

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
высшего профессионального образования
«Самарский государственный аэрокосмический
университет имени академика С.П. Королева»
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В
СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С
ПОМОЩЬЮ УНИВЕРСАЛЬНОГО
ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS CFX**

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний*

С А М А Р А
Издательство СГАУ
2011

УДК: 621.45.01

ББК: 39.55

Составители: **О.В. Батури**н, **В.Н. Матвеев**, **Л.С. Шаблий**, **Г.М. Попов**, **Д.А. Колмакова**

Рецензент: **д.т.н., проф. С.В. Фалалеев**

Исследование рабочего процесса в ступени осевого компрессора с помощью универсального программного комплекса *Ansys CFX*/ О.В. Батури, В.Н. Матвеев, Л.С. Шаблий, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011, 112 с.: ил.

Методические указания содержат основные теоретические сведения о рабочем процессе в ступени осевого компрессора. Пособие содержит подробную пошаговую методику расчетного исследования рабочего процесса в ступени осевого компрессора с помощью современного универсального программного комплекса *Ansys CFX*, основанного на решении Навье - Стокса.

Методические указания разработаны на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ и предназначены для студентов, обучающихся по курсам «Теория и расчет лопаточных машин авиационных двигателей и энергетических установок», «Теория и расчет лопаточных машин агрегатов ракетных двигателей», «Теория авиационных двигателей».

УДК: 621.45.01

ББК: 39.55

© О.В. Батури, В.Н. Матвеев,
Л.С. Шаблий, Г.М. Попов, Д.А.
Колмакова, 2011

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения	5
Введение	8
1. Рабочий процесс в ступени осевого компрессора	10
1.1. Базовые сведения о компрессорах	10
1.2. Принцип действия ступени компрессора	19
1.3. Изменение основных параметров по длине проточной части компрессора	24
1.4. Основные параметры, характеризующие работу ступени компрессора	26
1.4.1. Степень повышения давления компрессора	27
1.4.2. КПД компрессора и преобразование энергии в ступени компрессора	28
1.4.3 Степень реактивности	34
2. Алгоритм расчетного исследования рабочего процесса в ступени осевого компрессора	38
2.1. Этапы выполнения расчетного исследования и используемое программное обеспечение	38
2.2. Постановка задачи и выбор геометрии расчетной области	40
2.3. Создание сеточной модели потока газа в ступени компрессора	43
2.3.1. Информация необходимая для создания расчетной модели течения в компрессоре	43
2.3.2. Создание файлов, описывающих меридиональные обводы проточной части	45
2.3.3. Загрузка созданных файлов, описывающих геометрию лопаточных венцов в программу <i>TurboGrid</i>	51
2.3.4. Построении конечно-элементной модели	59
2.3.5. Анализ качества сетки	63
2.3.6. Сохранение конечно-элементной модели	65
2.3.7. Построение конечно-элементной модели течения газа в РК компрессора	65
2.4. Задание граничных условий в препроцессоре <i>Ansys CFX-Pre</i>	69
2.5. Решение задачи	79
2.6. Обработка полученных результатов	82
3. Порядок проведения и отчета лабораторной работы	99

4. Контрольные вопросы для отчета лабораторной работы	102
Список использованных источников	106
Приложение 1	107

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Параметры лопаточных машин

c	— скорость воздуха или газа в абсолютном движении, м/с;
D	— диаметр, м;
F	— площадь проходного сечения, м ² ;
G	— массовый расход воздуха или газа, кг/с;
i	— энтальпия, Дж/кг;
k	— показатель изоэнтропы;
L	— удельная работа, Дж/кг;
M	— число Маха (отношение скорости потока к скорости звука), крутящий момент, Н · м;
N	— мощность, кВт;
n	— частота вращения, мин ⁻¹ ; показатель политропы;
p	— давление, Па;
P	— сила, Н;
Q	— тепло, Дж;
r	— радиус, м;
R	— универсальная газовая постоянная, Дж/(кг · К), сила;
T	— температура, К;
u	— окружная скорость колеса, м/с;
w	— скорость в относительном движении, м/с;
z	— число лопаток;
α	— углы потока и лопаток в абсолютном движении, град;
β	— углы потока и лопаток в относительном движении, град;
ξ	— коэффициент потерь;
ρ	— плотность, кг/м ³ ;
σ	— коэффициент восстановления полного давления;
η	— коэффициент полезного действия;
π_k	— степень повышения давления в компрессоре;
ω	— угловая скорость, рад/с.

Индексы

*	— заторможенные параметры;
---	----------------------------

<i>a</i>	— по оси машины;
<i>в</i>	— сечение на входе в компрессор;
<i>г</i>	— газ, сечение на входе в турбину;
<i>д</i>	— дисковый;
<i>к</i>	— сечение на выходе из компрессора, периферийный;
<i>кр.</i>	— кромочный, критический;
<i>л</i>	— лопаточный;
<i>п</i>	— по нормали;
<i>пс</i>	— политропический;
<i>на</i>	— связанный с направляющим аппаратом;
<i>рк</i>	— относящийся к рабочему колесу;
<i>ст</i>	— ступень;
<i>ср</i>	— средний;
<i>т</i>	— турбина, сечение на выходе из турбины;
<i>тр</i>	— трение;
<i>ут</i>	— связанный с утечками;
<i>с</i>	— абсолютный;
<i>г</i>	— радиальный, связанный с потерями;
<i>s</i>	— изоэнтропический;
<i>и</i>	— окружное направление;
<i>w</i>	— относительный;
<i>1</i>	— сечение на входе в рабочее колесо;
<i>2</i>	— сечение на выходе из РК;
<i>3</i>	— сечение на выходе из НА.

Условные сокращения

<i>ВД</i>	— высокое давление;
<i>ВНА</i>	— входной направляющий аппарат;
<i>ГДФ</i>	— газодинамические функции;
<i>ГМ</i>	— главное меню;
<i>ГСК</i>	— глобальная система координат;
<i>ГТД</i>	— газотурбинный двигатель;
<i>ГТУ</i>	— газотурбинная установка;

<i>ДВС</i>	— двигатель внутреннего сгорания;
<i>ЖРД</i>	— жидкостно реактивный двигатель
<i>КПД</i>	— коэффициент полезного действия;
<i>КЭ</i>	— конечные элементы;
<i>ЛВ</i>	— лопаточный венец;
<i>ЛМ</i>	— лопаточная машина;
<i>ЛКМ</i>	— левая кнопка мыши;
<i>НА</i>	— направляющий аппарат;
<i>НД</i>	— низкое давление;
<i>ПКМ</i>	— правая клавиша мыши;
<i>РЗ</i>	— радиальный зазор;
<i>РК</i>	— рабочее колесо;
<i>СА</i>	— сопловой аппарат;
<i>СГАУ</i>	— самарский государственный аэрокосмический университет;
<i>СК</i>	— система координат;
<i>ТДЛА</i>	— кафедра теории двигателей летательных аппаратов;
<i>ТРД</i>	— турбореактивный двигатель;
<i>ТРДД</i>	— турбореактивный двухконтурный двигатель;
<i>ТНА</i>	— турбонасосный агрегат;
<i>ЦБК</i>	— центробежный компрессор;
	сокращение англоязычного термина « <i>computational fluid dynamics</i> »;
<i>CFD</i>	— широко применяемое для обозначения вычислительной газовой динамики.

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

ВВЕДЕНИЕ

Компрессор является одним из важнейших узлов газотурбинных двигателей и энергоустановок. Кроме того, лопаточные компрессоры часто применяются и в других областях техники в качестве источника сжатого газа. По этой причине изучение и понимание рабочего процесса компрессора является актуальным и востребованным. Глубокое понимание процессов, происходящих в его межлопаточных каналах, позволяет избежать ошибок при проектировании и повысить его газодинамическую эффективность. Последнее обстоятельство является наиболее важным, поскольку КПД компрессора непосредственно влияет на топливную экономичность и конкурентоспособность изделия в целом.

До недавнего времени основным источником получения характеристик турбомашин являлся эксперимент. Однако он обладает рядом существенных недостатков. Во-первых, проведение продувок, связанное с использованием высокоточного оборудования и многочисленных модельных решеток, весьма дорого. Во-вторых, организация и проведение эксперимента требуют значительных затрат времени. В-третьих, при продувках решеток не всегда удастся воспроизвести желаемые режимы течения. В-четвертых, в ходе эксперимента невозможно получить исчерпывающую информацию о параметрах потока во всех точках канала. Таким образом, экспериментальное определение характеристик лопаточных венцов получается дорогим, длительным и ограниченным числом измеряемых параметров, что, несо-

мненно, отрицательно отражается на стоимости проектирования и доводки изделия.

В последнее время в связи со значительным прогрессом в области вычислительной техники появилась возможность исследования потоков методами вычислительной газовой динамики или, как их часто называют, *CFD* - методами. Они основаны на численном решении системы уравнений Навье-Стокса, описывающей течение газа или жидкости на основе фундаментальных законов сохранения, т.е. с минимальными допущениями.

Как показывают многочисленные публикации, эти решения дают результаты близкие к экспериментальным. Причем сроки и стоимость расчета несопоставимо ниже, чем в случае проведения эксперимента. Кроме того, расчет численными методами дает исчерпывающую информацию обо всех параметрах во всех точках рассматриваемой области потока. В результате число экспериментов, необходимое для проектирования и доводки, снижается в разы, что положительно сказывается на сроках и стоимости разработки изделия.

Представленная в настоящем пособии лабораторная работа посвящена изучению рабочего процесса в ступени осевого компрессора с помощью программы *Ansys CFX*, одной из самых распространенных универсальных программ для исследования течений различного класса. Представленная лабораторная работа ставит своей целью, с одной стороны, «заглянуть» в процессы, происходящие в межлопаточных каналах компрессора и изучить их закономерности, а с другой стороны, ставится цель привить студентам навыки исследования рабочих процессов в турбомашинах в программе *Ansys CFX*.

1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

1.1. Базовые сведения о компрессорах

Компрессор – устройство, предназначенное для непрерывного сжатия рабочего тела до требуемого уровня степени повышения давления $\pi_k^* = p_k^*/p_B$ за счет подвода механической энергии L_k к потоку рабочего тела.

Как следует из определения, для работы компрессора ему необходим привод. Им обычно являются газовые турбины, электродвигатели и т.п. Однако чаще всего для этой цели применяются именно турбины, поскольку они способны вырабатывать большую мощность при относительно небольших собственных размерах.

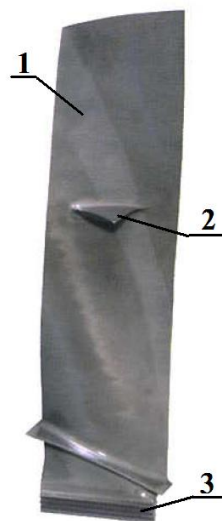
В компрессоре подведенная механическая работа L_k преобразуется в потенциальную энергию сжатого газа. В результате полные и статические давления (p, p^*) и температуры рабочего тела (T, T^*), а также его плотность ρ , возрастают. Подробно этот процесс будет рассмотрен ниже.

Компрессор обычно является частью ГТУ или ГТД и к нему предъявляются те же требования, что и к двигателю в целом. В частности компрессор должен быть легким, прочным, надежным, ремонтнопригодным, технологичным, дешевым, удобным в эксплуатации, иметь высокий КПД, минимальные габаритные размеры и длительный ресурс. Кроме общих требований можно выделить ряд специфических требований, присущих только компрессорам:

- обеспечение заданного расхода рабочего тела;
- обеспечение заданной степени повышения давления π_k^* ;
- благоприятное протекание характеристик – сохранение высоких значений КПД и обеспечение устойчивой работы (т.е. без помпажа и пульсаций) в широком диапазоне частот вращения ротора.

Принцип действия компрессора основан на взаимодействии с потоком лопаток специальной формы (рис. 1.1). В общем случае она состоит из пера и замка. Лопатки могут выполняться заодно с диском (см. рис. 1.4). В этом случае замок отсутствует. В ряде случаев лопатки могут иметь бандажные полки, расположенные на периферии лопатки или в верхней ее части (см. рис. 1.1).

Совокупность лопаток, установленных на ободе диска или кольце корпуса, называется **лопаточным венцом** (ЛВ). Венцы могут быть подвижными и неподвижными. Лопатки, соединенные с диском, связанным с приводным валом, и вращающиеся вместе с ним, образуют подвижный венец и называются **рабочим колесом** (РК). За ним организуется **выходная система**, предназначенная для дальнейшего повышения давления и выпуска рабочего тела из компрессора под требуемым углом. В осевых компрессорах в ее качестве используется неподвижный лопаточный венец, называемый **направляющим аппаратом** (НА). В центробежных компрессорах (ЦБК) функции выходного устройства может выполнять либо лопаточный НА, либо радиальная щель, называемая **щелевым диффузором**. Достоинством последней является



1 – перо лопатки;
2 – бандажная полка;
3 – замок

Рис. 1.1. Внешний вид лопатки осевого компрессора

способность тормозить сверхзвуковой поток с малыми потерями. Для повышения КПД компрессора и уменьшения его радиальных размеров выходная система ЦБК часто представляет собой комбинацию последовательно расположенных щелевого и лопаточного НА.

Последовательно расположенное рабочее колесо и направляющий аппарат образуют *ступень* компрессора. Стоит обратить внимание, что в ступени компрессора вначале устанавливается именно рабочее колесо, а НА расположен ниже по потоку. Однако в ряде случаев перед РК может быть установлен *входной направляющий аппарат* (ВНА). Лопатка имеет две стороны. Выпуклая сторона называется *спинкой*, а вогнутая *корытцем*.

При анализе течения в ЛМ часто используется цилиндрическое или коническое сечение радиусом r_i бесконечно малой толщины, ось которого совпадает с осью вращения машины. Полученное сечение разворачивают в плоскость, получая *элементарный лопаточный венец*.

В соответствии с *ГОСТ 23851-79* "Двигатели авиационные газотурбинные" сечение на входе в РК обозначается индексом 1, на выходе – 2, выход из щелевого диффузора 2' и, наконец, на выходе из НА – 3 (рис. 1.3 и 1.5). Для компрессоров, применяющихся в составе ГТД и ГТУ, сечение на входе может обозначается индексом «в», а на выходе – «к».

Все существующие компрессоры можно классифицировать по направлению движения рабочего тела и по числу ступеней.

По числу ступеней компрессоры делятся на *одно* и *многоступенчатые*.

По направлению движения рабочего тела компрессоры можно разделить на три группы.

Осевые. В компрессорах этого типа направление движения воздуха совпадает с направлением оси вращения РК или близко к нему. Линии тока в них располагаются на цилиндрических поверхностях, ось кото-

рых совпадает с осью ЛМ. Внешний вид и схема ступени осевого компрессора показаны на рис. 1.2 и 1.3.

Осевые компрессоры являются наиболее распространенным типом компрессора в ГТД и ГТУ. Этому способствует их высокий КПД. Важным достоинством также является простота создания многоступенчатого компрессора из последовательно расположенных ступеней и как следствие возможность получать большие суммарные степени сжатия с небольшими потерями.

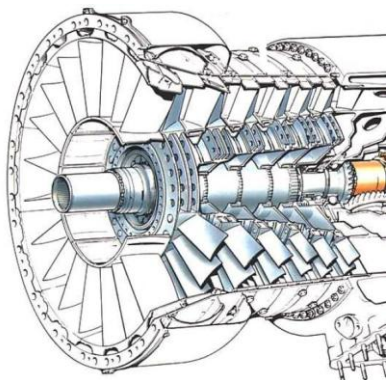


Рис. 1.2. Внешний вид осевого многоступенчатого компрессора авиационного ГТД

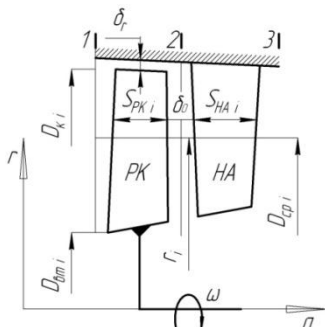


Рис. 1.3. Схема и основные геометрические параметры ступени осевого компрессора

Одна ступень осевого компрессора позволяет достигать величины степени сжатия π_k^* до 2 и КПД η_k^* до 0,88...0,9. Однако газодинамическая эффективность существенно зависит от режима работы и размера лопаточной машины. Осевые компрессоры для небольших расходов рабочего тела имеют маленькие высоты лопаток. Это приводит к существенному увеличению влияния процессов происходящих в погранслоях и радиальных зазорах на течение в межлопаточных каналах и существенному снижению КПД.

Центробежные. В компрессорах такого типа движение рабочего тела осуществляется от центра к периферии. При этом линии тока на выходе располагаются в плоскостях, перпендикулярных оси лопаточ-

ной машины. Внешний вид РК и схема ступени центробежного компрессора показаны на рис. 1.4 и 1.5. По конструкции РК центробежные компрессоры можно разделить на четыре группы: открытые, полуоткрытые, закрытые и двусторонние (рис. 1.6).

Открытые рабочие колеса представляют собой систему лопаток, укрепленных на центральной втулке. Существенным недостатком таких колес являются повышенные вибрационные напряжения в лопатках, приводящие к их поломкам.

Закрытые колеса имеют на периферии лопаток покрывной диск, благодаря которому межлопаточные каналы совершенно изолированы от корпуса. Такие колеса обеспечивают наибольший КПД, но сложны в производстве и их прочность ниже, чем прочность полуоткрытых колес.

Наиболее часто применяются полужакрытые (полуоткрытые) рабочие колеса. Они достаточно прочны, технологичны и имеют высокий КПД. Для увеличения расхода воздуха или снижения диаметра D_2 , рабочее колесо может быть выполнено с двухсторонним входом (рис. 1.6 г). При одном и том же расходе воздуха у такого компрессора наружный диаметр снижается в $\sqrt{2}$ раз по сравнению с ЦБК с односторонним входом.

Главное достоинство центробежного компрессора по сравнению с осевым – возможность получать большие значения степени сжатия π_k^* в одной ступени. Зачастую, она превышает величину 5...6, а в перспективных авиационных компрессорах может достигать величины 12. КПД ступени центробежного компрессора η_k^* может достигать значения 0,85, что меньше чем в осевом. Величины КПД близкие к названной величине характерны для компрессоров авиационных ГТД относительно большой производительности.

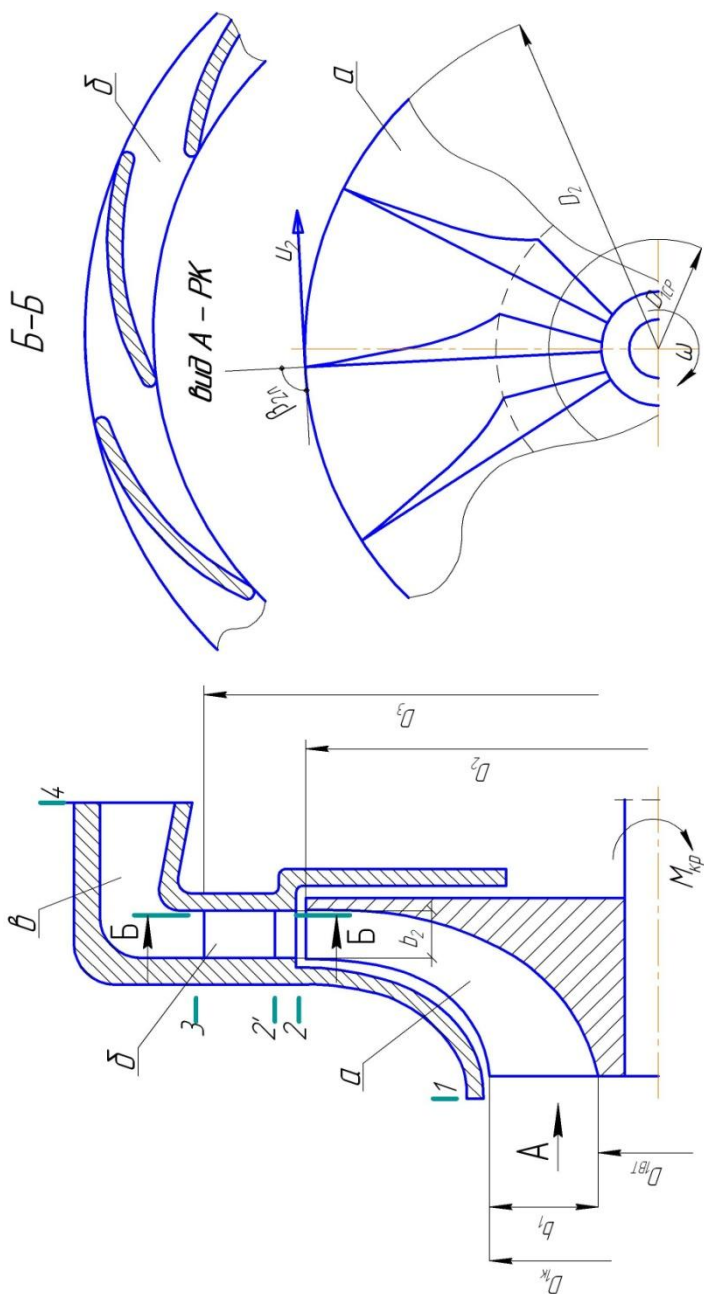


Рис. 1.4. Схема ступени центробежного компрессора



Рис. 1.5. Внешний вид рабочего колеса центробежного компрессора. (Обратите внимание на форму лопаток и то, что они являются единым целым с диском)

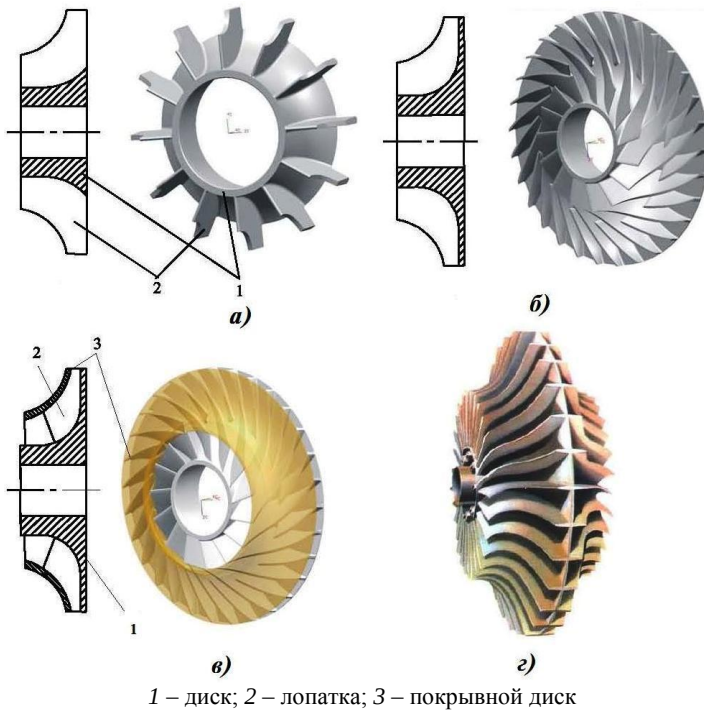


Рис. 1.6. Виды РК центробежного компрессора: *а* – открытое; *б* – полуоткрытое; *в* – закрытое; *г* - двустороннее

В отличие от осевых компрессоров, при уменьшении размерности компрессора по расходу и как следствие уменьшении высот лопаток, падение КПД центробежных не столь значительно. Поэтому основная область применения ЦБК – ГТУ с небольшими расходами рабочего тела и относительно небольшими степенями сжатия $\pi_k^* = 1,5 \dots 10$. В этой области центробежный компрессор превосходит осевой по КПД и массе при одинаковой степени сжатия. В частности ЦБК является наиболее распространенным типом компрессора в агрегатах наддува двигателей внутреннего сгорания (рис. 1.7).

