

Министерство науки и высшего образования 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**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА  
ТУРБОДЕТАНДЕРНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ  
СЕПАРАЦИИ ПОПУТНОГО НЕФТЯНОГО  
ГАЗАПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ 5,1 МЛН. СТ. М<sup>3</sup> / СУТКИ И  
ОТНОШЕНИЕМ ДАВЛЕНИЯ  $\Pi = 1,663$**

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  
доцент, к.т.н.

Н.И. Садовский

Научный консультант  
асс.

А.А. Аксенов

Санкт-Петербург

2019

## РЕФЕРАТ

55 с., 35 рисунков, 19 таблицы, 1 приложение

Центробежный компрессор, метод вычислительной газодинамики, лопаточный диффузор, рабочее колесо, ANSYS, радиальная турбина, сопловой аппарат.

В ходе проделанной дипломной работы была осуществлена проверка газодинамических параметров центробежного нагнетателя, а также спроектирована радиальная турбина с проверкой газодинамических характеристик. В ходе работы была построена совместная характеристика работы нагнетателя и турбины, и выбран новый оптимальный массовый расход.

## THE ABSTRACT

55 pages, 33 pictures, 17 tables, 1 application

Centrifugal compressor, computational gas dynamics method, blade diffuser, impeller, ANSYS, radial turbine, nozzle apparatus.

In the course of the graduation work, the gas-dynamic parameters of the centrifugal supercharger were checked, and a radial turbine was designed with the gas-dynamic characteristics checked. In the course of the work, a joint characteristic of the operation of the supercharger and the turbine was built, and a new optimal mass flow rate was chosen.

## СОДЕРЖАНИЕ

Содержание .....	3
Введение .....	4
ГЛАВА 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ .....	5
1.1 Обзор расчета одноступенчатого центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики .....	5
1.2 Описание конструкции проектируемого компрессора.....	6
1.3 Объект исследования .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
1.4 Описание программно-инженерного комплекса ANSYS Workbench 18.00	9
1.5 Описание структуры модели .....	8
1.6 Обработка результатов численного моделирования	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ .....	9
2.1 Построение сетки .....	14
2.2 Задача валидации эксперимента.....	22
2.3 Оптимизация лопатки рабочего колеса и диффузора	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.4 Анализ входного патрубка с осевым подводом	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.5 Верификации численного и расчетного моделирования	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
Заключение .....	31
Список использованной литературы .....	53
Приложение .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Турбодетандер – расширительная машина лопаточного типа, в которой происходит расширение потока газа с совершением внешней механической работы. Расширение газа с отводом энергии приводит к понижению давления и температуры газа, а также выработке «холода».

Турбодетандеры – основные машины по производству «холода» в циклах современных низкотемпературных установок. Турбодетандер представляет собой низкотемпературную турбину, для которой главная задача – понижать давление газа с целью снижения температуры газа и отвода от него энергии вовне за счет совершения газом механической работы.

Целью моей дипломной работы является проектирование ТДА для низкотемпературной сепарации попутного нефтяного газа производительностью 5,1 млн. ст. м<sup>3</sup>/сутки и отношением давления  $\Pi=1,663$  в программно-инженерном комплексе ANSYS. Актуальность выбранной темы обусловлена тем, что в данный момент существует мало работ по данной тематике.

Для достижения поставленной цели было необходимо решить ряд задач:

1. Испытание спроектированной нагнетательной части агрегата в программно-инженерном комплексе ANSYS.
2. Расчет турбины агрегата основываясь на численном эксперименте.
3. Испытание спроектированной расширительной части агрегата в программно-инженерном комплексе ANSYS.
4. Обработка результатов и нахождение оптимальной зоны совместной работы.

## ГЛАВА 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

### 1.1 Обзор расчета одноступенчатого центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики

Компрессор был детально рассчитан в курсовой работе «Проектирование одноступенчатого центробежного нагнетателя природного газа» по дисциплине «Основа проектной деятельности». В данной курсовой работе мной был произведен газодинамический и прочностной расчет агрегата. Газодинамический расчет производился по методике Невского Завода Ленина (НЗЛ) [5]. Результаты расчета приведены в Таблице 1.1 и Таблице 1.2.

Таблица 1.1

Газодинамические параметры компрессора

НЗЛ						
Сечение	н	1	2	3	4	к
Статическое давление P, МПа	9,8	9,63	13,08	14,73	14,72	16,3
Температура T, К	303,15	302,3	325,99	335,84	344,53	345,63
Скорость C, м/с	50	91,546	250,62	184,136	91,65	30
Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	80	78,99	99,46	108,66	117,23	118,37

Таблица 1.2

Геометрические параметры компрессора

Название расчета	D2, м	D1, м	D3, м	b2, м	b3, м	b4, м	Dвт, м	D4, м
НЗЛ	0.150	0.110	0.2025	0.092	0.092	0.092	0.068	0.2475

## **1.2 Описание конструкции проектируемого ТДА**

Нагнетательная часть ТДА представляет собой одноступенчатую машину с консольно расположенным колесом и осерадиальным подводом газа.

Расширительная часть ТДА представляет собой машину с консольно расположенным колесом и осерадиальным подводом газа.

Состоит ТДА из следующих частей: корпуса, двух опорных магнитных подшипников, упорного магнитного подшипника, корпусов подшипников с трубопроводом, улитки.

Корпус не воспринимает давление сжимаемого газа и является базовой деталью, в которую устанавливаются лопаточный диффузор, обоймы лабиринтных уплотнений, ротор.

Корпус компрессора с двух сторон замыкается корпусом с магнитными подшипниками, который крепятся с помощью 24 болтов (по 12 с каждой стороны).

Ротор состоит из вала, на котором насажены рабочее колесо, думмис, втулка страховочных подшипников, втулки опорных подшипников, , втулки упорного подшипника, турбина.

Материалом вала является сталь 40Х ГОСТ 4543-71. Заготовкой служит поковка, изготовленная методом свободной ковки на молотах. Вал выполнен ступенчатым для удобства при насадке деталей во время сборки ротора. Между отдельными насаживаемыми на вал деталями предусмотрены тепловые осевые зазоры порядка  $0,1 \div 0,2$  мм, позволяющие деталям удлиняться по оси от нагрева.

Диффузор представляет собой кольцевую решётку, выполнен с параллельными стенками, имеет горизонтальный разъем. Через отверстия в щеке при помощи болтов крепится к задней крышке нагнетателя.

Осерадиальное рабочее колесо состоит из основного диска с рабочими лопатками аэродинамического профиля в количестве 24 штук. Лопатки рабочего колеса цельно фрезерованные из тела основного диска. Рабочее колесо посажено на вал с натягом, обеспечивающим передачу крутящего

момента. Посадка колеса на вал обеспечивается за счёт охлаждения консольной части вала.

Опорные подшипники состоят из электромагнитов и электронной системы управления, они воспринимают силу тяжести ротора и фиксируют его в радиальном направлении. Механический контакт между ротором и статором отсутствует. Смещения ротора из заданного положения равновесия измеряются датчиками положения. Магнитные силы возвращают ротор в исходное положение. При отключенном подвесе, а так же в случае аварийного сбоя в системе управления ротор опирается на страховочные подшипники, установленные с зазором (в нормальном режиме они не вращаются).

Для устранения перемещения ротора под действием осевого усилия на валу размещён упорный подшипник (осевой) двустороннего действия. Он состоит из сплошного ферромагнитного диска, который располагается между кольцевыми электромагнитами с обмотками.

Корпус подшипников –разъемный, предназначен для установки опорных и упорного подшипников. Верхняя и нижняя части соединены между собой шпильками и гайками и присоединены к корпусу компрессора. Блок подшипников снабжен трубопроводами подвода и отвода газа.

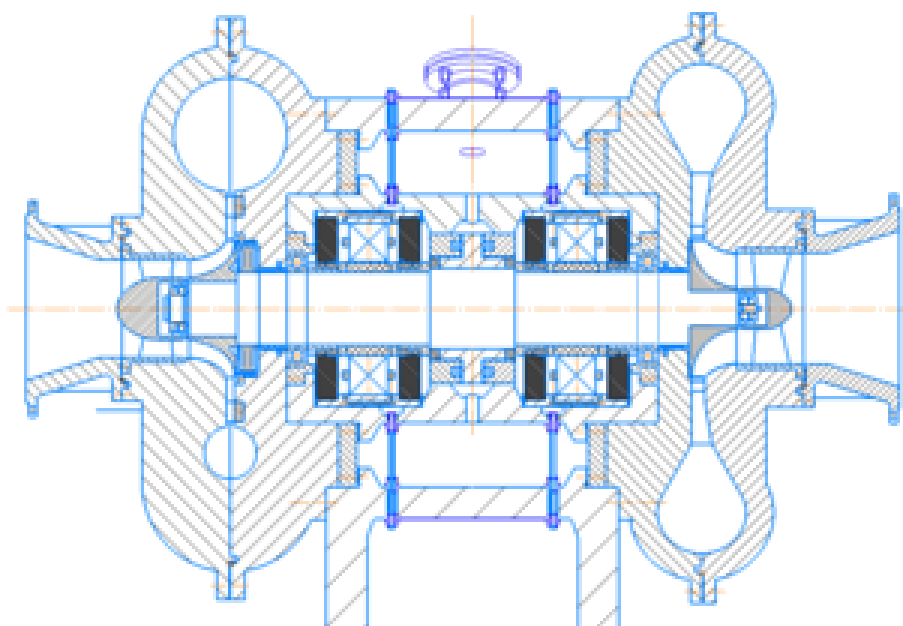


Рис. 1.1. ТДА

### 1.3 Описание структуры моделей для численного эксперимента

Рассмотрим нагнетательную проточную часть ТДА (рис.1.2). Проточная часть компрессора состоит из осевого входа с обтекателем(1), рабочего колеса (2), безлопаточного(3) и лопаточного диффузора (ЛД)(4),а также улитки (5). Проточная часть турбодетандера (рис. 1.3) состоит из радиального входа (4), соплового аппарата (3), рабочего колеса (2) и осевого выхода (1). Детали 3D моделей присутствуют в приложении.

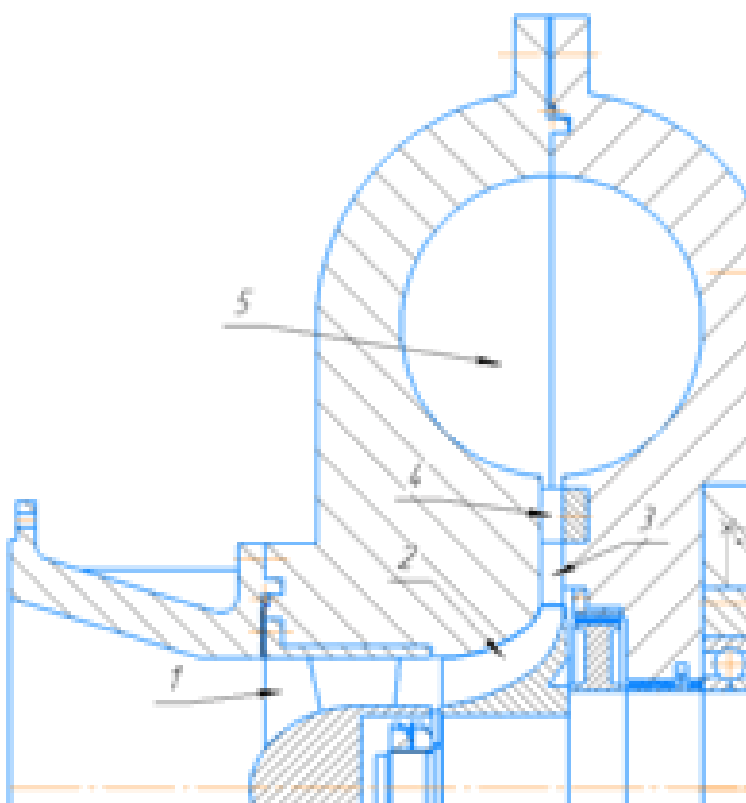


Рис. 1.2. Проточная часть проектируемого центробежного нагнетателя

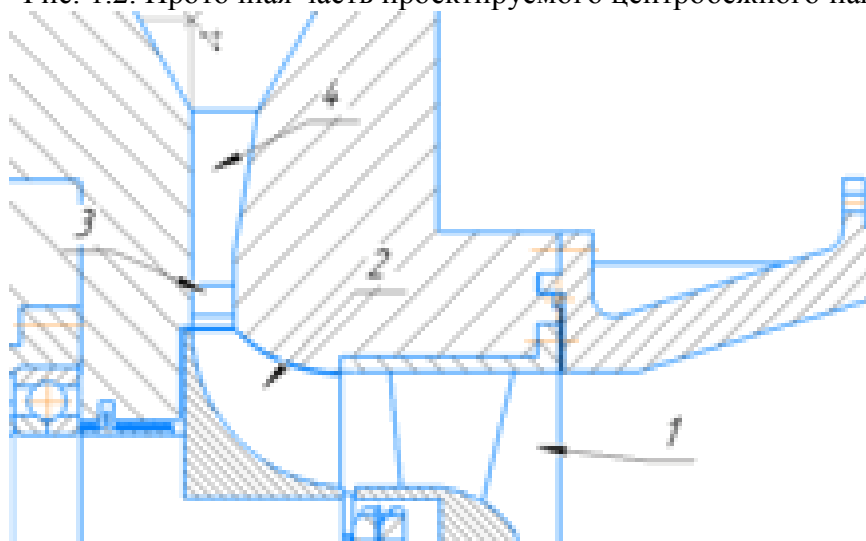


Рис. 1.3. Проточная часть проектируемой турбины



Предполагается, что сжатый газ подается в теплообменник, где охлаждается до постоянной температуры  $-10\text{ C}$ . Также учитывается падения давления из-за гидравлического сопротивления в трубной системе и теплообменнике. Коэффициент гидравлического сопротивления был принят основываясь на опыте кафедры КВиХТ и литературе [6]. Схема представлена на рисунке 1.4

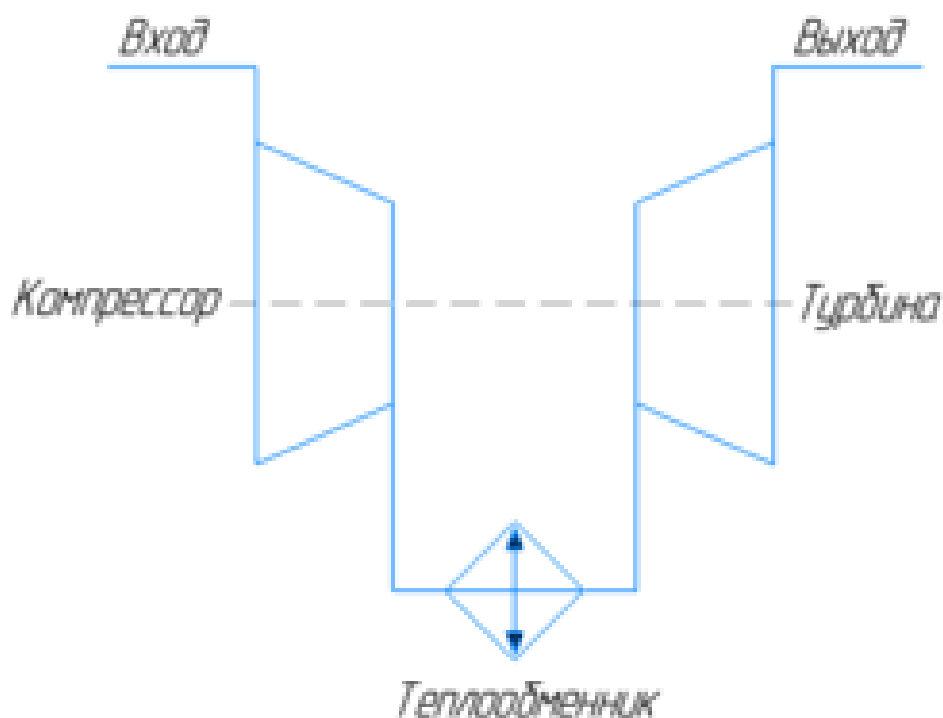


Рис. 1.4 Технологическая схема

## ГЛАВА 2.МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ КОМПРЕССОРА

### 2.1 Численное моделирование вязкого потока

Численного моделирования вязкого потока проводилось по следующим объектам:

- Компрессор турбодетандерного агрегата.
- Турбина турбодетандерного агрегата.

Целью предварительного численного моделирования является отработка постановки расчета для определения оптимальных параметров расчетной сетки, граничных условий, настроек решателя (Solvercontrol), используемой модели турбулентности, параметров смеси – реального газа, оптимального числа итераций для последующих расчетов газодинамических характеристик объектов. Данные расчеты необходимы для существенного уменьшения вычислительных погрешностей, непредвиденных ошибок вычисления, снижения общего времени расчета. .

