

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
« ___ » _____ 2019 г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ОБРАТНЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТАХ МАЛОРАСХОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ С ДАВЛЕНИЕМ НА ВСАСЫВАНИИ 40 АТМОСФЕР

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.

А. А. Лебедев

Консультант
асс. асп.

И. С. Янин

Санкт-Петербург
2019
СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Глава 1. Постановление задачи.....	7
1.1. Состояние проблемы исследования ОНА малорасходных центробежных компрессорных ступеней.....	7
1.2. Описание установки.....	9
1.3. Описание объекта исследования.....	11
1.4. План проведения работ.....	14
1.5. Программный комплекс ANSYS CFX 18.0.....	15
Глава 2. Моделирование течения в ANSYS CFX 18.0.....	17
2.1. Построение модели в DesignModeler.....	17
2.2. Построение расчетной сетки в модуле TurboGrid.....	18
2.3. Задание граничных условий в модуле CFX-Pre.....	19
Глава 3. Проведение расчетов и анализ результатов.....	21
3.1. Изменение числа лопаток z лопаточной решетки ОНА.....	21
3.2. Изменение выходного угла потока.....	27
3.3. Объединение оптимального числа лопаток с оптимальным углом выхода потока.....	29
3.4. Изменение радиуса R6 hub.....	31
Заключение.....	34
Список источников.....	35

ВВЕДЕНИЕ

Компрессорами называются энергетические машины, предназначенные для сжатия и перемещения газообразных веществ.

На данный момент времени компрессорная установка является неотъемлемым элементом почти на любом крупном производстве, а также широко используется в различных отраслях промышленности, таких как: нефтяная, газовая, химическая, и пр.

По различным признакам все компрессоры подразделяются на типы. По принципу действия (принципу сжатия газа) все компрессорные агрегаты делятся на два типа: динамического и объемного действия. Каждый из них в свою очередь также делится на подтипы: компрессоры динамического действия на турбокомпрессоры и струйные; объемного действия - на поршневые, мембранные и роторные соответственно.

В машинах объемного действия используется принцип периодического уменьшения объема рабочего тела.

В машинах динамического действия сжатие происходит за счет создания непрерывного ускорения в потоке газа, в результате подвода механической энергии от привода, а также последующего его взаимодействия с рабочими колесами, установленными на роторе.

Центробежным называется такой компрессор (далее ЦК), в котором давление газа повышается за счет его взаимодействия с подвижными и неподвижными лопаточными решетками, при этом рабочее тело перемещается в радиальном направлении.

Компрессорные установки центробежного типа имеют широкий диапазон характеристик, при всём своем многообразии они могут различаться по техническому оснащению, но состоят они как правило из основных элементов, входящих в стандартное оснащение. ЦК обычно имеют такие элементы, как: всасывающий патрубок, рабочее колесо (РК), лопаточный или

безлопаточный диффузор (ЛД или БЛД), поворотное колено (ПК), обратно-направляющий аппарат (ОНА), выходное устройство.

РК является основным и неотъемлемым элементом ступени ЦК, оно представляет собой диск с установленными на нём лопатками аэродинамической формы, вращающийся вместе с ротором компрессора. В РК механическая энергия, полученная от двигателя, преобразуется в потенциальную энергию давления газа. Неподвижные элементы, такие как БЛД и ОНА, предназначаются для преобразования кинетической энергии в потенциальную энергию давления. Они также служат для создания правильного направления потока, при подводе его к РК следующей ступени. Диффузор представляет собой канал, в котором происходит замедление потока. Динамический напор от РК преобразуется в статический. ОНА является последним, выходным элементом проточной части промежуточной ступени ЦК, и состоит как правило из трех элементов: осесимметричного поворотного колена (ОПК), лопаточного аппарата (ЛА) и выходного кольцевой конфузор (ВКК). Назначение ОНА – подвод выходящего из диффузора газа ко входу в РК следующей ступени. ОПК используется для изменения “центробежного” направления потока на “центростремительное”, при этом в меридиональной плоскости поток разворачивается на 180° . ЛА в свою очередь уменьшает закрутку потока, выходящего из диффузора до нулевого значения, обеспечивая таким образом отсутствие закрутки потока на входе в РК последующей ступени. ВКК – в меридиональной плоскости поворачивает поток на 90° и используется непосредственно для подвода газа к РК следующей ступени. [3]

Центробежные компрессоры высокого давления (далее ЦК ВД) имеют ряд преимуществ, по сравнению с другими типами компрессорных машин. Основными преимуществами являются: равномерность нагнетания, большая надежность, вместе с меньшими массогабаритными показателями, а также отсутствие загрязнения рабочего тела маслом.

Актуальность темы

В настоящее время ЦК ВД являются весьма востребованными, в связи с постоянно увеличивающимися потребностями нефтяной и газовой отраслей. Основными областями применения ЦК ВД являются: закачка газа в подземные хранилища газа (ПХГ), закачка попутного нефтяного газа в пласт, нагнетание газа в магистральные газопроводы.

Развитие газовой отрасли сопровождается строительством новых трубопроводов, имеющих довольно большую протяженность, вследствие чего возникает необходимость в ГПА с ЦК. Кроме увеличивающейся потребности в ЦК ВД как таковых, также просматривается тенденция к постоянному увеличению мощности агрегатов, что в следствие позволяет увеличить производительность компрессора в целом (под производительностью компрессора понимается количество газа, нагнетаемое за единицу времени, [$\text{м}^3/\text{мин}$], [$\text{л}/\text{мин}$], [$\text{м}^3/\text{час}$]), при одновременном снижении себестоимости продукта.

Увеличение эффективности ЦК в целом, и снижение затрат на его работу является актуальной задачей на данный момент времени. Для решения этой задачи основные силы обычно направлены на модернизацию рабочего колеса, а неподвижные элементы зачастую остаются без должного внимания. Статорные элементы, такие как диффузор, поворотное колено и обратный направляющий аппарат оказывают меньшее влияние на производительность ЦК в целом, однако они также заслуживают внимания, ведь уменьшение потерь в них снизит общие потери ступени в целом. К тому же для малорасходной ступени влияние ОНА становится все более значительным, что является достаточным основанием для проведения комплекса научно-исследовательских работ, направленных на уменьшение потерь в данном элементе, что в итоге должно повлечь за собой увеличение эффективности ступени и компрессора в целом.

Цель и задачи работы

Целью данной работы является построение трехмерной параметрической модели ОНА центробежного компрессора на основании имеющейся геометрии ОНА кафедрального стенда СВД, а также дальнейшее исследование и оптимизация данного ОНА. Объектом исследования является модельная ступень – СВД-6. В данном ОНА имеют место значительные потери, так что задача состоит в том, чтобы оптимизировать данную модель, снизив потери. Модель построена в программном комплексе ANSYS, параметры для построения модели были взяты из эксперимента, проведенного на кафедре КВиХТ, СПбПУ.

Основными целями данной работы являются:

- Создание численной модели и ее верификация
- Расчет данного ОНА с различным числом лопаток
- Расчет течения и его анализ при различных углах выхода потока
- Расчет ОНА при увеличении радиуса R6 shroud
- Расчет коэффициента потерь при изменении числа лопаток
- Расчет коэффициента потерь при различных углах выхода потока
- Формулировка рекомендаций по оптимизации данного ОНА

Глава 1. Постановление задачи

1.1. Состояние проблемы исследования ОНА малорасходных центробежных компрессорных ступеней

Обратный направляющий аппарат – неподвижный элемент проточной части ЦК и состоит как правило из трех элементов: осесимметричного поворотного колена, лопаточного аппарата и выходного кольцевого диффузора.

ОНА, как элемент ступени ЦК ВД, оказывает существенное влияние на эффективность работы промежуточной ступени в целом. Со снижением расхода влияние ОНА становится более значительным. В силу того, что для высоко- и средне-расходных ступеней ОНА не играет такой значительной роли, исследования в этой области велись весьма ограничено, и, как следствие, число доступных работ по данной тематике невелико. [2]

В работе [4], посвященной CFD-моделированию и анализу характеристик неподвижных элементов проточной части центробежной компрессорной ступени, основные безразмерные параметры ПК и ОНА являются объектом исследования. Рассматриваются такие параметры, как размеры: b_5/b_4 , b_5/b_6 , R_s/b_4 , число лопаток $Z_{ОНА}$, и угол $\alpha_{л5}$.

В результате проведенных в работе [4] исследований были сформулированы некоторые рекомендации по проектированию ОНА для ступеней с умеренной быстроходностью:

- Число лопаток: 24...26;
- отношение b_5/b_4 : 1,5...1,7;
- входной угол лопаток: 30...34°;

Однако автор работы заявляет, что рекомендации были сформулированы исходя из результатов экспериментов на модельных ступенях и заводских испытаниях компрессоров, так что их нельзя рассматривать как систематические и исчерпывающие.

В работе [2] описывается исследование, в котором в серии испытаний изучалось влияние густоты решетки. Объектами исследования стали три базовых ОНА с $D_{5.отн} = 1,7$, отличающихся профилированием лопаток. В результате было выявлено, что минимальные потери для ОНА с числом лопаток $z=12\dots 18$ и углами входа и выхода равными 29° и 90° соответствуют варианту с $z=14$, при этом максимальная эффективность ступени изменялась на 5% в зависимости от числа лопаток в данном диапазоне.