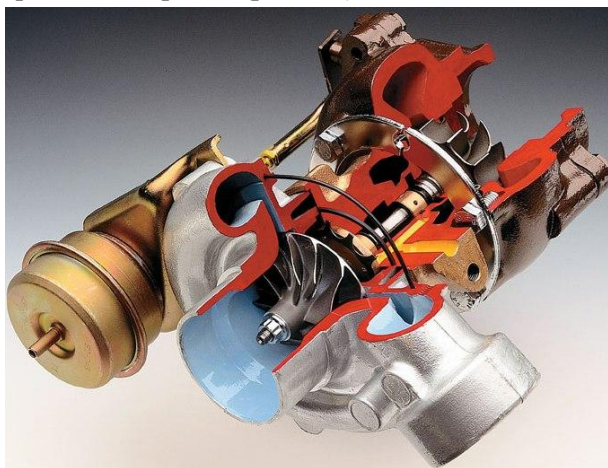


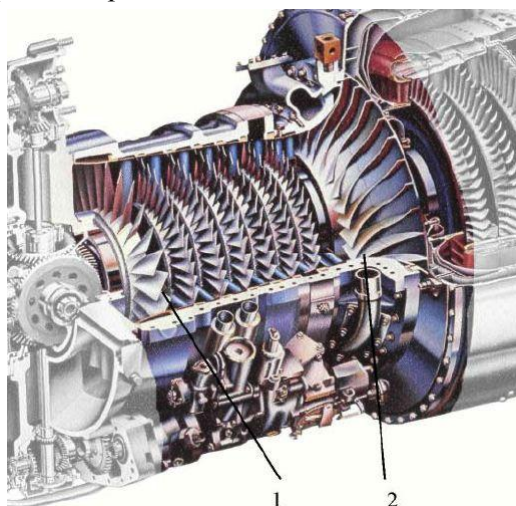
Рис. 1.7. Внешний вид агрегата наддува двигателя внутреннего сгорания. В передней части хорошо виден центробежный компрессор

К числу достоинств ЦБК относятся также относительная простота конструкции, меньшее число деталей, более благоприятные протекание характеристики и меньшая чувствительность к условиям эксплуатации.

К недостаткам этого типа компрессора следует отнести меньший уровень КПД по сравнению с осевыми и сложность организации многоступенчатого сжатия без существенного роста массы и диаметральных размеров. Кроме того размеры ЦБК растут прямо пропорционально расходу воздуха через них. Это еще одна причина, по которой

область применения ЦБК ограничивается малыми расходами ($G_6 < 10 \text{ кг/сек}$). Также к недостаткам следует отнести пониженную лобовую производительность, т.к. входное сечение занимает лишь небольшую часть миделя компрессора.

В ряде случаев в ГТУ с малыми расходами рабочего тела на расчетном режиме для повышения КПД компрессора могут применяться многоступенчатые осецентрибежные компрессоры, представляющие собой комбинацию осевых и центробежных ступеней. При этом центробежная ступень всегда является замыкающей (рис. 1.8). Она устанавливается вместо нескольких осевых, имеющих сверхмалые высоты рабочих лопаток, у которых особенно сильно сказывается влияние радиальных зазоров и вторичных течений.



1 – осевые ступени; 2 – центробежная ступень.

Рис. 1.8. Осецентрибежный компрессор двигателя Honeywell T53

Такие компрессоры, несмотря на некоторую потерю КПД (по сравнению с осевым компрессором той же степени сжатия) имеют значительно меньшие линейные размеры и массу.

Диагональный компрессор представляет собой промежуточный, между осевыми и радиальными компрессорами, тип. Воздух из него выходит под некоторым углом в радиально-осевом направлении.

1.2. Принцип действия ступени компрессора

Рассмотрим, каким образом происходит повышение давления рабочего тела в ступени компрессора.

Как было отмечено выше, к компрессору от стороннего источника подводится механическая работа L_k .

Согласно уравнению энергии в механической форме в абсолютном движении (уравнению Бернулли) работа, подведенная в компрессоре, может быть представлена в следующем виде:

$$L_k = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{r1-2}. \quad (1)$$

В этой формуле:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \text{увеличение потенциальной энергии}$$

сжатого газа;

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - \text{изменение кинетической энергии в компрессоре};$$

$$L_{r1-2} - \text{энергия, затрачиваемая на преодоление потерь.}$$

Из уравнения (1) следует, что подводимая в компрессоре механическая энергия L_k расходуется на повышение давления, изменение кинетической энергии потока и преодоление гидравлических потерь. Поскольку основная задача компрессора – сжатие рабочего тела, то второй и третий члены уравнения должны быть минимальны. Отсюда также следует, что для того, чтобы подводимая работа L_k максимально расходовалась на повышение давления, потери энергии в компрессоре L_{r1-2} должны быть минимальны.

Здесь также следует обратить внимание другое следствие уравнения (1), которое необходимо для понимания принципа действия компрессора. Уравнение Бернулли для потока несжимаемого идеального газа, движущегося без потерь и энергообмена, может быть записано в следующем виде:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = const. \quad (2)$$

Отсюда следует, что сумма кинетической и потенциальной энергии сжатого газа энергоизолированного потока остается неизменной. При изменении условий течения происходит перераспределение этих видов энергии. Это приводит к выводу, что при увеличении скорости потока c его давление p падает и наоборот.

Согласно уравнению энергии в механической форме в относительном движении изменение потенциальной энергии сил давления в компрессоре можно представлять в следующем виде:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - L_{r1-2}. \quad (3)$$

В этой формуле:

$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ - работа по перемещению единицы массы рабочего тела под действием инерционных (центробежных) сил;

$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$ - изменение кинетической энергии потока в относительном движении.

Как видно из уравнения (3) повышение давления в РК компрессора происходит из-за движения рабочего тела в поле действия инерционных сил и торможения потока в относительном движении.

Поскольку в осевом компрессоре поток движется в направлении параллельном оси вращения РК, то окружная скорость в РК меняется незначительно ($u_2 \approx u_1$). Очевидно, что у таких компрессоров влия-

ние инерционных сил на процесс сжатия минимально, и оно в основном происходит за счет торможения потока в относительном движении. По этой причине ступень осевого компрессора имеет меньшую степень сжатия, чем центробежного.

Итак, подводя итог сказанному выше можно заключить, что в осевом компрессоре повышение давления происходит за счет торможения потока в относительном движении, а в центробежном к торможению добавляется движение рабочего тела в поле действия центробежных сил. На практике это реализуется следующим образом.

Рабочее колесо компрессора выполняется таким образом, что входной конструктивный угол $\beta_{1л}$ (под **конструктивным углом** понимается угол между касательной к средней линии профиля на входе/выходе и касательной к фронту решетки был меньше конструктивного угла на выходе $\beta_{2л}$). При этом течение межлопаточном канале носит диффузорный характер. При такой конфигурации канала поток в нем тормозится в относительном движении $w_1 > w_2$, а падение скорости согласно уравнению Бернулли (2) приводит к повышению статического давления $p_1 < p_2$ и плотности рабочего тела $\rho_1 < \rho_2$. У центробежного компрессора рост параметров усиливается движением рабочего тела в поле центробежных сил от центра к периферии.

Силы, действующие на поток со стороны лопаток R и со стороны потока на лопатки P изображены на рисунках 1.9 и 1.10. Очевидно, что эти силы равны по величине, но направлены в противоположные стороны. Эти силы можно разложить на две составляющие: осевую R_a и P_a (проекции на ось вращения) и окружную R_u (проекцию на тангенциальное направление).

Из величины можно найти, спроецировав уравнение количества движения на осевое и окружное направление:

$$P_u = -R_u = G_B(c_{1u} - c_{2u}); \quad (4)$$

$$P_a = -R_a = G_b(c_{2a} - c_{1a}) + (p_2 - p_1)th, \quad (5)$$

где t – шаг решетки компрессора, м;

h – высота канала, м.

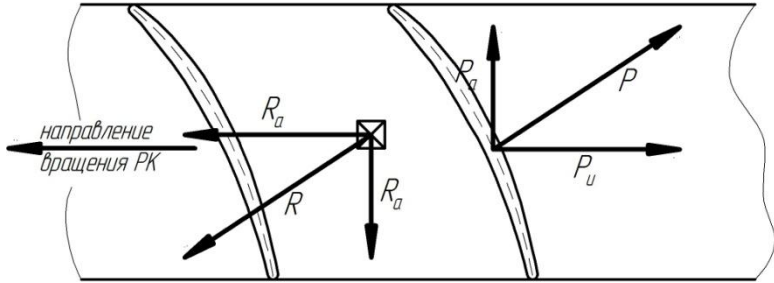


Рис. 1.9. Схема сил действующих в осевом компрессоре

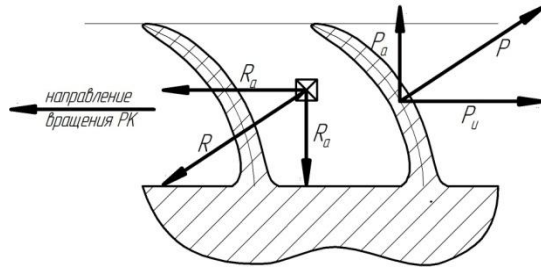


Рис. 1.10. Схема сил действующих во входной части центробежного компрессора

Как видно из представленных рисунков направление окружной составляющей силы, действующей в окружном направлении на лопатку P_u противоположно направлению вращения РК. То есть, она оказывает тормозящее воздействие на лопатки компрессора. Поэтому для реализации процесса сжатия следует подводить работу L_K . Другими словами окружная составляющая силы, действующей на поток со стороны лопатки R_u , подводит работу к потоку рабочего тела, проходящего через компрессор.

Направление осевой составляющей силы, действующей на поток со стороны лопатки R_a , совпадает с направлением движения рабочего

тела через межлопаточный канал. Это позволяет сделать вывод, что R_a - это та сила, которая заставляет поток двигаться через компрессор от меньшего давления на входе к большему на выходе.

Анализируя сказанное выше можно заключить, что РК компрессора выполняет следующие основные функции:

- подводит механическую работу к потоку рабочего тела;
- проталкивает рабочее тело через компрессор;
- повышает давление рабочего тела.

Как было отмечено ранее, процесс в РК сопровождается ростом абсолютной скорости. Это, согласно уравнению (1) приведет к тому, что значительная часть работы уйдет на изменение кинетической энергии. Поэтому после РК поток рабочего тела тормозится в выходной системе, которая может быть выполнена в виде лопаточного НА или щелевого диффузора. В результате кинетическая энергия потока преобразуется в работу сжатия.

Торможение потока в лопаточном НА осуществляется за счет использования лопаток специальной формы. У них входной конструктивный угол $\alpha_{2л}$ больше выходного конструктивного угла $\alpha_{3л}$. В результате межлопаточный канал получается диффузорным, а течение потока в нем сопровождается торможением в абсолютной СК $c_2 < c_3$. В щелевом диффузоре расширяющаяся форма канала обусловлена увеличением радиуса и соответственно площади выходного сечения. Торможение сопровождается повышением статического давления $p_2 < p_3$ и плотности рабочего тела $\rho_2 < \rho_3$.

Запишем уравнение неразрывности применительно к компрессору: для осевого:

$$\frac{F_0}{F_3} = \frac{\rho_3 c_{3a}}{\rho_0 c_{0a}}; \quad (6)$$

для центробежного:

$$\frac{F_0}{F_3} = \frac{\rho_2 c_{2r}}{\rho_0 c_{0a}}. \quad (6a)$$

Обычно компрессора проектируются так, что $c_{3a} \approx c_{0a}$ и $c_{3r} \approx c_{0a}$. В любом случае изменение указанных компонентов скоростей значительно меньше изменения плотности. В результате, согласно уравнениям 6 и 6а рост плотности вследствие повышения давления в компрессоре приводит к необходимости уменьшать площадь проходного сечения и высоту лопаток к выходу.

1.3. Изменение основных параметров по длине проточной части компрессора

Рассмотрим, как меняются основные параметры потока вдоль ступени компрессора.

Как было отмечено при объяснении принципа действия, межлопаточные каналы РК выполнены диффузорными. Это приводит к торможению потока в относительном движении $w_2 < w_1$, что в свою очередь является причиной роста статического давления $p_1 < p_2$ и плотности рабочего тела $\rho_1 < \rho_2$.

Лопатка компрессора действует на поток рабочего тела с силой R . Ее окружная составляющая (рис. 1.9, 1.10) R_u отклоняет течение в абсолютном движении в сторону вращения и сообщает ему механическую энергию в результате чего абсолютная скорость растет ($c_2 > c_1$).

Запишем уравнение энергии в тепловой форме для решетчатой РК:

$$L_{PK} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}; \quad (7)$$

$$L_{PK} = i_2^* - i_1^*. \quad (8)$$

В РК осуществляется подвод работы ($L_{PK} > 0$). Следует напомнить, что внешним признаком передачи/отбора работы в термодинамическом процессе является наличие физического движения. Исходя из этого, можно заключить, что работа подводится только в РК. В НА и ВНА подвода работы нет ($L_{НА} = 0$).

Учитывая, что $L_{PK} > 0$ и $c_2 > c_1$, то из уравнений (7) и (8) можно сделать вывод, что $i_2 > i_1$ и $i_2^* > i_1^*$. Откуда следует, что в рабочем колесе статическая и полная температуры растут $T_2 > T_1$ и $T_2^* > T_1^*$.

Уравнение энергии в механической форме для РК можно записать в следующем виде:

$$\frac{p_2^* - p_1^*}{\rho} = L_{PK} - L_{r1-2}. \quad (9)$$

Если учесть, что работа, подводимая в РК, многократно превосходит энергию, затрачиваемую на преодоление потерь, то из данного уравнения можно сделать вывод, что полное давление в РК растет $p_2^* > p_1^*$.

В щелевых и лопаточных диффузорах канал также расширяющийся. Течение в нем сопровождается торможением в абсолютной СК $c_2 > c_3$, что согласно уравнению Бернулли (2) приводит к росту статического давления $p_3 > p_2$ и плотности $\rho_3 > \rho_2$.

Для анализа изменения температуры в выходной системе запишем уравнения энергии в тепловой форме:

$$L_{НА} = (i_3 - i_2) + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0; \quad (10)$$

$$L_{НА} = i_3^* - i_2^* = 0. \quad (11)$$

Учитывая, что в НА работа не подводится $L_{\text{НА}} = 0$, снижение абсолютной скорости компенсируется ростом энтальпии $i_3 > i_2$. А это в свою очередь приводит к росту температуры $T_3 > T_2$.

Отсутствие подвода работы обуславливает равенство полных энтальпий температур на входе и выходе РК $i_3^* = i_2^*$ и $T_3^* = T_2^*$.

Уравнение энергии в механической форме для НА выглядит следующим образом можно:

$$\frac{p_3^* - p_2^*}{\rho} = L_{\text{НА}} - L_{r2-3}. \quad (12)$$

Учитывая, что $L_{\text{НА}} = 0$, что изменение полного давления вызвано только затратами энергии на преодоление потерь. Учитывая, что $L_{r2-3} \ll L_k$, то падение полного давления будет незначительным. Обычно оно не превышает 5%. Если бы процесс в выходной системе проходил без потерь, то полное давление было бы там неизменно $p_3^* = p_2^*$.

Полученная в результате проведенного анализа качественная картина изменения основных параметров потока по длине компрессора приведен на рис. 1.11.

1.4. Основные параметры, характеризующие работу степени компрессора

Работа компрессора характеризуется большим количеством различных параметров. Условно их можно разделить на три группы: геометрические (характеризующие размеры компрессора), кинематические (характеризующие кинематику потока в ступени) и энергетические (характеризующие процесс превращения энергии).

Однако наиболее значимыми являются степень повышения давления π_k^* и КПД η_k . Эти величины используются для построения характеристик компрессора. Также стоит отметить расход воздуха G_b и

частоту вращения РК n , которые для компрессора являются параметрами определяющими режим работы.

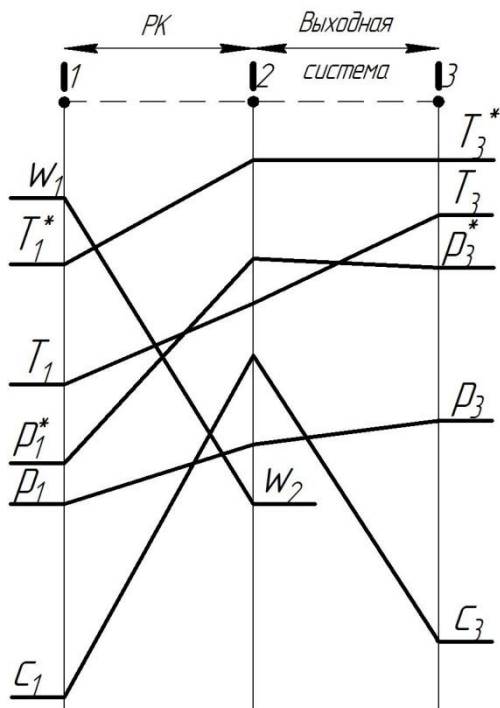


Рис. 1.11. Изменение параметров по длине ступени компрессора

1.4.1. Степень повышения давления компрессора

Основным параметром компрессора является степень повышения давления π_k^* . Величина, равная отношению давления на выходе из компрессора к давлению на входе:

$$\pi_k^* = \frac{p_k^*}{p_v^*}. \quad (13)$$

Степень повышения давления показывает, во сколько раз возрастает давление в компрессоре.

1.4.2. КПД компрессора и преобразование энергии в ступени компрессора

Компрессор является не только механическим устройством, в котором к потоку рабочего тела подводится работа. Этот процесс сопровождается одновременным изменением давления и температуры, что однозначно характеризует его как тепловую машину.

С точки зрения термодинамики в компрессоре происходит процесс сжатия газа. Этот процесс может быть проиллюстрирован с помощью термодинамических диаграмм.

На рис. 1.12 приведена p - v диаграмма процесса сжатия. Кривая « BK_s » соответствует изоэнтропическому (идеальному) сжатию. Точка « B » соответствует начальному состоянию рабочего тела, « K_s » – конечному. Величина изоэнтропической работы L_{ks} на диаграмме равна площади фигуры « B -2-1- K_s ». Ее величину можно найти с помощью следующего выражения:

$$L_{ks} = c_p R T_B \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad (14)$$

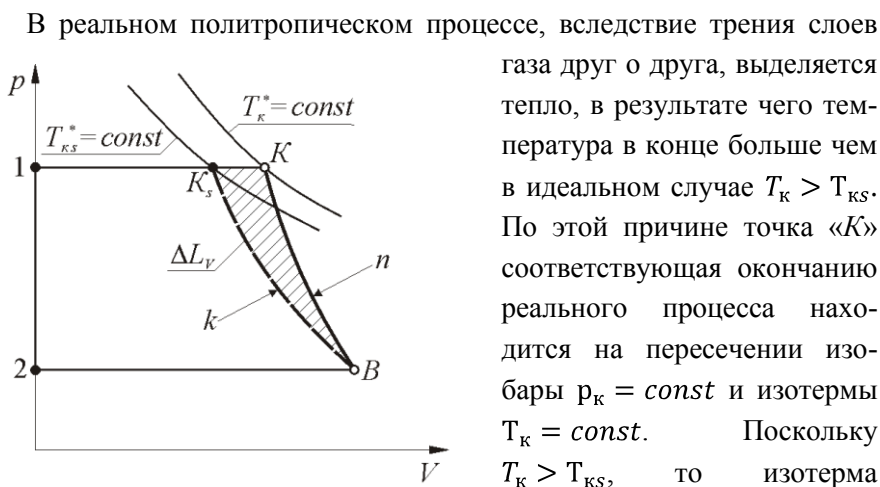


Рис. 1.12. p - v диаграмма процесса сжатия

$T_k = const$ лежит правее изотермы $T_{ks} = const$. То есть точка «К» располагается на той же изобаре, что и точка «К_s», но находится правее. Работа сжатия в политропическом процессе $L_{ПС}$ равна площади фигуры «В-2-1-К». Из рисунка видно, что эта площадь больше площади соответствующей идеальной работе. То есть работа реального сжатия больше работы сжатия в идеальном процессе $L_{ks} < L_{ПС}$. Разница между этими работами называется дополнительной работой на объемное сжатие ΔL_V и вызвана тем, что нагретый газ сжать труднее. Как видно из уравнения (14) с ростом температуры в компрессоре работа сжатия увеличивается. Работа объемного сжатия равна площади фигуры «К-В-К_s».

Анализируя сказанное выше можно сделать вывод, что трение слоев газа в проточной части имеет двойное отрицательное воздействие. Действительно вначале необходимо затратить работу на преодоление сил трения $L_{r(B-K)}$, в результате чего выделится тепло Q_{BK} . Затем нужно совершить дополнительную работу ΔL_V для сжатия более нагретого газа.

То есть работа сжатия в компрессоре равна:

$$L_k = L_{ks} + L_{r(B-K)} + \Delta L_V. \quad (15)$$

P - v диаграмма не позволяет оценить все составляющие последнего выражения. Поэтому чаще для анализа применяется T - S -диаграмма (рис. 1.13). Идеальный процесс сжатия, происходящий без трения на диаграмме изображается в виде вертикального отрезка «BK_s». Эта изоэнтропа располагается между двумя изобарами $p_B = const$ и $p_K = const$, соответствующими начальному и конечному давлению и двумя изотермами $T_B = const$ и $T_{ks} = const$.

Как отмечалось ранее, действительный процесс сжатия сопровождается потерями, в результате температура потока на выходе из компрессора в реальном процессе будет больше, чем в идеальном. Таким образом точка «К» соответствующая концу реального процесса

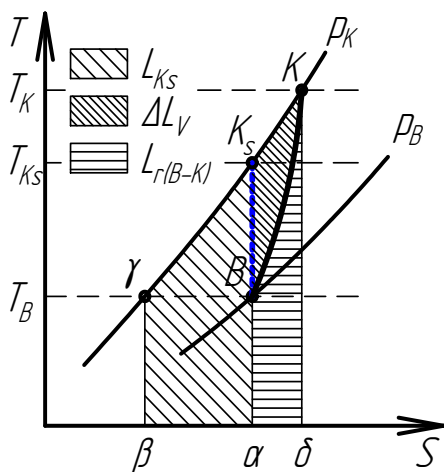


Рис. 1.13. T - S диаграмма процесса сжатия

сжатия будет располагаться на пересечении изобары $p_K = \text{const}$ и изотермы соответствующей конечной температуре T_K , которая лежит выше изотермы $T_{KS} = \text{const}$. Реальное изменение состояния воздуха показывает политропа «BK», принципиальное положение которой показано на рис. 1.13.

В T - S диаграмме можно выделить площади соответствующие членам уравнения

(15). Тепло подведенное к газу равно площади под политропой «BK» Q_{BK} (фигура « α -B-K- δ »). Поскольку в компрессоре тепло специальным образом не подводится, то тепло Q_{BK} представляет собой тепло выделявшееся в результате преодоления трения на участке «BK». Отсюда следует, что указанная площадь равна работе на преодоление потерь $L_{r(B-K)}$. Суммарная работа компрессора L_k равна вертикальной площади под изобарой $p_K = \text{const}$ (фигура « β - γ -K- δ »). Аналогично изоэнтروпическая работа L_{KS} будет характеризоваться площадью « β - γ -K_S- α ». Сопоставляя члены уравнения (15) с установленными значениями площадей нетрудно заметить, что работа объемного сжатия ΔL_V равна площади фигуры «K-B-K_S».

Рассматривая реальный и идеальный процесс в T - S диаграмме работы сжатия можно определить по следующим соотношениям:

$$L_k = c_p(T_K - T_B); \quad (16)$$

$$L_{ks} = c_p(T_{ks} - T_b). \quad (17)$$

Здесь c_p – это среднее значение теплоёмкости рабочего тела (воздуха) при постоянном давлении в интервалах температур $(T_{ks} - T_b)$ и $(T_k - T_b)$.

Процесс преобразования энергии в ступени компрессора может быть представлен в более простой форме. Как неоднократно отмечалось, для его функционирования подводится мощность от стороннего источника. При этом процесс передачи энергии можно разложить на два этапа. На первом этапе энергия передается от привода через вал к лопаткам РК, а на втором этапе от лопаток передается потоку.