Все расчеты проведены согласно принятой на кафедре «КВиХТ» методике проведения численного моделирования вязкого потока в машинах динамического действия [12-22].

В качестве вычислительного комплекса использовался пакет программ Ansys. Расчеты выполнялись при помощи кластера кафедре «КВиХТ». Параметры кластера:– 4 процессора по 12 ядер (Xeon E5-2697v3 2.6 GHz 64 GB RAM).

### Общая методология проведения численного моделирования

Метод вычислительной газодинамики основан на решении системы дифференциальных уравнений движения Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS):

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{U}_i) &= 0 \\ \frac{\partial \rho \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{U}_i \bar{U}_j) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{U}_i + \frac{\partial}{\partial x_i} \bar{U}_j \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial}{\partial x} \bar{U}_i \right] + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) + S_M. \end{aligned} \quad (4.1)$$

Здесь динамическая вязкость  $\mu = \mu_l + \mu_t$  ( $\mu_l$  - ламинарная составляющая,  $\mu_t$  - турбулентная составляющая).

Для определения турбулентной составляющей используются модели турбулентной вязкости. В этих моделях принята гипотеза Буссинеска [23],  
 БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА [WWW.KVINT.RU](http://WWW.KVINT.RU)

предлагающая зависимость Рейнольдсовых напряжений от пропорциональных деформаций (осредненных градиентов скоростей):

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \right). \quad (4.2)$$

Для моделирования турбулентной вязкости принята модель сдвиговых напряжений the shear-stress transport (SST), разработанная Флорианом Ментером [24,25], сочетающая в себе устойчивость и точность разрешения пограничного слоя модели k- $\omega$  и решения основного потока модели k- $\epsilon$ .

Модель SST использует переходную функцию для плавного перехода от стандартной модели k- $\omega$  вблизи стенки к модели k- $\epsilon$  для высоких чисел Рейнольдса во внешней части пограничного слоя.

В качестве рабочего тела может использоваться уравнение состояния Менделеева-Клапейрона для совершенного газа. В случае необходимости использования реальных газов могут использоваться уравнения состояния Пенга-Робинсона, Редлиха-Квонга с модификациями Ангуера, Соаве, и др.

Известно, что при решении системы уравнений Навье-Стокса, уравнений энергии и др., производится с определенной точностью, ввиду следующих погрешностей:

- 1) Погрешности моделирования.
- 2) Погрешность дискретизации.
- 3) Погрешность итерационного решения.

Погрешность моделирования возникает ввиду различия между реальным физическим экспериментом компрессора и точным решением его математической модели. В состав этой погрешности входят вводимые допущения и упрощения в описании математической модели. Такие вводимые допущения и упрощения можно подразделять на конструкционные упрощения и физические допущения.

К конструкционным упрощениям относятся изменения, необходимые для адаптации физической реальной модели к математической:

- 1) Расчет без учета междисковых зазоров и лабиринтных уплотнений.

- 2) Поэлементный расчет без учета взаимовлияния элементов.
- 3) Упрощения в области соединения межсеточных интерфейсов.

К физическим относятся изменения в свойствах:

- 1) Решение уравнений, не полностью описывающих характер течения.
- 2) Применение полуэмпирических моделей турбулентности.
- 3) Применение моделей совершенного газа.
- 4) Расчет в стационарной постановке, без учета процессов, зависящих от времени.
- 5) Применение межсеточных интерфейсов.

Погрешность дискретизации возникает ввиду различия между точным решением математической модели и решением системы дискретизированных алгебраических уравнений. Для снижения данного вида погрешностей следует уменьшать размер ячеек расчетной сетки и применять схемы аппроксимации более высоких порядков точности. Однако измельчение сетки не всегда дает желаемое увеличение точности ввиду появления схемной вязкости, отрицательно влияющей на точность расчета.

Ввиду данного обстоятельства необходимо проводить расчет на сеточную независимость, обычно методом двойного просчета, т.е. дроблением элементов в 2 раза, если результаты расчета не меняются, то решение является сеточно независимым, в случае изменения, расчетная сетка дробится еще раз и так до получения неменяющегося решения.

Поскольку метод итераций является приближенным решением, то возникает погрешность итерационного решения между точным и итерационным решением системы дискретизованных алгебраических уравнений. Контроль за точностью итерационного решения осуществляется с помощью оценки ее сходимости.

В соответствии с методологией, принятой на кафедре КВиХТ для машин динамического действия, на основе верификации и валидации численного расчета с базой экспериментальных данных кафедры определены следующие

параметры моделирования, обеспечивающие корректный расчет газодинамических характеристик:

1. Получение полностью сошедшегося решения

Падение уровня среднеквадратичных невязок (RMS) для метода RANS ниже  $10^{-4}$ . Обычно снижение невязок на два-три порядка свидетельствует как минимум о качественной сходимости. На этом этапе должны установиться основные характеристики течения. Следует понимать, даже при хорошей сходимости, необходимо выполнение остальных условий расчета.

Выполнение балансов основных уравнений:

относительная погрешность по балансу массы –  $(1-3) \cdot 10^{-3} \%$ ,

по энергии –  $(1-5) \cdot 10^{-2} \%$ .

Неизменность параметров мониторинга: значения точек, интегральных параметров мониторинга должны выйти на постоянную величину и мало меняться от итерации к итерации (минимальная осцилляция).

Физичность результатов: поля полной температуры и полного давления, соответствующие физике потока.

2. Расчет с учетом междисковых зазоров и лабиринтных уплотнений

3. Расчет с учетом реальных свойств газа.

4. Расчет с учетом входного и выходного устройств.

После получения сошедшегося решения результаты подвергаются обработке. Обычно получают осредненные по массовому расходу интегральные параметры потока в контрольных сечениях. Эти параметры необходимы достаточны, чтобы численно оценить энергоэффективность компрессора в целом, а также каждого конкретного элемента по отдельности.

#### **1.4 Описание программно-инженерного комплекса ANSYS**

ANSYS – программно-инженерный комплекс, предназначенный для решения линейных и нелинейных, стационарных и нестационарных пространственных задач. Данная программа широко применяется для

проведения расчета во многих отраслях промышленности, в том числе и для расчета газодинамических задач [6].

Для проектирования 3D моделей в программу встроен специальный CADмодуль Geometry. Построенную 3D модель можно с легкостью импортировать из другого программно-инженерного комплекса

Следующим этапом построения является разбивка модели на сеточные блоки. В последствии по построенным сеточным блокам будет производиться задача конечно-элементного анализа. Для построения сетки в программу ANSYS встроены модели сеточных генераторов.

Mesh – модуль, предназначенный для автоматического построения сетки для тел простой формы.

TurboGrid– сеточный генератор, предназначенный для построения сетки с пристеночными слоями и сгущениями в нужных местах. Данный генератор предназначен для построения сетки тел специальной формы.

ICEMCFD – универсальный модуль для создания сетки тел разной формы. Наличие специального типа инструментов позволяет сгенерировать сетку с нужными определенными параметрами.

Для задания граничных условий и решения пространственной задачи используется специальный расчетный модуль CFX. Он позволяет смоделировать условия эксперимента с высокой точностью и путем конечным элементов выдать решение той или иной задачи.

## **2.2 Построение геометрии для нагнетателя**

Для построения геометрии был использован программный комплекс 3D моделирования SolidWorks. Исходя из расчетных данных были построены входной осевой патрубков (рис 2.1), рабочая лопатка и диффузор (рис 2.2), а также улитка. Все модели, кроме улитки имели симметрию относительно оси, поэтому было построено только часть для упрощения расчета.

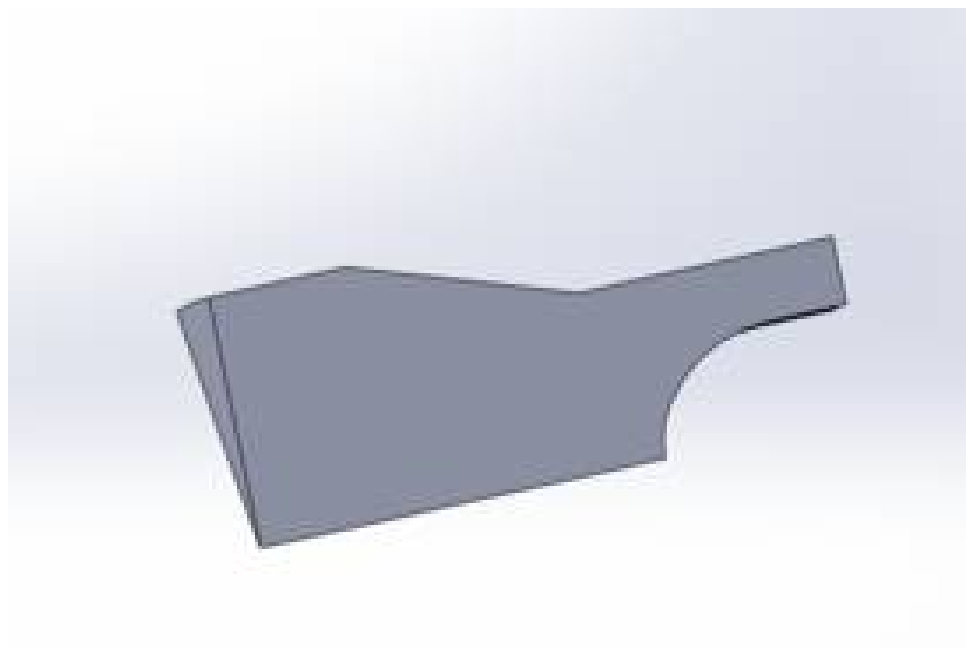


Рис 2.1 Модель входного патрубка

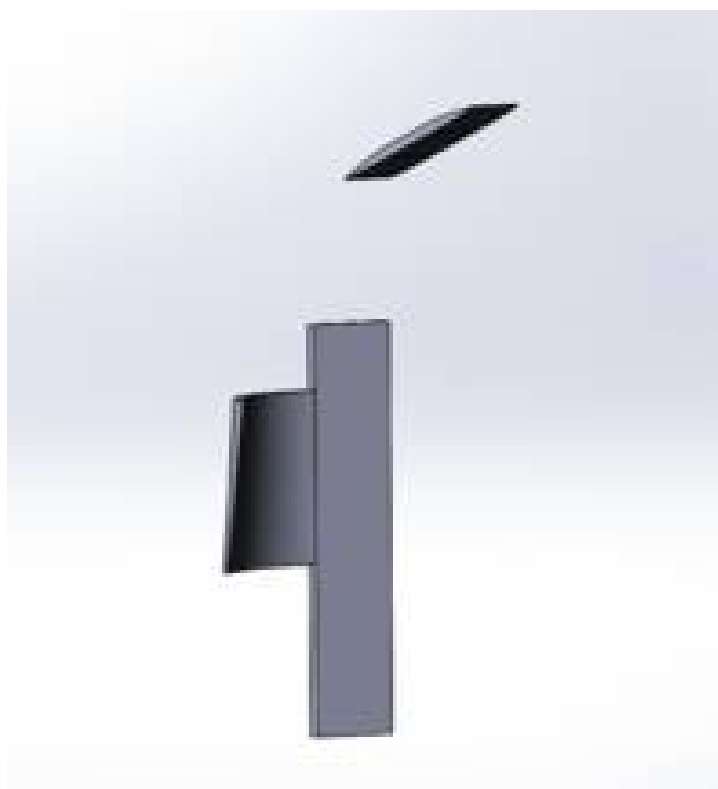


Рис 2.2 Модель лопатки и лопаточного диффузора



Рис 2.3 Модель улитки

## **2.2 Построение сетки для нагнетателя**

Перед построением сетки разобьем ступень центробежного компрессора на основные составляющие. Это разбиение необходимо сделать, так как каждый элемент должен иметь свои параметры сетки. Поэтому более простые элементы, такие как входной патрубок и сборная камера, генерируются в ICEMCFD модуле, а более сложные элементы (РК и ЛД) создаются в TurboGrid.

Рассмотрим параметры построения сетки для входного патрубка (рис. 2.4) и улитки (рис. 2.5). В сеточном генераторе ICEMCFD сначала задаются параметры для всех поверхностей (таблица 2.1), затем задаются параметры для поверхностей, где требуется построение призматического слоя (таблица 2.2).



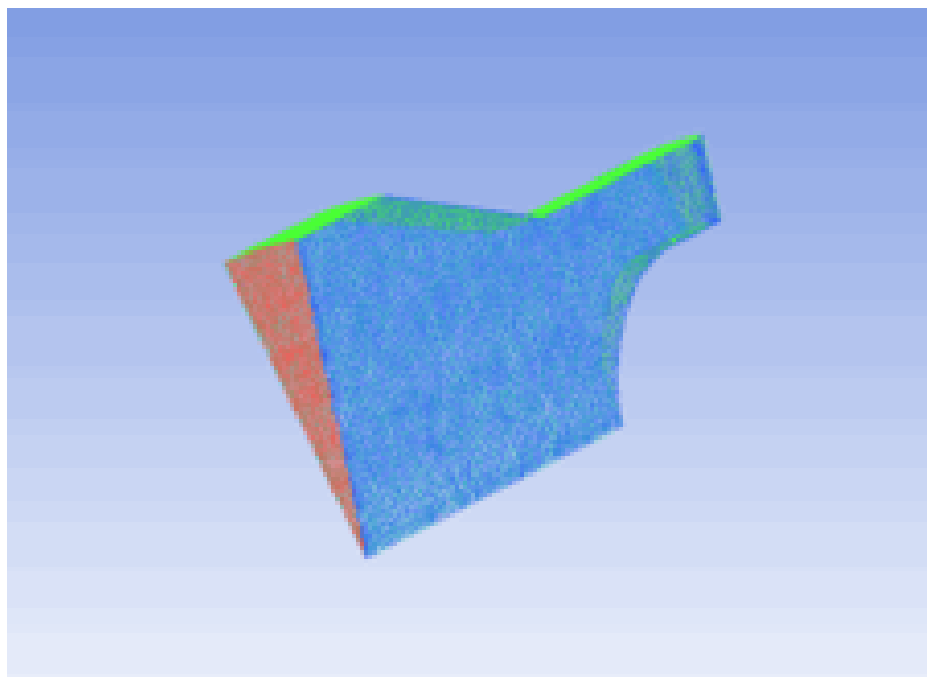


Рис. 2.4. Сеточная модель входного патрубка

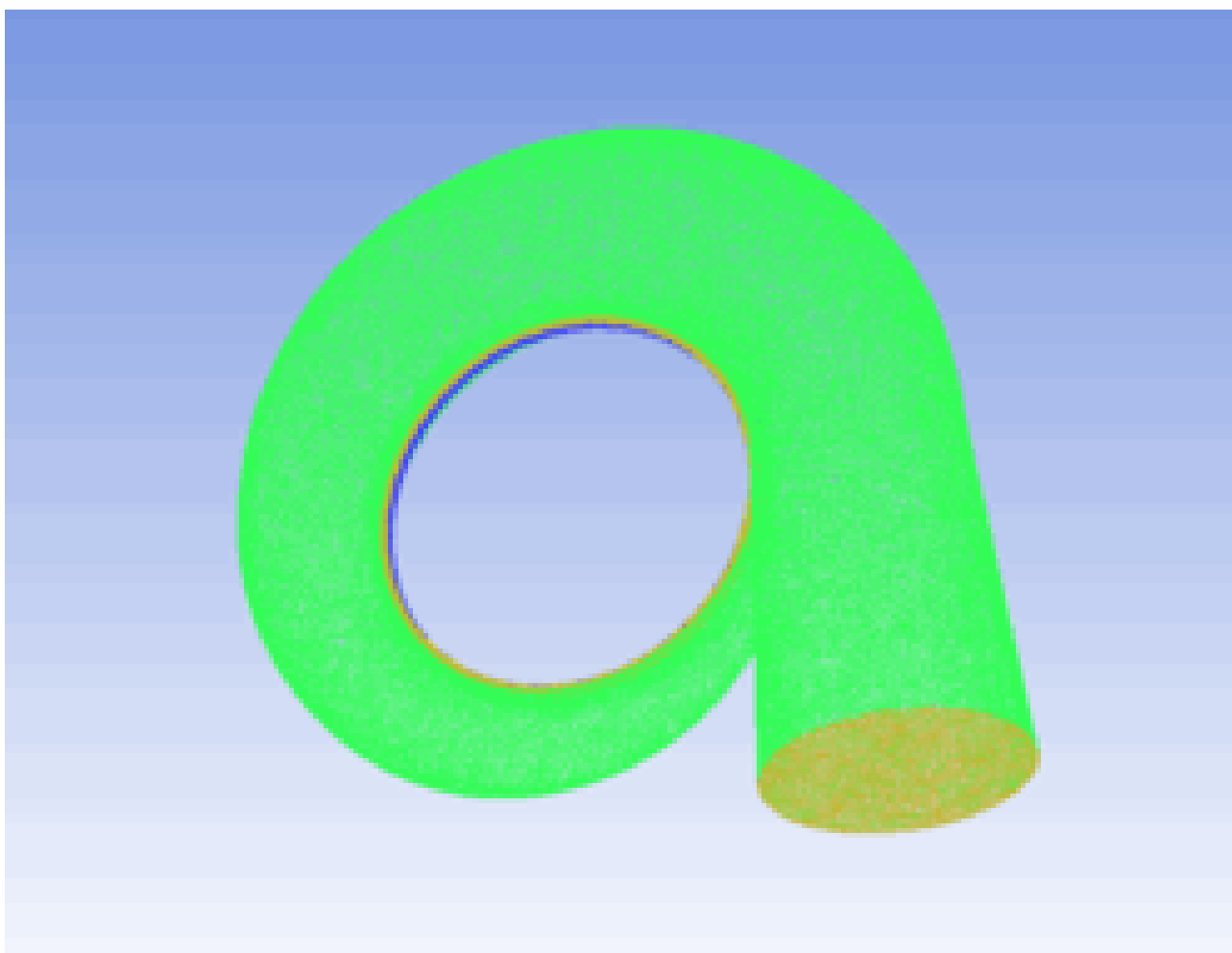


Рис. 2.5. Сеточная улитки

Таблица 2.1

## Параметры основной сетки

Название	Входной патрубок	Улитка
Maxelementsizе (максимальный размер ячейки)	3 мм	5 мм
Scale factor (масштаб)	2	3
Smooth Iterations (сглаженная итерация)	10	5
Height ratio (соотношение высоты)	1.3	1.3