1.2. Описание установки

В качестве объекта исследования выступает модельная ступень СВД-6
Экспериментальные исследования промежуточных ступеней проводились на стенде замкнутого контура лаборатории кафедры КВиХТ. В основном в качестве рабочего тела использовался азот, т. к. он обеспечивает взрыво- и пожаробезопасность при проводимых исследованиях. Исключением является исследования, проводимые на открытом стенде, в этом случае в качестве рабочей среды выступал воздух.

Стенд замкнутого контура состоит из следующих систем:

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

Стенд расположен в изолированном блоке лаборатории кафедры КВиХТ. Источником энергии служит мотор-генераторная установка, расположенная в том же помещении, что и сам стенд. Приводом является электродвигатель постоянного тока типа МПБ-55/34, мощностью 730 кВт и диапазоном частот вращения 0-3000 об/мин. Между валом двигателя и валом модельной ступени установлен мультипликатор с передаточным числом $i = 6,06$. Соединение валов мультипликатора с валами электродвигателя и модельной ступени осуществляется с помощью зубчатых муфт. Управление работой стенда происходит с пульта, на котором расположены контрольно-измерительные приборы, по которым контролировались давление охлаждающей воды, давление и температура масла в системе и число оборотов ротора модели с помощью электронно-счетного цифрового частотомера ЧЗ-33, датчик которого связан с быстроходным валом редуктора. [1]

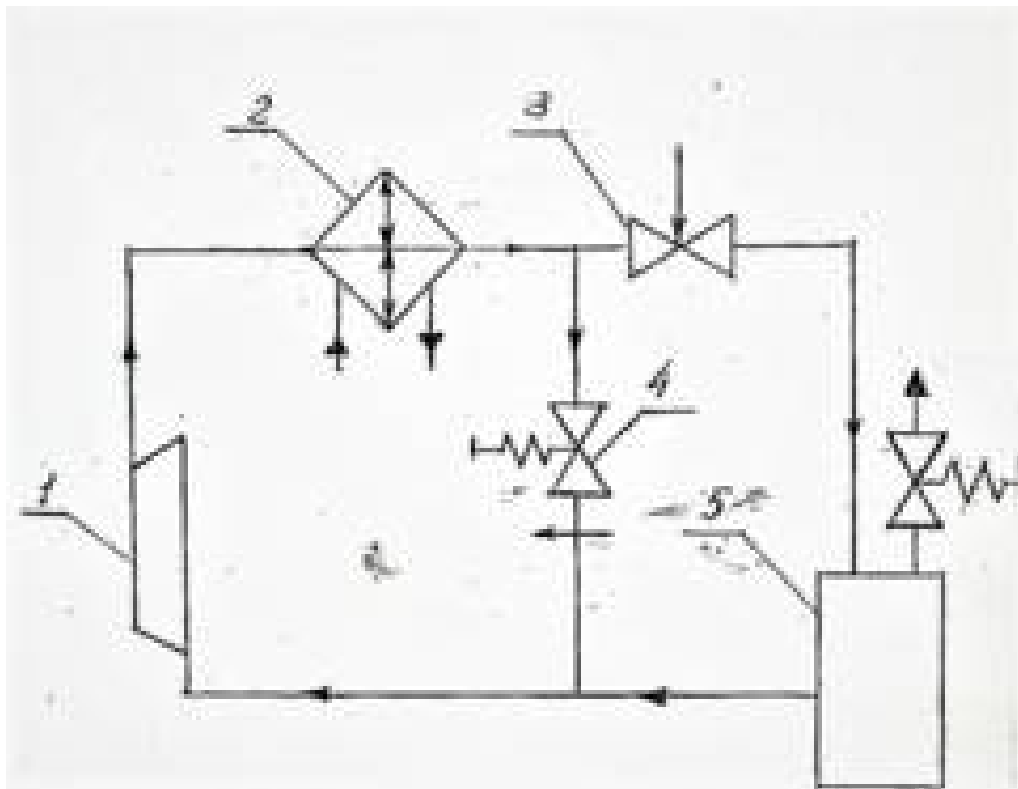


Рис. 1. Схема газопроводов стенда замкнутого контура

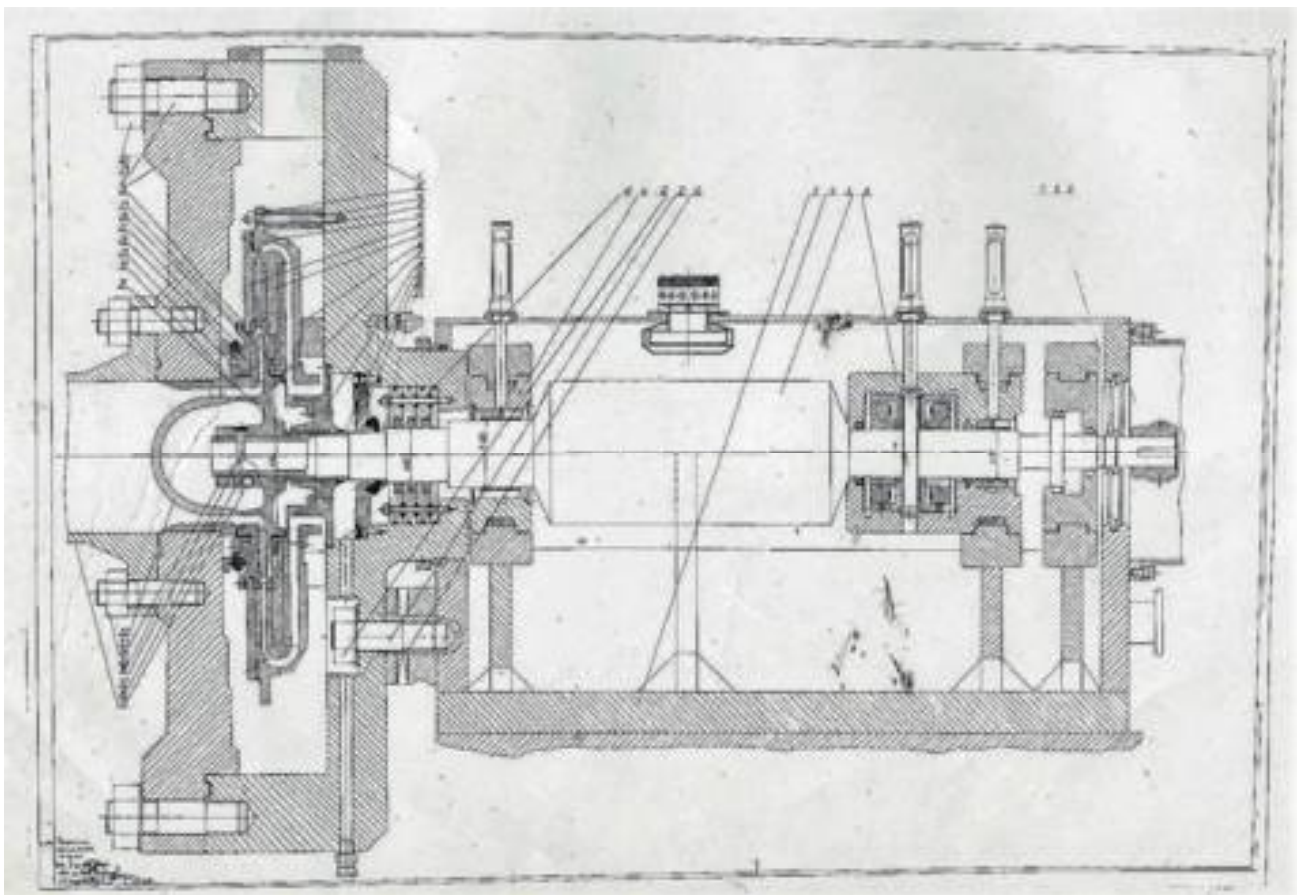


Рис. 1.1. Продольный разрез стенда замкнутого контура

1.3. Описание объекта исследования

В качестве объекта исследований выступает обратно-направляющий аппарат модельной ступени центробежного компрессора “СВД-6” кафедры “Компрессорная, вакуумная и холодильная техника” Политехнического университета (СПбПУ).

Основные геометрические параметры модельной ступени представлены в таблице:

Таблица 1. Параметры модельной ступени СВД-6

Название параметра	Значение параметра
Параметры ОНА:	
z	16
$\alpha_{л5}$	25
$b_{5.отн}$	0,03
$b_{6.отн}$	0,03
$D_{5.отн}$	1,55
$D_{6.отн}$	0,765
Параметры ПК:	
b_5/b_4	0,897/1
Параметры БЛД:	
b_3/b_2	0,572-1
$D_{4.отн}$	1,55
Параметры РК:	
$\beta_{л1}^\circ$	27
$\beta_{л2}^\circ$	44,5
z	8
$\Phi_{рас}$	0,015
ψ_T	0,55

Параметры РК:	
Название параметра	Значение параметра
$D_{1.отн}$	0,5
$D_{н.отн}$	0,476
$D_{вт.отн}$	0,4
$b_{1.отн}$	0,017-0,033
$b_{2.отн}$	0,017-0,033

Чертеж ОНА в меридиональной плоскости представлен на рисунке 1.2.
Эскиз лопатки ОНА представлен на рисунке 1.3.