Мощность, подводимая от привода к валу РК называется затраченной N_T . Поделив ее на расход воздуха через компрессор G_b получим удельную затраченную работу, т.е. работу, приходящуюся на каждый килограмм рабочего тела проходящий через компрессор:

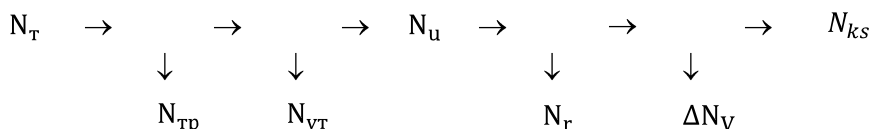
$$H_T = \frac{N_T}{G_b}. \quad (18)$$

В компрессоре эта удельная работа часто называют **затраченным напором**. Полученная энергия по валу и диску перемещается к рабочим лопаткам. При этом часть мощности $N_{тр}$ теряется на преодоление трения диска о газ и механических потерь, связанных с деформацией элементов ротора и трением в подшипниках. Другая часть энергии теряется с утечками рабочего тела $N_{ут}$. Мощность дошедшая до рабочих лопаток называется мощностью на окружности колеса N_u . Если ее поделить на расход воздуха, то можно найти работу на окружности РК, которая согласно уравнению момента количества движения равна:

$$L_u = \frac{N_u}{G_b} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (19)$$

Не вся мощность, переданная РК, идет на повышение его потенциальной или кинетической энергии. Часть мощности расходуется на преодоление трения в ПЧ компрессора N_r . Часть энергии тратится из-за того что приходится сжимать более нагретый вследствие потерь газ ΔN_V . Оставшаяся энергия идет на сжатие рабочего тела. Это не что иное как мощность изобарического сжатия $N_{ks} = G_b L_{ks}$, которую можно найти с помощью уравнения (14).

Описанный процесс преобразования энергии может быть изображен схематически.



Совершенство процесса преобразования механической энергии в потенциальную энергию сжатых газов в ступени компрессора оценивается *коэффициентом полезного действия (КПД)*.

КПД компрессора это отношение полезной работы к затраченной. Полезной работой является работа идеального компрессора L_{ks} , в котором отсутствует трение и сжатие происходит изобарически. Затраченная работа – работа, подведенная к компрессору от источника мощности – затраченный напор H_z . Для ступеней современных компрессоров величина дисковых потерь и утечек в зазорах обычно не превышает 2%. Поэтому на этапе предварительных расчетов в качестве затраченной работы принимают работу на окружности колеса L_u , что позволяет значительно упростить определение КПД.

$$H_T = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (20)$$

Это уравнение равносильно уравнению:

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{r1-2}. \quad (21)$$

Когда в связи с лопаточными машинами говорят про КПД компрессора, подразумевают **изоэнтروпический КПД**, что является равнозначным термину «**адиабатический КПД**». В литературе встречаются обозначения $\eta_{ад}$, $\eta_{кс}$, но по ГОСТ 23851-79 надо писать η_k .

Изоэнтропический КПД компрессора определяется как отношение минимальной работы, которая нужна для повышения давления к действительной работе, которая при сжатии совершается:

$$\eta_k = \frac{L_{ks}}{L_k} = \frac{c_p(T_{кс} - T_B)}{c_p(T_K - T_B)} = \frac{T_B \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_K - T_B}. \quad (22)$$

Изоэнтропический КПД соответствует отношению площади фигуры « β - γ - K_s - α » к площади « β - γ - K - δ » на T - S диаграмме.

В ряде случаев для компрессора требуется оценить уровень потерь энергии на трение $L_{r(B-K)}$ или для оценки гидравлического совершенства ПЧ, то пользуются **политропическим КПД**:

$$\eta_{кп} = \frac{L_{пс}}{L_{пс} + L_{r(B-K)}}, \quad (23)$$

где $L_{пс}$ работа политропического сжатия.

Политропический КПД соответствует отношению площади фигуры « β - γ - K - B - α » к площади « β - γ - K - δ » на T - S диаграмме.

Сравнивая площади на T - S диаграмме для изоэнтропической и политропической работы сжатия, видим, что $\eta_k < \eta_{кп}$.

При рассмотрении компрессора в составе ГТУ, КПД компрессора рассматривается по параметрам заторможенного потока:

$$\eta_K^* = \frac{L_{KS}^*}{L_K^*} = \frac{c_p(T_{KS}^* - T_B^*)}{c_p(T_K^* - T_B^*)} = \frac{T_B^* \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_K^* - T_B^*}. \quad (24)$$

1.4.3. Степень реактивности

Механическая работа к потоку рабочего тела подводится только в РК. Часть этой работы расходуется на повышение давления в РК, а другая на увеличение кинетической энергии сжатия в нем, часть которой потом преобразовывается в потенциальную энергию в НА.

Величина равная отношению работы сжатия в РК к теоретическому напору в ступени компрессора называется степенью реактивности ρ_K .

$$\rho_K = \frac{\int_1^2 \frac{dp}{\rho}}{H_T}. \quad (25)$$

Эта величина характеризует распределение работ сжатия между РК и НА.

Работа сжатия в РК без учета гидравлических потерь равна:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}. \quad (26)$$

С учетом формул (26) и (21) выражение (25) примет следующие виды:

$$\rho_K = \frac{(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (c_2^2 - c_1^2)}{(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)} \quad (27)$$

$$\rho_k = \frac{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}}{(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})} \quad (28)$$

$$\rho_k = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2H_T} \quad (29)$$

Из этих формул следует, что чем меньше степень реактивности ρ_k , тем большая часть теоретического напора H_T тратится на разгон потока в рабочем колесе. Низкая степень реактивности не выгодна, так как этим вызывается повышенные потери в выходной системе.

Как видно из выражений (25), (27), (28) и (29) величина степени реактивности ρ_k может принимать значения от 0 до 1. По величине ρ_k ступени компрессора делятся на три группы:

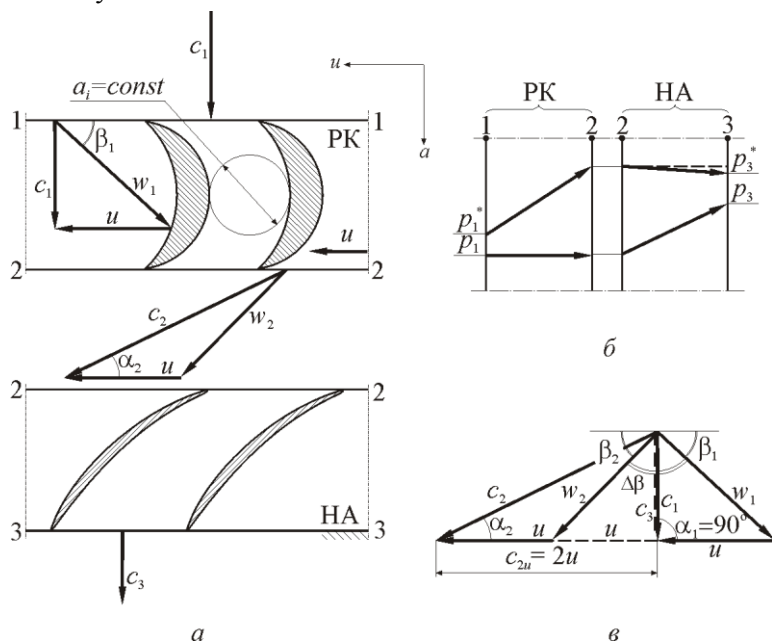
- ступени, у которых $\rho_k = 0$ называются активными;
- ступени, у которых $\rho_k = 1$ называются чисто реактивными;
- ступени, у которых $1 > \rho_k > 0$ называются реактивными.

В активной ступени ($\rho_k = 0$) величина $\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = 0$, следовательно давление в рабочем колесе не меняется $p_1 = p_2$, ровно как и относительные скорости $w w_1 = w w_2$. Равенство скоростей обеспечивается за счет постоянной площади проходного сечения межлопаточного канала РК (рис. 1.14).

В активной ступени все сжатие рабочего тела происходит в выходной системе, а РК выполняет только функции подвода механической работы и проталкивания рабочего тела. При этом вся подводимая в РК работа расходуется на повышение кинетической энергии $c_i^2/2$.

Каналы НА активной ступени имеют большую степень диффузорности, что приводит к большим потерям энергии при торможении по-

тока там. Данное обстоятельство ограничивает область применения активных ступеней.

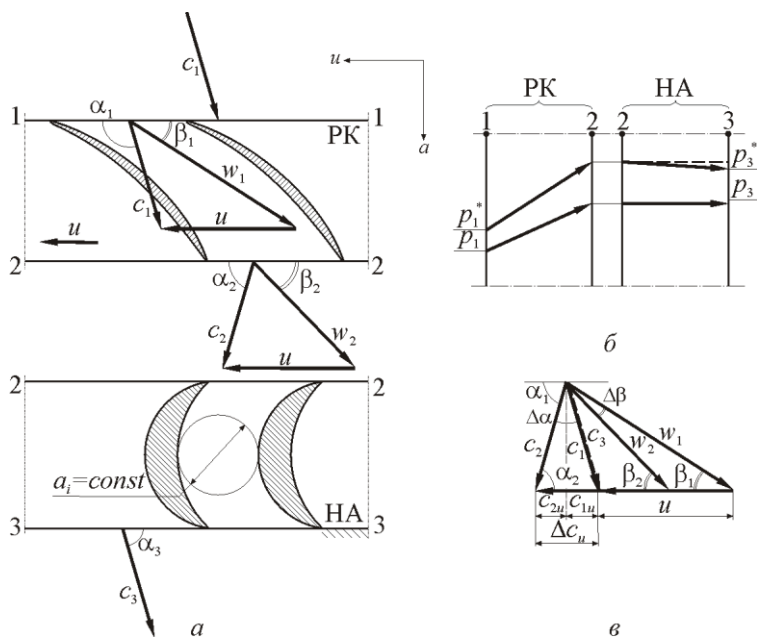


а) элементарные решетки ступени; б) изменение давления в ступени; в) план скоростей

Рис. 1.14. Схема активной ступени осевого компрессора ($\rho_k = 0$)

Другой крайностью является чисто реактивная ступень ($\rho_k = 1$). В ней сжатие происходит только в РК, в выходной системе изменения давления и абсолютной скорости не происходит $p_3 = p_2$ и $c_3 = c_2$. Это достигается за счет того, что межлопаточные каналы НА имеют неизменную площадь проходного сечения на всем протяжении (рис. 1.15).

Реализация всего сжатия в РК, приводит к существенному торможению потока в относительном движении для чего межлопаточные каналы РК должны иметь большую диффузорность. Это в свою очередь обуславливает высокий уровень потерь энергии в РК. По этой причине применение таких ступеней носит ограниченный характер.



а) элементарные решетки ступени; б) изменение давления в ступени; в) план скоростей

Рис. 1.15. Схема чисто реактивной ступени осевого компрессора ($\rho_k = 1$)

Для чисто реактивных ступеней должно выполняться условие $c_{2u} = -c_{1u}$. Значит, такие ступени должны обязательно иметь предварительную закрутку потока, направленную против вращения РК.

2. АЛГОРИТМ РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

2.1. Этапы выполнения расчетного исследования и используемое программное обеспечение

Процесс *CFD*-расчета лопаточной машины традиционно состоит из следующих основных этапов:

- постановка задачи, задание целей моделирования, выбор расчетной области;
- создание геометрической модели выбранной расчетной области;
- наложение на геометрическую модель сетки контрольных объемов;
- задание условий моделирования (свойств вещества, граничных условий);
- непосредственно решение системы уравнений Навье-Стокса;
- анализ полученных результатов.

На первом этапе происходит общая оценка задачи и выбирается необходимая стратегия решения. Так, если требуется оценить влияние, например, радиального зазора на периферии, то необходимо провести серию расчетов с разной величиной зазора и сравнить их. При этом нет необходимости детально моделировать процессы, происходящие вне исследуемой области, например, лабиринтные уплотнения вблизи втулки. Если же, наоборот, ставится задача исследования эффективно-

сти лабиринтных уплотнений, необходимо моделировать их более детально. Смоделировать течение в турбомашинах одновременно с учетом всех особенностей на современном этапе развития вычислительной техники затруднительно - решение такой сложной задачи на персональном компьютере может занимать до нескольких недель. Поэтому перед инженером всегда стоит ответственная задача - обязательно учесть в расчете все необходимые в данном случае особенности и максимально исключить из него все лишнее для ускорения решения.

Проточная часть любых лопаточных машины обладает сложной пространственной формой, затрудняющей как построение геометрии, так и наложение на нее сетки конечных элементов. Выполнение этих операций в универсальных программах трехмерного моделирования и универсальных сеткогенераторах в принципе возможно, но требует значительных усилий и времени. В настоящее время для упрощения этих операций разработаны специализированные программы, которые позволяют одновременно создать и трехмерную модель, и сетку для *CFD*-расчета. При этом в качестве исходных данных они используют традиционную форму представления геометрии лопаток: координаты точек профиля, линии меридиональных обводов и т.п. При этом процесс создания сеточной модели значительно ускоряется за счет автоматизации и объединения второго и третьего этапа решения *CFD*-задачи.

Четвертый-шестой этапы решения являются общими для любого *CFD*-расчета, это так называемые пре-процессинг, решение и пост-процессинг. Естественно, они также имеют некоторые особенности, связанные с моделированием турбомашин. Эти особенности будут подробно описаны в соответствующих разделах.

В данном методическом пособии приведен подробный алгоритм *CFD*-расчета осевого компрессора с использованием программного обеспечения, включающего:

- универсальный *CFD*-пакет *Ansys CFX*, обладающий удобными специализированными шаблонами для решения задач турбомашиностроения;
- специализированную программу *Ansys TurboGrid* для автоматизированного создания геометрии расчетной области и построения на ее базе качественной структурной сетки конечных элементов;
- программу *Profiler*, специально разработанную на кафедре ТДЛА СГАУ для создания файлов геометрии для *TurboGrid* на основе таблиц координат профилей, которыми обычно задаётся геометрия лопаток на рабочих чертежах.
- общее программное обеспечение: для создания и редактирования текстовых файлов - *MS Notepad*; для редактирования текстовой и графической информации для формирования отчета - *MS Word, Paint*.

2.2. Постановка задачи и выбор геометрии расчетной области

В данном разделе подробно описывается процесс создания расчетной модели течения в ступени осевого компрессора с помощью программного комплекса *Ansys CFX*. На первом этапе строится геометрия области течения рабочего тела в межлопаточных каналах компрессора.

Исходные данные для построения расчетной области выбираются на базе геометрии исследуемого компрессора, представленной в виде чертежа (рис. 2.1 и 2.2) или *3D-CAD*-модели.

Для создания геометрии расчетной области необходимо знать меридиональное сечение проточной части компрессора (см. рис. 2.1) и форму пера лопаток. Геометрия пера на чертежах обычно представляется в виде таблицы координат профиля в нескольких контрольных сечениях (рис. 2.2).

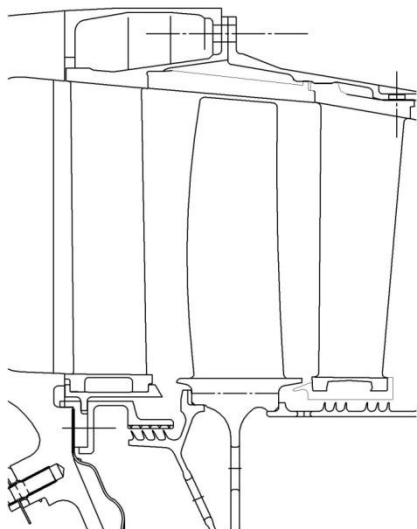


Рис. 2.1. Фрагмент чертежа осевого компрессора

А1-А1			
X _г	Y _г	X _л	Y _л
-25,58 *	-10,74 *	-21,97 *	-11,30 *
-20,99	-10,33	-20,67	-10,99
-20,34	-9,95	-20,02	-10,68
-19,10	-9,18	-18,73	-10,03
-17,87	-8,43	-17,43	-9,43
-16,62	-7,70	-16,14	-8,79
-14,11	-6,25	-13,55	-7,54
-11,58	-4,86	-10,96	-6,29
-6,47	-2,19	-5,75	-3,85
-1,30	0,33	-0,52	-1,47
3,95	2,69	4,75	0,84
9,26	4,88	10,03	3,11
14,65	6,91	15,34	5,31
20,10	8,79	20,68	7,44
25,62	10,50	26,05	9,52
28,41	11,51	28,75	10,52
31,21 *	12,08 *	31,45 *	11,51 *
R _г	0,38		
R _л	0,38		
X _г * ₁	-21,15		
X _г * ₂	31,02		
Y _г * ₁	-10,87		
Y _г * ₂	11,70		
α _г * ₁	23° 22'		
C ₁	0,80		
C ₂	0,74		
C _{max}	2,61		
b	27,49		
b ₁	-21,48		
Расстояние считано от оси компрессора по оси z			478,30

Рис. 2.2. Таблица точек профиля рабочей лопатки

Меридиональное сечение компрессора (см. рис. 2.1) позволяют судить о геометрии меридиональных обводов каждого лопаточного венца, входящего в состав компрессора. Именно обводы являются радиальными границами для потока, проходящего через ступень. Поэтому радиальные границы расчетной области естественно устанавливаются по цилиндрическим поверхностям втулочного (*hub*) и периферийного (*shroud*) обводов (рис. 2.3). Однако осевая протяженность расчетной области не имеет физического ограничения, поэтому границы входа и выхода устанавливаются условно. Желательно, чтобы область была более протяженной, чем непосредственно лопаточный венец: начиналась раньше него (блок входа - *Inlet*) и заканчивалась позже (блок выхода - *Outlet*). При этом расстояние блоков входа и выхода определяется интенсивностью процессов, происходящих до и после венца. Например, чем сильнее турбулентные вихри за рабочим колесом, тем дальше нужно отодвинуть выходную границу, чтобы расчетная область смогла охватить крупный вихрь, и наоборот. Приемле-

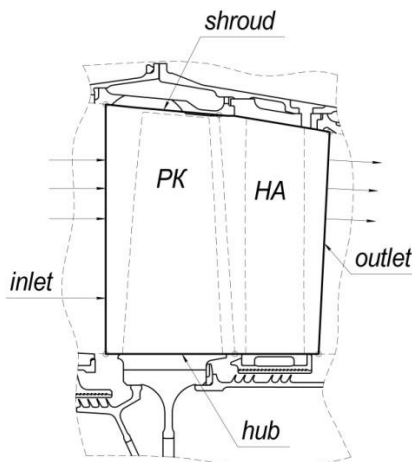


Рис. 2.3. Выделение области расчетной модели

мая величина осевой протяженности входного и выходного участков расчетной области обычно принимается равной ширине лопаточного венца (рис. 2.3).

Поскольку рабочее колесо лопаточных машин всегда имеет осевые зазоры с втулочным обводом (см. рис. 2.1), сделать расчетную область замкнутой можно только условно замкнув обвод. При этом полости зазоров исключаются из

моделирования с допущением, что происходящие в них процессы не оказывают существенного влияния на результаты. Однако, например, очевидно, что при специальном исследовании утечек через зазоры, их моделирование является обязательным.

Описание втулочного и периферийного обводов осуществляется координатами их точек в меридиональном сечении. При этом отсчет ведется в системе координат (СК) двигателя, или так называемой глобальной системе координат (ГСК). Очевидно, что при описании обводов, изменяются только две координаты, третья (перпендикулярная плоскости чертежа - в данном случае Y) принимается нулевой.

Описание геометрии лопаток (*Blade*) осуществляется путем задания их сложной геометрии в нескольких контрольных сечениях по высоте в окружной плоскости (см. рис. 2.2), перпендикулярной меридиональному разрезу двигателя.

Каждое сечение описывается на определенной высоте лопатки h и представляет собой таблицу координат точек спинки и корытца, а также описание входной и выходной кромок. Количество сечений за-

висит от формы лопатки и составляет, как правило, от трех до десяти. При этом перо лопатки описывается в локальной СК лопатки, а привязка ее к ГСК двигателя задается величиной смещений: осевого и радиального. Кроме того, иногда на рабочих чертежах координатные оси локальных СК - рабочего колеса (РК) или направляющего аппарата (НА) - имеют направление, отличное от направления осей ГСК. Это нужно учитывать при создании общей модели, изменяя знаки соответствующих координат.

Для решения учебной задачи исследования рабочего процесса ступени осевого компрессора будет использоваться упрощенная расчетная область, ограниченная замкнутыми меридиональными обводами и включающая поверхности лопаток, заданные по сечениям. Координаты этих элементов могут быть получены с чертежа лопаточной машины.

2.3. Создание сеточной модели потока газа в ступени компрессора

Создание расчетной сетки для исследуемой турбомашины выполняется в программе *Ansys TurboGrid* отдельно для каждого венца: сначала для РК, затем - для НА.

2.3.1. Исходные данные, необходимые для создания расчетной модели течения в компрессоре

Данные о геометрии венцов загружаются в *TurboGrid* с помощью трех заранее созданных текстовых файлов с расширением **.curve*:

- *hub.curve* – содержит координаты, описывающие втулочный меридиональный обвод;
- *shroud.curve* - содержит координаты, описывающие периферийный меридиональный обвод;
- *profile.curve* - содержит координаты, описывающие сечения лопатки в нескольких контрольных сечениях.

Имена файлов могут быть выбраны произвольно, однако если использовать приведенные выше имена, при выборе одного из них при загрузке геометрии, другие будут найдены программой автоматически.

Файлы *hub.curve* и *shroud.curve* представляют собой три столбца с координатами меридиональных обводов и имеют следующий вид:

253.93 3.22 52.96	{x, y, z первой точки}
253.92 6.32 58.15	{x, y, z второй точки}
253.87 7.85 64.83	{x, y, z третьей точки}
253.90 7.06 72.25	{x, y, z четвертой точки}
и т.д.	

Они могут быть созданы вручную вводом координат в *MS Notepad* (Блокнот *Windows*) и сохранены в файле с соответствующим расширением.

Файл *profile.curve*, описывающий геометрию лопатки, имеет более сложную структуру:

# Profile 1 at 0.0	{первое сечение на высоте 0}
253.99 0.34 50.24	{первая точка 1-го сечения }
253.99 0.41 50.17	{вторая точка 1-го сечения }
253.99 0.41 50.17	{третья точка 1-го сечения }
...	
# Profile 2 at 5.5	{второе сечение на высоте 5,5}
259.29 1.12 50.24	{первая точка 2-го сечения }
259.29 1.19 50.17	{вторая точка 2-го сечения }
259.29 1.19 50.17	{третья точка 2-го сечения }
...	

В нём описывается несколько сечений, одно за другим. Для каждого сечения в три столбца приводятся координаты его точек. Причём точки должны образовывать замкнутый сплайн. Но обычно на чертежах лопатки представлены в виде незамкнутых сплайнов, соединенных дугами окружностей. Поэтому для перевода в формат *TurboGrid* их нужно замкнуть. Эту операцию можно выполнить вручную, ис-

пользуя любую CAD-систему. Но это требует значительных затрат времени. Для автоматизации этого процесса может быть использована программа *Profiler*, специально разработанная на кафедре ТДЛА СГАУ. Она позволяет в автоматическом режиме на основе таблицы координат лопатки сформировать файл *profile.curve* для использования его в *TurboGrid*. Программа *Profiler* также позволяет при необходимости задать смещение локальной СК или изменить направление локальных осей.

2.3.2. Создание файлов, описывающих меридиональные обводы проточной части

Таким образом, полный процесс создания трехмерной сеточной модели «с нуля» выглядит таким образом (рис. 2.4):

1. с чертежа снимаются координаты меридиональных обводов, вводятся в Блокноте в три столбца и сохраняются в файлы *hub* и *shroud*;
2. в программу *Profiler* вводятся данные с чертежа (таблицы координат и т.д.), либо предварительно оцифрованные данные загружаются из файла. По ним формируется файл *profile*;
3. все три файла помещаются в рабочую папку *TurboGrid*, после чего производится загрузка геометрии;
4. средствами *TurboGrid* выполняется построение сетки, и она сохраняется в файл.

Рассмотрим этот процесс подробнее на примере создания двух лопаточных венцов осевого компрессора: РК и НА.

ШАГ 1. Создание рабочей папки.

Перед началом работы создадим рабочую папку в корневом каталоге на последнем диске компьютера «E» (если нет «E», нужно использовать «D»). Ей присваивается имя в соответствии со следующей закономерностью:

<номер группы><фамилия>.