Таблица 2.2

## Параметры сетки на отдельных поверхностях

Улитка					
Название поверхности	Макс. размер ячейки на поверхности	Высота пристеночного слоя	Соотношение высоты	Число слоев	Соотношение тетраэдрических размеров ячейки
INLET (вход)	1 мм	-	-	-	-
OUTLET (выход)	1 мм	-	-	-	-
WALL (стенка)	2 мм	0.005 мм	1.3	10	1.3
Входной патрубок					
Название поверхности	Макс. размер ячейки на поверхности	Высота пристеночного слоя	Соотношение высоты	Число слоев	Соотношение тетраэдрических размеров ячейки
INLET (вход)	1.5 мм	-	-	-	-
OUTLET (выход)	1.5 мм	-	-	-	-
WALL (стенка)	1.5 мм	0.005 мм	1.3	10	1.3

Построение сетки в TurboGrid отличается качеством и сложностью построения. Сложность заключается в том, что в диффузоре и рабочем колесе

**БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА [WWW.KVINT.RU](http://WWW.KVINT.RU)**

имеются лопатки, а построение ячеек вокруг тела в замкнутом пространстве достаточно непростая задача. При задании граничных условий следует представлять тело как единую модель, не разбивая ее на вход и выход, дабы не усложнять дальнейший расчет. Параметры сетки (таблица 2.3) стоит выбирать так, чтобы в сборе единого механизма не было резких скачков в размере сетки. Результат на рис. 2.6. и рис. 2.7.

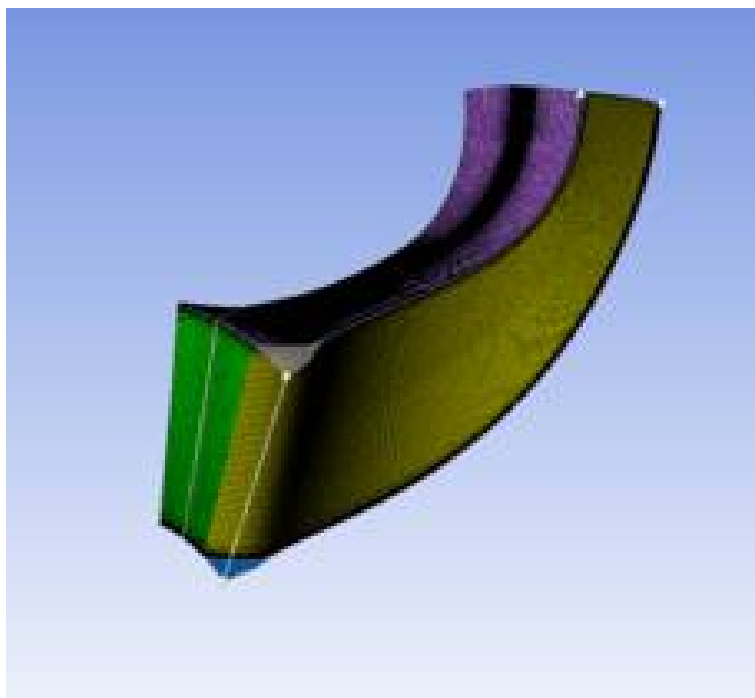


Рис. 2.6. Сеточная модель рабочего колеса

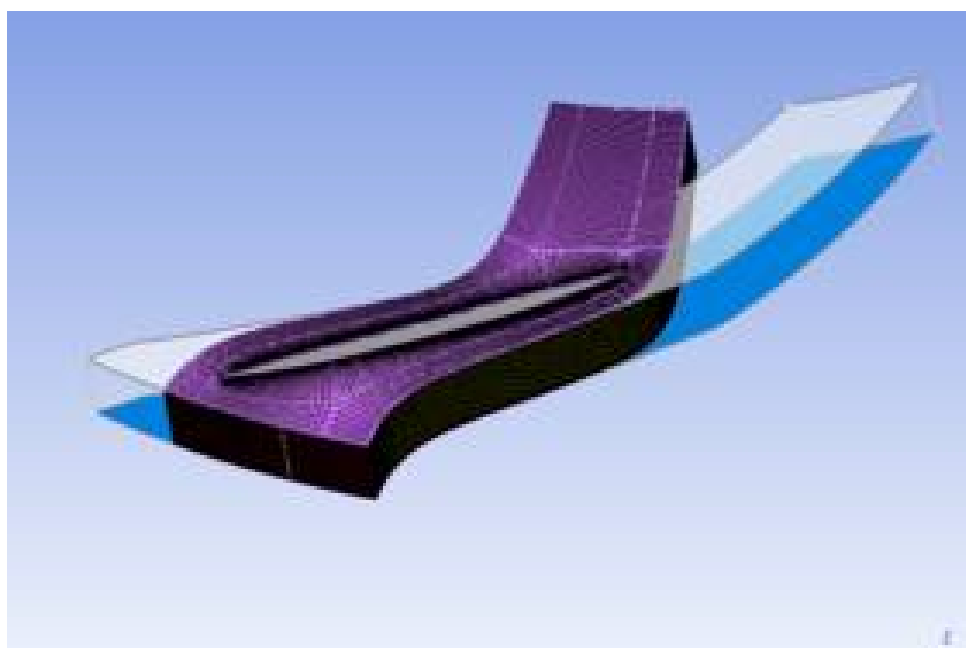


Рис. 2.7. Сеточная модель лопаточного диффузора

**БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА [WWW.KVINT.RU](http://WWW.KVINT.RU)**

Таблица 2.3

Параметры сетки рабочего колеса и лопаточного диффузора

Название детали	Рабочее колесо	Лопаточный диффузор
Walldistance (размер пристеночного слоя)	3 мм	5 мм
End ratio (масштаб)	1.3	1.3
Layeroffset (смещение слоя)	1 мм	1 мм

Окончательным этапом расчета считается его диагностика, для этого в Mesh генераторе нужно зайти в разделе «MeshAnalysis» или «Diagnostics», и редактор сам проверит параметры сетки. Останется только визуально проверить ячейки, построенные сеточным модулем.

В результате расчета определяется количество ячеек в каждом элементе (таблица 2.4). Количество элементов соответствует допустимым пределам для определения задачи конечных элементов.

Таблица 2.4

Количество ячеек в каждом элементе

Наименование элемента	Количество ячеек, млн
Входной патрубок	0,2
Рабочее колесо	1,2
Лопаточный диффузор	0,8
Улитка	1

### 2.3 Задача граничных условий

Граничные условия имеют следующий вид (таблица 1.5):

- рабочая среда – природный газ;
- полное давление газа на входе в ступень (Вход) -  $P_n^*$ , Па;
- полная температура газа на входе в ступень (Вход) -  $T_n^*$ , К;
- массовый расход газа на выходе из ступени (Выход) -  $m$ , кг/с;
- частота вращения ротора -  $n$  об/мин.

При моделировании ступени граничные условия на входе остаются неизменными, частота вращения тоже не изменяется, изменяется только массовый расход. Вид модели с заданными условиями представлен на рис. 2.8

Таблица 2.5

Граничные условия

№	$T_n^*$ , К	$P_n^*$ , МПа	$m$ , кг/с	$n$ , об/мин
1	303.15	9,8	38	33500
2	303.15	9,8	40	33500
3	303.15	9,8	42	33500
4	303.15	9,8	44	33500
5	303.15	9,8	46	33500
6	303.15	9,8	48	33500

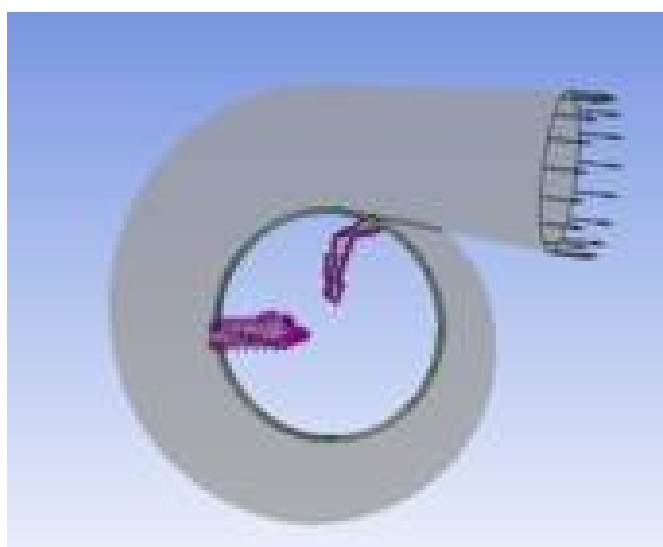


Рис. 2.8 Вид модели с заданными условиями

## 2.4 Проведение и получение результатов численного моделирования

В качестве решателя использовался CFX Solver, а в качестве обработчика CFX Post. Все результаты имели приемлемую сходимость (рис. 2.9-2.14), не смотря на наличие больших объемов вычислений. С помощью пост обработчика были получены таблицы значений (Табл. 2.6-2.11), а также визуализированы течения газа (Рис. 2.14-2.15). Рис. 2.9 Сходимость на на режиме №3