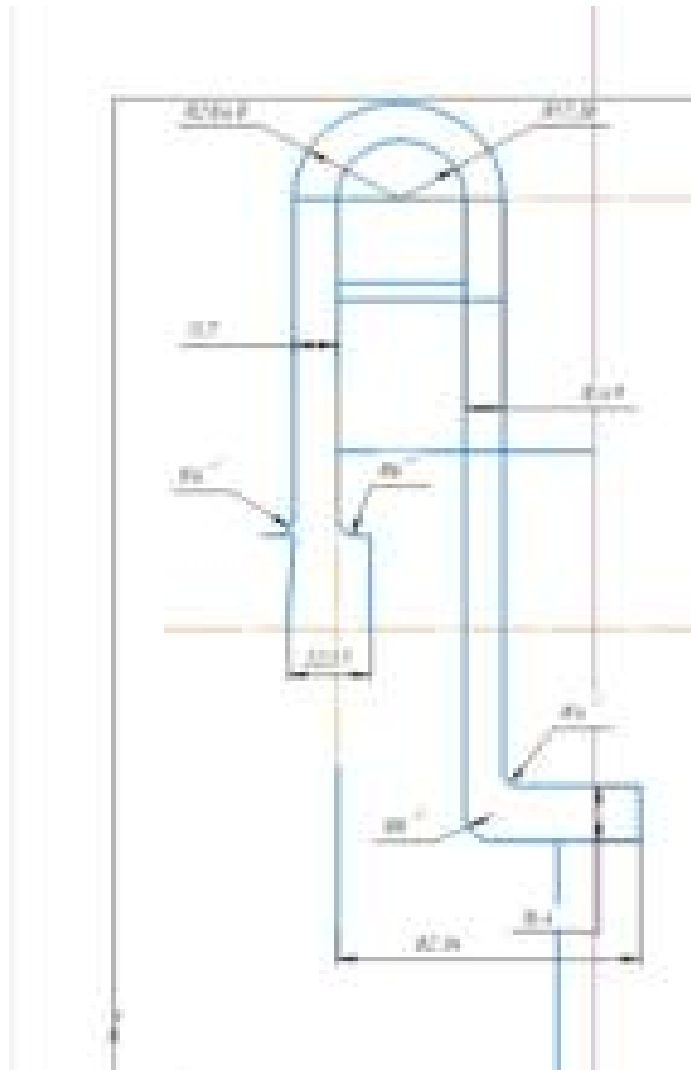


Рис. 1.2. Эскиз ОНА в меридиональной плоскости

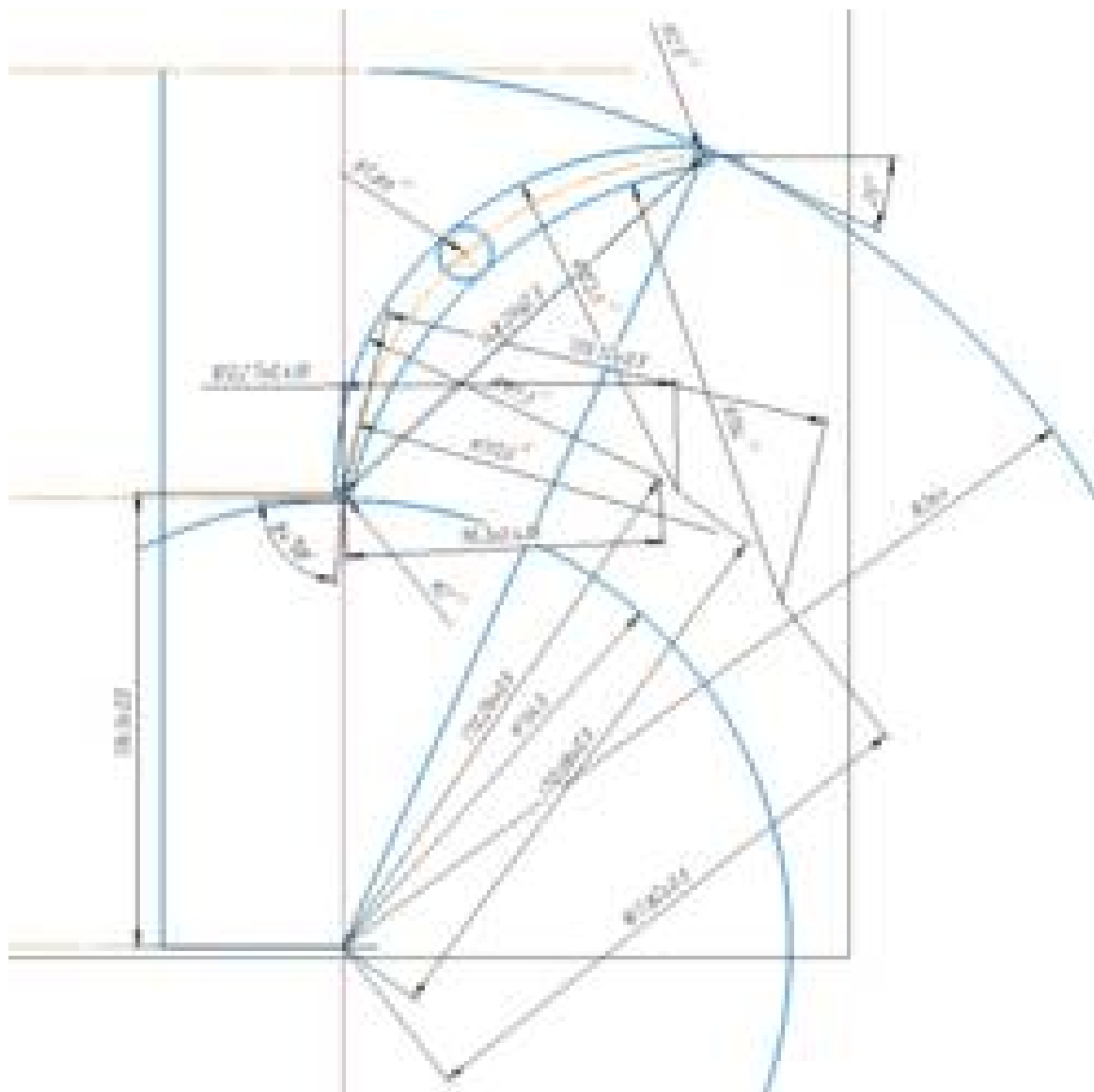


Рис. 1.3. Эскиз лопатки ОНА

Исходные данные для построения модели, режимы работы и параметры газа для расчетов взяты из чертежей кафедры, а также из протоколов проведенных испытаний.

1.4. План проведения работ

Целью работы является построение трехмерной модели существующего ОНА центробежного компрессора в программном комплексе ANSYS и дальнейший расчет течения газа в данном элементе, при разных режимах работы. Режимы работы компрессора и параметры ОНА берутся из чертежей и распечаток кафедры КВиХТ.

Проанализировав полученные результаты, можно сделать выводы об эффективности данного элемента. Сделать это можно рассчитав коэффициент потерь ξ , а полученные результаты представить в виде графиков.

Задача состоит в том, чтобы геометрически изменить существующую модель, задавая новые параметры и проводя расчеты с помощью программы ANSYS CFX. Следующим этапом проводится анализ полученных результатов и сравнение их с исходными.

Итогом проделанной работы будет являться обратно-направляющий аппарат с измененными геометрическими параметрами таким образом, чтобы снизить коэффициент потерь в данном элементе, то есть оптимизировать его. Объектом исследования является малорасходная ступень, так что первостепенной задачей является оптимизация ОНА на режиме с наименьшим расходом.

1.5. Программный комплекс ANSYS CFX

Для проведения расчетов в данной работе применяется программный комплекс ANSYS CFD (Computational Fluid Dynamics) – вычислительная газодинамика. Данный комплекс - совокупность теоретических, экспериментальных и численных методов, предназначенных для моделирования течений жидкостей и газов, процессов тепло- и массообмена, реагирующих потоков и т.д.

ANSYS CFD занимает лидирующие позиции на рынке программного обеспечения для турбомашиностроительной отрасли, которая предъявляет самые высокие требования к программному обеспечению с точки зрения точности, надежности и скорости проведения расчетов. Более чем двадцатилетний опыт использования ANSYS CFD в моделировании течения в турбомашинах доказал его удобство, надежность и точность при расчете всех типов насосов, вентиляторов, компрессоров, газовых, паровых и гидравлических турбин. [5]

ANSYS Workbench – интегрирующая среда, объединяющая множество модулей, каждый из которых используется отдельно по своему назначению. Данная среда позволяет связывать между собой эти модули, формируя тем самым единую систему. Таким образом, изменив параметры внутри одного из модулей, остальные модули автоматически подстраиваются под новые условия.

Выполнение поставленной задачи с помощью программного комплекса ANSYS CFX можно разделить на этапы.

Первым этапом является построение 3D модели с помощью модуля Design Modeler. Design Modeler позволяет строить параметрические модели, обеспечивая связь расчетной и CAD модели. Полученную модель можно редактировать, а также использовать ее для дальнейших расчетов.

Следующим этапом является построение расчетной сетки, которая разделяет элемент на множество блоков, для того чтобы в последствии

проводить по ним расчеты. Для построения сетки в нашем случае используется модуль TurboGrid, предназначенный для построения сеток лопаточных решеток турбомашин. Существуют и другие способы создания расчетной сетки: модули ICEM CFD и Mesh.

Следующим этапом с помощью модуля CFX-Pre задаются граничные условия, импортируется расчетная сетка и формируется физическая модель для дальнейших расчетов.