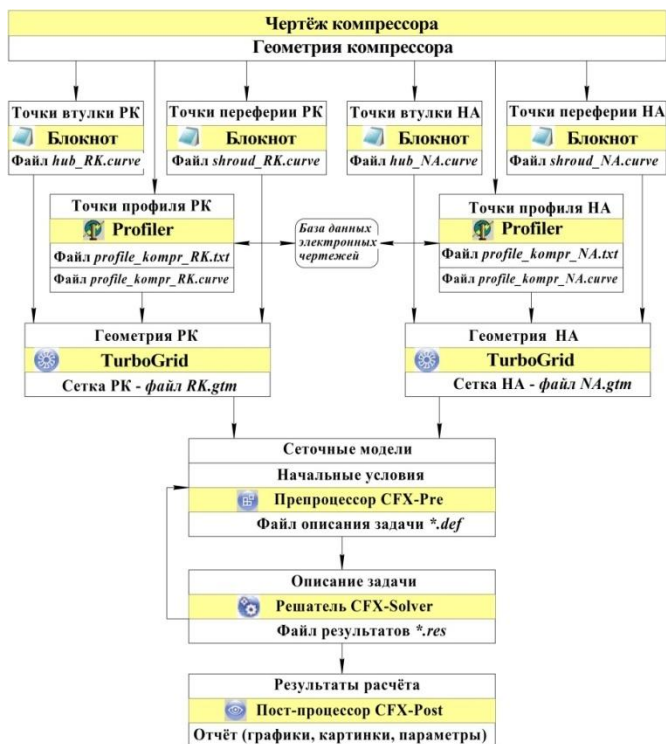


Рис. 2.4. Алгоритм CFD-расчета турбомашин в программном комплексе *Ansys CFX*

Например, «2405IVANOV» для студента Иванова группы 2405, без пробелов и других знаков.

ШАГ 2. Создание текстовых файлов, содержащих информацию о геометрии меридиональных обводов проточной части с помощью программы «Блокнот».

Как видно из рис. 2.1, 2.3 меридиональные обводы (втулочный и периферийный) РК представляют собой ломаную линию. Координаты базовых точек втулочного обвода приведены в табл. 2.1. Их следует вбить в стандартной программе Блокнот (*Пуск → Все программы → Стандартные → Блокнот*) в описанном выше формате: каждая точка начинается с новой строки, координаты одной точки отделяются про-

белами, разделителем целой и дробной частей служит точка “.”. По окончании ввода сохраняем этот файл в рабочей папке под названием *hub_SA.curve* (рис. 2.5). Аналогично по данным табл. 2.2 создается файл с координатами периферийного обвода *shroud_SA.curve* (рис. 2.6), также в рабочей папке.

Подобным образом по данным таблиц 2.3 и 2.4 создаются два файла *hub_RK.curve* и *shroud_RK.curve*, описывающие обводы проточной части РК. Обратите внимание на то, что последние точки обводов РК совпадают с первыми точками обводов НА.

Таблица 2.1

Координаты втулочного обвода РК

(*hub_RK.curve*)

N	X	Y	Z
1	-75,611	0	337,5
2	-30,0	0	337,5
3	-5,381	0	337,5

Таблица 2.2

Координаты периферийного обвода РК

(*shroud_RK.curve*)

N	X	Y	Z
1	-75.611	0	473.501
2	-41.413	0	470.189
3	-13.808	0	467.685

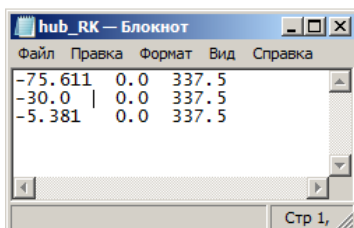


Рис. 2.5. Вид файла *hub_RK.curve*, описывающего втулочный обвод проточной части РК, созданного в программе *Блокнот*

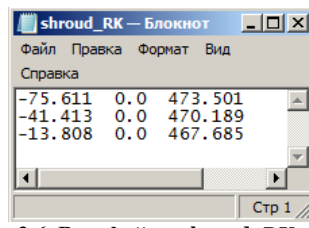


Рис. 2.6. Вид файла *shroud_RK.curve*, описывающего втулочный обвод проточной части РК, созданного в программе *Блокнот*

Таблица 2.3

Координаты втулочного обвода НА

(*hub_NA.curve*)

N	X	Y	Z
1	-5,381	0	337,5
2	16,0	0	337,5
3	40,114	0	337,5

Таблица 2.4

Координаты периферийного обвода НА

(*shroud_NA.curve*)

N	X	Y	Z
1	-13.808	0	467.685
2	14,3692	0	463,905
3	46,105	0	458,427

ШАГ 3. Создание текстовых файлов, содержащих информацию о геометрии лопаток.

После создания четырех файлов, описывающих геометрию меридиональных обводов РК и НА, переходим к созданию файлов профилей лопаток. Их можно создать с помощью программы «Блокнот». В случае если имеются рабочие чертежи лопаток удобнее пользоваться специальной программой *Profiler*, специально созданной на кафедре ТДЛА СГАУ. Программа может быть запущена двойным щелчком мыши по её *EXE*-файлу. В компьютерном классе кафедры ТДЛА ее можно вызвать командой:

Пуск → Все программы → Ansys 13.0 → Fluid Dynamics → Profiler

В программу *Profiler* геометрия профиля вводится в виде таблицы координат, содержащей координаты точек спинки и корытца, а также положения центров входной и выходной окружностей. Подобным образом геометрия профиля обычно описывается на рабочих чертежах (см. рис. 2.2). Поэтому всю необходимую информацию можно взять оттуда. Введенные данные программа *Profiler* преобразует во входной формат *TurboGrid*.

Основную часть окна программы *Profiler* (рис. 2.7) занимает таблица для ввода координат сечений лопатки. Помещая курсор на нужное поле можно ввести таблицу сечений (высота сечения h , радиусы входной R и выходной r кромок, координаты их центров) и таблицу координат сечений (X , Y_{cp} , $Y_{кор}$), взяв данные с чертежа (см. рис. 2.1 и 2.2). При необходимости можно увеличить количество сечений в таблице, добавив еще одно сечение кнопкой , или уменьшить, удалив последнее сечение кнопкой . Также в верхней части окна программы можно ввести смещение локальной СК относительно ГСК: линейное по трем координатам и угловое поворотом на угол, а также при необходимости развернуть (инвертировать) оси локальной СК (*inv X*, *inv Y*). Для визуального контроля правильности введенных точек

можно выполнять отрисовку профилей, нажимая кнопку . При этом в правой части окна будет отрисовываться профиль с номером, указанным в поле слева от кнопки. Сохранение профиля пера в формате *TurboGrid* осуществляется кнопкой .

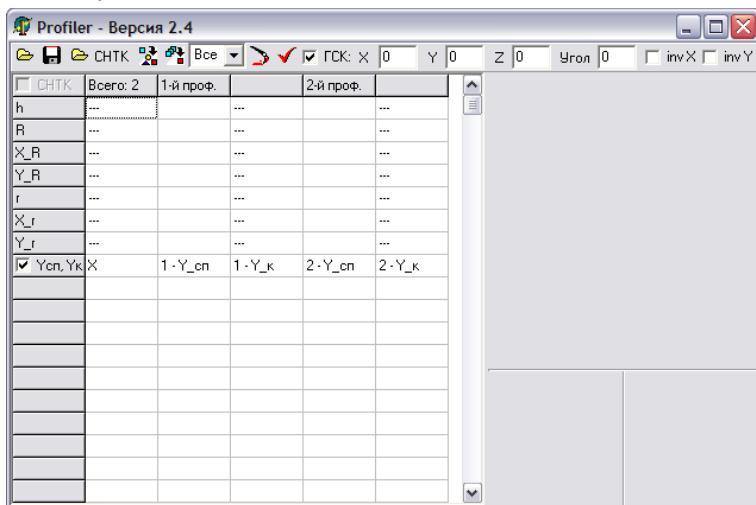


Рис. 2.7. Окно программы *Profiler*

Поскольку ввод большого количества данных – это длительный и трудоемкий процесс, сопряженный с вероятностью появления ошибок, то для выполнения лабораторной работы нужно загрузить уже предварительно введенные данные из файлов *profile_kompr_RK.txt* и *profile_kompr_NA.txt*. Их нужно взять в папке «Лабораторные по CFD\Компрессор\Профили\» на последнем диске компьютера «E» (если нет «E», нужно использовать «D»). Эти файлы нужно предварительно скопировать в свой рабочий каталог.

ШАГ 4. Загрузка координат профиля в программу *Profiler*.

Для загрузки файла в *Profiler* нужно нажать кнопку  и в появившемся окне найти свой рабочий каталог и выбрать файл *profile_kompr_RK.txt*. После загрузки нужно проверить корректность данных, отрисовав профили (). Если при отрисовке не будет выдано со-

общений об ошибках, и на экране будут отрисованы три сечения профиля, как показано на рис. 2.8, это означает правильную работу программы.

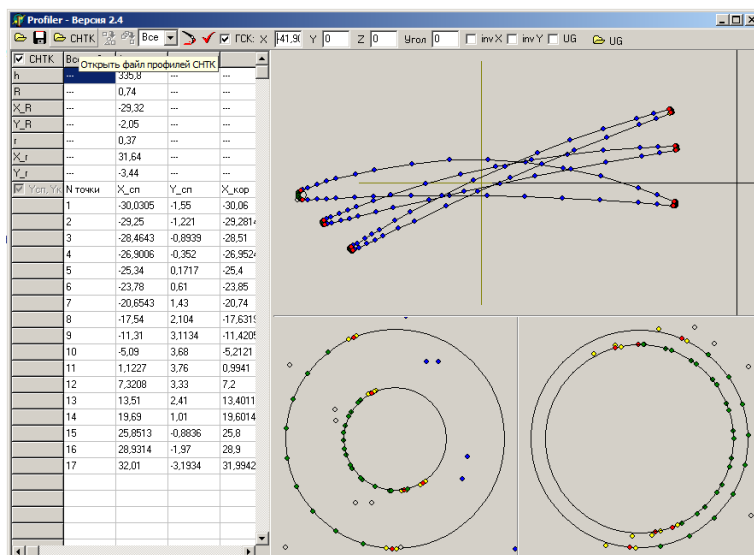


Рис. 2.8. Окно программы *Profiler* после прорисовки профиля лопатки РК

ШАГ 5. Экспорт файла, содержащего информацию о геометрии лопатки в *TurboGrid*.

Следующим этапом необходимо экспортировать файл в формат *TurboGrid*, нажав кнопку . В появившемся диалоговом окне следует ввести имя файла (можно оставить имя по умолчанию *profile_kompr_RK*) и нажать кнопку «Сохранить».

ШАГ 6. Создание файла исходных данных, содержащих информацию о геометрии лопатки направляющего аппарата.

Аналогично выполняется создание файла исходных данных для НА. Нажатием кнопки выполняем загрузку геометрии НА из файла *profile_kompr_NA.txt*. При этом содержимое таблицы *Profiler* очищается, и, если данные были изменены, на появившийся вопрос о сохранении можно ответить *Да* или *Нет*. После загрузки необходимо про-

смотреть профили, нажав кнопку отрисовки , а затем выгрузить данные в формате *TurboGrid*, сохранив имя файла по умолчанию.

Внимание! Обратите внимание на то, что выпуклые части рабочих лопаток и направляющих аппаратов должны быть направлены в разные стороны, т.е. геометрия ступени должна быть такой, как показано на рис. 2.59. Если это не так, необходимо, инвертируя оси локальных СК, расположить РК и НА правильным образом.

После создания двух файлов (*profile_kompr_RK.curve* и *profile_kompr_NA.curve*) программу *Profiler* можно закрыть - она больше не понадобится.

Таким образом, в ходе описанных манипуляций в рабочей папке были созданы шесть файлов с расширением *.curve (по три для каждого венца), содержащие необходимую информацию о геометрии проточной части РК и НА в формате, пригодном для непосредственного импорта в *TurboGrid*.

2.3.3. Загрузка созданных файлов, описывающих геометрию лопаточных венцов, в программу *TurboGrid*

ШАГ 7. Запуск программы *TurboGrid*

Программа *TurboGrid* входит в качестве отдельного модуля в программный комплекс *Ansys CFX*. Поэтому, чтобы запустить *TurboGrid*, нужно сначала открыть стартовое окно CFX:

Пуск → Все программы → Ansys 13.0 → Fluid Dynamics → CFX

В данном окне (рис. 2.9) перед началом работы нужно выбрать рабочую папку (*Working Directory*): нажать кнопку *Browse*  и в появившемся окне ука-

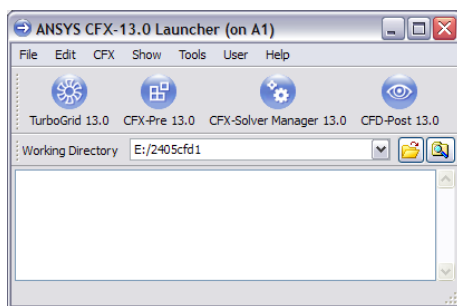


Рис. 2.9. Стартовое окно программы *Ansys CFX*

В том же меню, в поле *TurboGrid Curve Files* (curve-файлы *TurboGrid*), необходимо в соответствующих полях указать три созданных ранее файла, описывающих геометрию сопловой решетки:

- для обвода втулки РК (*Hub*) - файл *hub_RK.curve*,
- для обвода периферии РК (*Shroud*) - файл *shroud_PK.curve*,
- для лопатки РК (*Blade*) - файл *profile_kompr_RK.curve*.

Желательно, чтобы все три *curve*-файла находились в рабочей папке и в своем названии имели слова *hub*, *shroud* и *profile*. Тогда при выборе первого файла *TurboGrid* автоматически найдет остальные и запишет их в соответствующие поля. Однако всё равно нужно внимательно проверять правильность предлагаемых файлов, т.к. нередко ошибочные предложения.

После введения в меню всех перечисленных настроек следует нажать кнопку *OK* для запуска построения расчетной области РК. После окончания этого процесса в окне визуализации будет отображен периодический элемент потока, охватывающий перо лопатки (рис. 2.12).

ШАГ 9. Просмотр загруженной геометрии.

Чтобы посмотреть на лопаточный венец, нужно отключить отображение каркаса - убрать соответствующую галочку в дереве проекта, кликнув левой кнопкой мыши (*Object*→*Geometry*→*Outline*). А затем нажать в главной панели кнопку *Display Two Instances* (показать

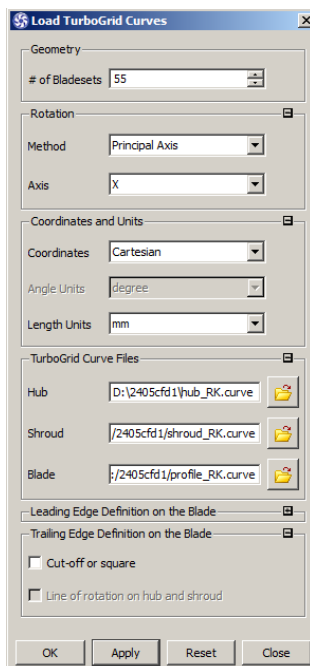


Рис. 2.11. Загрузка в *TurboGrid* данных РК

два вхождения -  или *Display All Instances* (показать все вхождения - ) (рис. 2.13).

Внимательно изучив венец и убедившись в отсутствии ошибок построения, нужно вернуть отображение каркаса (поставить галочку у *Object→Geometry→Outline*) и нажать *Display One Instances* (показать одно вхождение - ) , чтобы рассматривать один периодический элемент (см. рис. 2.12).

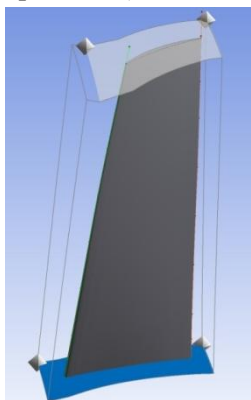


Рис. 2.12. Периодический элемент потока, охватывающий одно перо лопатки РК

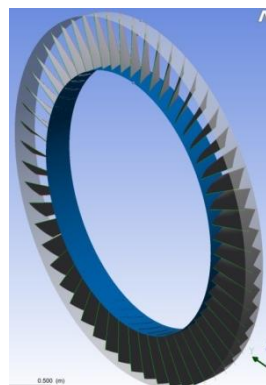


Рис. 2.13. Полный венец РК

ШАГ 10. Проверка и коррекция свойств элементов загруженной геометрии.

Загруженная геометрия была отображена с настройками, заданными по умолчанию. Можно просмотреть эти настройки детально, дважды кликнув ЛКМ по элементам в дереве проекта: *Machine Data*, *Hub*, *Shroud*, *Blade Set*, *Blade 1*. При этом открываются соответствующие диалоговые окна (рис. 2.14), где можно увидеть введенные ранее данные: число лопаток и ось вращения - в *Machine Data*, единицы измерения и соответствующие файлы в *Hub*, *Shroud* и *Blade Set*.

Кроме того, в данном меню задаются и другие свойства элементов. Так, например, раскрыв закладку *Shroud*, можно настроить свойства периферийного меридионального обвода. В частности, можно видеть,

что тип кривой (*Curve Type*), проходящей через точки, взятые из файла, по умолчанию установлен как *BSpline*. Это означает, что точки соединяются базисным сплайном (в *TurboGrid* используется кубический сплайн Безье). В рассматриваемом примере, как видно из рис. 2.1 и 2.3 втулочный обвод состоит из отрезков прямых отрезков. Поэтому нужно изменить тип кривой, выбрав в поле *Curve Type* элемент *Piece-wise Linear* (кусочно-линейное представление). Выбор следует подтвердить, нажав кнопку *Apply* (Применить).

Описанные действия нужно повторить для втулочного обвода (*Hub*), иначе неправильное соединение точек приведет к неправильному представлению геометрии (рис. 2.15).

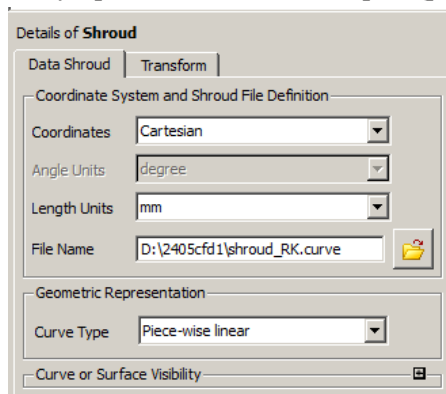


Рис. 2.14. Окно редактирования свойств периферии

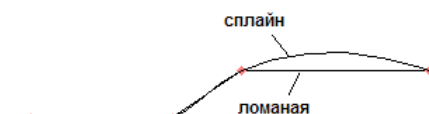


Рис. 2.15. К описанию ошибок задания геометрии из-за неверного типа линии

ШАГ 11. Задание величины радиального зазора.

Рабочее колесо исследуемого компрессора имеет радиальный зазор на периферии – 0,3 мм. Чтобы его задать, нужно дважды щелкнуть ЛКМ по элементу *Shroud Tip* (зазор на периферии), находящимся в элементе *Blade Set* дерева проекта. Затем в появившемся меню следует задать вид зазора – расстояние по нормали (*Tip Option* → *Normal Distance*) и ввести величину зазора (*Tip Clearance* → 0.3 [mm]), не забыв нажать *Apply* (рис. 2.16).

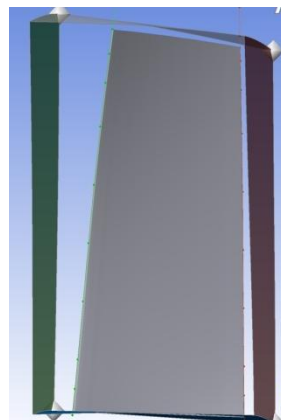
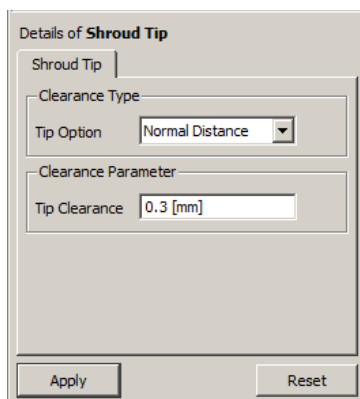


Рис. 2.16. Меню задания радиального зазора и результат выполнения команды

ШАГ 12. Описание входной и выходной границы расчетной области РК.

Следующим шагом нужно задать положение входной и выходной границы расчетной области РК. Чтобы отобразить границу входа (*Inlet*) и выхода (*Outlet*), нужно поставить галочку у этих границ в дереве проекта (рис. 2.17). После этого входная граница выделяется зеленым цветом, выходная - красным.

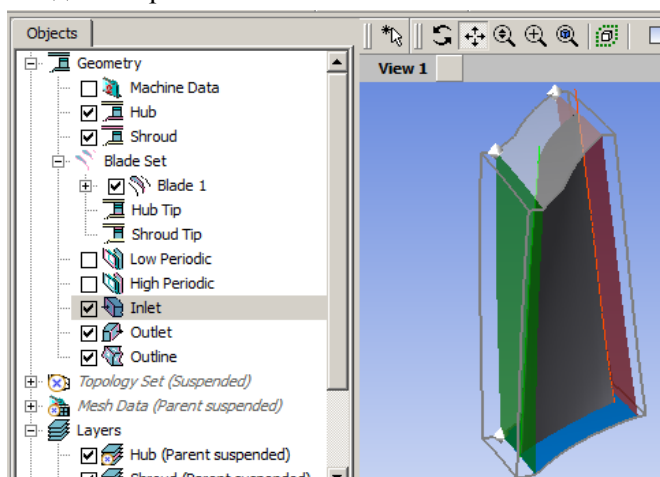


Рис. 2.17. Входная и выходная граница расчетной области

Можно видеть, что по умолчанию вход и выход установлены на некотором удалении от границ расчетной зоны. Дело в том, что *TurboGrid* автоматически позиционирует области входа и выхода таким образом, чтобы размер расчётной зоны был минимальным, но достаточным для построения сетки вокруг пера лопатки. В нашем случае это неприемлемо, т.к. вход второго венца (НА) должен точно совпадать с выходом первого (РК). Поэтому нужно установить вход и выход точно по границам расчетной области.

Для этого следует открыть меню редактирования свойств входной области двойным щелчком ЛКМ на пункте *Inlet* в дереве проекта.

Основную его часть занимает таблица (рис. 2.18), содержащая координаты точек входной границы. В самом простом случае точек две - *Low Hub Point* и *Low Shroud Point*, это точки, лежащие на втулке и периферии. Положения точек задаются путем ввода в поля под таблицей значений осевой (*A*) и радиальной (*R*) координат. Чтобы задать точку, достаточно задать одну из координат, вторая будет определена автоматически. Координаты точек задаются в абсолютной системе координат в выбранных единицах.

Если требуется установить входную зону в крайнее положение, а точные осевая координата при этом неизвестна, то можно задать значение, гарантированно меньшее крайнего (например, $A=-1$). При этом будет автоматически найдена минимальная осевая координата, а также соответствующая ей радиальная.

Итак, нужно дважды щелкнуть ЛКМ на строке таблицы *Low Hub Point*, чтобы координаты данной точки появились в поле *Location* (рис. 2.18). Затем в левом поле *Location* нужно ввести «-1» ($A=-1$) и нажать кнопку *Apply*. При этом втулочная точка займёт крайнее входное положение.

После этого нужно произвести такую же операцию для второй точки - *Low Shroud Point*, т.е. дважды щёлкнуть на соответствующей строке таблицы, в поле *Location* ввести «-1» и нажать *Apply*. При этом

периферийная точка также займёт крайнее входное положение (рис. 2.19). Таким образом, входная граница будет установлена на границе расчетной зоны.

Аналогичную процедуру нужно выполнить для выходной границы - задать максимальное положение выходной линии. Для этого нужно задавать значение A , гарантированно превышающее максимальное, например $A=1$. При этом будет найдено максимально возможное положение (рис. 2.20).

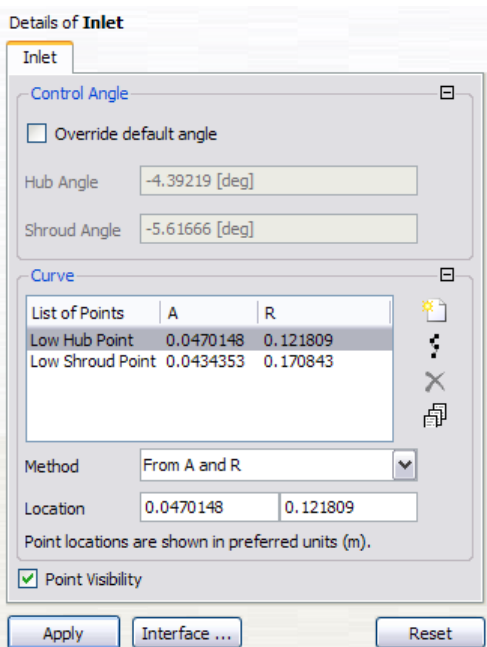


Рис. 2.18. Меню редактирования положения входной границы

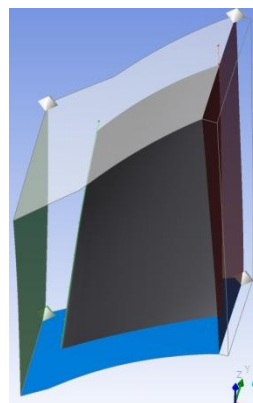


Рис. 2.19. Входная граница после перемещения

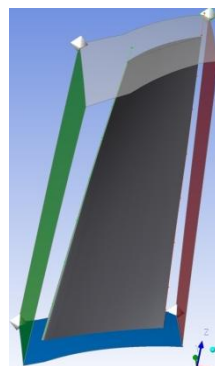


Рис. 2.20. Результат перемещения обеих границ

ШАГ 13. Сохранение созданной геометрической модели расчетной области.