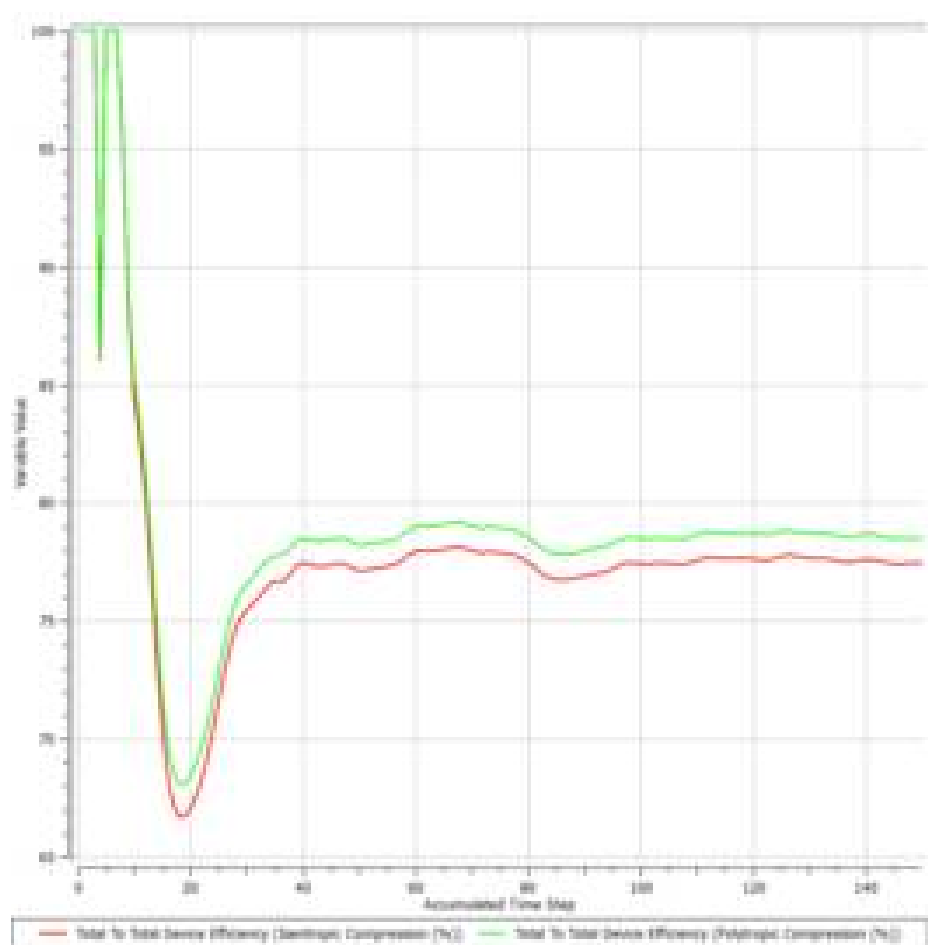


Рис. 2.9 Сходимость на режиме №3 по эффективности

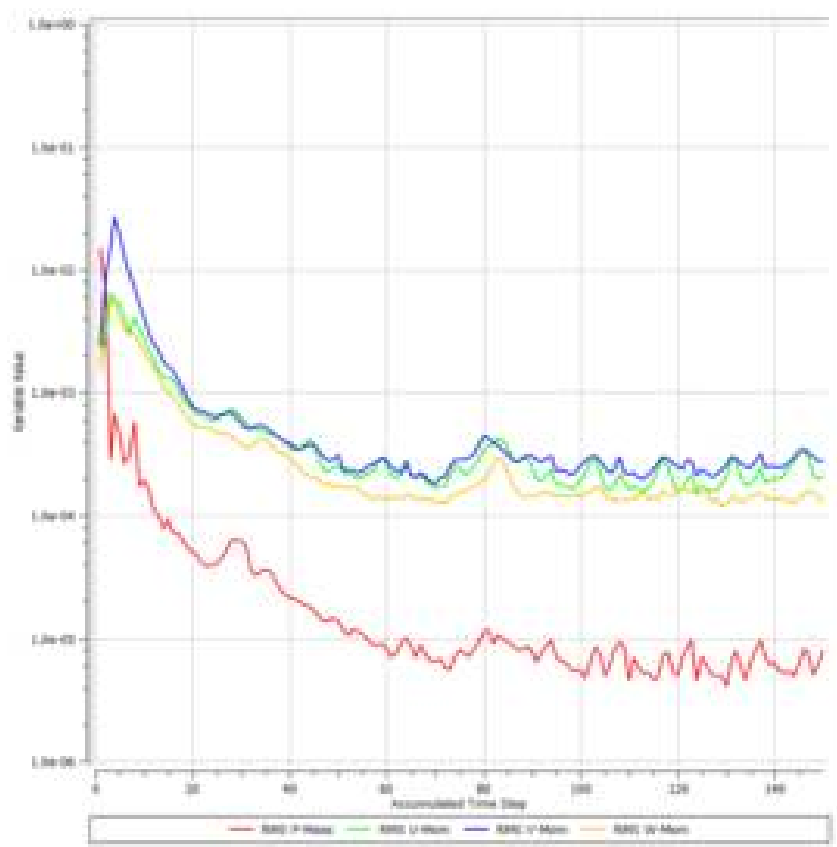


Рис. 2.10 Сходимость на режиме №3 по невязкам

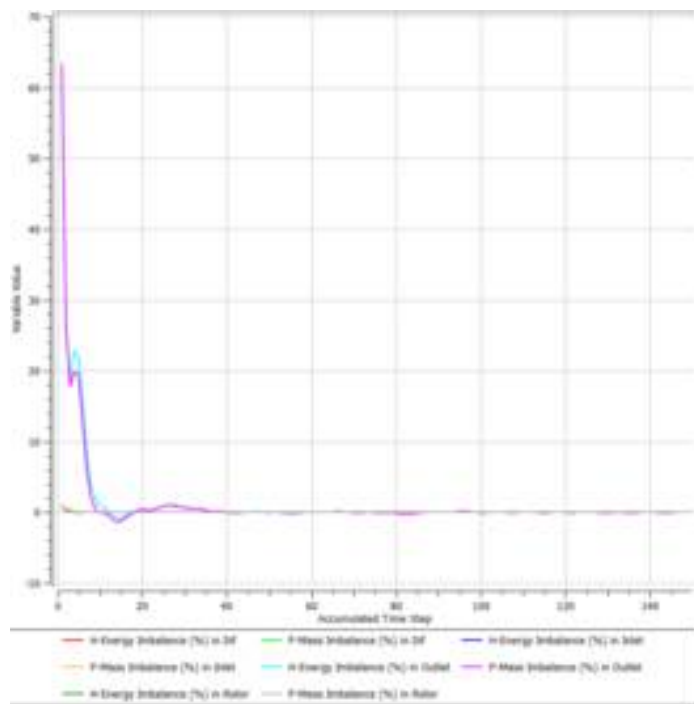


Рис. 2.11 Сходимость на режиме №3 по имбалансам

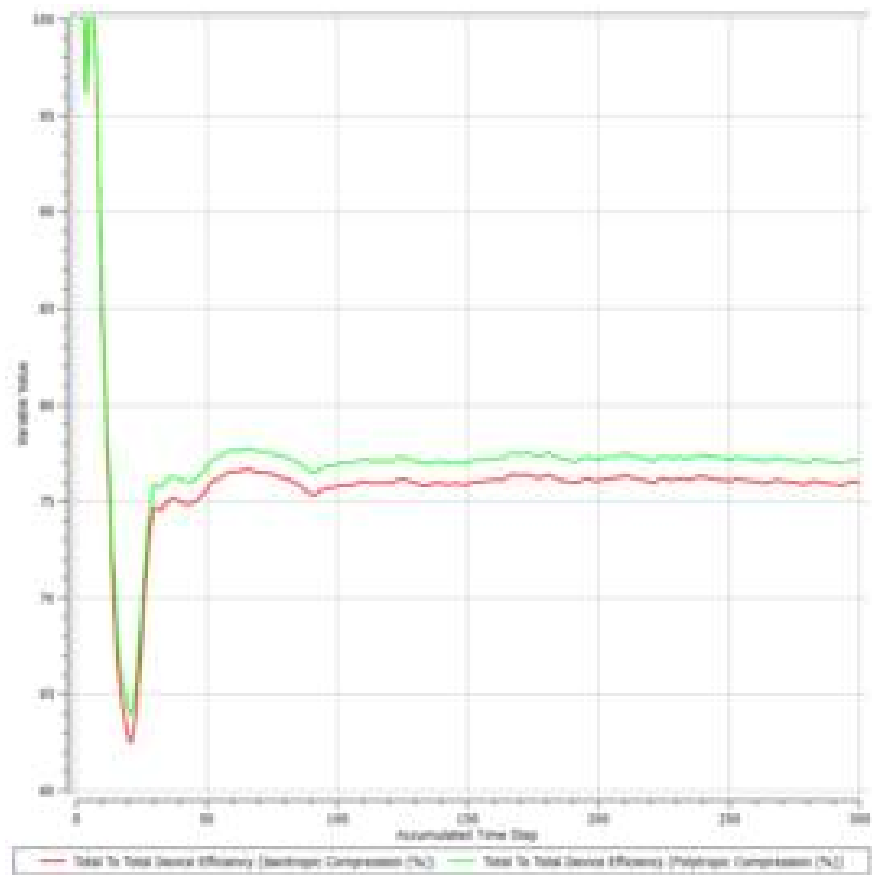


Рис. 2.12 Сходимость на режиме №2 по имбалансам

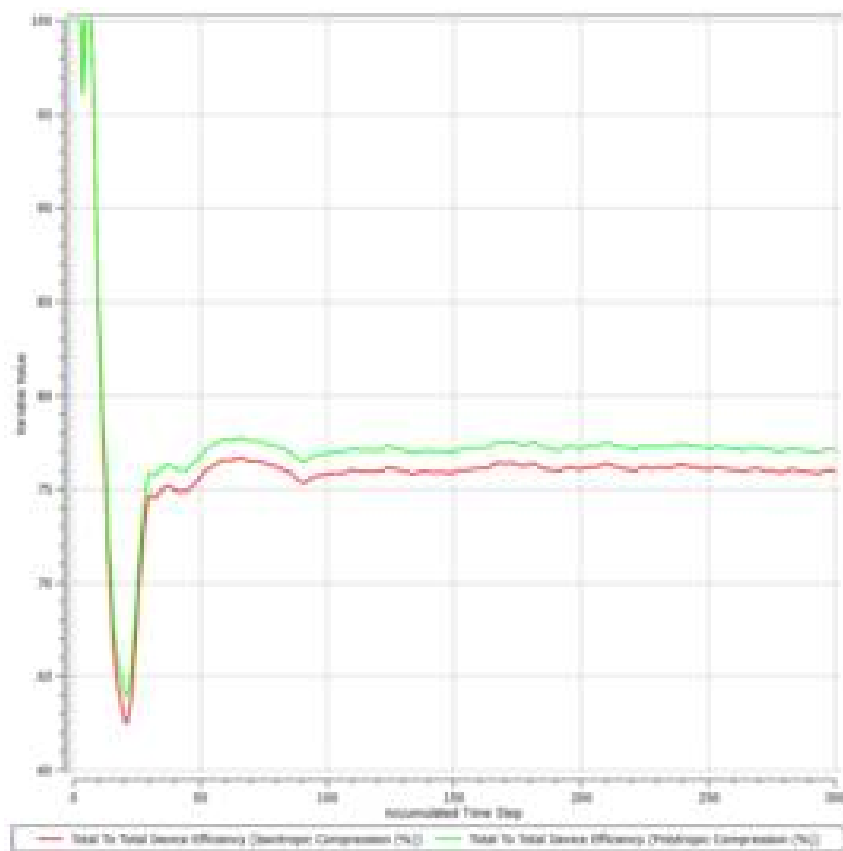


Рис. 2.13 Сходимость на режиме №2 по эффективности



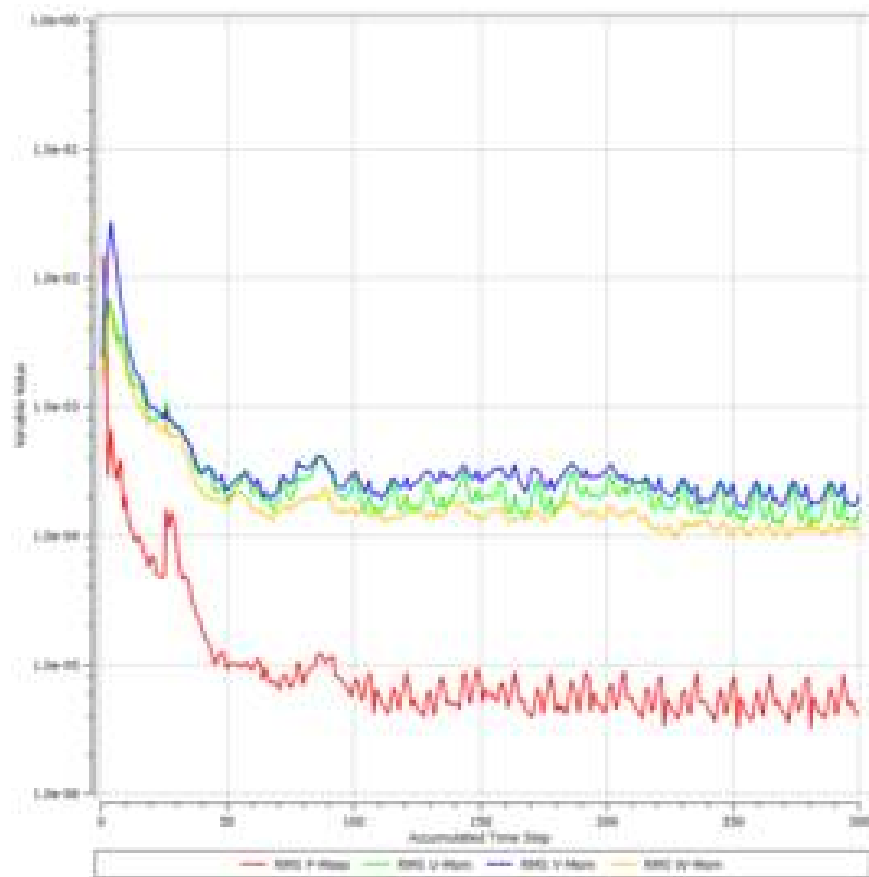


Рис. 2.14 Сходимость на режиме №3 по невязкам

Таблица 2.6 Параметры на режиме №1

	P*	P	T*	T	p	W	C	Cr	H	S
0-0	9.80	9.78	303.15	303.00	94.61	21.01	21.01	21	475076	9355.67
1-1	9.8	9.53	303.15	301.11	92.81	174.13	77	69.68	475137	9355.93
2-2	16.73	12.04	342.25	319.58	108.35	123.44	275.73	3.5	541064	9369.7
3-3	15.15	12.76	339.12	327.88	111.02	188.33	188.33	1.67	540838	9393.33
4-4	15.31	14.69	339.48	336.57	120.4	94.07	94.07	1.3	540628	9402.56
5-5	14.91	14.88	338.69	338.61	120.72	17.39	17.39	11.63	540717	9412.53

Таблица 2.7 Параметры на режиме №2

	P*	P	T*	T	p	W	C	Cr	H	S
0-0	9.80	9.78	303.15	302.98	94.60	22.12	22.12	22.12	475076	9355.67
1-1	9.8	9.52	303.14	301.04	92.78	176.97	77.96	73.41	475107	9355.81
2-2	16.8	12.35	341.93	320.6	110.34	116.93	267.76	3.63	539711	9364.37
3-3	15.51	13.07	339.46	328.27	113.53	188.88	188.88	1.72	539715	9382.77
4-4	15.64	15	339.73	336.77	122.76	95.15	95.15	1.34	539456	9391.36
5-5	15.21	15.18	338.92	338.79	122.97	20.9	20.9	12.02	539542	9401.79

Таблица 2.8 Параметры на режиме №3

	P*	P	T*	T	p	W	C	Cr	H	S
0-0	9.80	9.77	303.15	302.97	94.58	23.24	23.24	23.23	475076	9355.67
1-1	9.80	9.50	303.14	300.86	92.61	178.93	81.26	77.24	475105	9355.83
2-2	16.72	12.33	341.45	320.36	110.34	120.33	265.94	3.8	538727	9362.88
3-3	15.63	13.14	339.39	328.00	114.18	191.10	191.1	1.8	538782	9378.96
4-4	15.74	15.02	339.68	336.42	123.19	100.06	100.06	1.4	538743	9387.06
5-5	15.26	15.24	338.78	338.7	123.52	17.22	17.22	12.56	538814	9398.41

Таблица 2.9 Параметры на режиме №4

	P*	P	T*	T	p	W	C	Cr	H	S
0-0	9.80	9.77	303.15	302.95	94.57	24.34	24.34	24.33	475076	9355.67
1-1	9.8	9.47	303.14	300.67	92.42	180.73	84.67	81.02	475103	9355.85
2-2	16.74	12.29	341.48	320.07	110.14	124.74	267.73	3.98	538726	9362.27
3-3	15.75	13.18	339.64	327.87	114.51	194.94	194.94	1.88	538831	9377.08
4-4	15.83	15.06	339.89	336.41	123.53	103.52	103.52	1.46	538845	9385.28
5-5	15.32	15.3	338.95	338.84	123.93	19.61	19.61	13.12	538904	9397.08

Таблица 2.10 Параметры на режиме №5

	P*	P	T*	T	p	W	C	Cr	H	S
0-0	9.80	9.77	303.15	302.93	94.55	25.47	25.47	25.47	475076	9355.66
1-1	9.8	9.44	303.14	300.45	92.22	182.65	88.4	85.02	475102	9355.86
2-2	16.75	12.23	341.49	319.69	109.81	129.53	269.98	4.18	538752	9362.03
3-3	15.85	13.19	339.98	327.77	114.61	199.05	199.05	1.98	539238	9376.46
4-4	15.9	15.11	340.13	336.58	123.84	105.12	105.12	1.52	539180	9384.63
5-5	15.4	15.39	339.22	339.14	124.42	17.4	17.4	13.66	539270	9396.28

Таблица 2.11 Параметры на режиме №6

	P*	P	T*	T	p	W	C	Cr	H	S
0-0	9.80	9.77	303.15	302.91	94.53	26.58	26.58	26.57	475076	9355.66
1-1	9.8	9.41	303.13	300.22	92	184.51	92.02	88.86	475101	9355.88
2-2	16.77	12.17	341.57	319.33	109.5	133.9	272.55	4.36	538889	9361.74
3-3	15.99	13.25	340.25	327.74	115.11	202.26	202.26	2.06	539264	9374.4
4-4	15.98	15.11	340.31	336.39	123.95	110.62	110.62	1.58	539268	9382.97
5-5	15.48	15.44	339.4	339.23	124.82	24.04	24.04	14.21	539344	9394.7

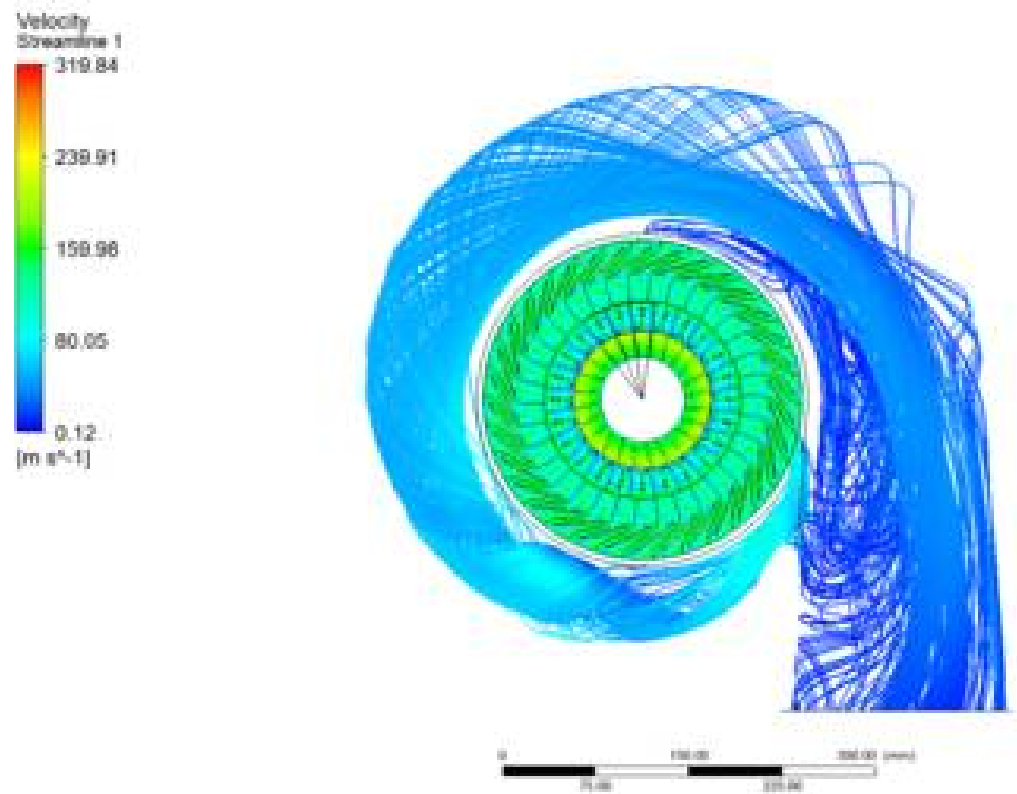


Рис. 2.14 Распределение скорости в проточной части

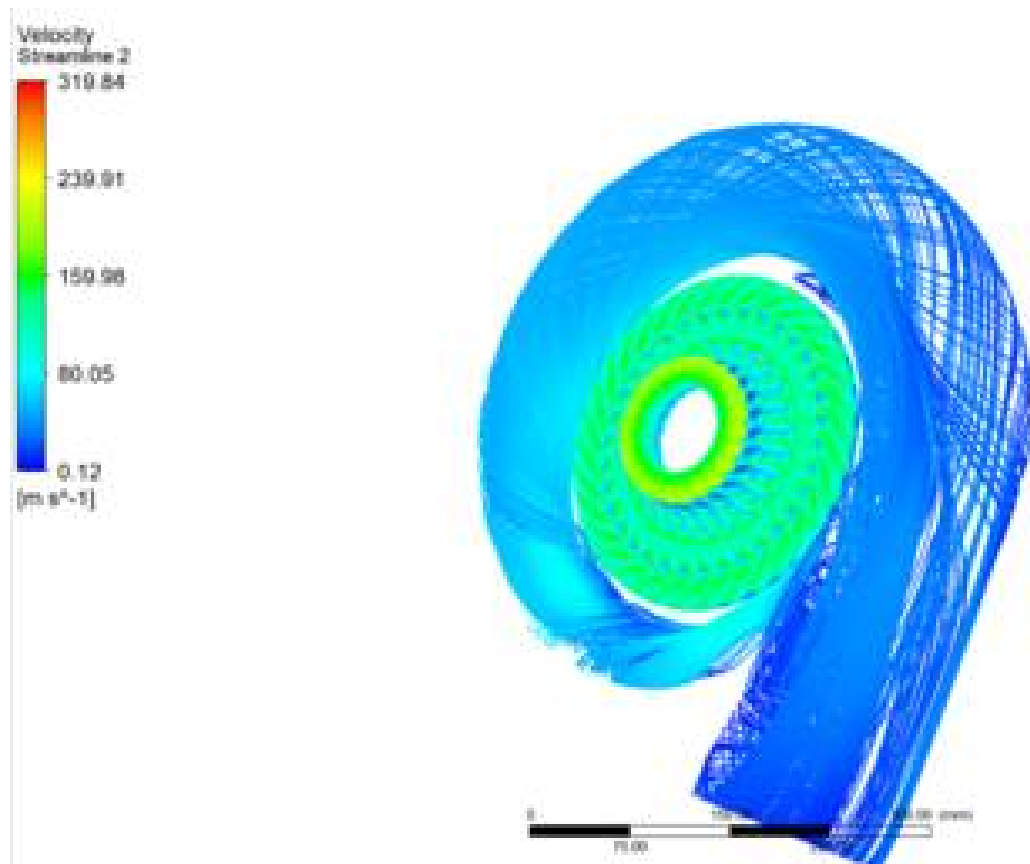


Рис. 2.15 Распределение скорости в проточной части

## 2.5 Обработка результатов численного моделирования

По итогам проведения численного эксперимента были получены таблицы результатов расчета. На основании данных таблиц производилась обработка результата по методике, созданной на кафедре «КВиХТ», для получения характеристики центробежного компрессора. Формулы для определения характеристик приведены ниже.