CFX-Solver – модуль решатель, реализующий поставленную задачу, решая системы интегральных уравнений придерживаясь определенного алгоритма.

Все результаты проведенных расчетов доступны в модуле CFX-Post, позволяющем анализировать полученные данные, а также визуализировать их.

Глава 2. Моделирование течения в ANSYS CFX 18.0

2.1. Построение модели в DesignModeler

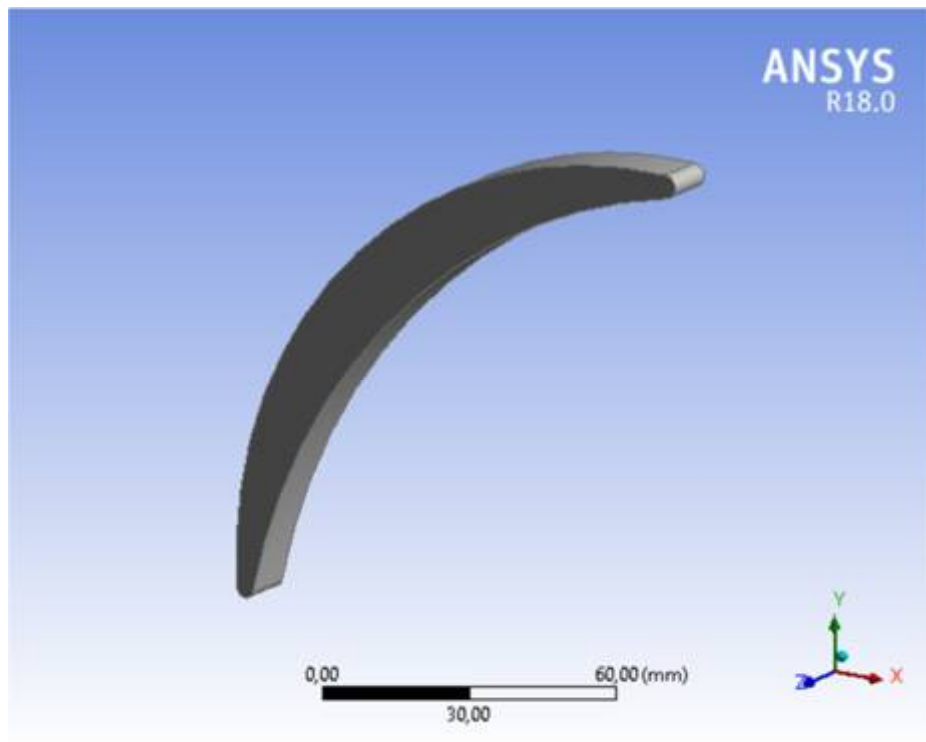


Рис 2.1. 3D модель лопатки ОНА

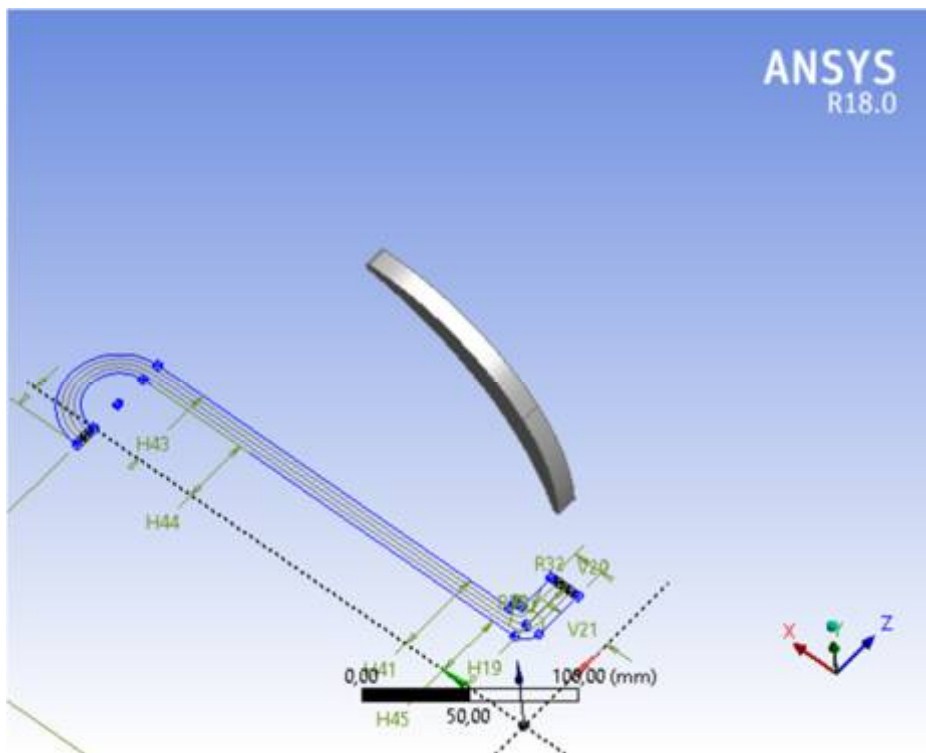


Рис. 2.2. Геометрические параметры ОНА

2.2. Построение расчетной сетки в модуле TurboGrid

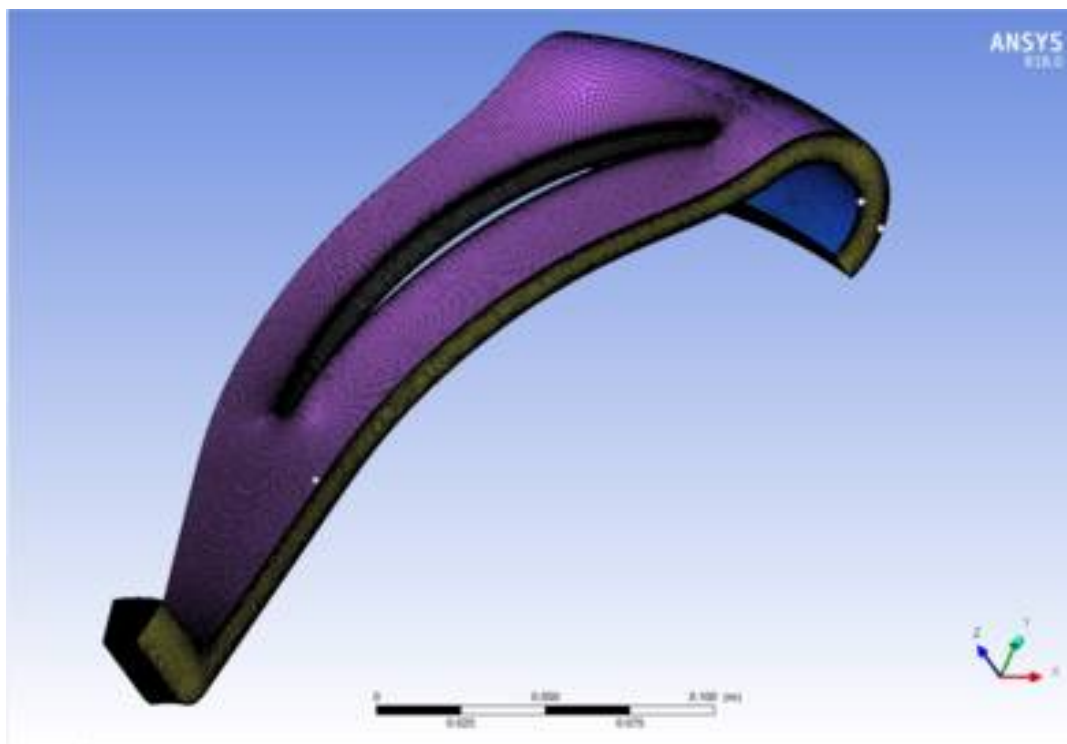


Рис. 2.3. Расчетная сетка элемента ОНА



Рис. 2.4. Расчетная сетка ОНА

2.3. Задание граничных условий в модуле CFX-Pre

Схема, по которой задавались граничные условия изображена далее (рис. 2.5-2.7).

