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)»

О.В. БАТУРИН, Д.А. КОЛМАКОВА, В.Н. МАТВЕЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С ПОМОЩЬЮ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ

Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия

С А М А Р А
Издательство СГАУ
2013

УДК СГАУ: 621.438.001.2
ББК СГАУ: 39.55
Б28

Составители: *Батурин Олег Витальевич*
Колмакова Дарья Алексеевна
Матвеев Валерий Николаевич

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Фалалеев

Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики**:** учеб. пособие / [*О.В. Батурин и др.*]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 160 с.: ил.

Учебное пособие содержит информацию о методах и средствах исследования рабочего процесса ступени лопаточного компрессора. Подробно описаны подходы к их экспериментальному исследованию, а также стендовое оборудование, применяемое для определения основных параметров потока в проточной части компрессора. В противопоставлении эксперименту приводится подробная технология расчетного определения параметров компрессора с помощью программного комплекса *Ansys CFX.* Для облегчения понимания получаемых результатов в пособии также приведены краткие теоретические сведения о рабочем процессе лопаточных компрессоров.

Пособие разработано на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ и предназначено для студентов, обучающихся по курсам «Теория и расчет лопаточных машин АД и ЭУ», специальность 160301 - Авиационные двигатели и энергетические установки, «Агрегаты наддува ДВС», специальность 140501 - Двигатели внутреннего сгорания, а также для самостоятельной работы студентов-дипломников, аспирантов, магистрантов и научных работников, чьи исследования связаны с турбомашиностроением.

УДК СГАУ: 621.438.001.2
ББК СГАУ: 39.55

© Самарский государственный аэрокосмический университет, 2013

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ 5

ВВЕДЕНИЕ 8

1. СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА 12

1.1. Компрессор. Основные понятия, определения, типы 12

1.2. Принцип действия ступени компрессора 18

1.3. Изменение основных параметров потока вдоль направления течения в ступени компрессора 24

1.4. Основные параметры, характеризующие работу ступени компрессора 27

1.4.1. Степень сжатия компрессора 28

1.4.2. КПД компрессора и преобразование энергии в ступени компрессора 29

2. ЭКСПЕРЕМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА 36

2.1. Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в компрессоре 36

2.2. Параметры, измеряемые в ходе эксперимента 40

2.3. Порядок экспериментального исследования рабочего процесса микрокомпрессора и определения его характеристик 48

2.4. Методика обработки результатов измерения 51

3. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА 54

3.1. Стратегия численного моделирования 54

3.2. Подготовительные операции 56

3.3. Описание геометрии рабочей лопатки в программе *BladeGen* 58

3.4. Построение расчетной модели рабочего колеса и разбиение ее сеткой конечных элементов 75

3.5. Построение расчетной модели выходной системы компрессора 87

3.6. Создание расчетной модели компрессора в программе *Ansys CFX* 99
3.7. Проведение расчетного исследования и обработка результатов 121
3.8. Обработка результатов расчета 123
4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ 140
5. ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ 143
5.1. Индивидуальные задания 143
5.2. Контрольные вопросы для отчета лабораторной работы 146
5.2.1. Вопросы по теории рабочего процесса компрессора 146
5.2.2. Вопросы, связанные с экспериментальным исследованием компрессоров 149
5.2.3. Вопросы, связанные с анализом результатов полученных в численном расчете 150
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ 152
ПРИЛОЖЕНИЯ 184

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

c — скорость воздуха или газа в абсолютном движении, м/с;

D — диаметр, м;

F — площадь проходного сечения, м;

G — массовый расход воздуха или газа, кг/с;

H_{th} — теоретический напор, создаваемый компрессором, Дж/кг;

H_U — теоретическая работа турбины, Дж/кг;

h — высота лопатки, м;

i — энтальпия, Дж/кг;

k — показатель изоэнтропы;

L_K — удельная работа компрессора, Дж/кг;

L_T — удельная работа турбины, Дж/кг;

m — масса, кг;

M — число Маха (отношение скорости потока к скорости звука), крутящий момент, Н · м;

N_K — мощность привода компрессора, кВт;

N_T — мощность на валу турбины, кВт;

n — частота вращения, мин $^{-1}$; показатель политропы;

p — давление, Па;