1. Показатель политропы  $\frac{n}{n-1}$ :

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\lg \frac{p_i}{p_0}}{\lg \frac{T_i}{T_0}} \quad (2.1)$$

2. Коэффициент политропного напора:

$$\psi_p = \frac{h_p}{U_2^2}, \quad (2.2)$$

где  $h_p$  - статический политропный напор, Дж/кг, определяется как

$$h_{pi} = \frac{n}{n-1} RT_0 \left[ \left( \frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.3)$$

3. Динамический напор  $h_d$ , Дж/кг:

$$h_d = \frac{c_i^2 - c_0^2}{2} \quad (2.4)$$

4. Выражение для внутреннего напора

$$h_i = C_p \Delta T \quad (2.5)$$

5. Коэффициент внутреннего и теоретического напоров определяется как:

$$\psi_i = \frac{h_i}{U_2^2} \quad (2.6)$$

6. Политропный КПД по полным параметрам определяется по зависимости:

$$\eta_{\Pi}^* = \frac{h_{\Pi} + h_d}{h_i} \quad (2.7)$$

7. Степень повышения давление в рабочем колесе:

$$\Pi_{1-2} = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.8)$$

8. Степень повышения давления в компрессоре:

$$\Pi = \frac{p_k}{p_n} \quad (2.9)$$

9. Повышение температуры в компрессоре:

$$\Delta T = T_k - T_n \quad (2.10)$$

10. Потери в лопаточном диффузоре:

$$\xi_{2-4} = R \cdot \frac{c^2}{2} \cdot (p_2^* - p_4^*) \quad (2.11)$$

11. Определение мощности компрессора:

$$N = h_i^* \cdot m \quad (2.12)$$

Таблица 2.12 Обработанные данные режима №1

	П	П*	ψт	zR	hp	hd	hp*	ψp*	hi*	КПДр*	ψi*	КПД	N, МВт
0-0				341.16									
1-1				341.01	24940	35049	59989	0.874	65927	0.91	0.96	0.81	2.50
2-2	1.263	1.562	0.943	347.71									
3-3				350.54									
4-4				362.51	51668	13310	38358	0.559	65552	0.585	0.955	0.66	2.40
5-5	1.521	1.521		364.02									

Таблица 2.13 Обработанные данные режима №2

	П	П*	ψт	zR	hp	hd	hp*	ψp*	hi*	КПДр*	ψi*	КПД	N, МВт
0-0				341.22									
1-1				340.85	27885	32809	60694	0.884	64604	0.939	0.941	0.88	2.58
2-2	1.297	1.596	0.923	349.12									
3-3				350.7									
4-4				362.83	54508	13311	41197	0.6	64380	0.64	0.938	0.7	2.49
5-5	1.552	1.552		364.37									

Таблица 2.14 Обработанные данные режима №3

	П	П*	ψт	zR	hp	hd	hp*	ψp*	hi*	КПДр*	ψi*	КПД	N, МВт
0-0				340.95									
1-1				340.96	27954	32060	60015	0.874	63622	0.943	0.927	0.89	2.67
2-2	1.298	1.606	0.91	348.81									
3-3				350.86									
4-4				362.42	54773	13254	41519	0.605	63667	0.652	0.927	0.71	2.59
5-5	1.56	1.557		364.28									

Таблица 2.15 Обработанные данные режима №4

	П	П*	ψт	zR	hp	hd	hp*	ψp*	hi*	КПДp*	ψi*	КПД	N, МВт
0-0				341.01									
1-1				340.8	27887	32255	60142	0.876	63623	0.945	0.927	0.89	2.80
2-2	1.298	1.615	0.909	348.63									
3-3				351.05									
4-4				362.4	55167	13643	41525	0.605	63769	0.651	0.929	0.71	2.72
5-5	1.566	1.563		364.35									

Таблица 2.16 Обработанные данные режима №5

	П	П*	ψт	zR	hp	hd	hp*	ψp*	hi*	КПДp*	ψi*	КПД	N, МВт
0-0				341.11									
1-1				340.7	27652	32537	60189	0.877	63650	0.946	0.927	0.89	2.93
2-2	1.296	1.622	0.909	348.38									
3-3				351.12									
4-4				362.51	55702	14285	41417	0.603	64104	0.646	0.934	0.71	2.88
5-5	1.575	1.571		364.73									

Таблица 2.17 Обработанные данные режима №6

	П	П*	ψт	zR	hp	hd	hp*	ψp*	hi*	КПДp*	ψi*	КПД	N, МВт
0-0				341.2									
1-1				340.69	27420	32908	60328	0.879	63788	0.946	0.929	0.89	3.06
2-2	1.293	1.631	0.91	348.05									
3-3				351.22									
4-4				362.39	55694	14336	41358	0.602	64192	0.644	0.935	0.71	3.01
5-5	1.58	1.58		364.64									

На основе рассчитанных данных были построены графики (Рис.2.16-2.17)

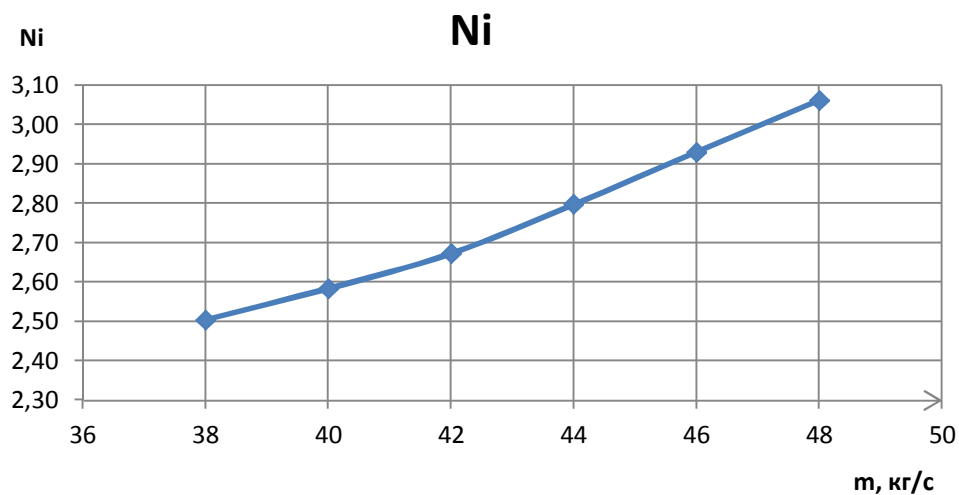


Рис. 2.16 Зависимость мощности от массового расхода

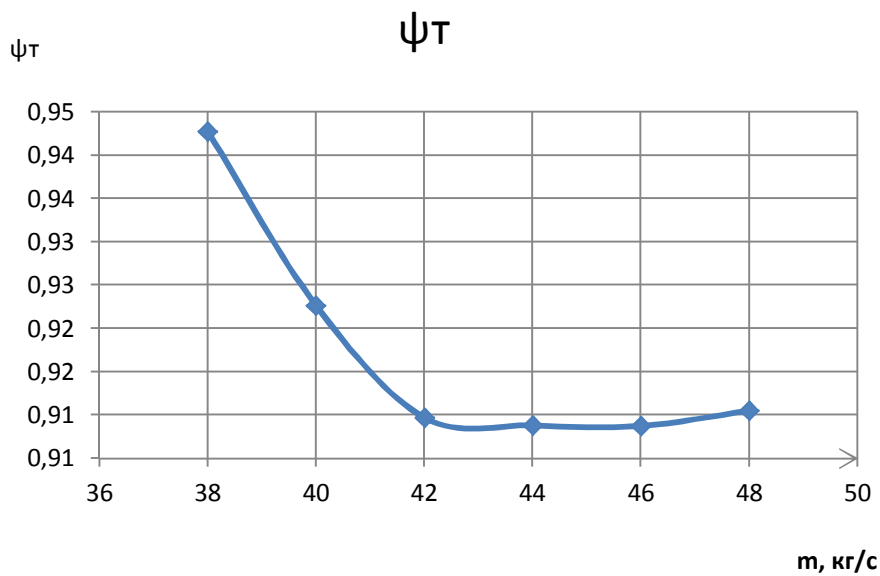


Рис. 2.17 Зависимость коэффициента  $\psi_T$  от массового расхода

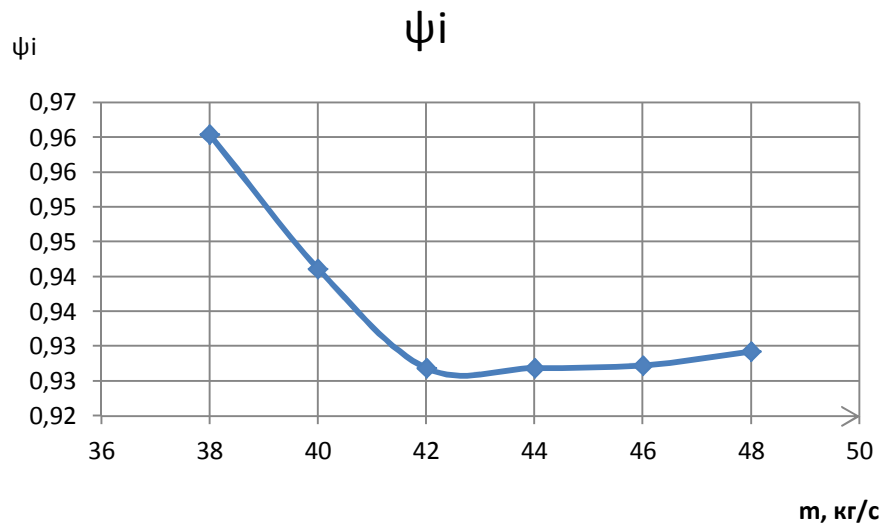


Рис. 2.18 Зависимость коэффициента  $\psi_i$  от массового расхода

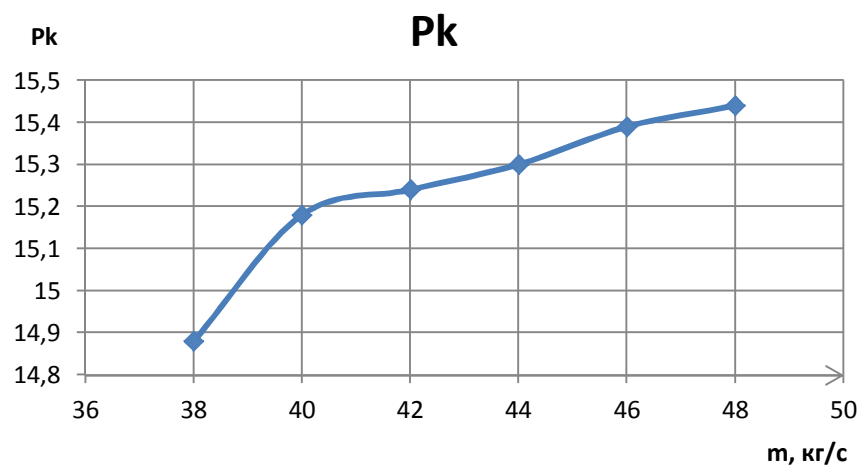


Рис. 2.19 Зависимость конечного давления от массового расхода

Основываясь на полученных данных, были получены входные параметры для расчета радиальной турбины с учетом гидравлических потерь (Рис 2.20, Табл.2.18).

Таблица 2.18 Расчет входных параметров для ТД

m	38	40	42	44	46	48
p	120.72	122.97	123.52	123.93	124.42	124.82
c	11.63	12.02	12.56	13.12	13.66	14.21
ζ	10	10	10	10	10	10
Δp	81641.06	88833.77	97428.62	106663.1	116081.1	126020.8



Δр, МПА	0.081641	0.088834	0.097429	0.106663	0.116081	0.126021
P <sub>кк</sub>	14.88	15.18	15.24	15.3	15.39	15.44
P <sub>нт</sub>	14.80	15.09	15.14	15.19	15.27	15.31

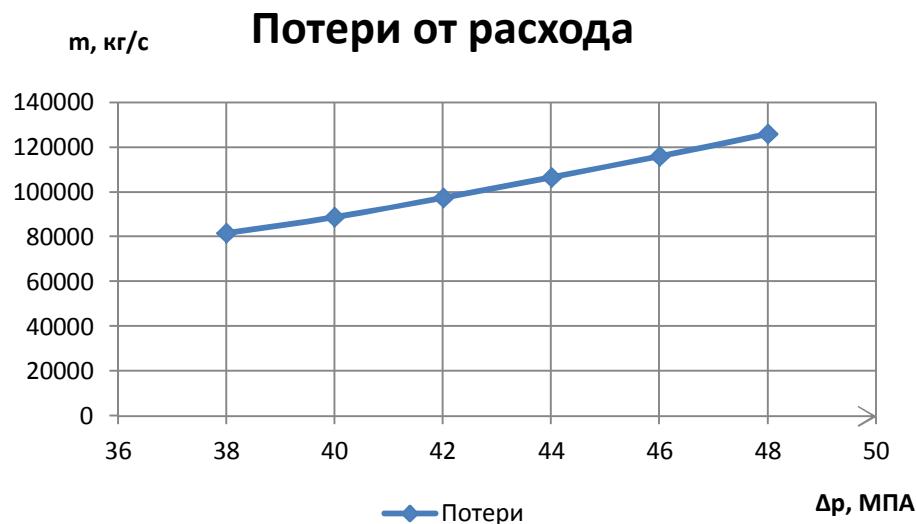


Рис. 2.20 Зависимость потерь от массового расхода

## ГЛАВА 3. РАСЧЕТ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ТУРБИНЫ

### 3.1 ОБЗОР РАСЧЕТА ТУРБИНЫ МЕТОДАМИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОДИНАМИКИ

Для расчета использовалась методика расчета кафедры КВиХТ. Диаметр и обороты турбины принимались равными с компрессором.