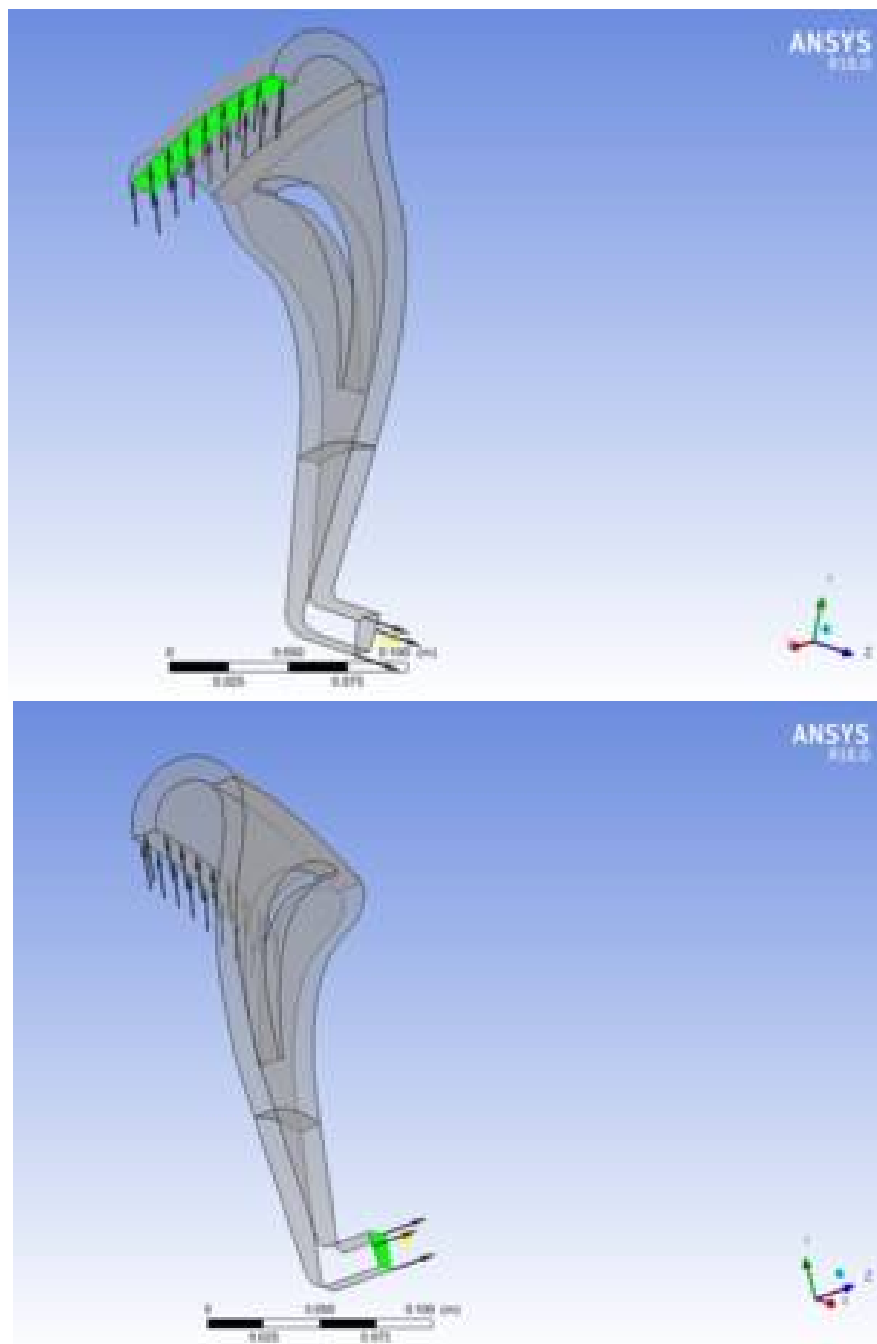


Рис. 2.5. Inlet, Outlet

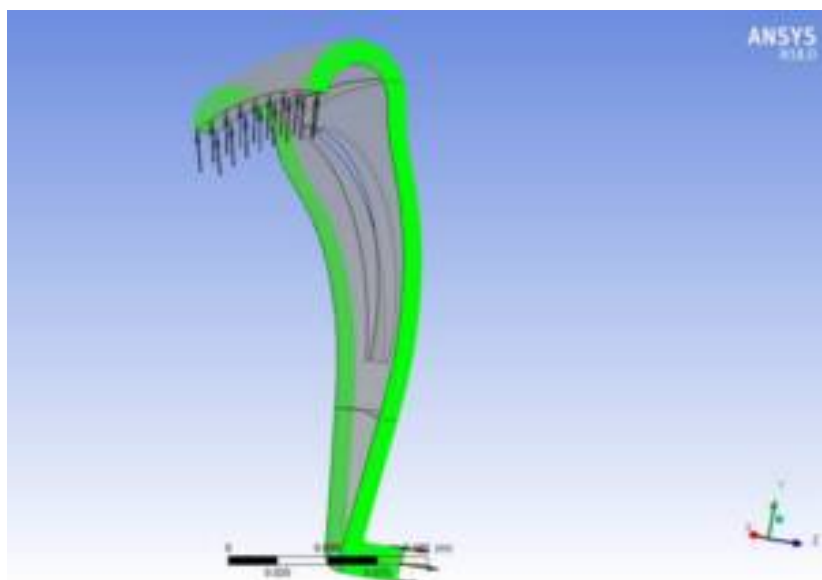


Рис. 2.6. Periodic

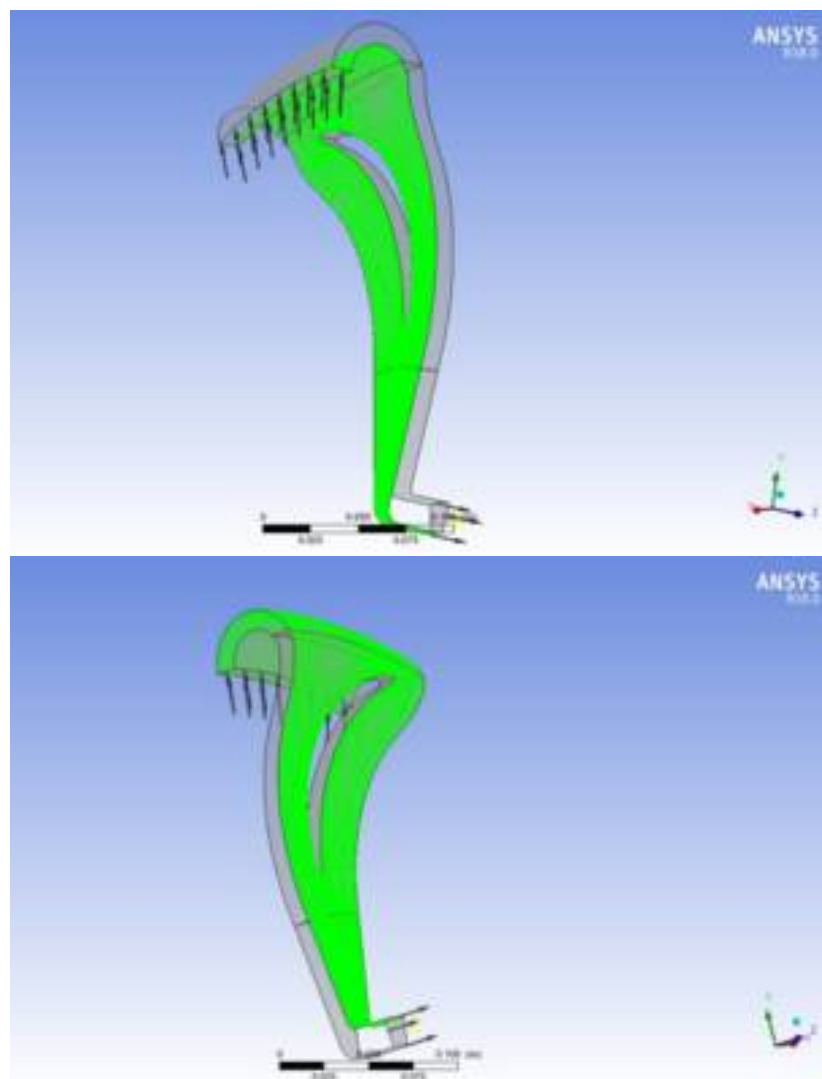


Рис. 2.7. Hub, Shroud

Глава 3. Проведение расчетов и анализ результатов

3.1. Изменение числа лопаток z лопаточной решетки ОНА

В этом разделе приведены примеры расчетов и результаты изменения числа лопаток лопаточной решетки ОНА. ОНА установки СВД-6 имеет 16 лопаток. С целью выявления оптимального числа лопаток для данного элемента, был произведен ряд расчетов.

Первоначально для того, чтобы оценить эффективность ОНА для каждого из режимов, была произведена серия расчетов с числом лопаток $z=16$. После проведения расчетов необходимые параметры были сняты, для дальнейшего вычисления коэффициентов потерь.

Расчеты проводились на 6 различных режимах:

Таблица 2. Режимы работы установки

Номер режима	Массовый расход
1 режим	$m = 18,267$
2 режим	$m = 15,197$
3 режим	$m = 12,694$
4 режим	$m = 9,318$
5 режим	$m = 7,148$
6 режим	$m = 4,984$

Для того чтобы произвести расчет в программном комплексе ANSYS необходимо задать некоторые параметры. Число лопаток меняется внутри модуля геометрии DesignModeler. Параметры связанные с режимом работы задаются в модуле CFX-Pre.