P — сила, Н;

Q — тепло, Дж/кг;

R — универсальная газовая постоянная, Дж/(кг К);

T — температура, К;

t — шаг, мм;

u — окружная скорость колеса, м/с;

w — скорость в относительном движении, м/с;

z — число ступеней; число лопаток;

α — углы потока и лопаток в абсолютном движении, град;

β — углы потока и лопаток в относительном движении,

град;

δ — радиальный зазор, мм;

ρ — плотность, кг/м^3;

σ — коэффициент восстановления полного давления;

η — коэффициент полезного действия (КПД);

λ — приведенная скорость;

π_K^* — степень повышения давления в компрессоре;

ω — угловая скорость, рад/с;

Индексы

$*$ — заторможенные параметры;

a — осевое направление;

$в$ — вход, воздух;

$к$ — на выходе из компрессора;

$н$ — теоретический, параметры атмосферного воздуха;

$на$ — относящийся к направляющему аппарату;

$пр$ — приведенный;

$рк$ — относящийся к рабочему колесу;

$ст$ — ступень;

$ср$ — средний;

$т$ — турбина, теоретический;

r — радиальный;

s — изоэнтропический;

u — окружная проекция;

w — относительный;

z - затраченный;

1 — сечение на входе в рабочее колесо;

2 — сечение на выходе из РК;

3 — сечение на выходе из направляющего аппарата.

Условные сокращения

ВНА — входной направляющий аппарат;

ВМ — верхнее меню;

ГТД — газотурбинный двигатель;

ГТУ — газотурбинная установка;
КПД — коэффициент полезного действия;
ЛВ — лопаточный венец;
ЛД — лопаточный диффузор;
ЛКМ — левая кнопка мыши;
ЛМ — лопаточная машина;
НА — направляющий аппарат;
ПКМ — правая кнопка мыши;
РЗ — радиальный зазор;
РК — рабочее колесо;
СК — система координат;
ТРД — турбореактивный двигатель;
ЦБК — центробежный компрессор;
CFD — англ. аббр. *Computational Fluid Dynamics*) – принятое в мире сокращение термина «вычислительная газовая динамика».

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

ВВЕДЕНИЕ

Компрессор – устройство, предназначенное для непрерывного сжатия рабочего тела до требуемого уровня степени повышения давления $\pi_K^* = p_к^*/p_в^*$ за счет подвода механической энергии L_K к потоку рабочего тела [1].

Как следует из определения, для работы компрессора ему необходим привод. В качестве такого привода возможно использование газовых турбин, электродвигателей, двигателей внутреннего сгорания и т.п. Однако чаще всего применяются 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 температура рабочего тела (T, T^*), а также его плотность ρ, возрастают.

Лопаточные компрессоры широко применяются в разных областях техники. В частности они используются в авиационных газотурбинных двигателях, газотурбинных энергоустановках применяемых для выработки электроэнергии и перекачки газа в магистральных трубопроводах, в агрегатах наддува поршневых двигателей, в холодильных турбомашинах, а также для сжатия газов в технологических процессах нефтехимической, металлургической и горнодобывающей промышленностей. Учитывая широкое распространение компрессоров, очевидно, что повышение их газодинамической эффективности позволит сэкономить в рамках страны (или даже одной отрасли) огромные средства. По

этой причине задача повышения КПД компрессоров всегда будет актуальной.

На сегодняшний день существует большое число отечественных и зарубежных методик различной степени детализации и сложности, позволяющих спроектировать компрессор [1...5]. Однако все они базируются на одно- и двухмерных моделях потока, и содержат в своей основе значительное число допущений. Кроме того, рабочий процесс ступени компрессора зависит от большого числа переменных и ограничений, что затрудняет достижение высоких параметров. Поэтому после получения в процессе проектирования геометрии проточной части компрессора, неизбежно встает вопрос – насколько он эффективен, и будет ли в полной мере удовлетворять предъявляемым к нему требованиям. Часто также важно знать, как будет работать существующий компрессор в случае изменения его конструкции, условий и режимов работы.