Для агрегата, имеющего кинематическую связь ротора компрессора и турбины, на установившемся режиме работы должно выполняться соотношение [9,10]:

$$N_K = N_T \quad \text{или} \quad \bar{m}_K \cdot h_{\text{пол}} = \bar{m}_T \cdot h_S \cdot \eta_{TK}, \quad (3.1)$$

показатель адиабаты отработавших газов:  $k = \frac{k_n + k_k}{2}$ ;

Утечки газа через радиальный зазор:

$$\Delta \bar{m} = \bar{m}_T \cdot \frac{\delta}{l_{cp} \cdot \sin \beta_2^*}; \quad (3.43)$$

где  $\delta = 0.0005$  - радиальный зазор;

$l_{cp}$  - высота лопатки:

$$l_{cp} = \frac{\left( \frac{D_2'' - D_2'}{2} + l_1 \right)}{2}. \quad (3.44)$$

Потери, определенные утечками газа через радиальный зазор:

$$\Delta h_{ym} = h_T \cdot \frac{\Delta \bar{m}}{\bar{m}_T}. \quad (3.45)$$

Потери на трение и вентиляцию:

$$\Delta h_{me} = \frac{1200 \cdot D_T^2}{\bar{m}_T} \cdot \left( \frac{U_T}{100} \right)^2 \cdot \rho_1. \quad (3.46)$$

Внутренний (эффективный) КПД турбины:

$$\eta_e = \eta_u - \frac{\Delta h_{ym} + \Delta h_{me}}{h_T}.$$

Результаты расчета представлены в табл. 3.1

Таблица 3.1 Результаты газодинамического расчета

$\bar{m}$ , кг/с	42
$n_{TK}$ , об/мин	33500
$P_{вх}$ , МПа	15,15
$T_{вх}$ , К	283,15
$\rho_{вх}$ , кг/м <sup>3</sup>	144,727
$P_1$ , МПа	8,2
$T_1$ , К	265,3
$\rho_1$ , кг/м <sup>3</sup>	72,5
$\beta_1$ , град	90
<b><math>\alpha_C</math>, град</b>	<b>12</b>
$\alpha_1$ , град	12
$P_2$ , МПа	5
$T_2$ , К	248
$\rho_2$ , кг/м <sup>3</sup>	54
$\beta_2$ , град	34,34
$\alpha_2$ , град	73,59
$h_{CA}$ , Дж/кг	59829
$h_{PK}$ , Дж/кг	110000
$N_T$ , МВт	2,6

### 3.1 Построение геометрии для турбины

Для построения геометрии был использован программный комплекс 3D моделирования SolidWorks. Исходя и расчетных данных были построены

рабочая лопатка и сопловой аппарат(Рис 3.1). Все модели, кроме улитки имели симметрию относительно оси, поэтому было построена только часть для упрощения расчета.



Рис 3.1 Модель рабочий лопатки и соплового аппарата

Рис 2.2 Модель лопатки и лопаточного диффузора

### 3.1 Построение сетки для турбины

При задании граничных условий следует представлять тело как единую модель, не разбивая ее на вход и выход, дабы не усложнять дальнейший расчет. Параметры сетки (таблица 3.2) стоит выбирать так, чтобы в сборе единого механизма не было резких скачков в размере сетки. Результат на рис. 3.2. и рис. 3.3.

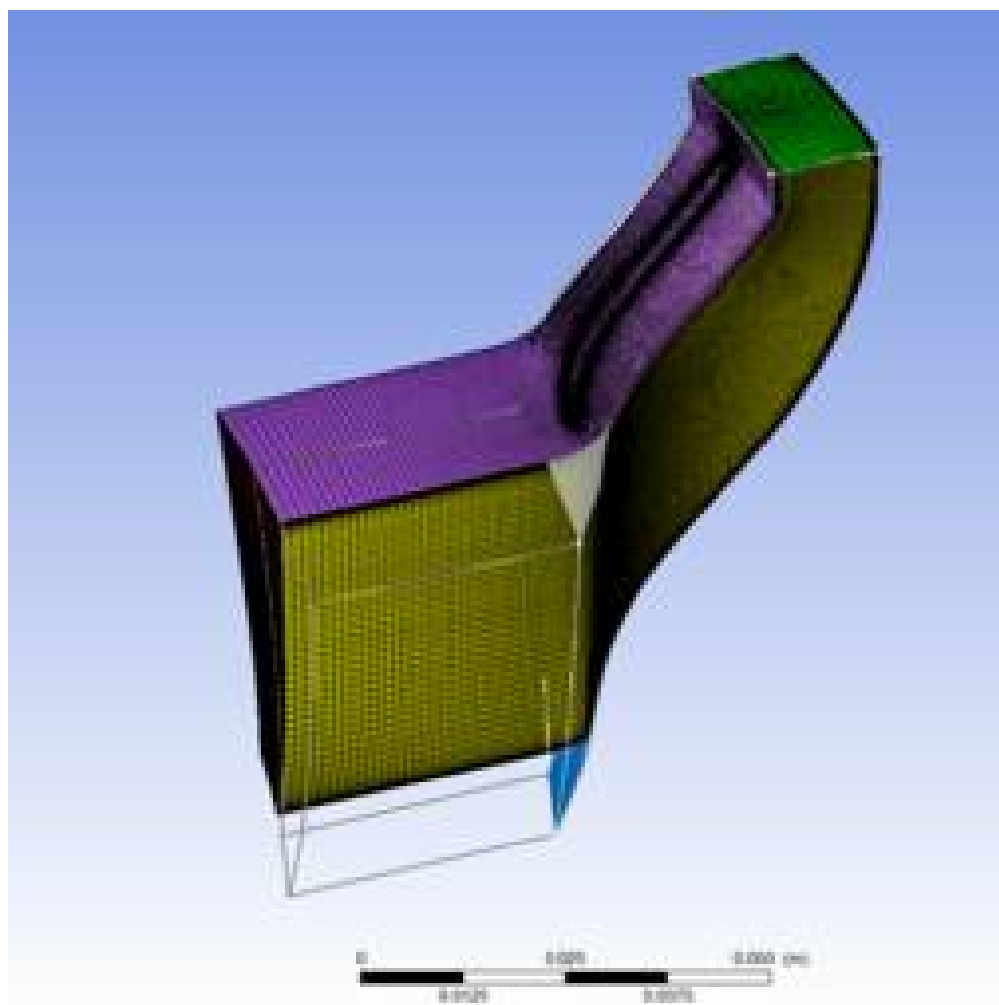


Рис. 2.6. Сеточная модель рабочего колеса

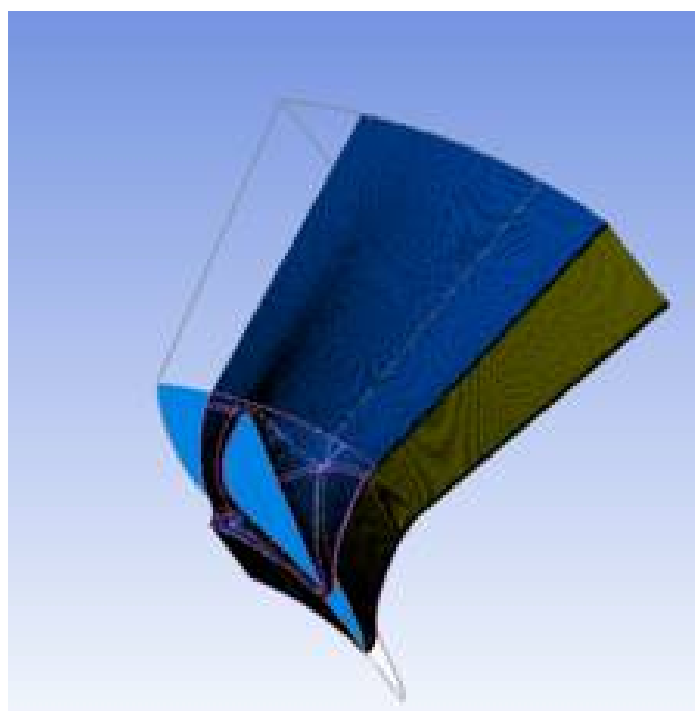


Рис. 2.7. Сеточная модель соплового аппарата

Таблица 2.3

## Параметры сетки рабочего колеса и соплового аппарата

Название детали	Рабочее колесо	Лопаточный диффузор
Walldistance (размер пристеночного слоя)	3 мм	5 мм
End ratio (масштаб)	1.3	1.3
Layeroffset (смещение слоя)	1 мм	1 мм

Окончательным этапом расчета считается его диагностика, для этого в Mesh генераторе нужно зайти в разделе «MeshAnalysis» или «Diagnostics», и редактор сам проверит параметры сетки. Останется только визуально проверить ячейки, построенные сеточным модулем.

В результате расчета определяется количество ячеек в каждом элементе (таблица 3.4). Количество элементов соответствует допустимым пределам для определения задачи конечных элементов.

Таблица 3.4

## Количество ячеек в каждом элементе

Наименование элемента	Количество ячеек, млн
Рабочее колесо	1,2
Сопловой аппарат	0,8

### 3.3 Задача граничных условий

Граничные условия имеют следующий вид (таблица 3.5):

- рабочая среда – природный газ;
- полное давление газа на входе в ступень (Вход) -  $P_n^*$ , Па;
- полная температура газа на входе в ступень (Вход) -  $T_n^*$ , К;
- массовый расход газа на выходе из ступени (Выход) -  $m$ , кг/с;
- частота вращения ротора -  $n$  об/мин.

При моделировании ступени граничные условия на входе, как и массовый расход, меняются, не изменяется только частота вращения и температура. Вид модели с заданными условиями представлен на рис. 3.8

Таблица 3.5

Граничные условия

№	$T_n^*$ , К	$P_n^*$ , МПа	$m$ , кг/с	$n$ , об/мин
1	283,15	14,8	38	33500
2	283,15	15,1	40	33500
3	283,15	15,15	42	33500
4	283,15	15,2	44	33500
5	283,15	15,28	46	33500
6	283,15	15,32	48	33500

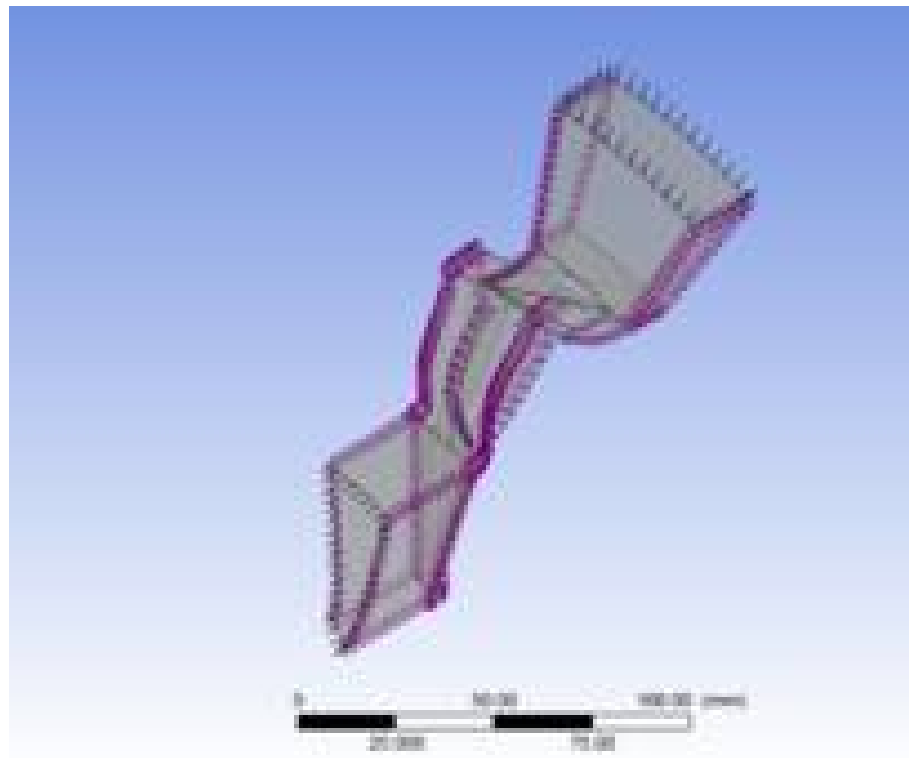


Рис. 3.8 Вид модели с заданными условиями

### 3.4 Проведение и получение результатов численного моделирования

В качестве решателя использовался CFX Solver, а в качестве обработчика CFX Post. Все результаты имели приемлемую сходимость (рис. 3.9-3.14), не смотря на наличие больших объемов вычислений. С помощью пост обработчика были получены таблицы значений (Табл. 2.6-2.11), а также визуализированы течения газа (Рис. 2.14-2.15). Рис. 2.9 Сходимость на на режиме №3