После выполнения описанных выше шагов была сформирована трехмерная расчетная область потока газа вокруг сопловой лопатки лопатки. На этом этапе можно сохранить файл настроек *TurboGrid*, нажав *Save State As* ()

2.3.4. Построение конечно-элементной модели

На следующем этапе следует, опираясь на полученную геометрическую модель, дискретизировать область течения, разделив ее на конечные элементы (КЭ). При этом для повышения точности расчета, сетка КЭ должна быть структурированной. То есть конечные элементы должны иметь форму гексаэдра, его грани должны быть ориентированы параллельно или перпендикулярно линиям тока, а форма фигуры должна стремиться к параллелепипеду.

Построение сетки в программе *TurboGrid* выполняется в полуавтоматическом режиме.

ШАГ 14. Включение автоматического обновления сетки.

По умолчанию, обновление объектов выключено, чтобы предотвратить перестроение сетки после каждой операции. Дело в том, что данная операция требует много времени и вычислительных ресурсов и значительно замедляет работы над проектом. В случае если геометрия имеет ошибки, то каждое перестроение может занимать несколько минут. Поэтому по умолчанию автоматическое обновление отключено.

После того, как геометрия расчетной области описана корректно, перестройка элементов после каждой операции не требует больших затрат и эту опцию можно включить.

Для этого нужно щелкнуть ПКМ на элементе *Topology Set*, находящемся в дереве проекта, и в появившемся всплывающем меню убрать галочку *Suspend Object Updates* (отключить обновления объекта). При этом элемент *Topology Set* из неяркого станет ярким (активным), у

него исчезнет надпись *Suspended* (отключено), и произойдет построение топологии сетки в соответствии с настройками, имеющимися в программе по умолчанию. Этот процесс занимает некоторое время.

Внимание! Данный шаг следует выполнить обязательно. Если его пропустить построение сетки будет сильно затруднено.

ШАГ 15. Просмотр топологии сетки.

При наложении сетки конечных элементов на расчетные области сложной геометрии, например турбомашин и особенно компрессора, зачастую единственным способом получить качественную ортогональную сетку является применение блочной структуры. Смысл такого подхода заключается в разделении геометрии расчетной области на блоки, каждый из которых может быть гарантировано разбит качественной сеткой. Этот подход в автоматизированном режиме реализуется в программе *TurboGrid*.

В ней построение сетки конечных элементов начинается с разделения геометрии на структурные блоки. Принципиальная схема разделения геометрии на блоки в программе носит название топологии (*Topology*).

Очевидно, что для получения качественной сетки необходимо предварительно добротнo описать количество, взаимное расположение, форму и другие параметры структурных блоков, затем уже накладывать на них сетку конечных элементов.

Чтобы просмотреть топологию сетки, нужно включить её отображение: поставить галочки в дереве проекта у элементов *Layers* → *Hub* и *Layers* → *Shroud*. При этом на втулке и периферии будет отображаться эскизное представление (топология) буду-

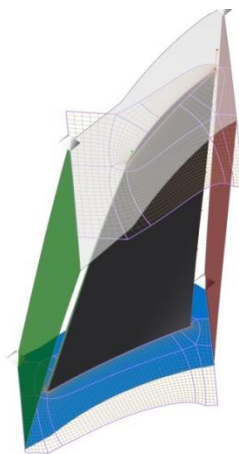


Рис. 2.21. Геометрия расчетной области РК с нанесенной топологией сетки

щей сетки (рис. 2.21).

Начиная с 12-й версии, программа *TurboGrid* использует автоматизированный алгоритм построения топологии сеток в турбомашинах *ATM Optimized*, который позволяет получать высококачественную сетку без дополнительных настроек.

Для задания другой топологии необходимо двойным щелчком ЛКМ выбрать в дереве объектов пункт *Topology Set*. В результате появится соответствующее меню (рис. 2.22). В нем, в списке *Topology Definition* → *Placement*, можно выбрать иную топологию и при необходимости изменить блоки сетки (выделены более толстыми линиями), чтобы добиться высокого качества сетки. Но в подавляющем большинстве случаев изменения топологии не требуется и можно оставить *ATM Optimized*.

ШАГ 16. Задание густоты сетки.

После того как топология определена необходимо задать число узлов в КЭ-сетке и места ее сгущения. Это производится в меню *Mesh Data* (рис. 2.23), которое вызывается двойным щелчком ЛКМ на соответствующем пункте в дереве. В появившемся меню следует выбрать требуемое число узлов сетки.

По умолчанию в меню *Mesh Data* выбрана опция *Coarse*, что соответствует грубой сетке, имеющей 20000 узлов. Для качественных расчетов такое число элементов является недостаточным, однако, для решения учебного примера это вполне приемлемо. Остальные настройки в меню *Mesh Data* можно оставить по умолчанию. Единственное, что нужно изменить - это задать опцию *Near Wall Element Size Specification* (Описание размера пограничного элемента). Метод задания (*Method*) нужно поставить y^+ , значение числа Рейнольдса, характерного для

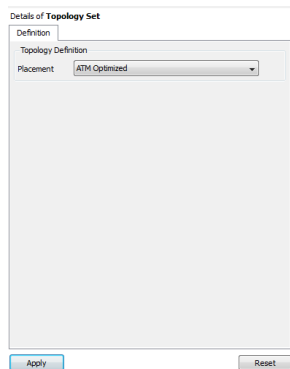


Рис. 2.22. Меню *Topology Set*

данного венца – 868579. Эта опция позволяет сгустить сетку конечных элементов в области пограничного слоя, для более качественного его описания. По завершении задания всех полей нужно подтвердить кнопкой *Apply* все выбранные настройки.

После задания параметров сетки можно перейти в меню *3D Mesh* (трехмерная сетка), дважды щелкнув по нему в дереве проекта (рис. 2.24). В нем приводится точная информация о количестве узлов (*Node Count*) и элементов (*Element Count*) в расчетной области и её отдельных элементах.

ШАГ 17. Генерация сетки конечных элементов.

Теперь, когда топология была полностью определена и качество сетки приемлемо для всех слоев, можно сгенерировать сетку, нажав кнопку *Generate* в меню *3D-Mesh*.

При этом будет создана трехмерная сетка заданной густоты (рис. 2.23) и станет активным анализ качества сетки (*Mesh Analysis*) в дереве проекта.

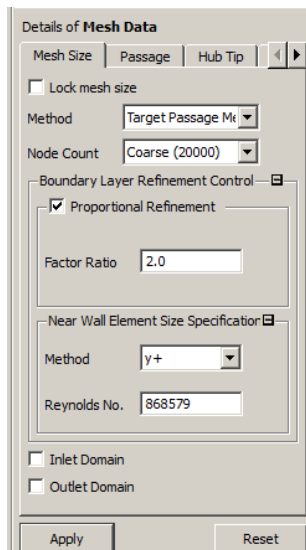


Рис. 2.23. Меню *Mesh Data*

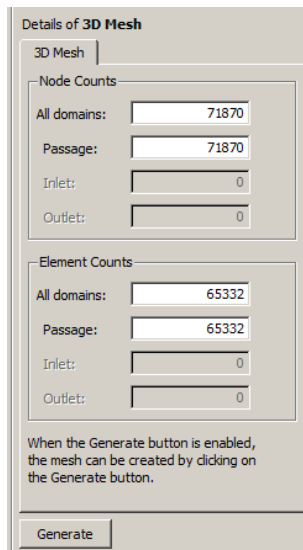


Рис. 2.24. Меню *3D-Mesh*

2.3.5. Анализ качества сетки

Анализ качества сетки выполняется с помощью следующих критериев:

- *Maximum (Minimum) Face Angle* – максимальный (минимальный) угол между ребрами всех ячеек, которые сходятся в узле, мера скошенности сетки, для абсолютно ортогональной сетки равен 90 градусов.
- *Maximum Element Volume Ratio* – отношение объемов максимальной и минимальной ячеек, касающихся узла.
- *Minimum Volume* – минимальный объем ячейки, должен иметь неотрицательное значение.
- *Maximum Edge Length Ratio* – отношение длин наибольшего и наименьшего ребер ячеек, касающихся узла.
- *Maximum Connectivity Number* – максимальное количество соединений ячеек.

Для всех параметров установлены рекомендуемые диапазоны значений. При попадании в требуемый диапазон сетка является пригодной для решения задачи.

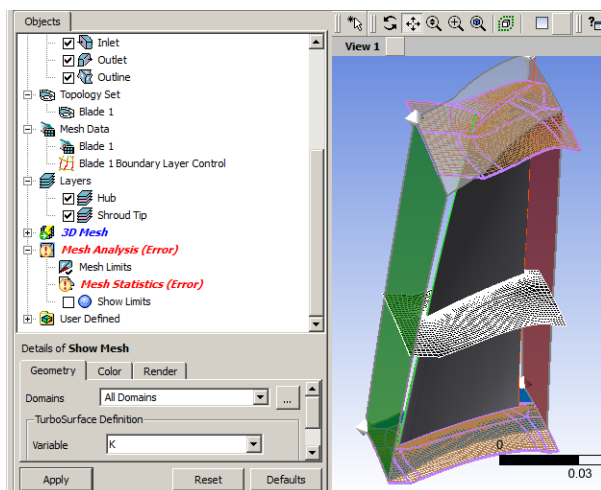


Рис. 2.25. Сетка конечных элементов и активный элемент *Mesh Analysis*

Если один из параметров имеет значение, выходящее за пределы рекомендованных по умолчанию диапазонов, то повышается погрешность расчета и появляется вероятность отказа решателя.

ШАГ 18. Оценка качества сетки.

Оценка качества сетки осуществляется с помощью команды *Mesh Analysis* (рис. 2.25), вызов которой происходит двойным щелчком ЛКМ на соответствующем пункте в дереве проекта (см. рис. 2.17). Если какие-либо параметры качества сетки выходят из рекомендованного диапазона, данный пункт дерева окрашивается красным цветом и выделяется сообщение *Error* (ошибка).

Параметры качества сетки, величина которых выходит из рекомендованных диапазонов в меню *Mesh Analysis* (рис. 2.26) также окрашивается красным цветом и выделяется восклицательным знаком. Если щелкнуть на любой из них ЛКМ, то в окне визуализации будут показаны ячейки, в которых значения выбранного критерия качества выходят за рекомендованные пределы.

Критерии качества сетки в зависимости от важности ранжируются следующим образом (в порядке убывания):

- минимальный объем – всегда должен быть неотрицательным;
- максимальный/минимальный угол ячейки – максимальное значение - 165, минимальное - 15. Тем не менее, приемлем выход за рамки.

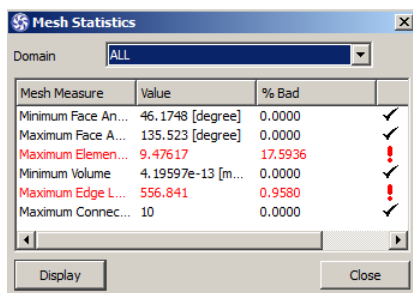


Рис. 2.26. Окно анализа качества

– отношение длин ребер – допустим перебор свыше 100 единиц;

– отношение объемов элементов с одним узлом – это требование не является обязательным;

– число связей – это требование не является обязатель-

ным.

В рассматриваемом примере за границы рекомендованных диапазонов выходят критерии *Maximum Element Volume Ratio* и *Maximum Edge Length Ratio*, что не является критичным. Решение на такой сетке будет обладать дополнительными погрешностями, однако для учебной задачи это допустимо.

Если величины других критериев качества сетки выходят за рекомендованные значения, то требуется коррекция топологии. Однако при использовании топологии ATM Optimized почти всегда получается приемлемое качество сетки.

После проверки качества сетки меню *Mesh Statistics* можно закрыть, нажав кнопку *Close*.

2.3.6. Сохранение конечно-элементной модели

ШАГ 19. Сохранение конечно-элементной модели.

На этом построение сетки завершено, ее нужно сохранить, нажав кнопку *Save Mesh As* . В появившемся окне нужно указать имя файла – «*RK*» и нажать кнопку *Save* (сохранить). При этом по умолчанию создается файл для *Ansys CFX* с расширением **.gtm* - *RK.gtm*. После этого можно сохранить настройки *TurboGrid*, нажав на клавиатуре сочетание клавиш *Ctrl+S* (или выбрав пункт меню *File->Save State*).

Таким образом, была создана расчетная сетка для РК.

2.3.7. Создание конечно-элементной модели течения газа в НА

Построение конечноэлементной модели течения газа в НА компрессора выполняется аналогично тому, как это было сделано для РК (шаги 8...18). В данном разделе описание создания НА будет приведено кратко, только для указания особенностей создания НА.

ШАГ 20. Загрузка геометрии рабочей лопатки.

Перед созданием модели НА, нужно освободить *TurboGrid* от модели РК, создав новый проект (кнопка *New Case* ). Далее произво-

дится загрузка геометрии РК, нажатием кнопки *Load Curves* (📁) в главной панели.

Для НА задаются следующие параметры (рис. 2.27):

of BladeSets - 72 (число лопаток венца - 49)

Rotation → *Axis* - X (вращение -> ось -> X)

Coordinates and Units → *Length Units* - mm (единицы длины - мм)

Файлы геометрии:

- для обвода втулки (*Hub*) - файл *hub_NA.curve*,
- для обвода периферии (*Shroud*) - файл *shroud_NA.curve*,
- для лопатки (*Blade*) - файл *profile_kompr_NA.curve*.

Результат загрузки приведен на рис. 2.28. Загруженные точки, лежащие на меридиональных обводах, по умолчанию соединены сплайном Безье. Для исправления этой ошибки, нужно задать для втулочного и периферийного обводов соединение точки отрезками (*Piecewise Linear*), подобно тому как это делалось на шаге 10.

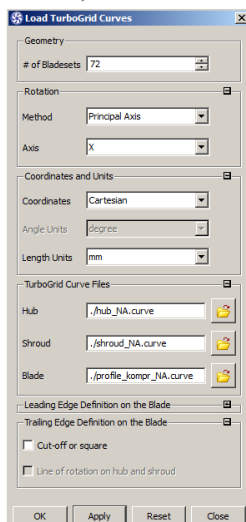


Рис. 2.27. Меню редактирования свойств НА

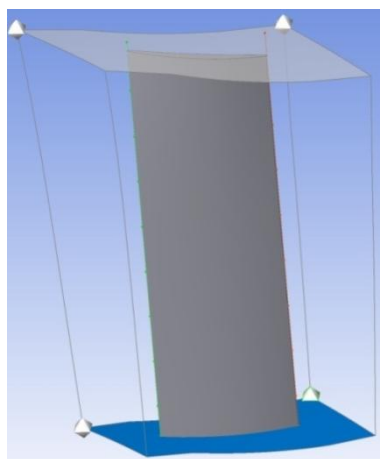


Рис. 2.28. Внешний вид загруженной геометрии венца НА

ШАГ 21. Включение отображения входной и выходной зоны РК.

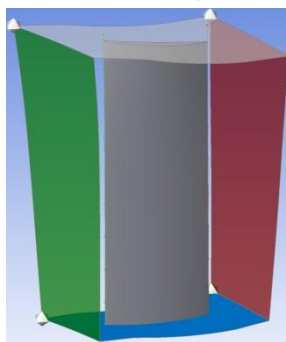
Далее нужно включить отображение входной и выходной зоны (Inlet и Outlet) и, задавая соответствующие координаты, добиться их положения на границах расчетной области (рис. 2.29), подобно тому, как это делалось в шаге 12.

ШАГ 22. Отключение подавления перестроения топологии.

После этого нужно отключить подавление перестроения топологии (щелкнуть ПКМ на *Topology Set* и снять галочку *Suspend Object Updates*) (шаг 14).

ШАГ 23. Выбирается топология сетки расчетной области НА.

Выбор топологии осуществляется аналогично выбору топологии сопловой лопатки (см. шаг.15) (рис. 2.30).



**Рис. 2.29. Правильное
расположение входной и
выходной границ**

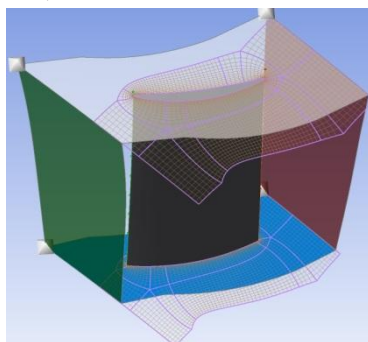


Рис. 2.30 Топология НА

ШАГ 24. Настройка параметров сетки рабочего венца.

Задаются параметры сетки в *Mesh Data*, аналогично тому, как это делалось в шаге 16. Все параметры можно оставить по умолчанию (грубая сетка, сгущенная к границам), за исключением описания размеров пограничных элементов:

Near Wall Element Specification:

Method → y^+

Reynolds No. → 553530.

После выполнения всех изменений нужно нажимать *Apply*.

ШАГ 25. Генерация сетки конечных элементов рабочего венца.

Генерируется сетка конечных элементов расчетной модели потока в НА в соответствии со сделанными настройками и рекомендациями, как это выполнялось на шаге 17.

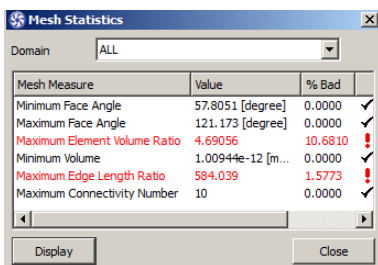
ШАГ 26. Просмотр качества сетки рабочего венца.

После этого следует посмотреть качество полученной сетки (см. шаг 18).

Рассматривая полученную сетку конечных элементов (рис. 2.31), построенную в межлопаточном канале НА можно прийти к выводу, что основные параметры, характеризующие качество сетки не выходят за рекомендованные параметры.

ШАГ 27. Сохранение расчетной модели венца НА.

Полученную конечно-элементную модель НА необходимо сохранить (*Save Mesh As* - ) для дальнейшего использования в *Ansys CFX*. Также можно сохранить настройки *TurboGrid*, нажав кнопку *Ctrl+S* (или в меню *File->Save State*). После этого программу *TurboGrid* можно закрыть - она больше не понадобится.



Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	57.8051 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face Angle	121.173 [degree]	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	4.69056	10.6810	!
Minimum Volume	1.00944e-12 [m...]	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	584.039	1.5773	!
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓

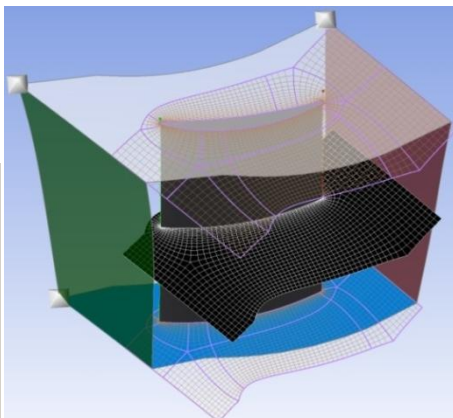


Рис. 2.31. Трехмерная сетка НА и окно статистики ее качества

2.4. Создание расчётной модели ступени компрессора в препроцессоре *Ansys CFX-Pre*

Для того, чтобы провести расчет течения в ступени компрессора, необходимо на базе созданных в разделе 2.3 конечно-элементных моделей РК и НА создать расчётную модель компрессора. Для этого нужно специальным образом соединить КЭ-модели РК и НА, задать соответствующие параметры расчёта (свойства рабочего тела, скорость вращения РК) и наложить граничные условия. Это делается в модуле *Ansys CFX-Pre*.

ШАГ 28. Запуск программы *Ansys CFX-Pre*.

Чтобы запустить *CFX-Pre* нужно нажать в стартовом окне (см. рис. 2.9) соответствующую кнопку. При этом появится пустое окно пре-процессора (рис. 2.32). Чтобы создать новую расчетную модель, нужно нажать в нем кнопку *New Case* (☀️). После этого появится окно мастера шаблонов *Ansys CFX*, в котором нужно выбрать шаблон *Turbomachinery* (рис. 2.32). Выбор подтверждается нажатием кнопки ОК. Выполнение данных действий приведет к тому, что будет запущен специальный интерфейс, позволяющий пошагово описать расчетную модель лопаточной машины.

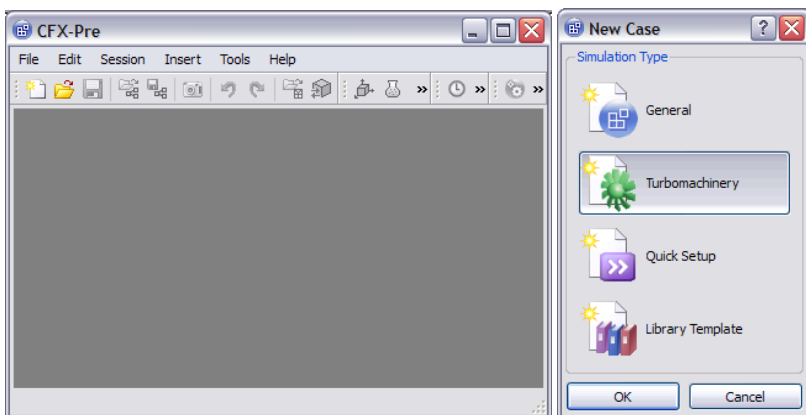


Рис. 2.32. Окно программы *CFX-Pre* при запуске (слева) и окно выбора мастера шаблонов (справа)

ШАГ 29. Заполнение первого шаблона *Turbomachinery*.

Внешний вид первого шаблона показан на рис. 2.33. В нем необходимо задать основные параметры лопаточной машины - ее тип и направление оси вращения:

Machine Type → *Axial Compressor* (тип машины - осевой компрессор)

Rotation Axis → *X* (ось вращения - X).

Переход в следующий шаблон осуществляется нажатием кнопки *Next*.

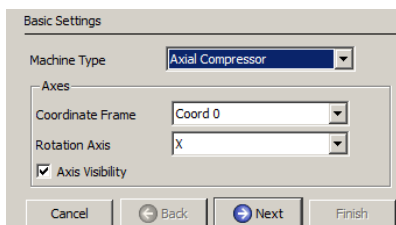


Рис. 2.33. Первый шаблон *Turbomachinery*

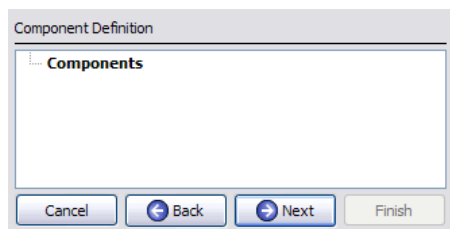


Рис. 2.34. Второй шаблон - *Component Definition*

ШАГ 30. Заполнение второго шаблона *Turbomachinery (Component Definition)*.

Внешний вид второго шаблона, в котором осуществляется описание компонентов (венцов) лопаточной машины - *Component Definition* показан на рис. 2.34. В нем нужно поочередно добавить обе конечно-элементные модели, созданные в разделе 2.3. Модели должны быть обязательно добавлены в порядке следования от входа к выходу (т.е. сначала РК, затем НА).

Добавление осуществляется щелчком ПКМ на поле *Components*. В появившемся всплывающем меню выбирается единственный пункт *Add Component* (добавить компонент). При этом появляется окно задания названия и типа компонента: вращающийся или неподвижный. Для первого венца (РК) указывается тип *Rotating* (вращающийся). Имя компонента остается принятым умолчанию *R1*. При этом в списке компонентов появляется элемент *R1*, а снизу - окно его описания. Затем в поле *File* указывается имя файла, содержащего конечно-эле-

ментную модель РК (*RK.gtm*) и задается частота его вращения 6873,3 об/мин (rev min^{-1}). После выполнения команды модель РК отображается в рабочем окне. Обратите внимание на то, что над лопатками РК появилась стрелка, направление которой указывает направление вращения ротора. Убедитесь в том, что вращение РК происходит в сторону спинки (рис. 2.35).