Оценить совершенство спроектированного компрессора и получить параметры его рабочего процесса можно двумя путями: экспериментальным и расчетным.

В первом случае изготовленный компрессор или его модель, выполненная с соблюдением условий подобия, помещается на экспериментальный стенд, и его параметры проверяются работой в интересующих условиях. Главным достоинством данного способа является его высокая достоверность. Однако он имеет большое количество недостатков. В частности, изготовление испытываемого компрессора требует значительных временных и материальных затрат, наличия специальных экспериментальных стендов и систем для их обслуживания, а также квалифицированного персонала. Кроме того в эксперименте не всегда удается полностью воспроизвести условия работы компрессора в изделии, а ограниченные возможности имеющихся средств измерения не позволяют получить исчерпывающую информацию обо всех интересующих параметрах.

При расчетном исследовании структура потока в компрессоре изучается с помощью численных методов газовой динамики, ос-

нованных на решении системы уравнений Навье – Стокса, описывающей движение газа с минимально возможными допущениями (т.н. *CFD* расчет) [11, 12, 13]. Расчетное исследование требует существенно меньших временных и материальных затрат и позволяет моделировать любые условия работы компрессора. Кроме того результаты расчета значительно более информативны по сравнению с экспериментом, поскольку позволяют найти все параметры потока во всех точках рассматриваемой области. Расчетные программы, как правило, универсальны и могут быть также применены для изучения свойств других объектов. Однако следует помнить, что результаты расчетного исследования – это результаты решения уравнений, отражающих существующее представление о физических процессах. По этой причине их достоверность ниже, чем у эксперимента. Кроме того работа с программами численного моделирования требует высокой квалификации пользователя.

Численные методы газовой динамики - это мощное средство в руках грамотного проектировщика, способное существенно расширить его представления о физической картине процесса, имеющего место в конкретном изделии, рассчитать течение в нем с минимальными допущениями, рассмотреть большее число вариантов исполнения геометрии в относительно короткие сроки и найти пути существенного повышения эффективности, многократно сократить потребное число испытаний, уменьшить временные и материальные затраты. Но следует помнить, что результаты *CFD* расчетов – это решение дифференциальных уравнений, отражающих наше представление о физике процесса. Поэтому эксперимент навсегда останется окончательной инстанцией по проверке правильности принятых проектных решений и подтверждению достигнутых в расчете результатов.

Таким образом, информация о рабочем процессе компрессора может быть получена двумя путями, каждый из которых обладает своими достоинствами и недостатками. По всей видимости, действительно высокоэффективный компрессор можно получить, только комбинируя оба этих способа.

В представленном методическом пособии подробно описаны технологии расчетного и экспериментального определения параметров рабочего процесса модельного центробежного компрессора.

Авторы выражают благодарность студентам факультета двигателей летательных аппаратов СГАУ А. Горшкову и В. Мербауму за помощь, оказанную при создании методического пособия.

1. СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

1.1. Компрессор. Основные понятия, определения, типы

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

Рис. 1.1. **Внешний вид лопатки осевого компрессора**

Принцип действия компрессора основан на взаимодействии лопаток специальной формы с потоком (рис. 1.1). В общем случае она состоит из пера, замка. Лопатки могут выполняться заодно с диском (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. Лопатка имеет две стороны. Выпуклая сторона называется ***спинкой***, а вогнутая ***корытцем***.

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 в необходимом направлении. В осевых компрессорах в ее качестве используется неподвижный лопаточный венец, называемый ***направляющим аппаратом*** (НА). В центробежных компрессорах функции выходного устройства может выполнять либо лопаточный НА, либо радиальная щель, называемая ***щелевым диффузором***. К достоинством последней относится 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 диффузора и лопаточного НА.

Последовательно расположенное рабочее колесо и направляющий аппарат образуют ***ступень*** компрессора. Стоит обратить внимание на то, что в ступени компрессора вначале устанавливается именно РК, а НА расположен ниже по потоку. Однако в ряде случаев перед РК может быть установлен ***входной направляющий аппарат*** (ВНА), предназначенный для создания предварительной закрутки на входе в подвижный 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. 1.4). Для компрессоров, применяющихся в составе ГТД и ГТУ, сечение на входе 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 по-

верхностях, ось которых совпадает с осью ЛМ. Внешний вид осевого компрессора показан на рис. 1.2.