Запуская модуль CFX-Pre из среды Workbench нам становятся доступны два окна, одно из которых используется для задания данных и изменения различных параметров, в то время как правое несет функционал окна просмотра. Выглядит это следующим образом:

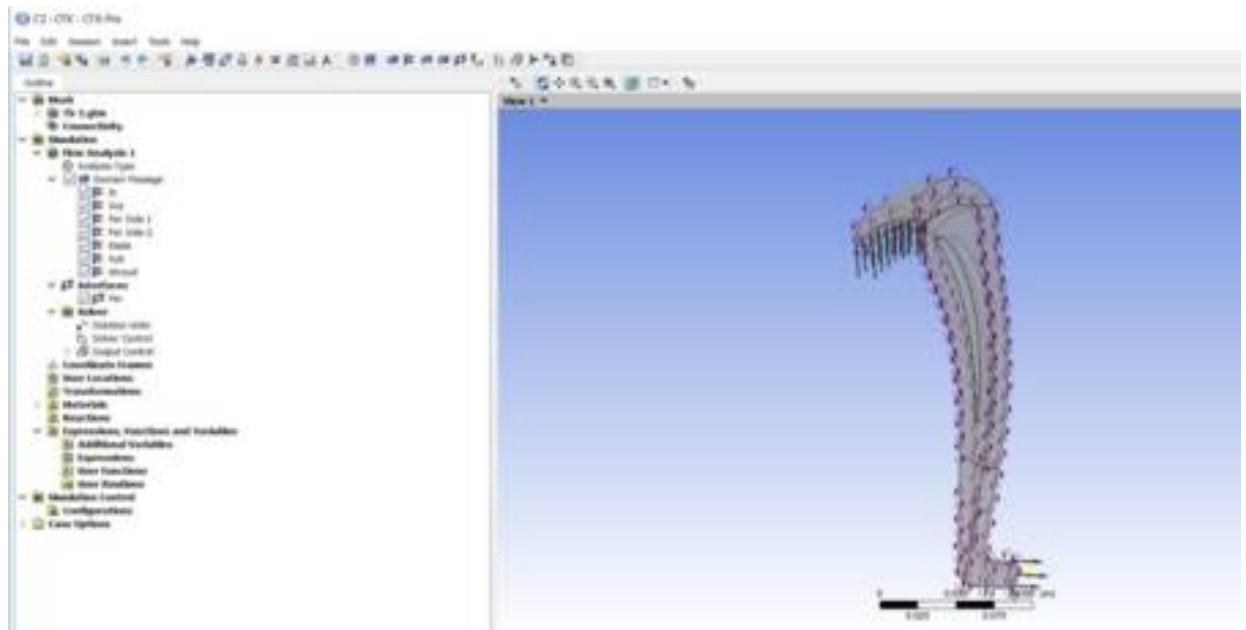


Рис. 3.1. Модуль CFX-Pre

В левой части экрана находим параметры “In” и “Out” – на входе и на выходе соответственно. Нажимая дважды на “Out” и переходя ко вкладке “Boundary Details” мы задаем массовый расход, который обозначается как “Mass Flow Rate”. Переходя к параметрам, которые задаются на входе, нам необходимо перейти ко вкладке “In”, где нас также интересует раздел “Boundary Details”, внутри которого нам предстоит задать полное давление и температуру, а также угол входа потока.

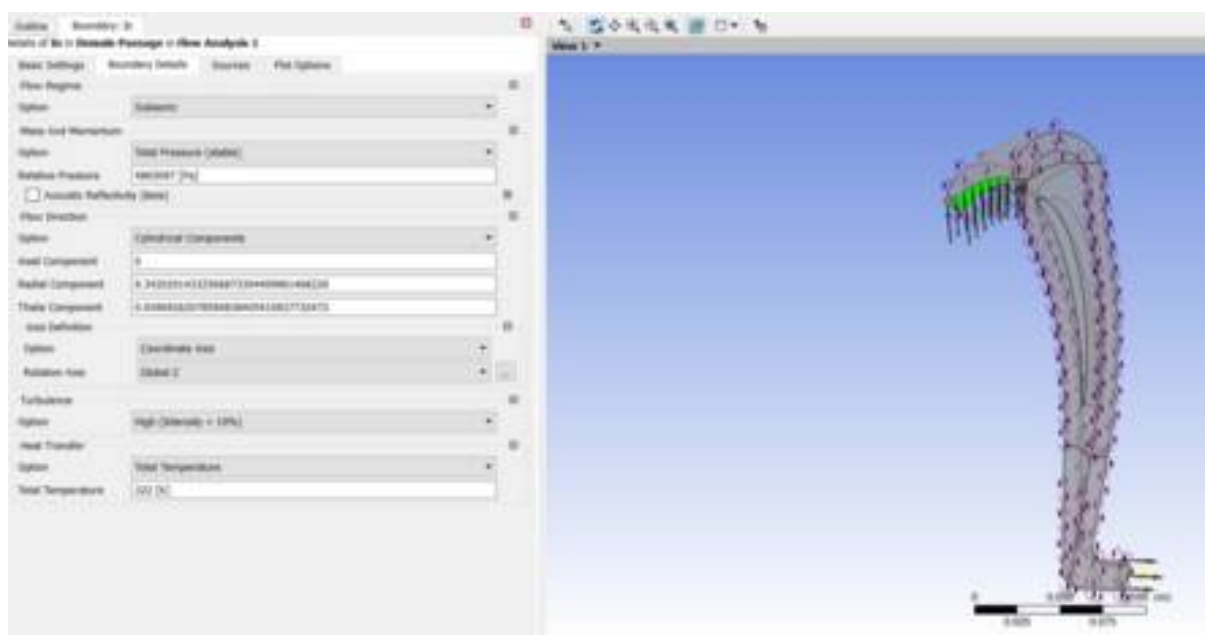


Рис. 3.2. Параметры на входе

Для того, чтобы задать полное давление необходимо в разделе “Mass and Momentum” около параметра “Option” выбрать “Total pressure (stable)”

И напротив параметра “Relative Pressure” указать значение полного давления в паскалях. Полная температура находится внутри раздела “Heat Transfer” и называется “Total Pressure”.

Для того, чтобы задать угол потока обратимся к разделу “Flow Direction” и выбираем цилиндрическую систему. “Axial Component” при этом должна остаться равной нулю, в то время как в графе “Radial Component” задается синус необходимого угла, а в графе “Theta Component” задается его косинус.

После того, как все параметры успешно заданы, в модуле CFX-Solver запускается расчет, моделирующий течение внутри заданного элемента.

Далее следует снять все необходимые параметры газа и провести расчеты. Пример расчета описывается далее.

Пример расчета:

В данном примере рассматривается 6 режим ($m = 4,984$), число лопаток $z=16$, угол входа потока = 20° , полное давление = 4865097 Па

1. После проведения расчета в ANSYS CFX параметры газа сводятся в таблицу, которая выглядит следующим образом:

Таблица 3. Параметры газа для $m = 4,984$; $z=16$

m in	P*	T*	P	T	C	T I	ro	ro*
0,3115	4865100	322	4859750	321,899	14,265	23954,9	52,584	52,626
0,3115	4861670	322	4839010	321,577	29,268	23954,9	52,413	52,589

2. Следующим шагом является определение погрешности проведенного расчета и эксперимента:

Погрешность рассчитывается по следующей формуле:

$$\delta = 100 \cdot (p^*_{\text{расч}} - p^*_{\text{эксп}}) / p^*_{\text{эксп}}$$

$$\delta = 100 \cdot (486170 - 4809442) / 4809442 = 1,085$$

где:

$p^*_{расч}$ – давление на выходе (из ANSYS)

$p^*_{эксп}$ – давление в сечении 0'-0' (из распечаток кафедры)

3. Определение коэффициента потерь:

$$\xi = 4 \cdot (p^*_{in} - p^*_{out}) / ((r_{o_{in}} + r_{o_{out}}) \cdot c^2)$$

$$\xi = 4 \cdot (4865100 - 4861670) / ((52,584 + 52,413) \cdot 14,265^2) = 0,64215$$

Подобным образом был просчитан каждый из режимов, обработанные данные сведены в таблицу:

Таблица 4. Результаты расчетов к-та потерь ξ

Номер режима	Массовый расход	Число лопаток	Коэфф. потерь
1 режим	$m = 18,267$	16	4,27971
2 режим	$m = 15,197$	16	2,2699
3 режим	$m = 12,694$	16	1,40349
4 режим	$m = 9,318$	16	1,30519
5 режим	$m = 7,148$	16	1,04526
6 режим	$m = 4,984$	16	0,64215

Определив эффективность элемента на каждом из режимов с существующим числом лопаток, переходим ко второй части расчетов, в которой нам предстоит определить оптимальное число лопаток для данного ОНА.

Для определения оптимального числа лопаток была произведена серия расчетов на режиме 6 ($m = 4,984$), число лопаток z при этом изменялось в диапазоне от 12 до 24.

Расчеты проводились по аналогии с расчетами в пункте 3.1

В результате имеем:

Таблица 5. Зависимость к-та потерь от числа лопаток z

Число лопаток z	Величина к-та потерь:
12	0,64816
14	0,64403
15	0,64037
16	0,64215
17	0,64036
18	0,64196
20	0,64757
24	0,67546

Для удобства оценки полученных результатов построим график:



Рис. 3.3. Зависимость к-та потерь от числа лопаток

Из графика видно, что коэффициент потерь давления имеет наименьшие значения в двух точках: вариант исполнения ОНА с 15 и 17 лопатками.

После проведения дополнительных расчетов с 15 и 17 лопатками на других расчетных режимах стало ясно, что оптимальным для данного обратно-направляющего аппарата является вариант исполнения с числом

лопаток $z=15$. В этом случае коэффициент потерь уменьшается для всех расчетных режимов, за исключением режима 1 ($m = 18,267$). Поскольку нашей первостепенной задачей является оптимизация малорасходной ступени, полученный результат можно считать удовлетворительным.