Аналогичным образом, щелчком ПКМ по полю *Components*, вызывается окно *New Component* и осуществляется описание второго компонента компрессора – НА.

В появившемся меню указывается, что данный венец неподвижен (указывается тип *Stationary*). Имя компонента можно оставить по умолчанию *S1*. При этом в списке компонентов появляется элемент *S1*, а снизу - окно его описания. В этом окне в поле *File* нужно указать созданный ранее файл сетки НА - *NA.gtm*. Выбор подтверждаем нажатием кнопки *OK*. После этого произойдет загрузка требуемой сетки и ее отображение в рабочем окне (рис. 2.36).

После описания всех компонентов ступени компрессора следует перейти в следующий шаблон нажатием кнопки *Next*.

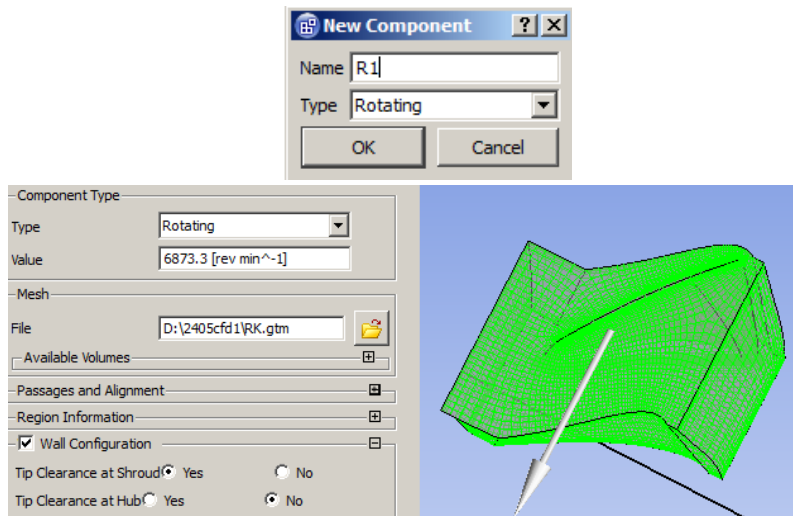


Рис. 2.35. Загрузка конечно-элементной модели венца РК в Ansys CFX-Pre

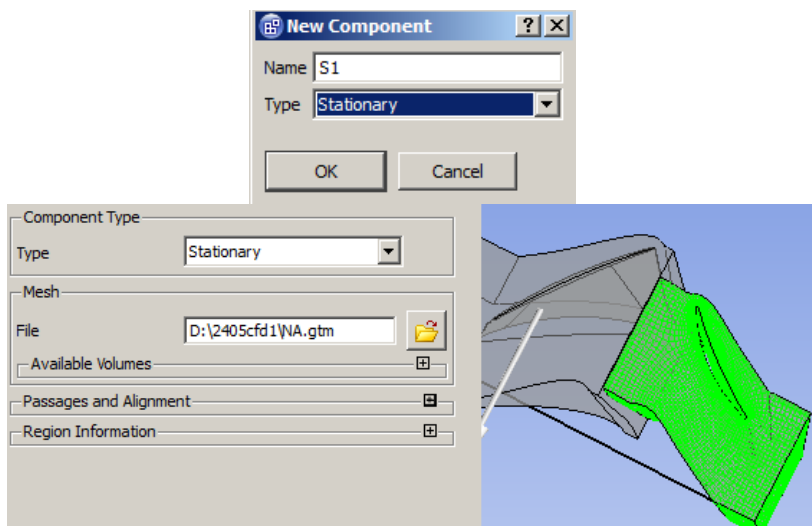


Рис. 2.36. Загрузка конечно-элементной модели венца НА в Ansys CFX-Pre

ШАГ 31. Заполнение третьего шаблона *Turbomachinery*.

Внешний вид третьего шаблона показан на рис. 2.37. В нем производится описание моделируемых физических процессов (*Physics Definition*). Нужно задать в качестве вещества потока (*Fluid*) воздух с параметрами идеального газа (*Air Ideal Gas*), установить опорное давление (*Reference Pressure*), равным нулю, остальные параметры моделирования оставить по умолчанию (см. рис. 2.37):

Fluid → *Air Ideal Gas*

Reference Pressure → 0

Turbulence → $k-\omega$

В качестве граничных условий (*Inflow/Outflow Boundary Templates*) для исследования течения газа в ступени компрессора следует выбрать пару «полное давление на входе плюс массовый расход на выходе» (*P-total Inlet Mass Flow Outlet*) (см. рис. 2.37):

Inflow/Outflow Boundary Templates → *P-total Inlet Mass Flow Outlet*.

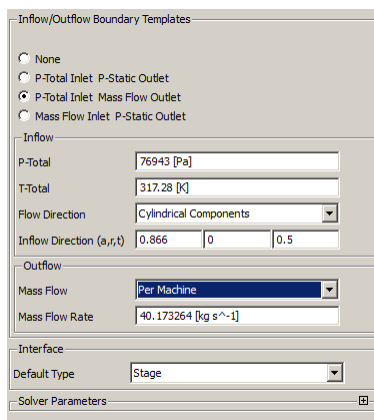
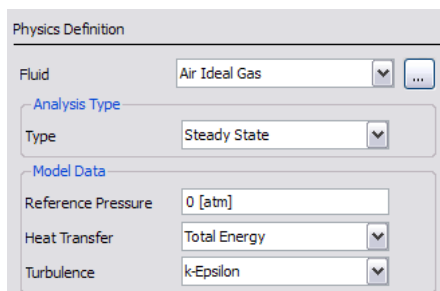


Рис. 2.37. Третий шаблон описания турбомашин (Physics Definition)

Кроме того, следует задать направление потока на входе в РК (*Flow Direction*). В абсолютном движении поток заходит под углом 30° . Направление вектора скорости на входе будет задаваться через направляющие косинусы в осевом (a), радиальном (r), угловом (t) направлениях в цилиндрической СК, ось которой совпадает с осью турбомашин (*Cylindrical Components*). Для этого в меню *Physics Definition* нужно сделать следующие настройки:

Inflow (Вход):

P-total $\rightarrow 76943$ [Pa] (Полное давление - 76943 Па).

T-Total $\rightarrow 317,28$ K (Полная температура – 317,28 K);

Flow Direction $\rightarrow$ *Cylindrical Components* (Направление потока – направляющие косинусы)

Inflow Direction (a, r, t) $\rightarrow 0.866; 0; 0.5$ (Направление втекания потока – 0,866; 0; 0,5).

Outflow (Выход):

Mass Flow $\rightarrow$ *Per Machine* (массовый расход - через машину);

Mass Flow Rate $\rightarrow 40.173$ [kg s⁻¹] (Значение массового расхода - 40,173 кг/с).

Опция *Per Machine* говорит о том, что заданная величина расхода 40,173 кг/с относится ко всей турбомашине, а не к одному межлопаточному каналу. Значение расхода для расчётной области од-

ного межлопаточного канала будет вычислено автоматически, исходя из количества лопаток.

После выполнения всех описанных выше действий следует перейти в следующий шаблон нажатием кнопки *Next*.

ШАГ 32. Заполнение четвертого шаблона *Turbomachinery (Interface Definition)*.

Внешний вид четвертого шаблона *Interface Definition* (интерфейсы) показан на рисунке 2.38. В нем следует проконтролировать правильность автоматического назначения интерфейсов – соединений сеточных блоков. Такими интерфейсами обязательно соединяются выходная часть РК и входная часть НА, а также боковые поверхности обоих венцов. В большинстве случаев программа сама корректно формирует интерфейсы, и в данном меню ничего редактировать не требуется. Просмотрев интерфейсы и убедившись в их корректности, следует перейти на следующий шаблон, нажав кнопку *Next*.

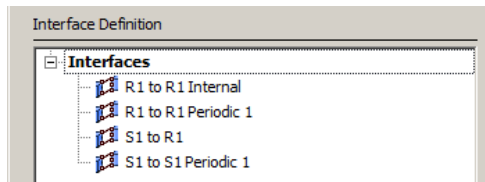


Рис. 2.38. Четвертый шаблон настройки модели турбомашин (Interface Definition)

ШАГ 33. Заполнение пятого шаблона *Turbomachinery (Boundary Definition)*.

На следующей вкладке (*Boundary Definition*) аналогичным образом нужно проконтролировать правильность автоматического назначения граничных условий. Например, если щелкнуть левой кнопкой мыши на элемент *S1 Outlet*, то появится описание выходной границы (рис. 2.39). При этом можно убедиться, что расход через рассчитываемый межлопаточный канал установлен в соответствии с расходом через машину и количеством лопаток. В большинстве случаев про-

грамма сама корректно формирует граничные условия, и в данном меню ничего редактировать не требуется.

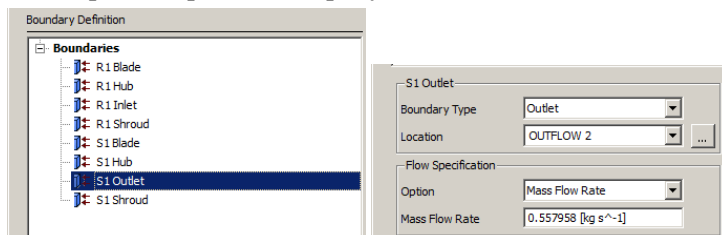


Рис. 2.39. Пятый шаблон настройки модели турбомашин (Boundary Definition)

ШАГ 34. Завершение работы мастера шаблонов.

Просмотрев граничные условия, и убедившись в их корректности, следует переключиться на следующий шаблон, нажав кнопку *Next*, а затем нажать *Finish* для завершения работы мастера шаблонов. При этом произойдет переход в общий режим *CFX-Pre (Enter General Mode)*. В ответ на появившийся вопрос о потере отчета по турбомашине при переходе в общий режим, нужно согласиться продолжить действие (*Yes*) (рис.2.40). После этого окно *CFX-Pre* примет обычный вид (рис. 2.41).

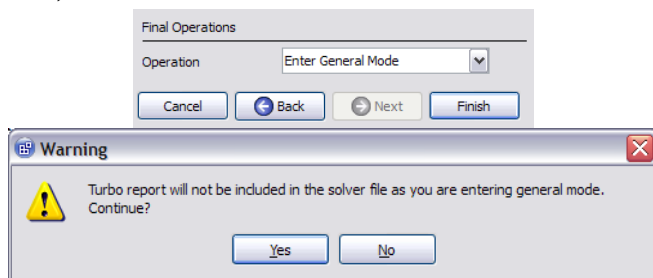


Рис. 2.40. Завершение работы мастера шаблонов

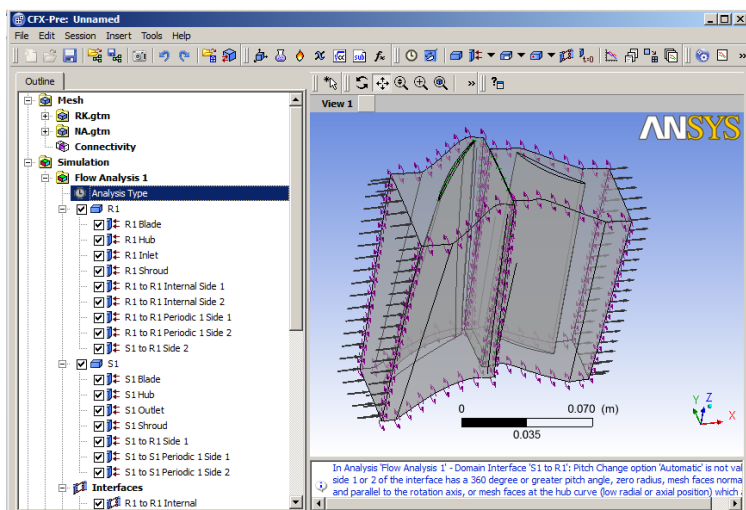


Рис. 2.41. Окно программы *Anslys CFX-Pre* с созданной расчетной моделью течения в ступени компрессора

Как видно из рис. 2.41, после завершения работы мастера шаблонов в окне визуализации появится созданная расчетная модель течения в ступени компрессора. На ней условными знаками отмечены граничные условия: вход, выход, периодические интерфейсы. В дереве проекта присутствуют загруженные сетки, расчетные зоны для *R1* и *S1*, все граничные условия, интерфейсы и прочие заданные ранее элементы. Их также можно просматривать или изменять при необходимости.

ШАГ 35. Задание свойств рабочего тела.

На данном этапе расчетная модель течения рабочего тела в компрессоре в целом сформирована. Однако прежде чем переходить к расчету, необходимо скорректировать свойства рабочего тела. Для этого в дереве проекта нужно открыть (нажав на «+») список материалов (*Materials*), затем нужно дважды щелкнуть ЛКМ по элементу мыши *Air Ideal Gas*, чтобы открыть окно его свойств (рис. 2.42).

Во вкладке *Basic Settings* необходимо сделать настройки, приведенные в таблице 2.5.

Таблица 2.5

Описание свойств рабочего тела в *Basic Settings* меню *Air Ideal Gas*

Параметр	Значение
<i>Option</i>	<i>Pure Substance</i>
<i>Material Group</i>	<i>Air Data</i>

На следующем этапе необходимо перейти во вкладку *Material Properties* (свойства материала). На экране появится следующая панель (рисунок 2.43). Для того чтобы задать зависимость изменения вязкости от температуры по формуле Сатерленда, следует открыть вкладку *Transport Properties* в панели *Material Properties* и ввести следующие значения (таблица 2.6).

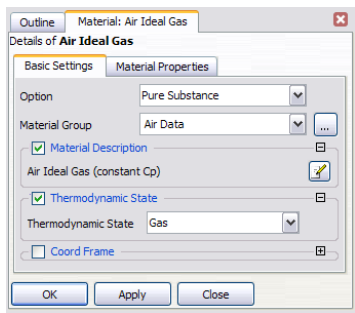


Рис. 2.42. Окно общих свойств воздуха

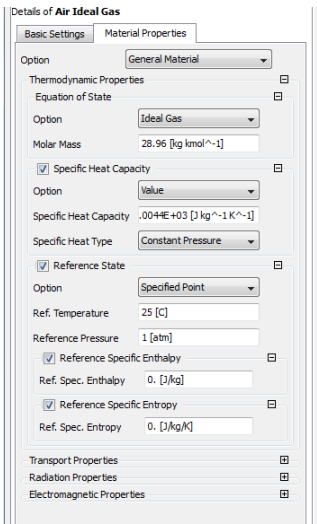


Рис. 2.43. Окно детальных свойств воздуха

Свойства рабочего тела вводятся в соответствующих вкладках на данной панели. Для того чтобы задать термодинамические свойства рабочего тела, необходимо открыть вкладку *Thermodynamic Properties*

(термодинамические свойства), нажав на плюс слева от названия. Значения, которые необходимо ввести в меню, приведены в таблице 2.7.

Для сохранения принятых изменений следует нажать *ОК*.

Таблица 2.6

Настройка параметров во вкладке *Transport Properties*

Параметр	Значение
<i>Dynamic Viscosity</i>	☒
<i>Dynamic Viscosity</i> → <i>Option</i> (Динамическая вязкость → <i>Опция</i>)	<i>Sutherlands Formula</i> (Формула Сазерленда) ¹
<i>Dynamic Viscosity</i> → <i>Ref. Temperature</i>	273 [K]
<i>Dynamic Viscosity</i> → <i>Reference Viscosity</i>	17.12e-6 [kg m ⁻¹ s ⁻¹]
<i>Dynamic Viscosity</i> → <i>Sutherlands Constant</i>	111 [K]
<i>Dynamic Viscosity</i> → <i>Temperature Exp.</i>	1,5
<i>Thermal Conductivity</i> (Теплопроводность)	Отметить
¹ Формула Сатерленда (закон изменения вязкости с температурой) в программе: $\frac{\mu}{\mu_0} = \frac{T_{ref} + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^n,$ где μ_0 – ссылочная вязкость (<i>Reference Viscosity</i>); <i>S</i> – постоянная Сатерленда (<i>Sutherlands Constant</i>); <i>T_{ref}</i> – ссылочная температура (<i>Ref. Temperature</i>); <i>n</i> – показатель степени (<i>Temperature Exp.</i>).	

ШАГ 36. Сохранение расчетной модели и передача данных в расчетный модуль.

На данном этапе задача течения в осевом компрессоре описана. Можно переходить к ее решению. Задачу в *CFX-Pre* нужно сохранить, используя кнопку *Save Case* () , например, под именем *compressor.cfx*. Затем, нужно запустить решатель *CFX-Solver*, нажав на кнопку *Define Run* (). В появившемся окне следует выбрать имя сохраняемого файла решателя (можно согласиться с именем по умолчанию *compressor.def*), поставить галочку *Quit CFX-Pre* (выйти из *CFX-Pre*) (рис. 2.44) и нажать *Save* (сохранить). При этом будет создан файл описания задачи для решателя (*compressor.def*), закроется программа *CFX-Pre* и автоматически запустится решатель *CFX-Solver Manager*.

Таблица 2.7

Настройка параметров во вкладке *Thermodynamic Properties*

Параметр	Значение
<i>Equation of State</i> → <i>Option</i> (Уравнение состояния → Опция)	<i>Ideal Gas</i> Уравнение идеального газа
<i>Equation of State</i> → <i>Molar Mass</i> (Уравнение состояния → Молярная масса)	28,96 [kgkmol ⁻¹] (кг/кмоль)
<i>Specific Heat Capacity</i> Удельная теплоемкость	☒
<i>Specific Heat Capacity</i> → <i>Option</i> (Удельная - теплоемкость → Опция)	<i>Zero Pressure Polynomial</i> ¹
<i>Specific Heat Capacity</i> > <i>a1</i>	3,27149
<i>Specific Heat Capacity</i> > <i>a2</i>	6,85475444e-4
<i>Specific Heat Capacity</i> > <i>a3</i>	0 [K ⁻²]
<i>Specific Heat Capacity</i> > <i>a4</i>	0 [K ⁻³]
<i>Specific Heat Capacity</i> > <i>a5</i>	0 [K ⁻⁴]
¹ Полином зависимости удельной теплоемкости при постоянном давлении c_p от температуры T в программе имеет следующий вид: $\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4, (*)$ где $R = 8341 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$	

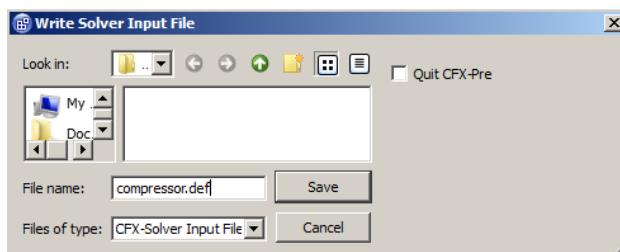


Рис. 2.44 Окно сохранения файла решателя

2.5. Решение задачи

ШАГ 37. Запуск процесса решения.

После запуска решающего модуля *CFX-Solver Manager* появится окно, изображенное на рис. 2.45. Если проделать манипуляции, опи-

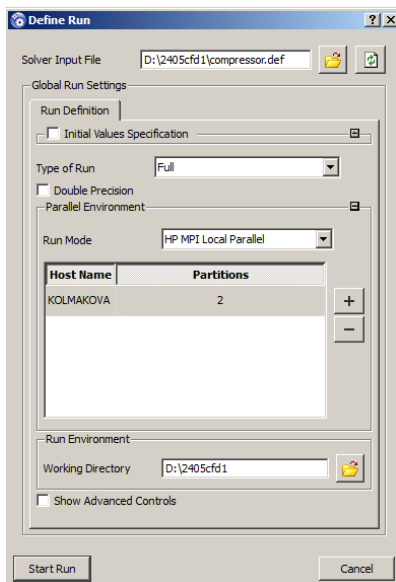


Рис. 2.45. Окно запуска процесса расчета

санные выше, то записанный файл с моделью уже будет загружен и его имя будет высвечено в соответствующем поле (*compressor.def*). Кроме того, нужно указать режим параллельного счета:

Run Mode → *HP MPI Local Parallel*

Параллельный расчет позволяет сократить время вычислений за счет разделения задачи на несколько процессов, запускаемых одновременно на разных процессорах (или физических ядрах одного процессора). Нажимая кнопки

(+) и (-) нужно выставить необходимое количество процессов расчета. Оно не должно превышать доступного числа ядер используемого компьютера. Т.е. на четырехядерном компьютере целесообразно запускать четыре процесса, на двухядерном - только два.

После выполнения настроек запускается процесс расчета нажатием кнопки *Start Run* (начать выполнение).

После этого начнется выполнение расчета. Внешний вид окна программы *CFX-Solver Manager* в процессе расчета показан на рис. 2.46. Видно, что оно состоит из нескольких частей. В левой части отображается график изменения невязок в процессе расчета. Например, для рассматриваемой задачи после выполнения приблизительно 30 итераций значения всех невязок снизятся до требуемого по умолчанию уровня ($RMS=0,0001$) и расчет остановится с появлением сообщения

(рис. 2.47). В нем указано, что расчет завершился успешно и был сформирован файл результатов *compressor_001.res*.

В нем нужно поставить галочки *Post-Process Results* и *Shut down CFX-Solver Manager* (открыть пост-процессор и закрыть решатель) и нажать *OK*. При этом закроется решатель и автоматически откроется пост-процессор.

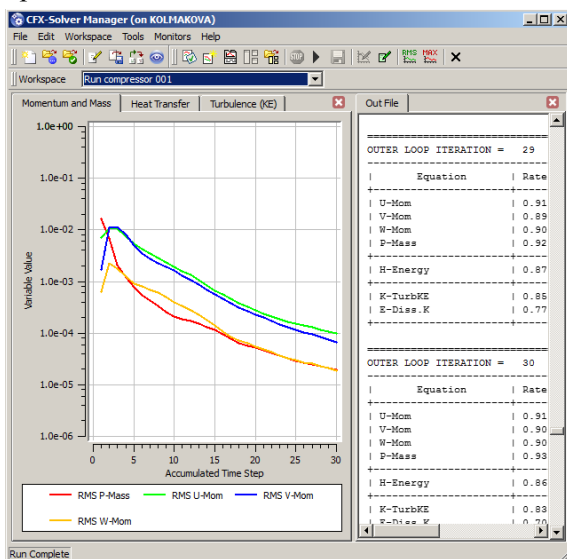


Рис. 2.46. Окно CFX-Solver-Manager во время выполнения расчета

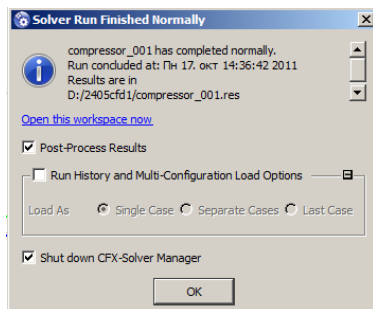


Рис. 2.47. Сообщение о завершении расчета

2.6. Обработка полученных результатов

Если выполнить действия, описанные в конце раздела 2.5, то программа постпроцессор *Ansys CFX-Post* будет запущена автоматически после завершения работы *CFX-Solver Manager*. При этом в *Ansys CFX-Post* будут автоматически загружены результаты последнего расчета.

Постпроцессор также может быть открыт из стартового меню *CFX* (см. рис. 2.9) нажатием четвертой кнопки. В этом случае результаты расчета для обработки необходимо загрузить, нажав кнопку *Load Results* () и выбрав нужный файл - *compressor_001.res*.

Внешний вид рабочего окна программы *Ansys CFX-Post* показан на рис. 2.48. После загрузки модели, она высветится в окне визуализации в виде каркаса.

Программа *Ansys CFX-Post* является универсальной и может быть использована для визуализации результатов расчета любых задач. Однако для упрощения обработки результатов типовых задач она имеет ряд шаблонов. В частности имеется шаблон работы с результатами расчета турбомашин. Воспользуемся им.

ШАГ 38. Активация шаблона для обработки результатов расчета турбомашин.

Чтобы активировать шаблон отображения результатов расчета турбомашин, необходимо перейти на вкладку *Turbo*, находящуюся над деревом проекта (см. рис. 2.48).

При первом обращении к этой вкладке после загрузки модели программа задаст пользователю запрос-предложение автоматически инициализировать турбо-шаблон (рис. 2.49). На него нужно ответить утвердительно (*Yes*), при этом будет проведена инициализация турбо-компонентов - все элементы дерева на турбо-вкладке станут активными (рис. 2.50).

