от относительной толщины гребня **2** типа.

| (δ/Δ) | μ(Э)  | μ(SST) | μ(k-ω)  | μ( Spalart Almaras) | μ(BSL)      |
|-------|-------|--------|---------|---------------------|-------------|
| 1     | 0,738 | 0,689  | 0,70321 | 0,69732             | 0,704825896 |
| 2     | 0,712 | 0,669  | 0,67131 | 0,68142             | 0,6706404   |
| 3     | 0,692 | 0,663  | 0,66357 | 0,6714              | 0,664       |

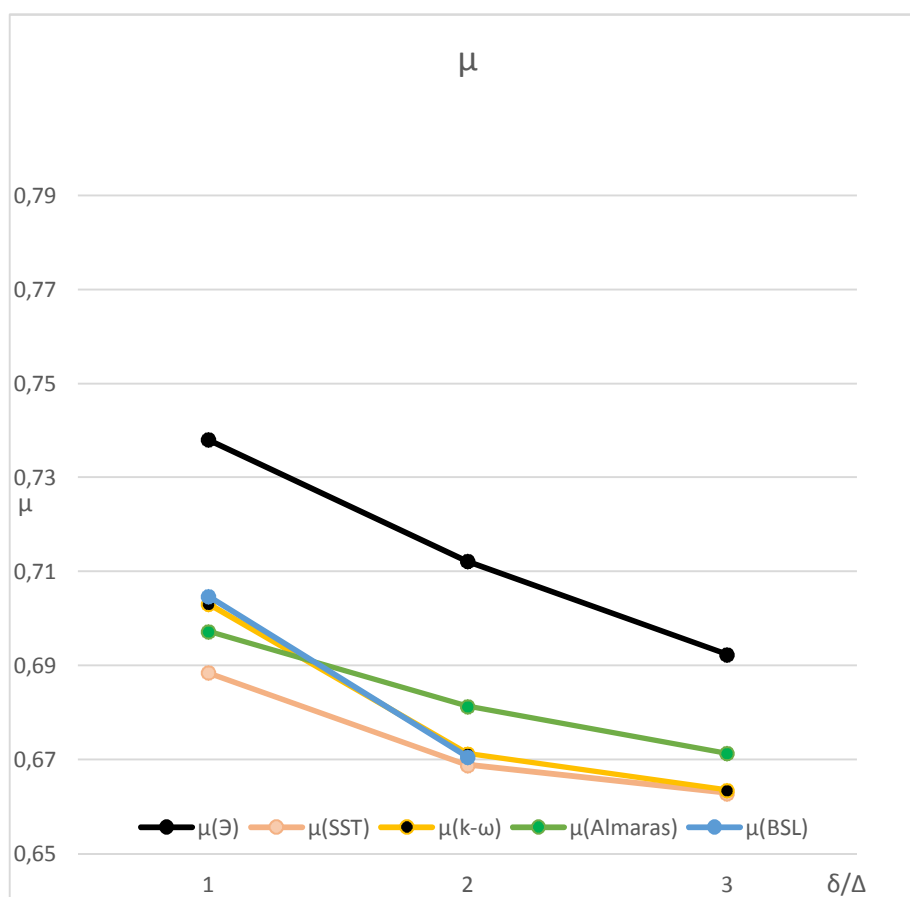


Рис.4.10 Зависимости коэффициента расхода гребня 2 типа.

Наблюдаем следующую картину: при уменьшении относительной толщины гребня уплотнения, коэффициент расхода уменьшается. Данные численного эксперимента имеют схожую характеристику с опытными значениями. Вычисленные значения коэффициента расхода несколько ниже экспериментальных.

Таблица 4.3. Значения коэффициента расхода от относительной толщины гребня 3 типа.

| (δ/Δ) | μ(Э)   | μ(SST)   | μ(k-ω) | μ(Almaras) | μ(BSL) |
|-------|--------|----------|--------|------------|--------|
| 1     | 0,8061 | 0,75013  | 0,7592 | 0,7533     | 0,7594 |
| 2     | 0,7583 | 0,736193 | 0,74   | 0,7311     | 0,7385 |
| 3     | 0,7408 | 0,728628 | 0,7326 | 0,7205     | 0,7318 |