В результате получаем таблицу:

Таблица 6. Значения коэффициента потерь до ($z=16$) и после оптимизации ($z=15$)

Номер режима	Массовый расход	Число лопаток	Коэфф. потерь
2 режим	$m = 15,197$	16/15	2,2699/2,22589
3 режим	$m = 12,694$	16/15	1,40349/1,37908
4 режим	$m = 9,318$	16/15	1,30519/1,2843
5 режим	$m = 7,148$	16/15	1,04526/1,03165
6 режим	$m = 4,984$	16/15	0,64215/0,64037

Для наглядности построим график:

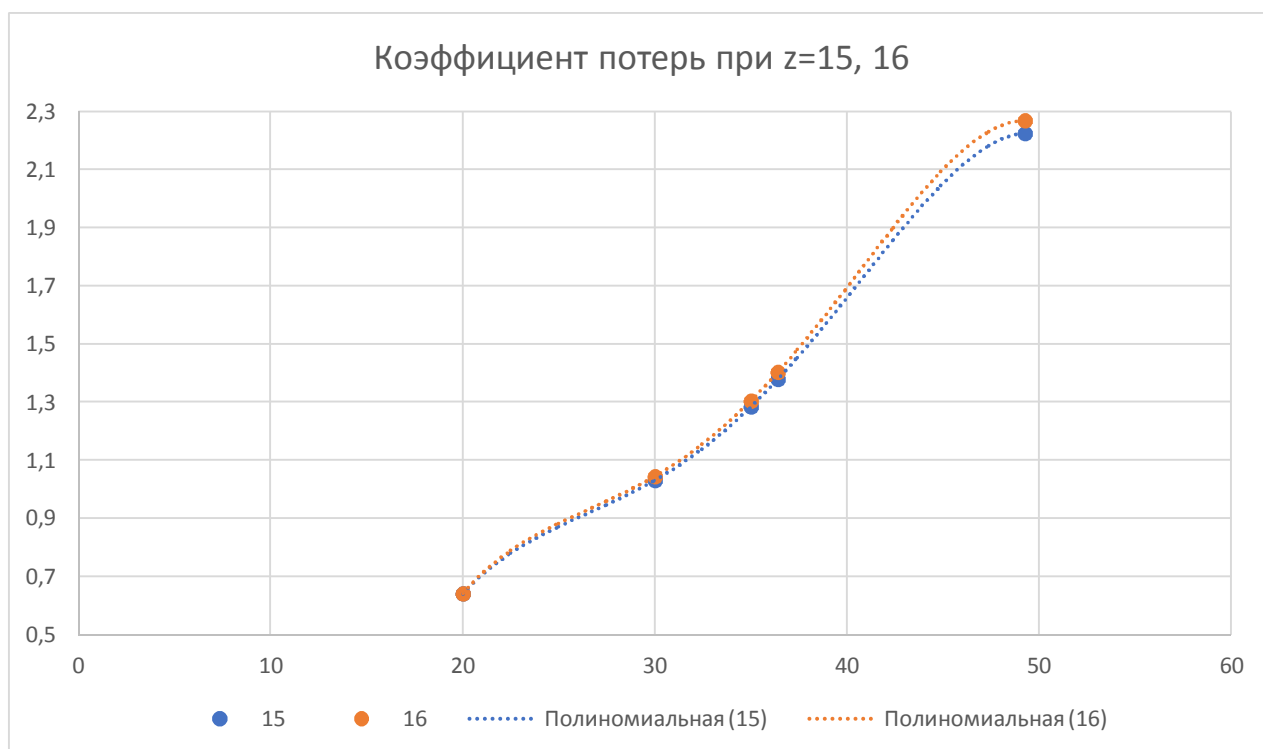


Рис. 3.4. Зависимость к-та потерь от угла входа при различном числе лопаток

3.2. Изменение выходного угла потока

Определив в прошлом разделе оптимальное число лопаток для данного ОНА, в этом разделе нам предстоит определить для него оптимальный угол выхода потока.

Обратно-направляющий аппарат установки СВД-6 спроектирован с углом выхода потока равным 84 градусам.

Аналогично с определением оптимального числа лопаток был выбран режим 6 ($m = 4,984$).

Была произведена серия расчетов, все полученные результаты и их анализ представлены ниже.

В первую очередь был произведен расчет с числом лопаток $z = 16$ и углом выхода потока $= 84^\circ$, что соответствует неизменным параметрам. Для оценки эффективности аналогично прошлому разделу в модуле CFX-Pre – Results были сняты параметры газа:

Таблица 7. Параметры газа при $z = 16$; угол на выходе $= 84^\circ$; $m = 4,984$

m in	p*	T*	P	T	C	TI	ro	ro*
0,3115	4865100	322	4859750	321,899	14,265	23954,9	52,584	52,626
0,3115	4861680	322	4839020	321,577	29,272	23954,9	52,413	52,589

Погрешность и коэффициент потерь вычислены аналогично пункту 3.1.

В результате имеем:

$$\delta = 1,086155$$

$$\xi = 0,640274$$

Далее были произведены расчеты с изменением угла выхода потока в диапазоне от 83° до 91° для определения оптимального угла выхода для данного ОНА.

Результаты представлены в таблице:

Таблица 8. Зависимость к-та потерь от угла выхода потока

Угол выхода потока:	Коэффициент потерь:
83°	0,64036
84°	0,64027
85°	0,64027
86°	0,6384
87°	0,6384
88°	0,6384
89°	0,63652
90°	0,63652

Для наглядности построим график:

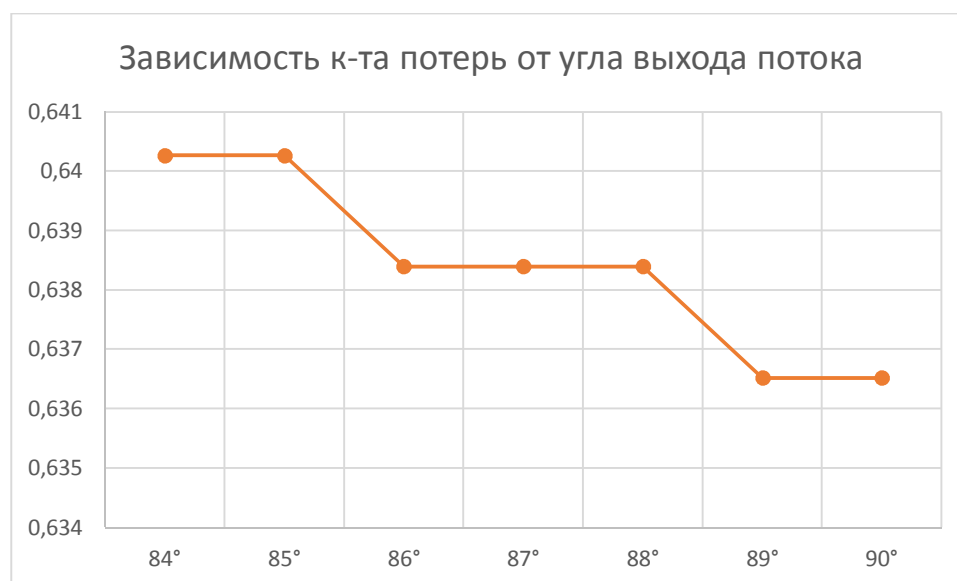


Рис. 3.5. Зависимость к-та потерь от угла выхода потока

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод, что наименьшие потери обеспечивают сразу несколько значений равные 89° и 90°.

3.3. Объединение оптимального числа лопаток с оптимальным углом выхода потока

Проанализировав результаты, полученные в пунктах 3.1. и 3.2. можно сделать выводы:

- минимальные потери давления при различном числе лопаток были достигнуты в исполнении ОНА с 15-ю лопатками;
- минимальные потери давления при различных углах выхода потока были достигнуты при углах равных 89 и 90°.

В попытке объединения этих двух параметров для достижения максимальной эффективности были проведены следующие расчеты:

1. Расчетный режим 6 ($m = 4,984$), число лопаток $z = 15$, угол выхода потока = 90°;
2. Расчетный режим 5 ($m = 7,148$), число лопаток $z = 15$, угол выхода потока = 90°.

В результате имеем:

1)

Таблица 9. Параметры газа при $z = 15$; угол на выходе = 90°; $m = 4,984$

m in	p*	T*	P	T	C	Tl	ro	ro*
0,332267	4865100	322	4859750	321,899	14,264	23954,9	52,584	52,626
0,332267	4861710	322	4839080	321,577	29,253	23954,9	52,414	52,589

$$\delta = 1,086779;$$

$$\xi = 0,63474;$$

В то время как коэффициент потерь неоптимизированного ОНА с числом лопаток $z = 16$ и углом выхода потока = 84° равняется

$$\xi = 0,642146.$$

Таким образом, на режиме 6 ($m = 4,984$) к-т потерь снизился в процентах:

$$100 \cdot (0,642146 - 0,63474) / 0,642146 = 1,153 \%$$

2)

Таблица 10. Параметры газа при $z = 15$; угол на выходе = 90° ; $m = 7,148$

m in	P*	T*	P	T	C	Tl	ro	ro*
0,476533	4877200	322	4872050	321,903	13,985	23954,9	52,717	52,757
0,476533	4871970	322	4825720	321,138	41,767	23954,9	52,342	52,7

$$\delta = 0,56307$$

$$\xi = 1,018131$$

В то время как коэффициент потерь неоптимизированного ОНА с числом лопаток $z = 16$ и углом выхода потока = 84° равняется

$$\xi = 1,045265.$$

Таким образом, на режиме 5 ($m = 7,148$) к-т потерь снизился в процентах:

$$100 \cdot (1,045265 - 1,018131) / 1,045265 = 2,595 \%$$

3.4. Изменение радиуса R6 hub

Так как в результате проделанной работы потери в данном ОНА все еще были значительными, мы обратились к модулю CFD-Post, с целью выявления возможных “проблемных” мест.