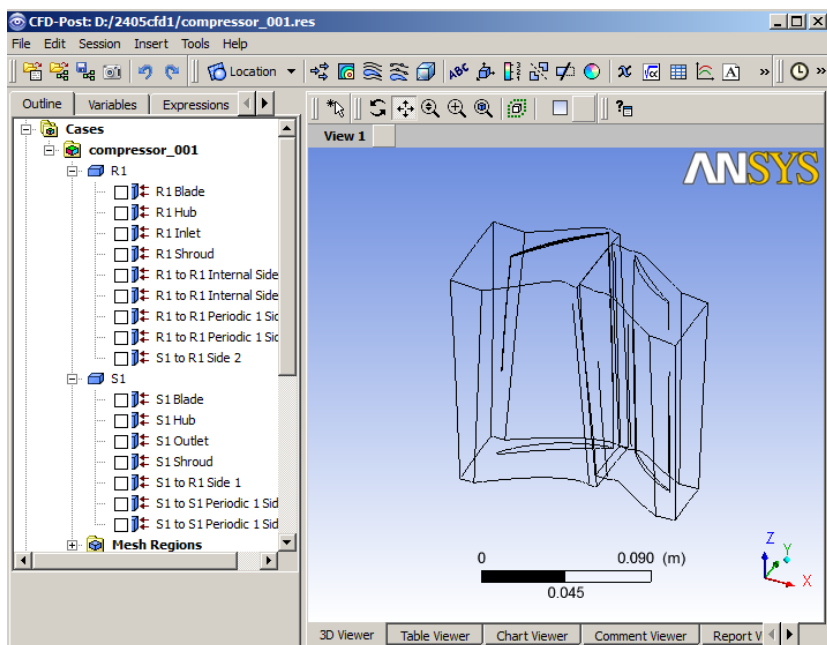


Рис. 2.48. Окно программы Ansys CFX-Post после загрузки расчетной модели

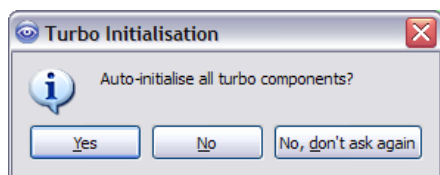


Рис. 2.49 Запрос - предложение об автоматической инициализации турбо-шаблона

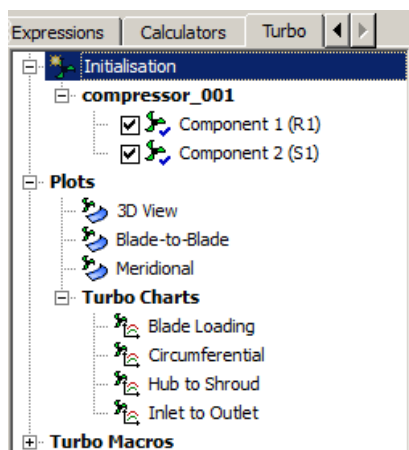


Рис. 2.50 Дерево объектов вкладки Turbo

ШАГ 39. Просмотр трехмерного изображения загруженной расчетной модели

Настройка изображения модели в окне визуализации осуществляется в меню, которое можно вызвать, дважды щелкнув ЛКМ на пункте *Plots* → *3D View (3D-вид)* (рис. 2.50) в дереве проекта. В результате появится меню, изображенное на рис. 2.51. В нем, в списке *Domains*, следует выбрать пункт *All Domains* (сделанные настройки будут применены ко всем элементам расчетной области).

Затем, в списке *Parts Draw* следует выбрать те элементы, которые будут отображаться в окне визуализации. Следует выбрать отрисовку втулочной поверхности (*Hub*), поверхности лопатки (*Blade*) и турбоповерхности (*Show Blade-to-Blade plot*) и нажать *Apply*.

Далее в поле *Instancing* необходимо указать, сколько раз следует отразить каждый элемент расчетной области. Для этого вначале в списке *Domain* выбирается область РК (*R1*), и в поле, расположенном ниже (*# of Copies*), указывается число межлопаточных каналов, которое следует отразить. Укажите две копии и нажмите *Apply*. Аналогичным образом следует указать, что зону НА (*S1*) нужно отобразить три раза. Сделанные настройки снова подтверждаются нажатием кнопки *Apply*. Результат выполнения манипуляций показан на рис. 2.52. Видно, что были выделены втулочная поверхность проточной части и лопаток, а также поле распределения статических давлений в средней части канала в тангенциальной проекции.

ШАГ 40. Просмотр полей распределения параметров в межлопаточном канале.

Чтобы лучше рассмотреть поле давлений необходимо дважды щелкнуть ЛКМ по пункту *Blade-to-Blade* в дереве проекта (рис. 2.50). В поле *Range* вместо значения *Global* выбрать параметр *Local*.

Анализируя поле распределения статического давления в межлопаточном канале (рис. 2.53) можно заметить, что хотя давления и возрастает от входа к выходу, как это было показано в главе 1.

Также, используя легенду цветов, можно оценить значения давления в той или иной области.

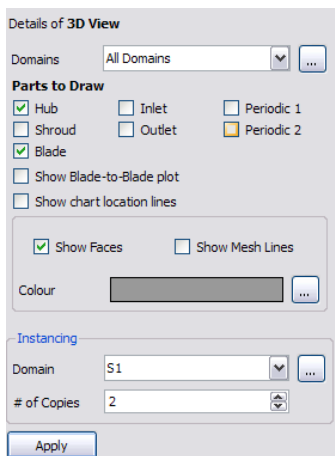


Рис. 2.51. Меню 3D View

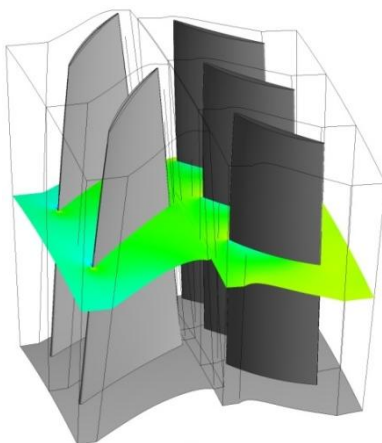


Рис. 2.52. Результат выполнения команды 3D View

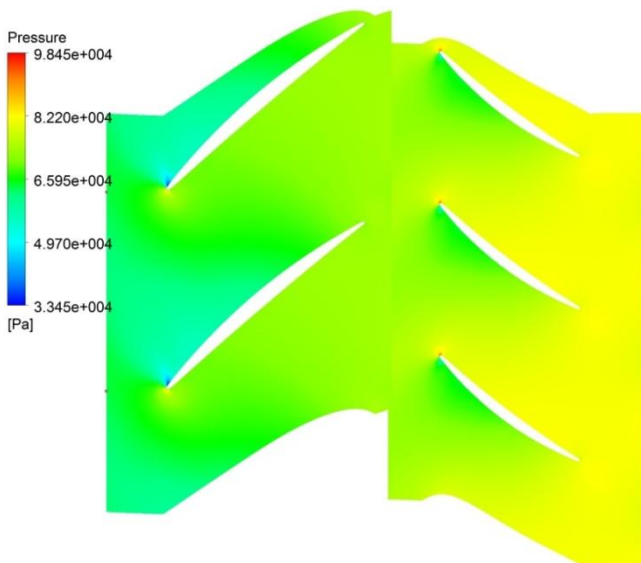


Рис. 2.53. Поле распределения статического давления в ступени на среднем диаметре

Аналогичным образом можно рассмотреть картину изменения в межлопаточном канале любого другого параметра. Для этого нужно в меню *Blade-to-Blade* в поле *Variable* (переменная) указать вместо статического давления (*Pressure*), желаемый параметр потока, например статическую температуру (*Temperature*) или скорость (*Velocity in Stn Frame*¹). Аналогичным образом можно отследить параметры торможения: полную температуру (*Total Temperature in Stn Frame*) (рис. 2.54) или полное давление (*Total Pressure in Stn Frame*).

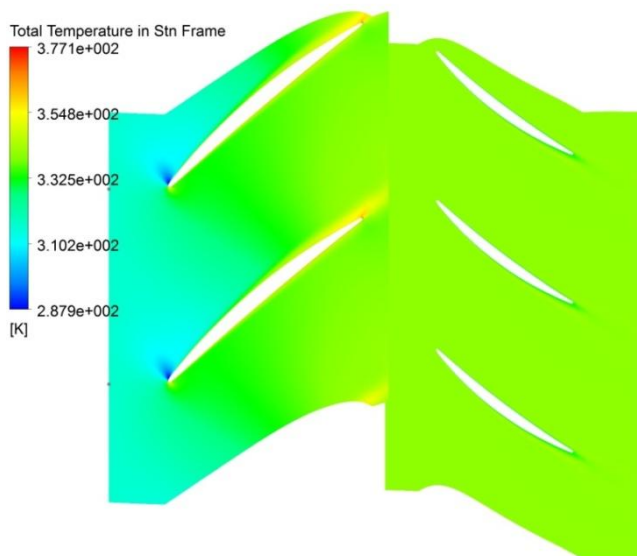


Рис. 2.54. Поле изменения полной температуры в ступени на среднем диаметре

¹ В списке есть два варианта параметров: с приставкой «*in Stn Frame*» и без нее. Они отражают абсолютные и относительные величины. Например: *Velocity* отражает относительную скорость, а *Velocity in Stn Frame* (в остановленной системе координат) - абсолютную. В рассматриваемом примере нужно рассматривать именно абсолютную скорость - *Velocity in Stn Frame*.

Рассматривая разные картины течения, отследите изменение параметров и объясните причины именно такого их поведения, используя теоретические знания о рабочем процессе компрессора.

Чтобы посмотреть аналогичное распределение параметров, но в трехмерном виде, нужно вернуться в *3D View* (дважды щелкнуть ЛКМ на соответствующем пункте дерева) и нажать там кнопку *Apply*. Например, на рис. 2.55 представлена картина распределения полного давления. Видно, что оно также хорошо согласуется с теоретическими выкладками главы 1: давление в РК и НА растет.

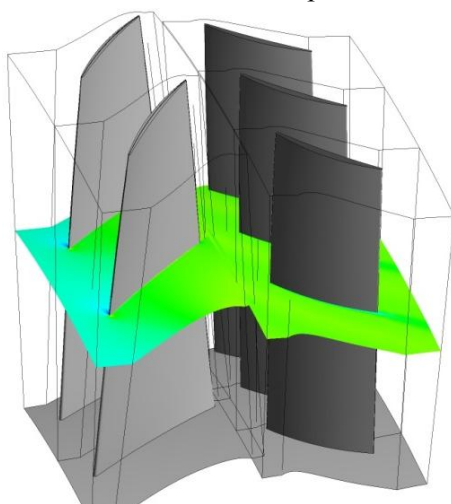


Рис. 2.55. Поле изменения полной температуры в среднем сечении межлопаточного канала

ШАГ 41. Просмотр полей распределения параметров в произвольных по высоте сечениях межлопаточного канала.

По умолчанию поле распределения параметров потока в межлопаточном канале было построено в среднем сечении. Для того, чтобы увидеть как выглядят такие же поля, но в других сечениях по высоте нужно щелкнуть ЛКМ на элементе *Blade-to-Blade* в дереве проекта и в появившемся меню, в поле *Span* (сдвиг), изменить значение переменной с 0,5 (по умолчанию) на любое другое число в диапазоне от 0 до 1.

Ноль соответствует втулочному сечению, единица – периферийному. Установите, например, сечения на высоте 0,3 или 0,7. Сделанные настройки применяются нажатием кнопки *Apply*. После этого нужно вернуться *3D View* и уже там ещё раз нажать кнопку *Apply*. Полученный результат показан на рис. 2.56.

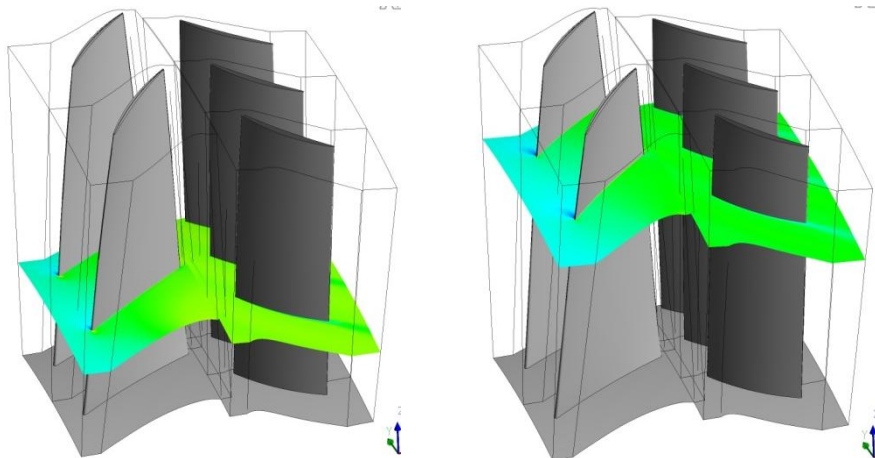


Рис. 2.56. Отображения полей распределения параметров на различных радиусах

ШАГ 42. Отображение полей изменения параметров, осредненных в окружном направлении.

Программа *Ansys CFX-Post* позволяет также построить поля распределения параметров потока, осредненных в окружном направлении, на меридиональном сечении проточной части – сечении, проходящем через ось вращения. Отобразить их можно, если дважды щелкнуть ЛКМ на вкладке *Meridional* (рис. 2.57 а). Если в появившемся ниже меню активировать опцию *Show blade wireframe* (показывать контур лопатки) и подтвердить выбор кнопкой *Apply*, можно увидеть ту же картину, но с лопатками (рис. 2.57 б).

Выбор переменной, поле которой будет построено в меридиональном сечении, осуществляется также, как и при построении полей в тангенциальном сечении.

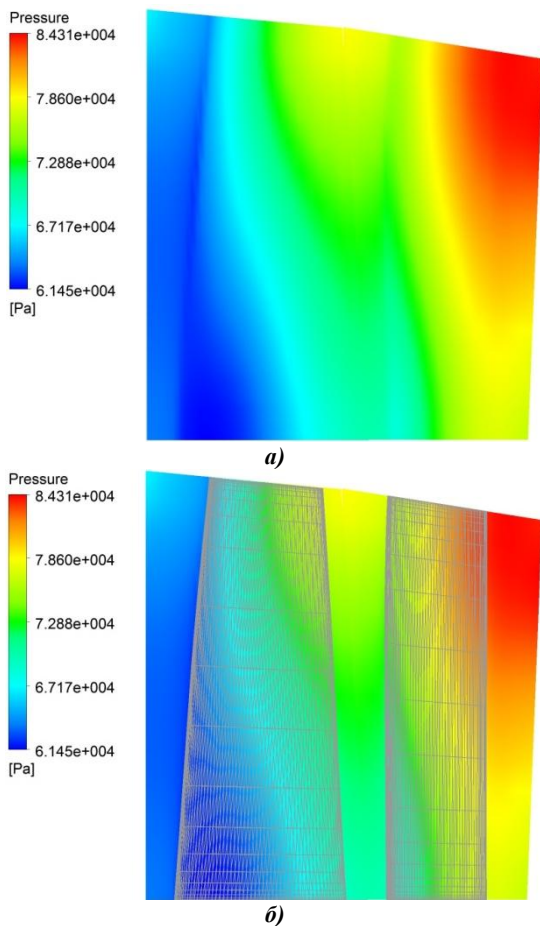


Рис. 2.57. Поле распределений статических давлений, осредненных в окружном направлении, без наложения (а) и с наложением (б) изображений лопаток

ШАГ 43. Построение графиков.

ANSYS CFX-Post после инициализации турбокомпонентов может использоваться для вывода различных графических отображений результатов расчета в виде, наиболее часто применяемым в турбомашиностроении.

Соответствующие шаблоны для построения графиков находятся в разделе *Turbo Charts* дерева проекта (рис. 2.50).

Для того, чтобы сравнить полученные результаты с теоретическими представлениями, изложенными в разделе 1.3, построим графики изменения основных параметров потока в ступени компрессора вдоль ее проточной части и сравним их с теоретическими.

Для этого в закладке *Turbo Charts* дерева выбирается двойным щелчком ЛКМ пункт *Inlet to Outlet* (от входа к выходу). По умолчанию будет построен график изменения статического давления по длине проточной части, показанный на рисунке 2.58.

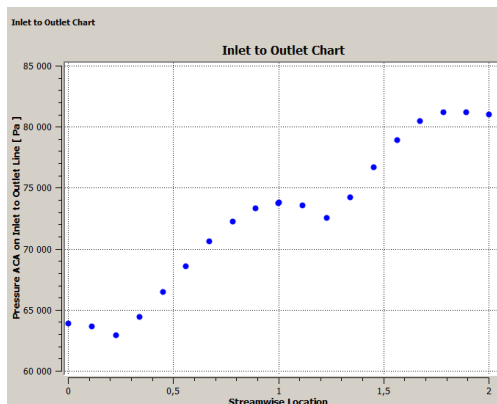


Рис. 2.58. График изменения давления по длине проточной части

Обратите внимание, что на горизонтальной оси графика откладывается осевая координата вдоль проточной части в безразмерном виде. Цифре «0» соответствует входная граница, «1» - выходу из первой зоны (РК) и входу во вторую (НА), «2» - выходу из второй зоны и т.д. То есть, на представленном рисунке область 0...1 соответствует зоне РК, а 1...2 – НА.

По вертикальной оси графика откладывается осредненное значение выбранной переменной в конкретном осевом сечении.

Используя подобные графики, можно также оценить, как изменяются параметры по ходу проточной части. Для этого нужно в поле

меню построения графиков *Y Axis* → *Variable* выбрать вместо предлагающегося по умолчанию давления (*Pressure*) другую переменную, например статическую температуру (*Temperature*), и нажать *Apply*.

Для улучшения информативности графиков в местах повышенных градиентов переменной следует увеличить число точек на графике. Это делается в поле *Samples/Comp*. Там нужно указать, что на графике будет 100 точек. Аналогичным образом можно построить графики изменения скорости (*Velocity in Stn Frame*) и числа Маха (*Mach Number*), давления и температуры (статических и полных), плотности (*Density*). Примеры построения приведены на рис. 2.59 и 2.60.

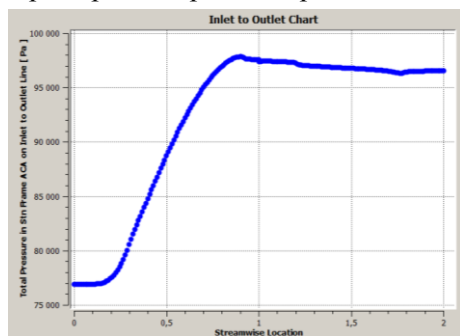


Рис. 2.59 – График изменения осредненного полного давления p^* по длине проточной части

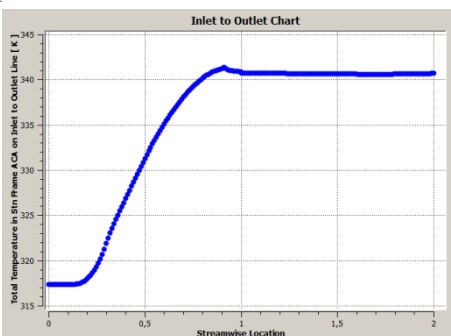


Рис. 2.60 – График изменения осредненной полной температуры T^* по длине проточной части

ШАГ 44. Вычисление расхода рабочего тела через компрессор.

При анализе рабочего процесса в турбомашинах нужно оценивать также и некоторые важные интегральные параметры, такие как действительный расход газа через компрессор (он может отличаться от значения, полученного в проектном расчете из-за более точного расчета гидравлического сопротивления канала), момент, развиваемый на лопатках РК и др.

Эти значения могут быть получены с помощью встроенного «калькулятора». Для того чтобы получить доступ к нему, необходимо перейти на вкладку *Calculators*, расположенную над деревом проекта ря-

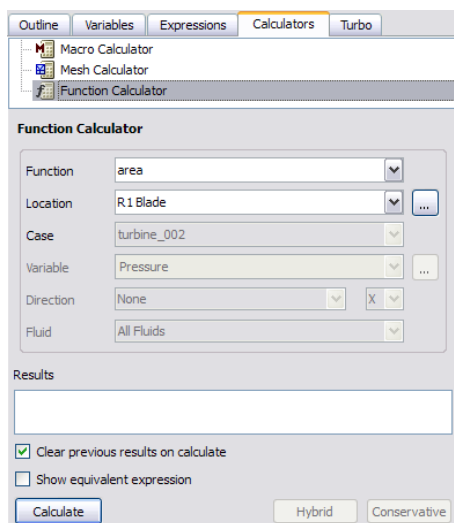


Рис. 2.61 Вкладка *Calculators* и диалоговое окно *Function Calculator*

дом с вкладкой *Turbo*, в которой проводились описанные выше манипуляции. После активации вкладки *Calculators* внешний вид окна изменится и станет таким, как показано на рис. 2.61.

В списке калькуляторов необходимо дважды щелкнуть ЛКМ на пункте *Function Calculator* (калькулятор функций), после чего ниже появится диалоговое окно данной команды (см. рис. 2.61).

В данном меню, в поле *Function* (функция) (см. рис.2.61) нужно указать название интересующей переменной, например, массовый расход ($massFlow^2$). В поле *Location* (расположение) необходимо указать границу или сечение, в котором следует вычислить значение переменной. Вычисление расхода может быть осуществлено на любой границе: входной или выходной. В рассматриваемом примере величины расхода на них не должны отличаться вследствие выполнения закона неразрывности. Выберем границу на входе в РК (*R1 Inlet*). Для проведения вычисления следует нажать кнопку *Calculate*. В результате в поле калькулятора будет выве-

² Обратите внимание, что есть ещё функции *massFlowAve* и *massFlowInt*, которые используются для поиска осредненных параметров, а выбрать нужно именно *massFlow*.

дена величина интересующей переменной. В случае вычисления массового расхода будет получено следующее сообщение:

Mass Flow on R1 Inlet
0.730621 [kg s⁻¹].

Обратите внимание на то, что здесь указывается расход через один межлопаточный канал. Для того, чтобы найти расход через весь компрессор, необходимо полученную величину вручную умножить на число каналов, а оно равно числу лопаток РК:

$$G = 0.730621 \cdot 55 = 40.184155 \text{ кг/с.}$$

Аналогично можно найти расход через границу на выходе из РК *S1 Outlet*:

Mass Flow on S1 Outlet
-0.557958 [kg s⁻¹].

Здесь, во-первых, обращает на себя внимание отрицательный знак, что говорит о том, что рабочее тело вытекает через данную границу. Во-вторых, поскольку во втором случае выводился расход на выходе из одного межлопаточного канала РК, то для того, чтобы определить полный расход через компрессор, полученное число нужно умножить на число лопаток НА:

$$G = 0.557958 \cdot 72 = 40.172976 \text{ кг/с.}$$

Как видно, расходы, вычисленные на входной и выходной границах, практически совпадают. Это говорит о том, что для созданной расчетной модели выполняется закон сохранения массы. Если вычислить значения расходов более точно, можно выявить их разницу около 0,03%.

Действуя по аналогичному алгоритму, можно получить осредненное значение любой переменной на любой интересующей границе, используя осредняющие функции *massFlowAve* или *areaAve*.

ШАГ 45. Вычисление крутящего момента, создаваемого газом на рабочих лопатках.

Вычисление крутящего момента на рабочих лопатках осуществляется в том же меню *Function Calculator*. В поле *Function* следует выбрать пункт *torque* (момент). Поскольку необходимо измерить крутящий момент на рабочих лопатках, то в поле *Location* выбирается область РК (*R1 Blade*). Кроме того в поле *Axis* необходимо выбрать ось, относительно которой измеряется крутящий момент – ось *X* (*Global X*). Для проведения вычисления следует нажать кнопку *Calculate*. В поле калькулятора будет выведена величина крутящего момента:

Torque on R1 Blade
23,937 [N m].

То есть на одной лопатке создается крутящий момент 7,0 Н·м. Для того, чтобы получить крутящий момент, действующий на всё РК, данную величину следует умножить на число его лопаток ($z_{\text{рк}}=49$):

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{кр1РК}} \cdot z_{\text{рк}} = 23,937 \cdot 55 = 1316,535 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, крутящий момент на валу РК данного компрессора равен 1316,535 Н·м.

ШАГ 46. Вычисление КПД компрессора.