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.

Одна ступень осевого компрессора позволяет достигать величины степени сжатия π_K^* до *2...2,2* и КПД η_K^* до *0,9...0,92* [1]. Однако при малых расходах рабочего тела высота лопатки такого компрессора становится чрезмерно малой, что приводит к 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 лопаточной машины [1]. Внешний вид РК и схема ступени центробежного компрессора показаны на рис. 1.3 и 1.4.

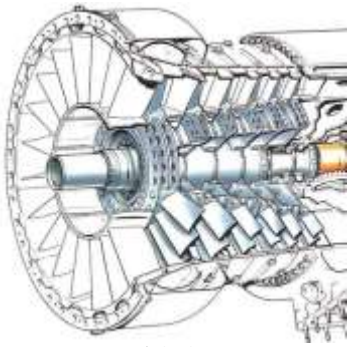


Рис. 1.2. **Осевой многоступенчатый компрессор авиационного ГТД [7]**

Рис. 1.3. **Рабочее колесо центробежного компрессора [15]**

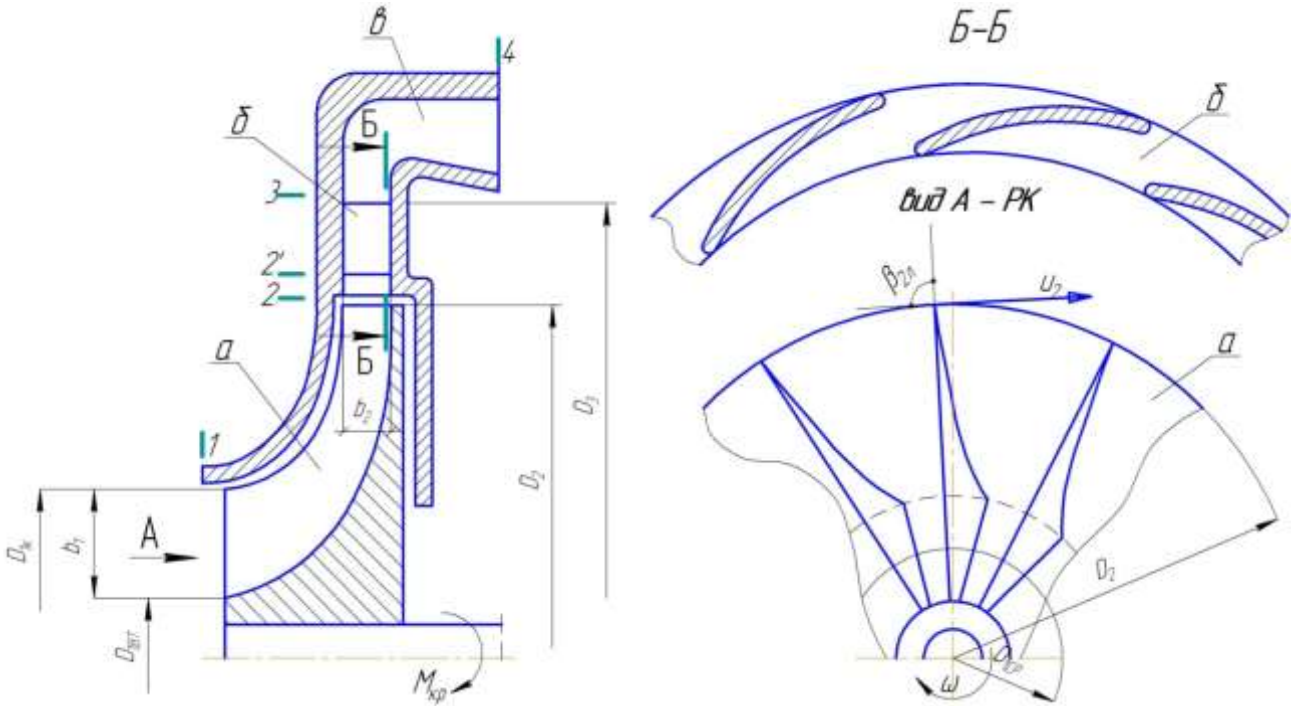


Рис. 1.4. Схема ступени центробежного компрессора [9]