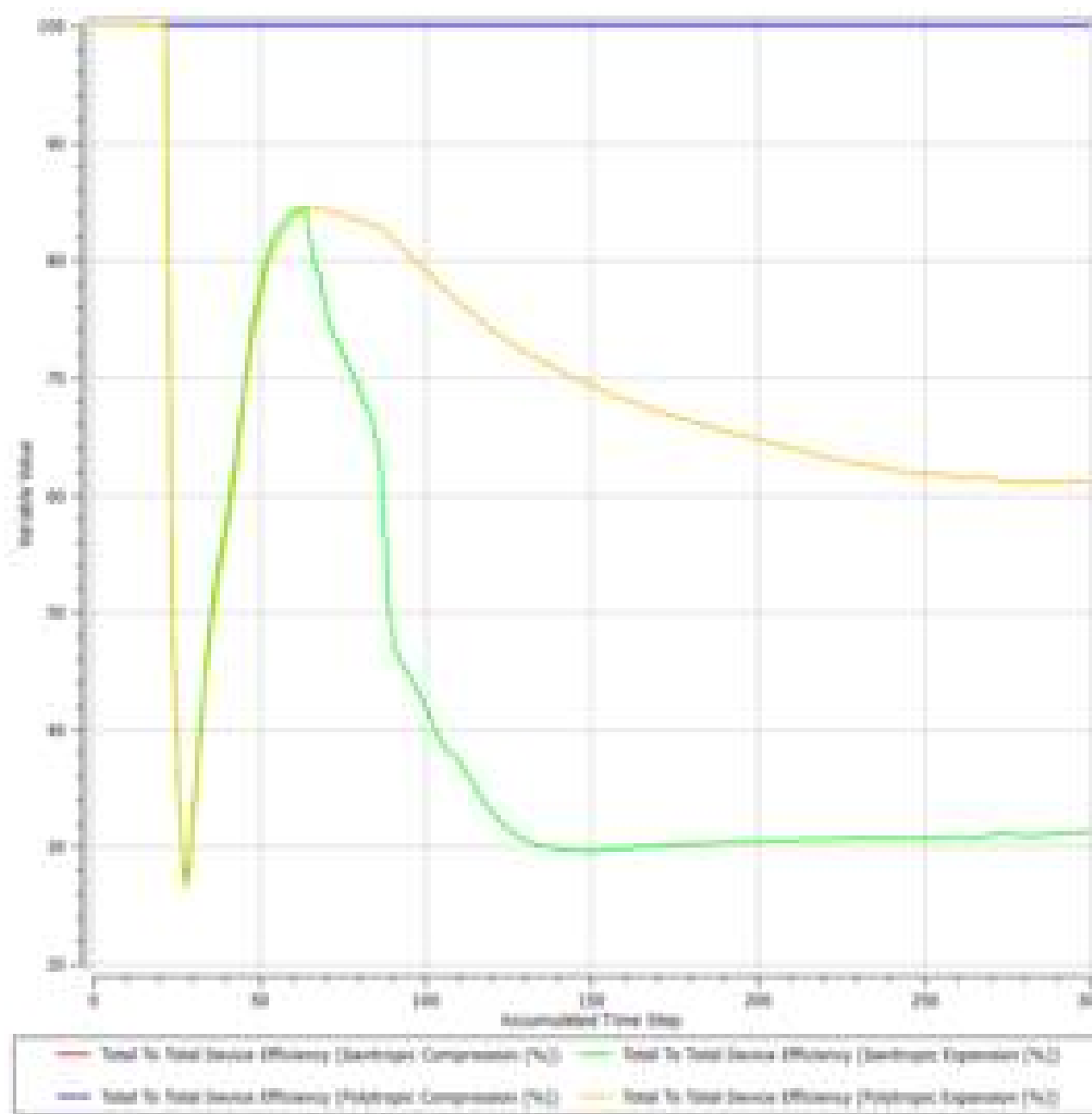


Рис. 2.9 Сходимость на режиме №3 по эффективности



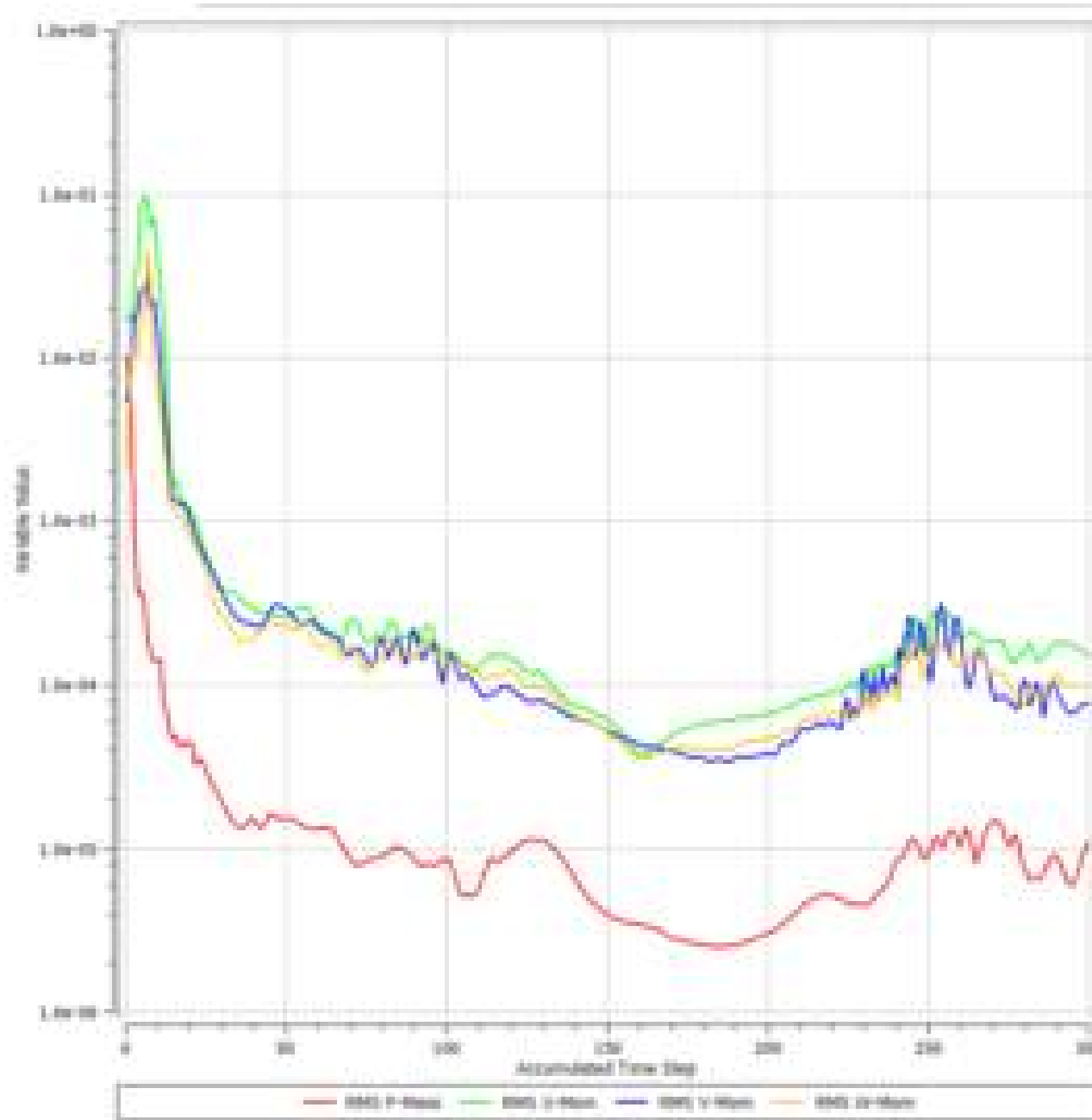


Рис. 2.10 Сходимость на режиме №3 по невязкам

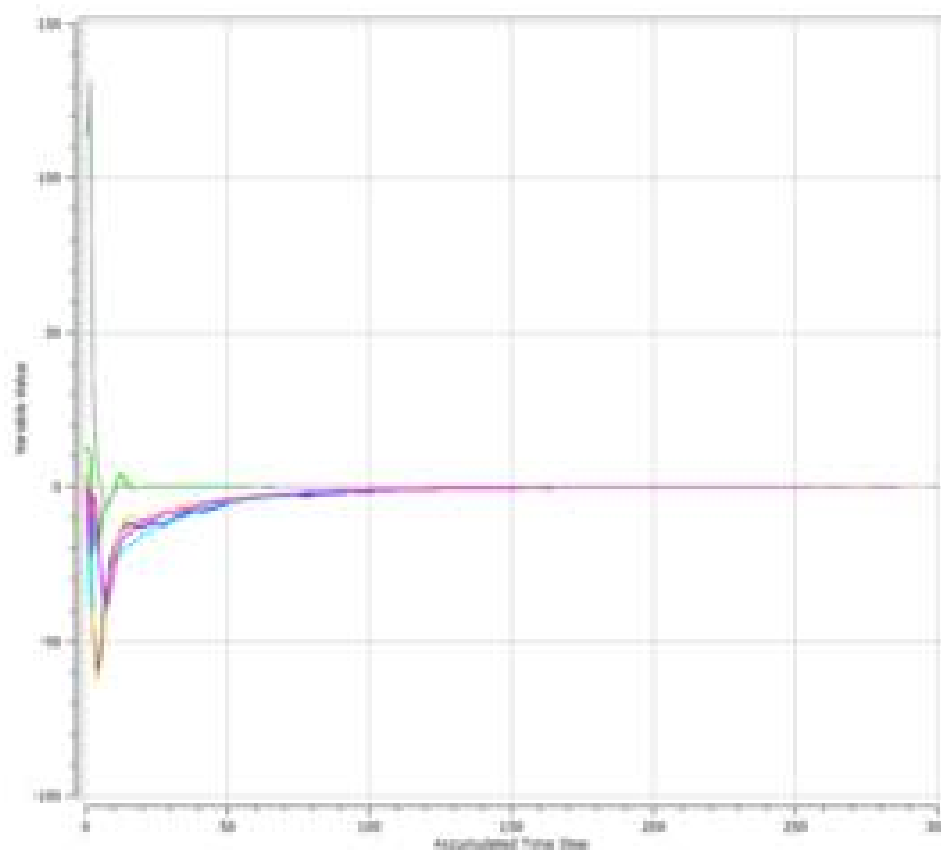


Рис. 2.11 Сходимость на режиме №3 по имбалансам

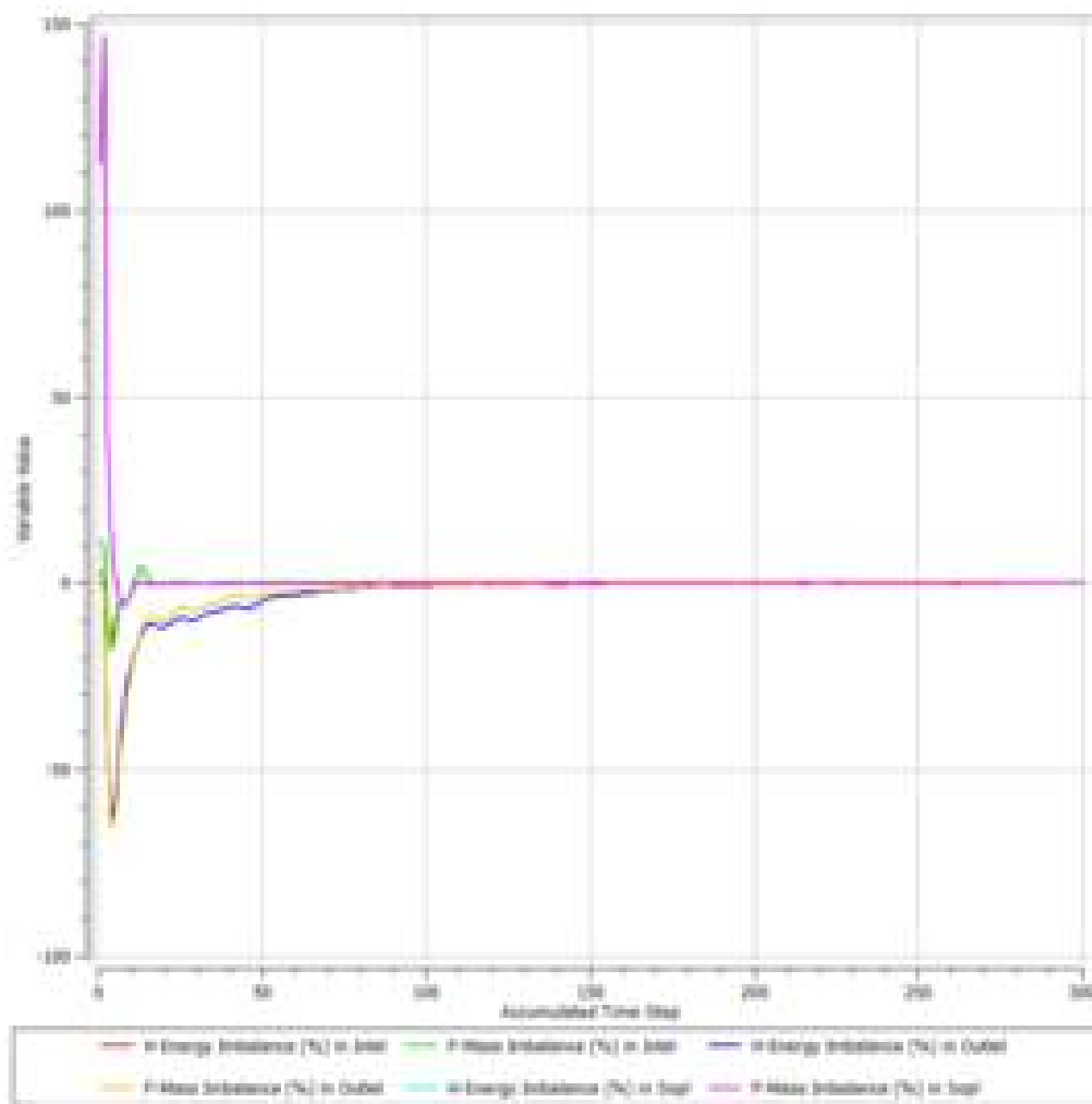


Рис. 2.12 Сходимость на режиме №2 по имбалансам

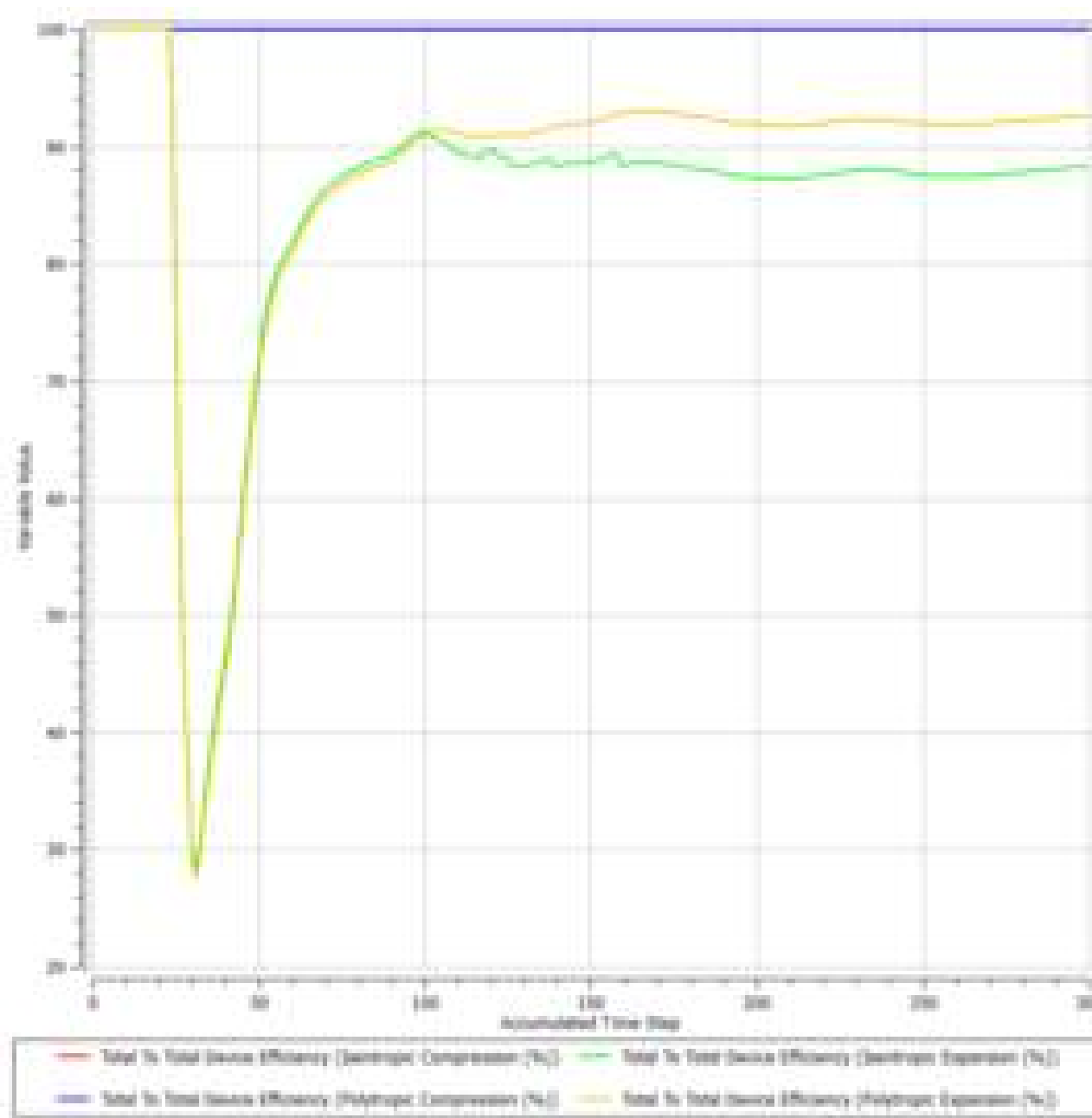


Рис. 2.13 Сходимость на режиме №2 по эффективности

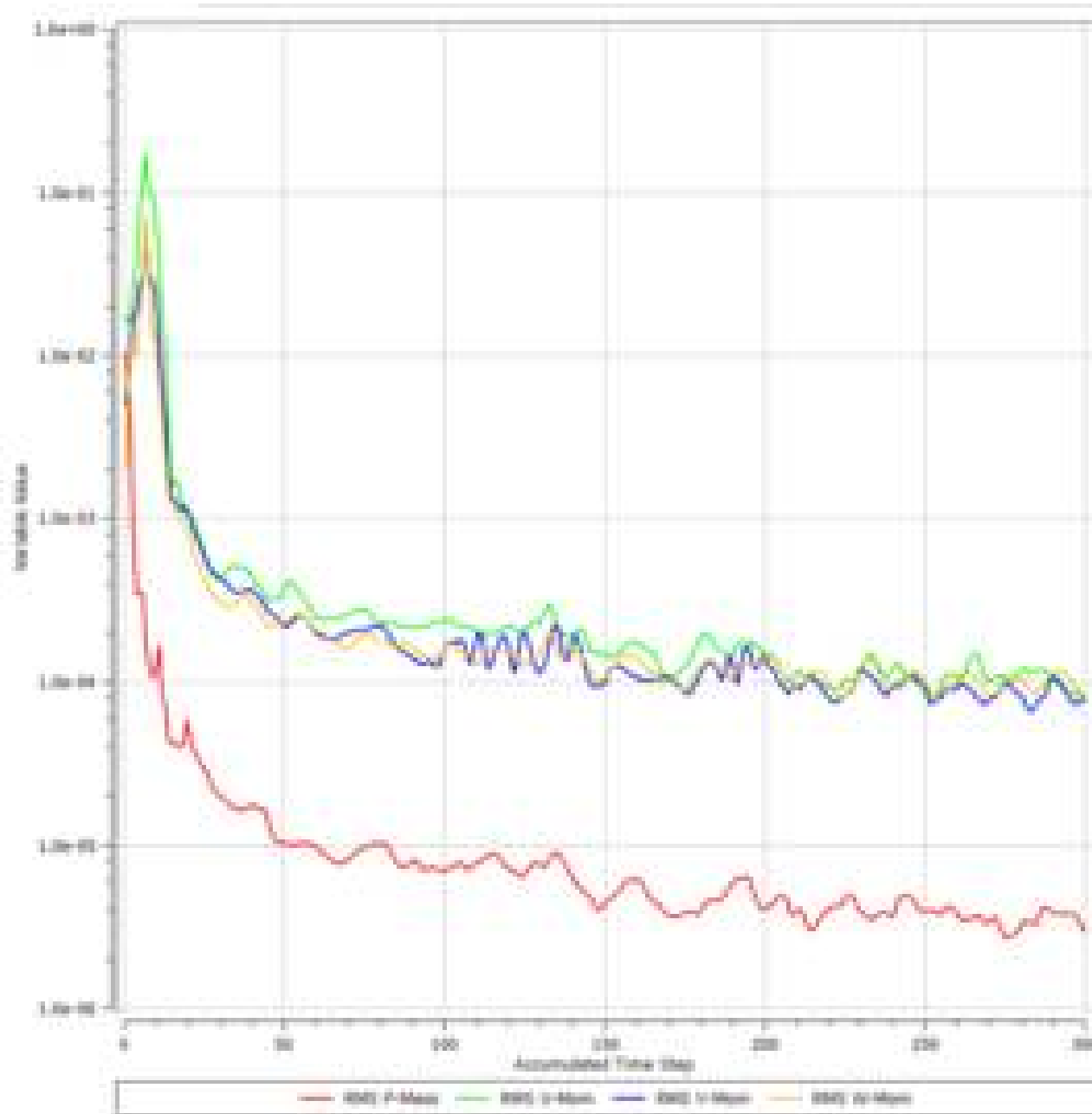


Рис. 2.14 Сходимость на режиме №3 по невязкам

Таблица 2.6 Параметры на режиме №1

	$p^*$	$p$	$T^*$	$T$	$\rho$	$W$	$C$	$Cr$	$H$	$S$	$N$ , МВт
0-0	14.80	14.80	283.19	283.15	173.06	10.84	10.84	10.73	357490	8822.23	
1-1	14.8	14.71	283.18	282.76	172.6	34.18	34.18	1.42	357489	8822.29	
2-2	14.63	11.01	282.77	267.29	148.38	210.58	210.58	1.84	357452	8825.74	
3-3	14.8	14.71	283.18	282.76	172.6	34.18	34.18	1.42	357489	8822.29	
4-4	7.92	7.14	248.86	243.9	117.09	107.84	100.55	-33.1	313324	8829.76	1.68
5-5	7.76	7.17	248.02	243.42	116.91	104.01	104.01	-33.5	313282	8835.88	