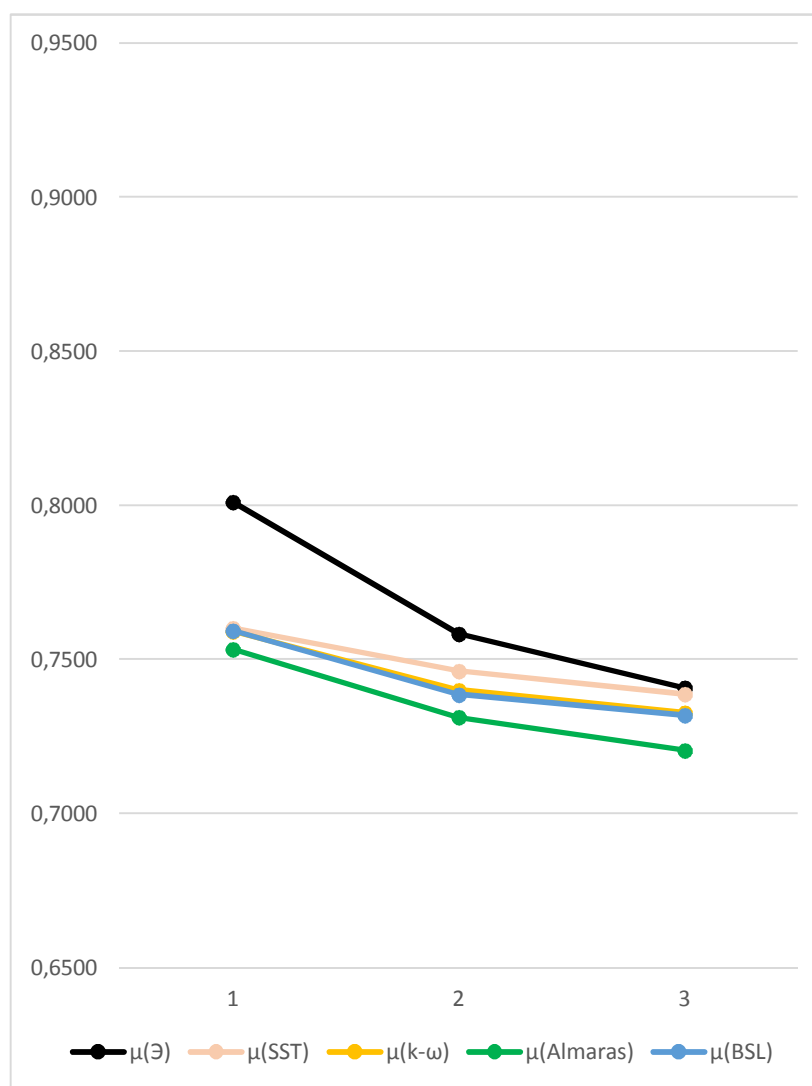


Рис. 4.11. Зависимости коэффициента расхода для гребня **3** типа.

На данном графике наблюдается похожая характеристика: при уменьшении относительной толщины гребня уплотнения, коэффициент расхода уменьшается. Вычисленные значения коэффициента расхода несколько ниже экспериментальных.

Таблица 4.3. Значения коэффициента расхода от относительной толщины гребня **4** типа.

| $(\delta/\Delta)$ | $\mu(\text{Э})$ | $\mu(\text{SST})$ | $\mu(\text{k-}\omega)$ | $\mu(\text{Almaras})$ | $\mu(\text{BSL})$ |
|-------------------|-----------------|-------------------|------------------------|-----------------------|-------------------|
| 0,25              | 0,9765          | 0,93115           | 0,9202                 | 0,9356                | 0,9262            |
| 1                 | 0,9515          | 0,900652          | 0,9048                 | 0,9065                | 0,9106            |