Главное достоинство центробежного компрессора по сравнению с осевым – возможность получать большие значения степени сжатия $\pi_к^*$ в одной ступени. Зачастую, она превышает величину *5…6,* а в перспективных авиационных компрессорах может достигать величины *12* [15]. КПД ступени центробежного компрессора $\eta_к^*$ может достигать значения *0,85* [1, 2], что меньше чем в осевом. Величины КПД близкие к названной величине характерны для компрессоров авиационных ГТД относительно большой производительности. Однако, 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 $\pi_к^* = 1{,}5 \ldots 10$. В этой области центробежный компрессор превосходит осевой по КПД и по массе при одинаковой степени сжатия [1]. В частности ЦБК является наиболее распространенным типом компрессора в агрегатах наддува двигателей внутреннего сгорания (рис. 1.5).

Рис. 1.5. **Внешний вид агрегата наддува двигателя внутреннего сгорания. В передней части хорошо виден центробежный компрессор [15]**

К числу достоинств ЦБК относятся также относительная простота конструкции, меньшее число деталей, более благоприятное протекание характеристики и меньшая чувствительность к условиям эксплуатации [1].

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 ($G_в$<10кг/сек) [1].

В ряде случаев в ГТУ с малыми расходами рабочего тела на расчетном режиме для повышения КПД компрессора могут применяться многоступенчатые осецентробежные компрессоры, представляющие собой комбинацию осевых и центробежных ступеней. При этом центробежная ступень всегда является замыкающей (рис. 1.6). Она устанавливается вместо нескольких осевых, имеющих сверхмалые высоты рабочих лопаток, у которых особенно сильно сказывается влияние радиальных зазоров и вторичных течений.

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 некото-

1 – осевые ступени; *2* – центробежная ступень.

Рис. 1.6. **Осецентробежный компрессор двигателя *Honeywell T53* [7]**

рым углом в радиально-осевом направлении.

1.2. Принцип действия ступени компрессора

Каким же образом происходит повышение давления рабочего тела в ступени компрессора.

Как было отмечено выше, к компрессору от стороннего источника подводится механическая работа $L_к$. Согласно уравнению энергии в механической форме в абсолютном движении (уравнению Бернулли) работа, подведенная к компрессору, может быть представлена в следующем виде [2]:

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

В этой формуле:

$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left(\pi_к^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$ - увеличение потенциальной энергии сжатого газа;

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

L_{r1-2} – энергия, затрачиваемая на преодоление потерь.

Из уравнения *(1)* следует, что подводимая в компрессоре механическая энергия $L_к$ расходуется на повышение давления (потенциальной энергии сжатого газа), изменение кинетической энергии потока и преодоление гидравлических потерь.

Поскольку основная задача компрессора – сжатие рабочего тела, то второй и третьи члены уравнения *(1)* должны быть минимальны. Отсюда также следует, что для того, чтобы подводимая работа $L_к$ максимально расходовалась на повышение давления, потери энергии в компрессоре L_{r1-2} должны быть минимальны.

Следует также обратить внимание на другое следствие из уравнения *(1)*, которое необходимо для понимания принципа действия компрессора. Уравнение Бернулли для потока несжи-

маемого идеального газа, движущегося без потерь и энергообмена, может быть записано в следующем виде:

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

Из уравнения (2) 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. То есть, в энергоизолированном потоке величины скорости и давления меняются разнонаправлено.

Согласно уравнению энергии в механической форме в относительном движении изменение потенциальной энергии сил давления в компрессоре можно представать в следующем виде [2]:

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

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 близком к параллельному оси вращения РК, то окружная скорость в РК меняется незначительно ($u_2 \approx u_1$). Очевидно, что у

таких компрессоров влияние инерционных сил на процесс сжатия минимально, и увеличение давления в основном происходит за счет торможения потока в относительном движении. По этой причине ступень осевого компрессора имеет меньшую степень сжатия, чем центробежного. Подводя итог сказанному выше, можно заключить, что в осевом компрессоре повышение давления происходит за счет торможения потока в относительном движении, а в центробежном к нему добавляется движение рабочего тела в поле действия центробежных сил. На практике это реализуется следующим образом.