Зная величину крутящего момента, можно вычислить КПД компрессора. Для этого вначале нужно найти мощность, выдаваемую компрессором:

$$N = M_{\text{кр}} \cdot \frac{\pi n}{30} = 1316,535 \cdot \frac{\pi \cdot 6874,3}{30} = 947,3 \text{ кВт},$$

где n – частота вращения ротора компрессора, об/мин.

Удельная работа на валу компрессора (полезная работа) равна:

$$L_{\text{к}} = \frac{N}{G} = \frac{947,3}{40,173} = 23,58 \text{ кДж/кг}.$$

Наконец, КПД компрессора может быть вычислен по следующей формуле:

$$\eta_k = \frac{L_{s\kappa}}{L_{\kappa}},$$

где $L_{s\tau}$ – изоэнтروпическая (затраченная) работа, вычисляемая по формуле (1.8, 1.12):

$$L_{ks} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left(\left(\frac{p_2^*}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

где $k=1,4$ – показатель адиабаты;

T_0^* - температура газа на входе в компрессор, К;

p_0^* - полное давление газа на входе в компрессор, Па;

p_2^* - полное давление на выходе из компрессора, Па.

$R = 287$ Дж/кг·К - универсальная газовая постоянная

Величины давлений и температуры известны и были использованы в качестве граничного условия в разделе 2.4 (шаг 31).

Таким образом:

$$L_{ks} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 317,345 \left(\left(\frac{96708,2}{76917,2} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 21,55 \text{ кДж/кг}$$

$$\eta_k = \frac{21,55}{23,58} = 0,914.$$

ШАГ 47. Вычисление величины утечки через радиальный зазор.

В ходе обработки результатов расчета можно вычислить величину утечки рабочего тела через радиальный зазор над верхним торцом рабочей лопатки. На первом этапе визуализируем их. Для этого необходимо перейти в обычный режим работы пост-процессора *Ansys CFX*-

Post (выключить турбо-режим). Для этого нужно перейти в закладку *Outline*, находящуюся над деревом (крайняя левая). В результате выполнения данного действия вид дерева обновится. Объектами дерева являются элементы загруженной модели (*compressor_001*): расчетные зоны РК и у НА (*R1* и *S1*), их границы и т.п. (рис. 2.62).

Следующим шагом необходимо включить отображение в окне визуализации поверхностей лопаток РК и меридиональных обводов, поставив галочки в дереве напротив пунктов *R1 Blade*, *R1 Hub*.

После этого нужно добавить элемент визуализации линий тока - *Streamline*, нажав соответствующую кнопку () на панели инструментов в верхней части окна программы. В появившемся сообщении (рис. 2.63) необходимо ввести имя элемента или согласиться с предлагаемым по умолчанию и нажать кнопку *OK*.

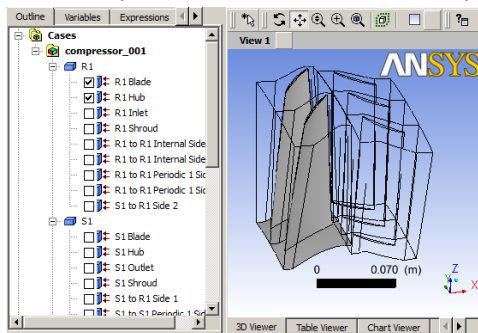


Рис. 2.62. Включение отображения границ на вкладке *Outline*

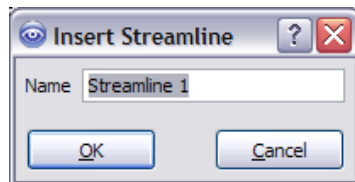


Рис. 2.63. Задание имени элемента отображения линий тока

После этого появится меню настройки свойств линий тока, в котором нужно сделать следующие настройки:

В появившемся меню свойств линий тока нужно сделать следующие настройки:

- в поле *Domains* (область) выбрать *R1* (линии тока будут построены только в области РК);
- в поле *Start From* (начать от ...) выбрать *R1 to R1 Internal Side 2*;

- в поле *Direction* (направление) выбрать *Forward and Backward* (вперед и назад);
- отключить опцию (снять галочку) *Cross Periodics*. Данное действие будет обрывать линии тока на периодических границах;
- принять сделанные настройки нажатием кнопки *Apply*.

В результате выполнения описанных действий изображение в окне визуализации примет вид, показанный на рис. 2.64.

Для того, чтобы вычислить расход газа через радиальный зазор нужно перейти на вкладку *Calculators*, расположенную над деревом проекта, выбрать пункт *Function Calculator*. В его меню, в поле *Function* следует выбрать пункт *massFlow*, а в поле *Location* выбрать *R1 to R1 Internal Side 1*. После нажатия кнопки *Calculate*, получаем расход рабочего тела, проходящего через зазор над лопаткой:

Mass Flow on R1 to R1 Internal Side 2

$-0.00208353 \text{ [kg s}^{-1}\text{]}$

Если в меню *Streamline* оставить включенной опцию *Cross Periodics*, то можно увидеть, как ведет себя рабочее тело, прошедшее радиальный зазор за выходными кромками РК (рис. 2.65).



Рис. 2.64. Отображение линий тока в радиальном зазоре



Рис. 2.65. Отображение линий тока в зазоре и за выходными кромками

ШАГ 48. Просмотр информации о сетке конечных элементов

Также на вкладке *Outline* можно просмотреть информацию о сетке. Для этого нужно дважды щелкнуть ЛКМ на соответствующей зоне (*R1* или *S1*) и в окне свойств перейти на вкладку *Info* (рис. 2.66).

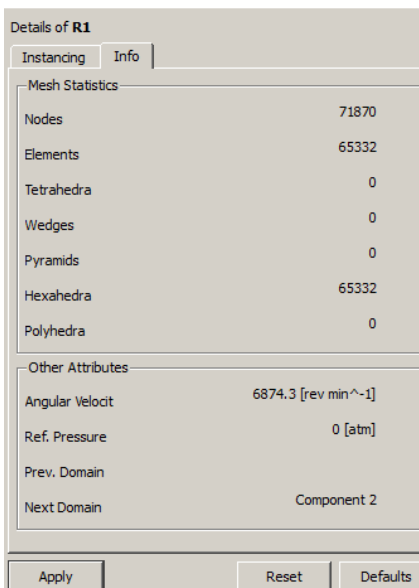


Рис. 2.66. Отображение информации о сетке на вкладке *Info*

3. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ И ФОРМИРОВАНИЯ ОТЧЕТА

Целью данной лабораторной работы является изучение рабочего процесса ступени осевого компрессора с применением современных газодинамических расчетных программ. В ходе выполнения работы студент развивает и закрепляет навыки решения задач турбомашиностроения в программном комплексе *Ansys CFX* и одновременно учится анализировать и объяснять полученные решения, опираясь на знания рабочего процесса исследуемого объекта, полученные при изучении лекционного курса.

Выполнение работы рассчитано на 4 академических часа. Лабораторная работа выполняется на аудиторном занятии в следующей последовательности:

1. Перед началом занятия студент должен с помощью данного методического пособия, курса лекций и рекомендованной по курсу литературы изучить принцип действия и рабочий процесс в ступени компрессора. При необходимости студент должен обратиться к преподавателю за консультацией и разъяснением моментов, вызвавших затруднение.

2. Первые 10...15 минут занятия преподаватель проводит устный или письменный опрос всех студентов группы на предмет знания теоретических основ работы изучаемой турбомашин. При опросе рекомендуется пользоваться контрольными вопросами, приведенными в разделе 4. Студенты, показавшие в ходе опроса неудовлетворительные знания, к выполнению работы не допускаются.

3. Занятие проводится в компьютерном классе, в котором установлен программный комплекс *Ansys CFX* и программа *Profiler*. Каждый студент должен иметь собственное рабочее место и выполнять задания самостоятельно, при необходимости обращаясь за консультацией к преподавателю.

4. Перед началом выполнения работы преподаватель дает каждому студенту индивидуальное задание и сообщает, где они могут взять исходные файлы для построения геометрии компрессора. Задания могут отличаться друг от друга геометрией компрессора, частотой вращения РК, перепадом давления в компрессоре. Все исходные данные фиксируются студентом в бланке отчета (прил. 1).

5. Студенты выполняют исследование указанного им варианта компрессора с назначенными граничными условиями в последовательности, изложенной в разделе 2 настоящих методических указаний.

6. Полученные результаты оформляются в виде отчета в текстовом редакторе *Ms Word* в виде, представленном в прил. 1. В отчете должны содержаться изображения геометрической и сеточной модели, сведения о числе лопаток, графики изменения параметров, поля распределения параметров в тангенциальной и меридиональной плоскостях, а также интегральные значения параметров потока, указанных преподавателем.

Вставка в отчет необходимых рисунков осуществляется с помощью графического редактора *Ms Paint*. Сначала на экране в пост-процессоре формируется необходимая картинка (график, трехмерная модель), затем нажатием на клавиатуре сочетания клавиш *Alt+Print Screen (PrtScr)* картинка копируется в буфер обмена (в память) компьютера. После этого нужно запустить программу *Paint* (*Пуск -> Стандартные -> Paint*). И выполнить команду «Вставка»: *Правка -> Вставить* (или сочетание клавиш *Ctrl+V* на клавиатуре). При этом из буфера обмена будет вставлен рисунок - поле экрана в момент нажатия *Print Screen*. Далее, можно произвести редактирование картинки -

выполнить подписи, нарисовать стрелки, схематически отображающие направление потока и т.д. После этого элементом () выделить нужный фрагмент, вырезать его (*Правка - Вырезать*, либо *Ctrl+X* на клавиатуре), открыть *Ms Word* и вставить фрагмент в нужное место (*Ctrl+V*).

7. После успешного выполнения расчетной части работы, студент получает несколько контрольных вопросов, связанных с объяснением полученных в расчете результатов, опираясь на знания рабочего процесса ступени компрессора. Ответы на вопросы письменно приводятся в отчете.

8. Отчет распечатывается на принтере или показывается преподавателю на экране ЭВМ. Оценка за выполнение работы выставляется по пятибалльной системе.

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Дайте определение компрессора.
2. Каким образом можно классифицировать компрессоры?
3. Каким образом компрессоры классифицируются по направлению движения рабочего тела?
4. Каково принципиальное отличие между центробежным и осевым компрессором?
5. Назовите достоинства и недостатки осевых компрессоров.
6. Назовите достоинства и недостатки центробежных компрессоров.
7. Какой тип компрессора обеспечивает получение большей степени сжатия? Почему?
8. Для чего нужно рабочее колесо компрессора?
9. Какие требования предъявляются к ступени компрессора?
10. Из каких элементов состоит ступень осевого компрессора?
11. Из каких элементов состоит ступень центробежного компрессора?
12. Почему в компрессоре воздух движется из области меньшего давления в область повышенного давления?
13. Куда расходуется работа, подводимая к компрессору?
14. Что необходимо сделать, чтобы большая часть подводимой в компрессоре работы расходовалась на повышение давления?
15. Каким образом в конструкции компрессора организуется торможение потока в относительном движении?

16. Каким образом в конструкции компрессора организуется действие инерционных сил?
17. Почему в компрессоре происходит повышение давления?
18. Почему давление растет в направляющем аппарате компрессора?
19. В каком месте компрессора происходит повышение статического давления: во входном НА, РК, в выходной системе?
20. За счет чего растет давление в РК осевого компрессора?
21. За счет чего растет давление в РК центробежного компрессора?
22. Для чего в компрессоре устанавливается направляющий аппарат?
23. Почему в компрессоре рабочее тело движется от меньшего давления к большему?
24. Какие функции выполняет рабочее колесо?
25. Почему нельзя сделать лопаточный компрессор без подвижного рабочего колеса?
26. Почему высота лопатки компрессора уменьшается к выходу?
27. Что необходимо сделать, чтобы высота лопатки компрессора не уменьшалась к выходу?
28. Изобразите график изменения абсолютной скорости c по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
29. Изобразите график изменения относительной скорости w по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
30. Изобразите график изменения статического давления p по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
31. Изобразите график изменения полного давления p^* по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.

32. Изобразите график изменения статической температуры T по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.

33. Изобразите график изменения полной температуры T^* по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.

34. Поясните что такое КПД компрессора η_k .

35. За счет чего растет давление в лопаточном направляющем аппарате осевого компрессора?

36. За счет чего растет давление в щелевом диффузоре центробежного компрессора?

37. Дайте определение степени реактивности компрессора ρ_k . Что она характеризует?

38. Что определяет осевая составляющая скорости на входе в компрессор c_{1a} ?

39. На что влияет окружная скорость компрессора $U_{1(2)}$?

40. Изобразите схему передачи энергии в ступени компрессора от привода компрессора к лопаткам и далее.

41. Поясните физический смысл степени сжатия компрессора π_k^* .

42. Для чего на входе в РК компрессора устанавливается входной направляющий аппарат?

43. Каким образом влияет на степень сжатия в ступени компрессора π_k^* увеличение температуры воздуха на входе в компрессор T_v^* при неизменной подводимой мощности?

44. Каким образом и почему повлияет на степень сжатия в ступени компрессора π_k^* увеличение частоты вращения РК при прочих равных условиях?

45. Покажите на p - v диаграмме идеальную и реальную работу сжатия, работу на преодоление сил трения и дополнительное объемное сжатие.

46. Покажите на T - S диаграмме идеальную и реальную работу сжатия, работу на преодоление сил трения и дополнительное объемное сжатие.

47. Поясните сущность потерь на дополнительное объемное сжатие в компрессоре.

48. Каким образом в активных ступенях компрессора удастся обеспечить равенство относительных скоростей потока на входе и выходе РК.

49. Каким образом в чисто реактивных ступенях компрессора удастся обеспечить равенство относительных скоростей потока на входе и выходе НА.

50. Каким образом в расчете можно вычислить степень сжатия π_k^* ?

51. Каким образом в расчете можно вычислить для определения КПД η_k ?

52. Какие параметры необходимо измерить для определения степени сжатия в компрессоре π_k^* ?

53. Каким образом трение в проточной части компрессора влияет на рабочий процесс в ступени компрессора?

54. Изобразите и поясните цепочку передачи энергии от источника к потоку в компрессоре.

55. В чем принципиальная разница между активным и реактивным компрессором?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Белоусов, А.Н. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]/А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько. - Самара: ФГУП "Издательство Самарский Дом печати", 2003. – 336с.
2. Холщевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]/ К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432с.
3. Japike D., Baines N.C., Introduction to Turbomachinery [Текст]. Concept NREC ETI INC
4. Андерсон, Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Текст]. В 2-х томах/ Д. Андерсон, Дж. Таннехил, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990.- 384с.
5. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости [Текст]/ С. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 150с.
6. Флетчер, К. Вычислительные методы в динамике жидкостей [Текст]. В 2-х томах/К. Флетчер. – М.: Мир, 1991. – 1056с.
7. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. - 711с.
8. www.ansysolutions.ru [электронный ресурс].
9. Ansys CFX Users Manual [электронный ресурс].

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ФОРМА ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

Лабораторная работа «Исследование рабочего процесса в ступени осевого компрессора»

Студент Иванов Н.Н. _____ Группа 2405 _____

Преподаватель Сидоров А.А. _____ Общая оценка _____

Структура оценки

	Качество выполнения работы	Контрольный вопрос №1	Контрольный вопрос №1	Контрольный вопрос №1
Максимум	2	1	1	1
Оценка				

Задание на лабораторную работу

Исходные данные и граничные условия

Вариант геометрии компрессора	<i>Вариант 1</i>
Частота вращения РК n , об/мин	6874,3
Полная температура рабочего тела на входе, T_0^* , К	317,28
Полное давление рабочего тела на входе, p_0^* , Па	76943
Полное давление на выходе из РК, p_2^* , Па	96708,2
Показатель адиабаты газа, k	1,4
Универсальная газовая постоянная, R , Дж/ кгК	288

Перечень результатов, которые необходимо получить

Осредненные значения основных переменных

Расход рабочего тела через входную границу, G_0 , кг/с	40,184155
Расход рабочего тела через выходную границу, G_2 , кг/с	40,172976
Крутящий момент, $M_{кр}$, Н·м	1316,535
Мощность компрессора, N , Вт	947300
КПД компрессора	0,914

Поля распределения параметров потока в элементарной решетке в сечении 50% высоты лопатки

- | | |
|---|---|
| ☒ Полное давление, p^* | ☐ Статическое давление, p |
| ☒ Полная температура, T^* | ☐ Статическая температура, T |
| ☐ Скорость в абсолютной СК, c | ☐ Скорость в относительной СК, w |
| ☐ Число Маха, M | ☐ Плотность, ρ |

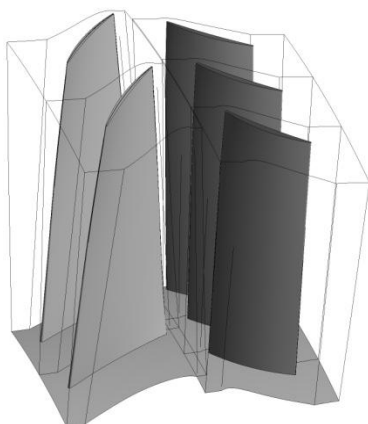
Поля распределения параметров потока осредненных в окружном направлении в меридиональном сечении

- | | |
|--|---|
| ☐ Полное давление, p^* | ☒ Статическое давление, p |
| ☐ Полная температура, T^* | ☐ Статическая температура, T |
| ☐ Скорость в абсолютной СК, c | ☐ Скорость в относительной СК, w |
| ☐ Число Маха, M | ☐ Плотность, ρ |

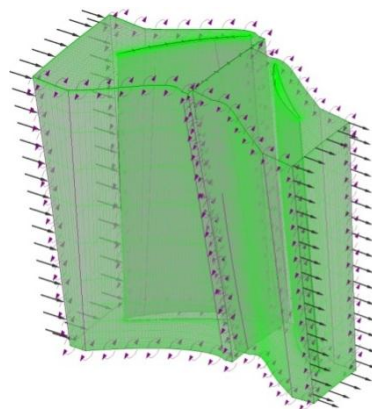
График изменения параметров потока по длине проточной части

- | | |
|---|--|
| ☐ Полное давление, p^* | ☒ Статическое давление, p |
| ☒ Полная температура, T^* | ☒ Статическая температура, T |
| ☒ Скорость в абсолютной СК, c | ☒ Скорость в относительной СК, w |
| ☐ Число Маха, M | ☐ Плотность, ρ |

Сведения о расчетной модели



Внешний вид модели



Внешний вид сетки конечных элементов

Основные сведения о расчетной модели

Число конечных элементов области РК, шт	65332
Число конечных элементов области НА, шт	52932

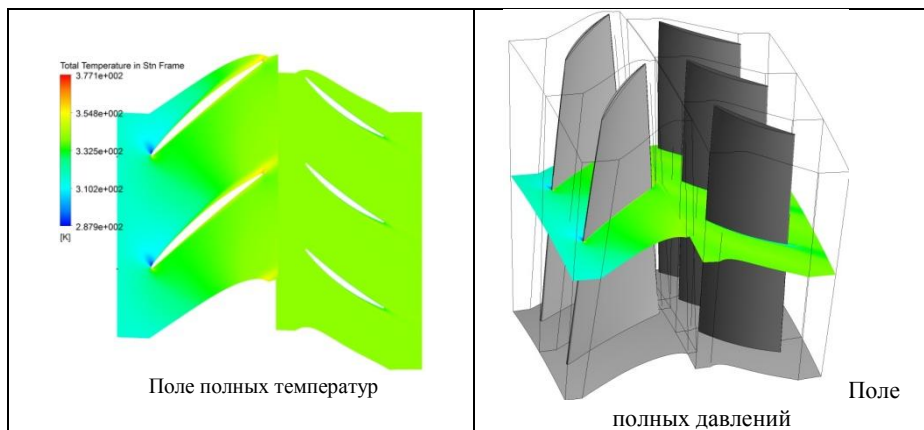
Время расчета

5 мин

Используемая модель турбулентности

$k-\varepsilon$

Поля распределения основных параметров потока в элементарной решетке в сечении 50% высоты лопатки



Поля распределения параметров потока осредненных в окружном направлении в меридиональном сечении

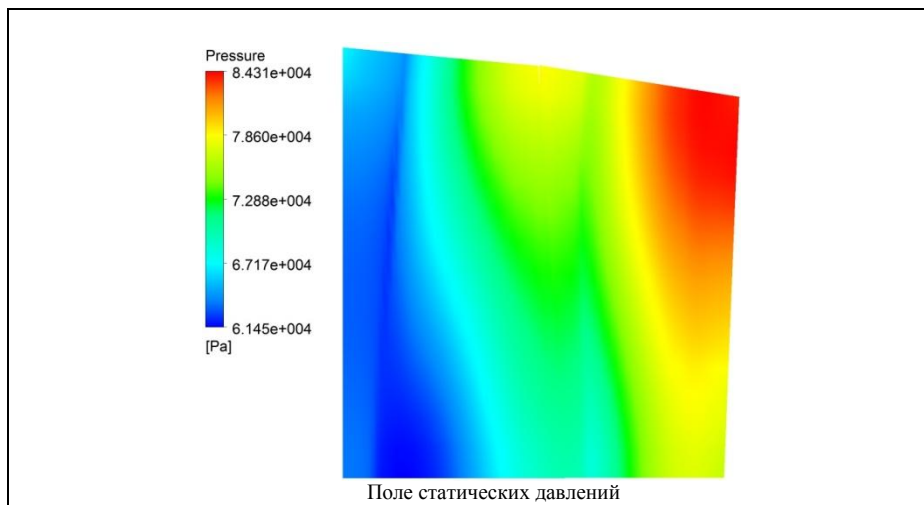
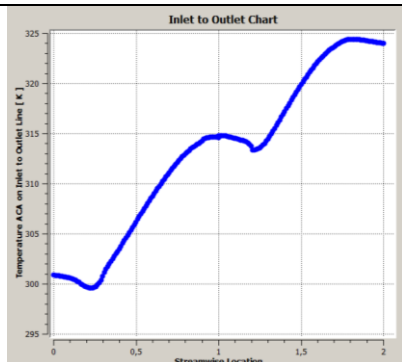
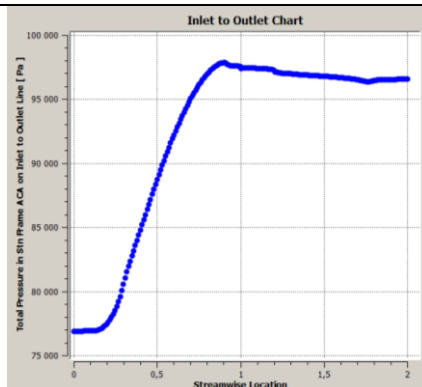


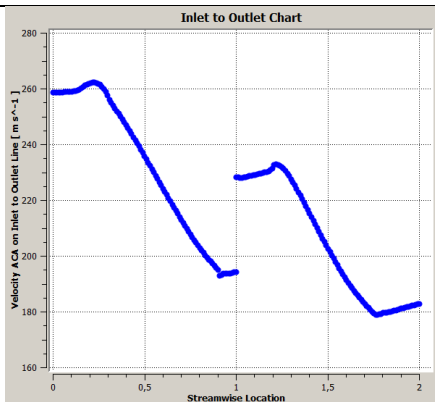
График изменения параметров потока по длине проточной части



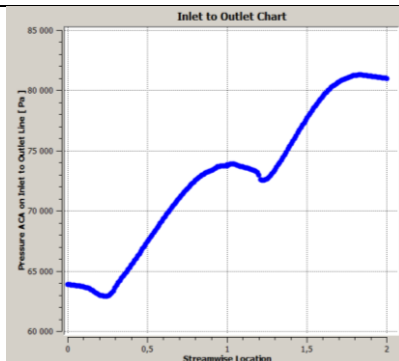
Статическая температура, T



Полное давление p^*



Скорость по длине проточной части: «с» для
НА и «w» для РК



Статическое давление, p

Контрольный вопрос №1:

Место для ответа

Контрольный вопрос №2:

Место для ответа

Контрольный вопрос №3:

Место для ответа

Учебное издание

*Батурин Олег Витальевич
Матвеев Валерий Николаевич
Шаблий Леонид Сергеевич
Попов Григорий Михайлович
Колмакова Дарья Алексеевна*

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С ПОМОЩЬЮ УНИВЕРСАЛЬНОГО ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS CFX

Методические указания

Научный редактор
Редакторская обработка
Корректорская обработка
Компьютерная верстка О.В. Батурин, Л.С. Шаблий

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086, Самара, Московское шоссе, 34

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34