Таблица 2.6 Параметры на режиме №1

	p*	p	T*	T	p	W	C	Cr	H	S	N, МВт
0-0	15.09	15.08	283.18	283.15	176.12	11.18	11.18	11.07	355278	8808.59	
1-1	15.09	14.99	283.17	282.74	175.62	35.29	35.29	1.46	355277	8808.66	
2-2	14.9	10.9	282.73	265.86	148.98	220.08	220.08	1.92	355237	8812.48	
3-3	15.09	14.99	283.17	282.74	175.62	35.29	35.29	1.46	355277	8808.66	
4-4	7.42	6.83	244.84	240.36	113.85	113.84	100.39	36.04	308070	8828.2	1.89
5-5	7.36	6.88	244.54	240.82	114.41	95.51	95.51	35.95	307916	8831.93	

Таблица 2.6 Параметры на режиме №1

	p*	p	T*	T	p	W	C	Cr	H	S	N, МВт
0-0	15.14	15.13	283.13	283.10	176.71	11.74	11.74	11.61	354717	8805.6	
1-1	15.14	15.04	283.12	282.64	176.17	37.02	37.02	1.54	354715	8805.67	
2-2	14.92	10.33	282.61	262.79	144.97	236.84	236.84	2.07	354668	8810.1	
3-3	15.14	15.04	283.12	282.64	176.17	37.02	37.02	1.54	354715	8805.67	
4-4	6.06	6.04	232.63	231.61	93.39	138.98	79.18	46.13	297021	8955.28	2.42
5-5	6.09	6.08	233.01	232.32	94.29	71.74	71.74	45.71	297099	8948.06	

Таблица 2.6 Параметры на режиме №1

	p*	p	T*	T	p	W	C	Cr	H	S	N, МВт
0-0	15.19	15.18	283.18	283.14	177.15	12.26	12.26	12.13	354535	8803.97	
1-1	15.19	15.07	283.17	282.65	176.56	38.68	38.68	1.61	354534	8804.04	
2-2	14.94	9.64	282.56	258.95	139.62	256.17	256.17	2.25	354478	8809.23	
3-3	15.19	15.07	283.17	282.65	176.56	38.68	38.68	1.61	354534	8804.04	
4-4	5.21	5.22	220.72	219.62	73.89	167.41	78.54	61.41	286519	9101.42	2.99
5-5	5.25	5.24	221.17	220.38	74.25	70.75	70.75	60.91	286611	9096.02	

Таблица 2.6 Параметры на режиме №1

	p*	p	T*	T	p	W	C	Cr	H	S	N, МВт
0-0	15.27	15.26	283.18	283.14	177.97	12.61	12.61	12.48	353948	8800.3	
1-1	15.27	15.15	283.17	282.62	177.35	39.8	39.8	1.65	353946	8800.38	
2-2	14.99	9.08	282.48	255.5	135.32	271.81	271.81	2.39	353882	8806.18	
3-3	15.27	15.15	283.17	282.62	177.35	39.8	39.8	1.65	353946	8800.38	
4-4	5.21	4.77	223.42	220.92	70.72	183.01	93.63	-66.7	297147	9122.91	3.53
5-5	5	4.75	215.3	214.38	69.12	75.72	75.72	-68.5	277184	9138.7	

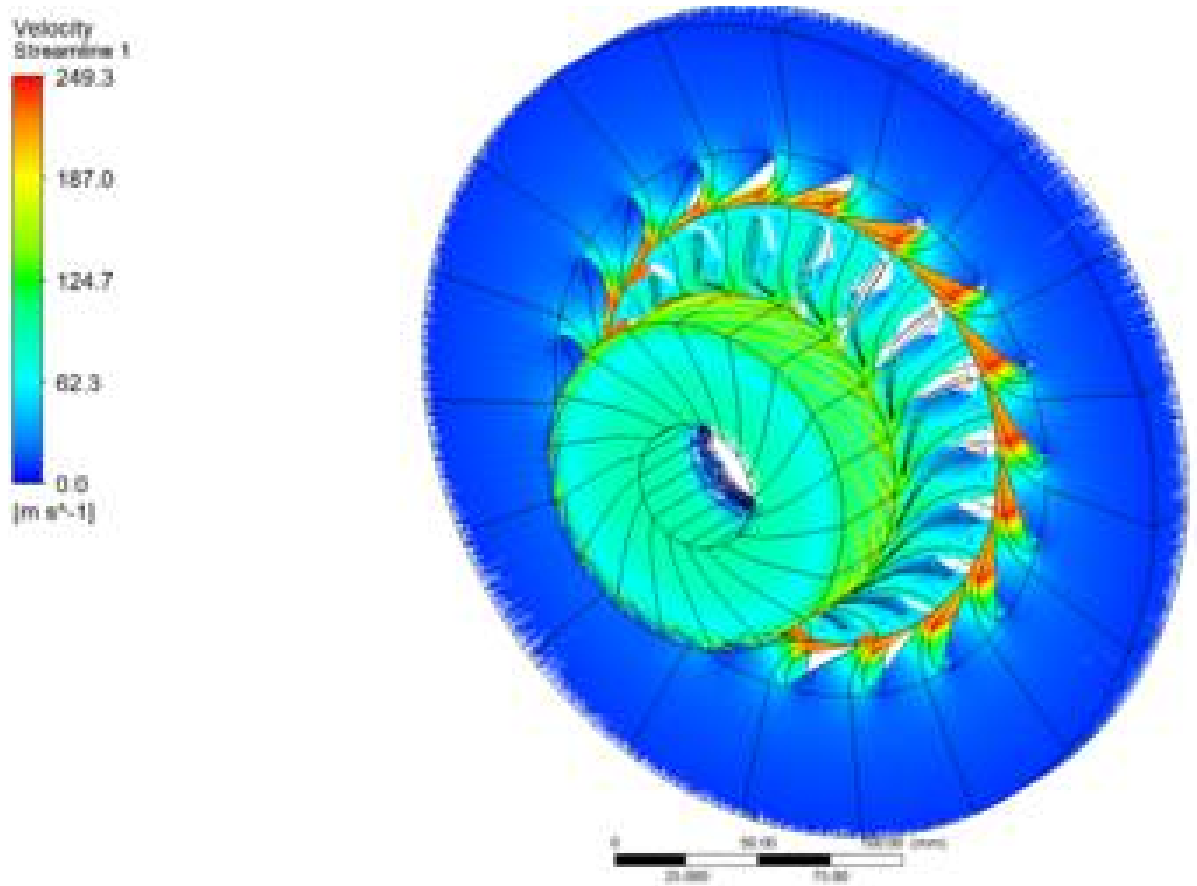


Рис. 2.14 Распределение скорости в проточной части

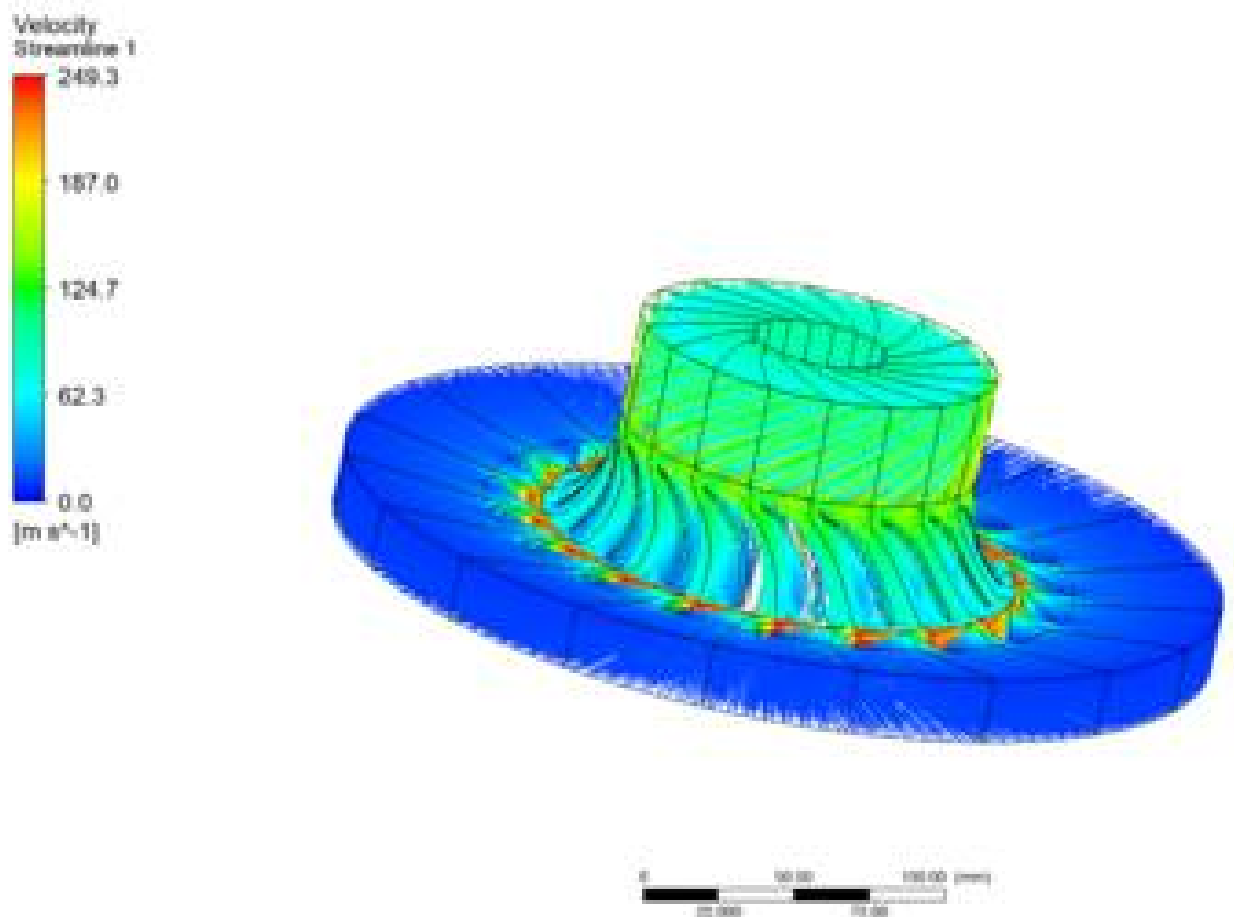
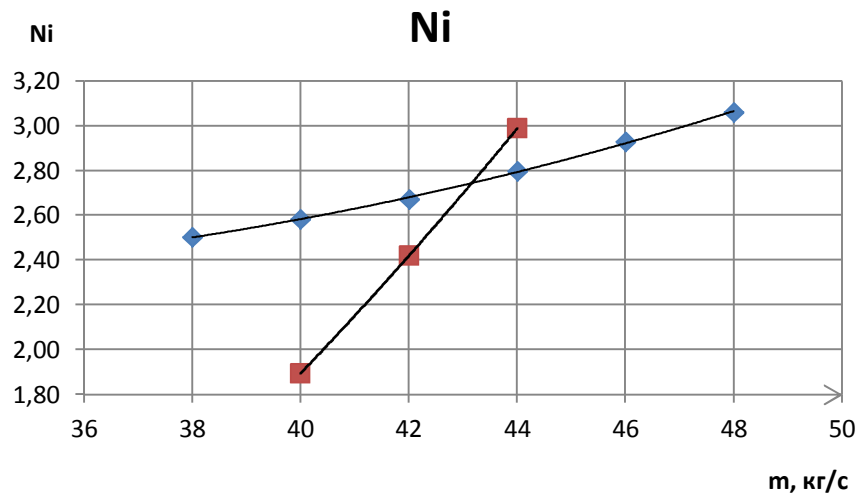
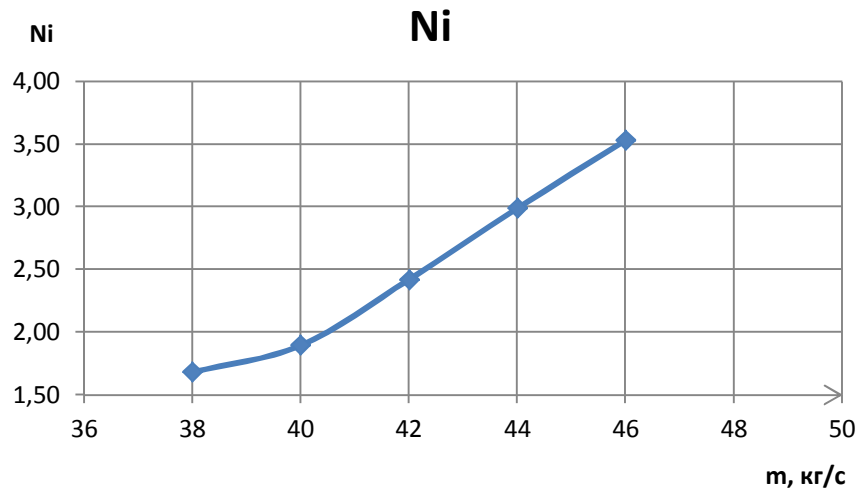


Рис. 2.15 Распределение скорости в проточной части

На основе полученных результатов были построены характеристика радиальной турбины, а также совместная характеристика (Рис. 3.20-3.21).



Как видно из представленных результатов, оптимальный массовый расход для компрессора 44 кг/с, данный режим позволит поддерживать заданные характеристики агрегата.



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Smith I. K., Stosic N and Kovacevic A, 2001 Use of Screw Machines as a Throttle Valve Replacement in Refrigeration Plants, Journal of Mechanical Engineering, 47(8)484.
2. Журнал компрессоры и пневматика, сжатый воздух: основы расчета. URL: <https://www.fiak.ru/upload/medialibrary/169/169cd7003e6afe81faf8e62b5cdd34ea.pdf> (дата обращения 05.06.2019)
3. Air Compressor for Pharmaceutical Plant [электронный ресурс] URL: <https://www.quincycompressor.com/industries/pharmaceutical/> (дата обращения 01.06.2019)
4. АО «РЭП Холдинг» [электронный ресурс] URL: <https://www.reph.ru/production/type/30/211/> (дата обращения 31.05.2019)
5. Ваняшов А.Д., Кустиков Г.Г. Расчет и конструирование центробежных компрессорных машин: Учеб. пособие. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. – 208 с
6. Ansys 18.0 Workbench Tutorial
7. Gileva, L.V., Kozhukhov, Y.V., Zuev, A.V. Improvement methods for design of turbocompressors inlet radial chambers. (2018) AIP Conference Proceedings, 2007, статья № 030050. DOI: 10.1063/1.5051911
8. О.В. Батулин, Д.А., Колмакова, В.Н., Матвеев, Г.М. Попов, Л.С. Шаблий Расчетное изучение рабочего процесса в ступени компрессора, спроектированной при курсовом проектировании по курсу «Теория и расчет лопаточных машин»: учеб. пособие / [О.В. Батулин и др.]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм.
9. ГОСТ 3.1107-81 Единая система технологической документации (ЕСТД). Опоры, зажимы и установочные устройства. Графические обозначения.

10.Скворцов, Ю. В. Использование МКЭ-пакета ANSYS для решения задач механики деформируемого твёрдого тела [Электронный ресурс] : интерактивное. мультимедийное. пособие / Ю. В. Скворцов, С. В. Глушков; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (Нац. исслед. ун-т). – Электрон. текстовые и граф. дан. (9,1 Мб). – Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).