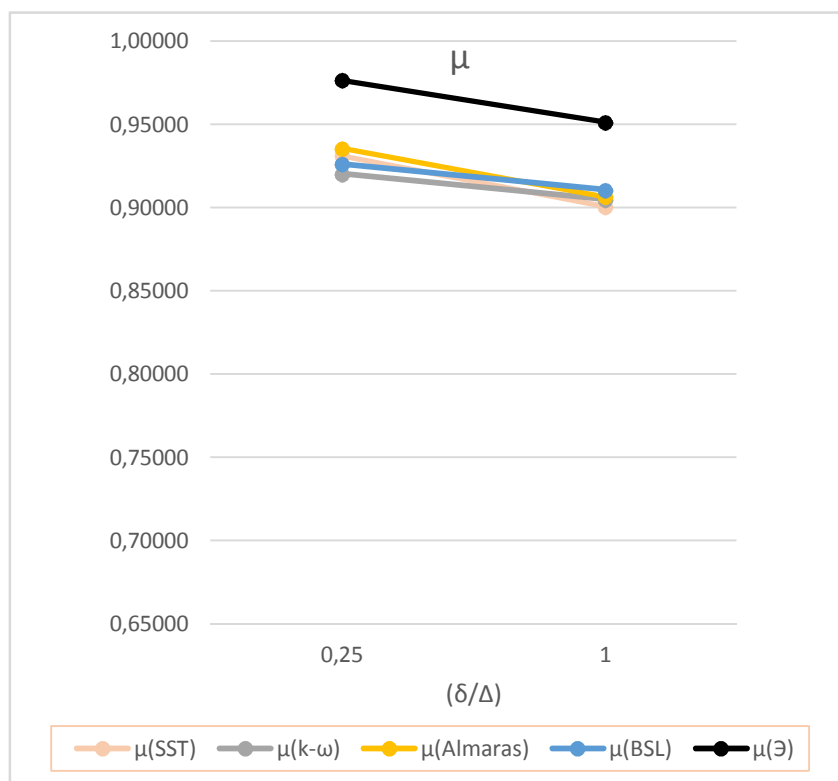


Рис.4.12. Зависимости коэффициента расхода для гребня 4 типа.

На данном графике наблюдается похожая характеристика: при уменьшении относительной толщины гребня уплотнения, коэффициент расхода уменьшается. Вычисленные значения коэффициента расхода несколько ниже экспериментальных. Отличительно то, что коэффициент расхода через гребень 4 типа принимает наибольшее значение. Это связано с тем, что гребень имеет скругления.

## Заключение

При проведении работы производились газодинамические математические расчёты течения идеального газа в камерах с гребнями уплотнений 4 различных типов с различными относительными их толщинами в программе Ansys CFX

В ходе работы были созданы 3D модели экспериментальных камер с гребнями. Построены расчётные блочно-структурированные сетки с сгущениями в непосредственной близости к пограничному слою. Все расчёты течения во всех камерах были выполнены на одном расчётном режиме с одинаковыми параметрами рабочего тела, с варьированием относительной толщины гребня  $\delta/\Delta$ , но постоянным  $\delta = 0,25\text{мм}$  зазором. Течение было смоделировано на различных моделях турбулентности:

- SST (Share Stress Transport)
- k- $\omega$
- BSL(Baseline Model)
- Spallart Allmaras

На основании полученных данных и построенных характеристик можно сделать вывод, что результаты расчёта качественно хорошо соотносятся с результатами эксперимента. Целью данной работы являлась верификация реального эксперимента и определение характеристики коэффициента расхода с помощью вычислительной газодинамики. Данная цель была достигнута.:

Расчет течения качественно хорошо соотносится с экспериментом.

Количественно результаты эксперимента несколько меньше чем данные, полученные опытным путём. Наиболее точно соотносятся с экспериментом результаты расчёта 1 и 3 типа гребней Максимальное отклонение от результатов эксперимента составило 6.3%. Погрешность составляет от 2% до 5%. Это, возможно, связано с тем, что не было учтено

влияние шероховатости твердых поверхностей на газодинамические характеристики течения рабочего тела в пристеночной зоне, также не были учтены нестационарные процессы

Важно отметить, что величина протечки через лабиринтное уплотнение зависит от относительно толщины гребня. Чем он тоньше, тем меньше получался коэффициент расхода.

Анализируя результаты расчета камер 1 и 4 типов, можно сделать вывод о том, что скругление кромки гребня ведет к существенному увеличению коэффициента расхода. Так как при острой кромке гребня создается эффект сужения струи, что уменьшает расход.

## Литература

1. Самойлович Г.С. Гидрогазодинамика: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Турбостроение», 1990
2. Ю.В. Кожухов, А.М. Данилишин, А.А, Лебедев Можелирование рабочего процесса в неподвижных элементах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики.СПб.: Издательство Политехнического университета, 2015.
3. <http://www.ansys.com/>
4. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. 271 с.
5. ANSYS Inc., ANSYS CFX 17.0 "Users Manual", 2017.