Линии тока (“streamline”) и распределение полного давления (“Total Pressure Contour”) представлены на рисунках 3.6-3.7:

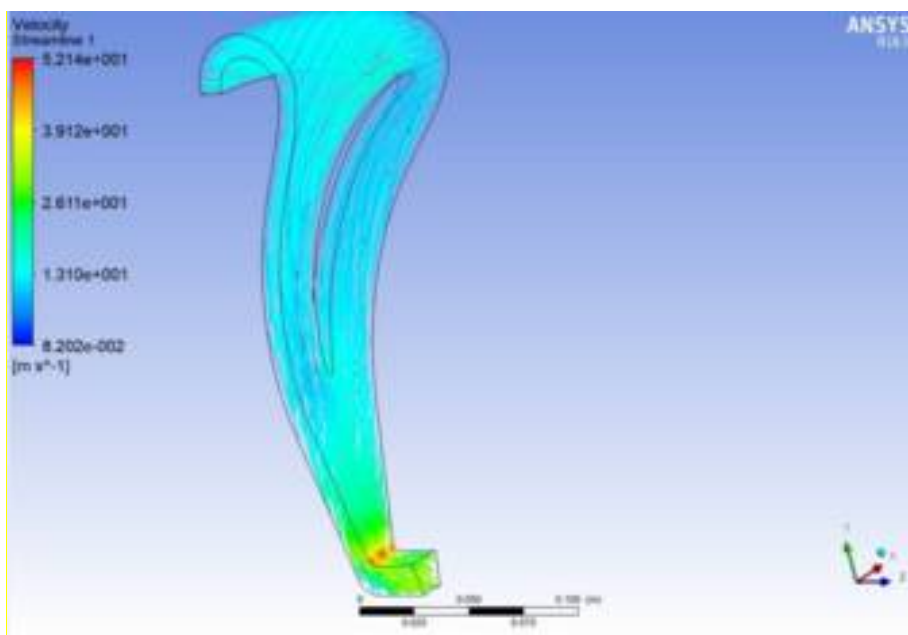


Рис. 3.6. Линии тока

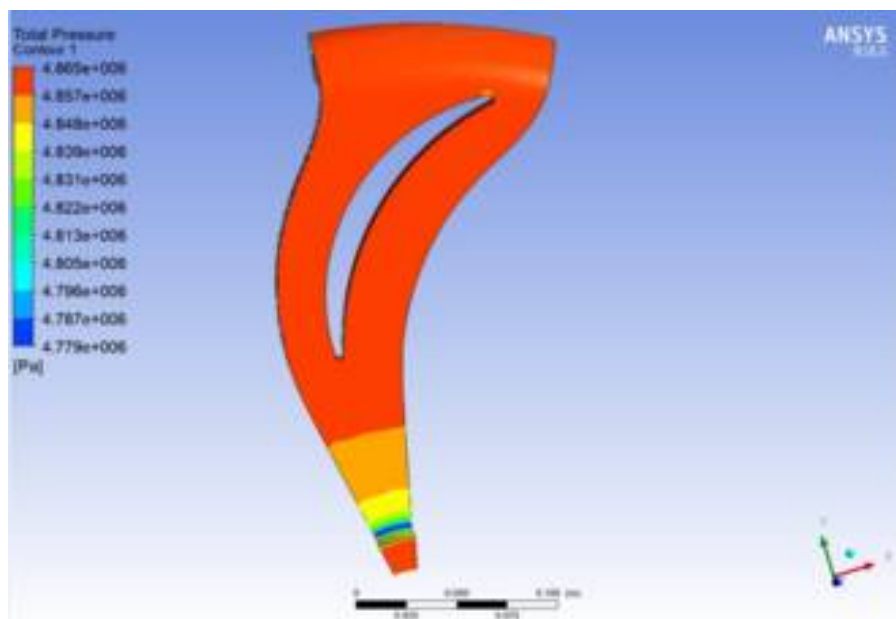


Рис. 3.7. Распределение полного давления

В результате “проблемная область” была выявлена в сечении 6-6. Было сделано предположение, что переход от ЛР к ВКК слишком резкий, что может создавать дополнительные потери, в связи с чем было принято решение об увеличении радиуса R6 hub и проведении дополнительных расчетов.

Радиус R6 hub указан на чертеже:

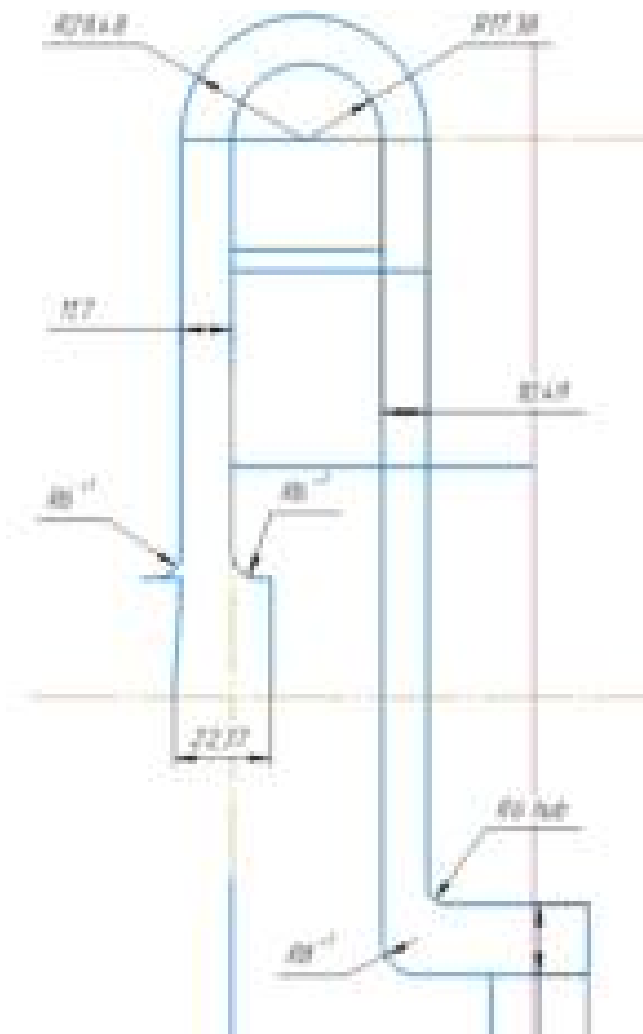


Рис. 3.8. Эскиз ОНА с указанным размером R6 hub

В существующей модели ОНА радиус $R6\text{ hub} = 4\text{ мм}$. Новое заданное значение $R6\text{ hub} = 8\text{ мм}$ должно обеспечить более плавный переход, что в результате должно значительно снизить коэффициент потерь давления ξ .

Таблица 11. Параметры газа при $z = 15$; угол на выходе = 90° ; $m = 4,984$;

R6 hub = 8 мм

m in	P*	T*	P	T	C	TI	ro	ro*
0,332266	4865100	322	4859750	321,899	14,264	23954,9	52,584	52,626
0,332267	4862010	322	4839650	321,579	29,116	23954,9	52,419	52,593

$$\delta = 1,093017;$$

$$\xi = 0,578541;$$

В то время как коэффициент потерь неоптимизированного ОНА с числом лопаток $z = 16$ и углом выхода потока = 84° равняется

$$\xi = 0,642146.$$

Таким образом, на режиме 6 ($m = 4,984$) к-т потерь снизился в процентах:

$$100 \cdot (0,642146 - 0,578541) / 0,642146 = 9,905 \%$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенной работы был смоделирован и исследован обратно-направляющий аппарат ступени центробежного компрессора СВД-6.

Численный эксперимент проводился в программном комплексе ANSYS CFX 18.0, проделанная работа показывает возможность использования данного комплекса для решения прикладных задач связанных с течением газа в элементах турбокомпрессоров

В ходе работы было выявлено, что данный ОНА можно оптимизировать, выбрав новые геометрические параметры. Было определено оптимальное количество лопаток в лопаточной решетке ОНА, равное 15. Также был выявлен оптимальный угол выхода потока, равный 90° . Радиус R6 hub также был изменен, что позволило значительно снизить коэффициент потерь малорасходной ступени.

Также была проведена верификация эксперимента и численного метода, результаты положительные.

В результате произведенных изменений геометрии ОНА коэффициент потерь для малорасходной ступени был снижен на 9,9%.

Таким образом можно сделать вывод, что программный комплекс ANSYS CFX 18.0 может быть применен для численного моделирования и расчета течения газа в неподвижных элементах малорасходных компрессорных ступеней сверхвысокого давления.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Садовский Н.И. Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления на основе изучения влияния числа Рейнольдса и шероховатости на рабочие процессы: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук: 05.04.06 / Санкт-Петербургский гос. Технический ун-т – Санкт-Петербург, 1994 г. – 342 с.
2. Коршунов А.В. Проектирование и оценка эффективности обратнотрвляющих аппаратов центробежных компрессоров: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук: 05.04.06/ Российский гос. Политехнический ун-т – Санкт-Петербург, 2009 г. – 121 с.
3. Ю. Б. Галеркин Турбокомпрессоры: Учеб. пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с.
4. Маренина Л.Н. Компрессорная техника и пневматика // CFD-моделирование и анализ характеристик неподвижных элементов проточной части центробежной компрессорной ступени- 2016 - №2 – с. 27-39.
5. Ansys 18.0 Workbench Tutorial