Для того чтобы инерционные силы подводили работу к потоку газа согласно уравнению *(3),* необходимо чтобы окружная скорость на выходе из РК была больше, чем на его входе *($u_2>u_1$).* Это организуется за счет движения потока рабочего от втулки к периферии. То есть для подвода работы инерционных сил к потоку рабочее тело должно попадать в компрессор на малом радиусе, а покидать его на большом *($r_2>r_1$)* (рис. 1.7).

Торможение потока в относительном движении в РК организуется 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 (рис. 1.8...1.10)) был меньше конструктивного угла на выходе $\beta_{2л}$. При таком соотношении углов течение в межлопаточном канале носит диффузорный характер. В результате поток в нем тормозится в относительном движении $w_1>w_2$, а падение скорости согласно уравнению

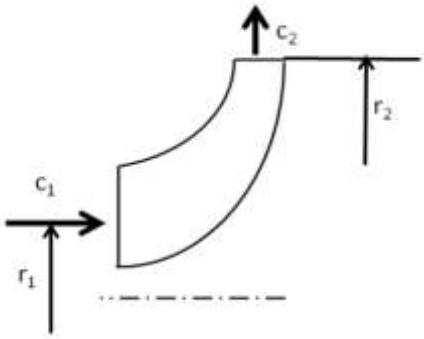


Рис. 1.7. **Схема движения воздуха в центробежном компрессоре**

Бернулли *(2)* приводит к повышению статического давления $p_1 < p_2$ и плотности рабочего тела $\rho_1 < \rho_2$.

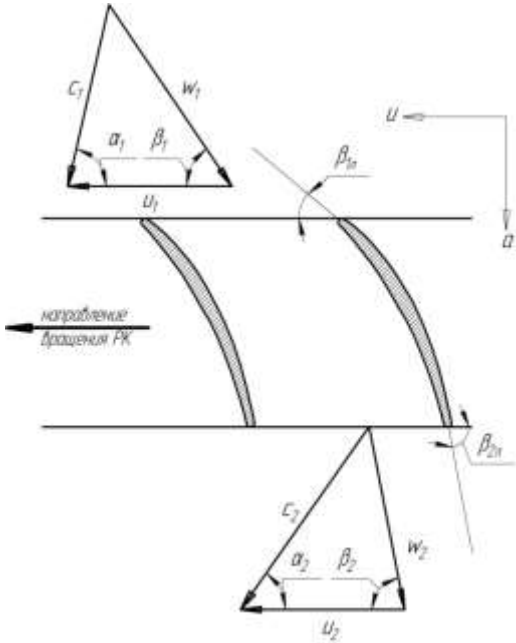


Рис. 1.8. **Треугольники скоростей на входе и выходе РК осевого компрессора**

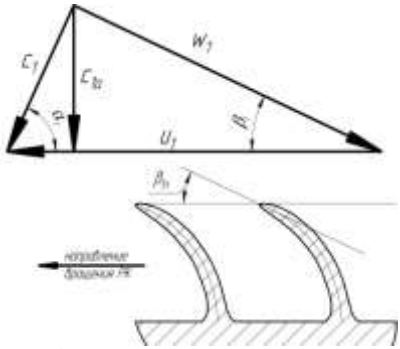


Рис. 1.9. **Треугольник скоростей на входе в РК центробежного компрессора**

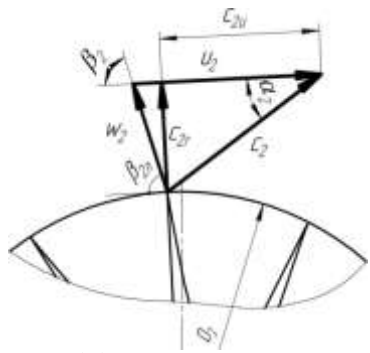


Рис. 1.10. **Треугольник скоростей на выходе из РК центробежного компрессора**

Силы, действующие на поток со стороны лопаток R и со стороны потока на лопатки P, изображены на рисунках 1.11 и 1.12.

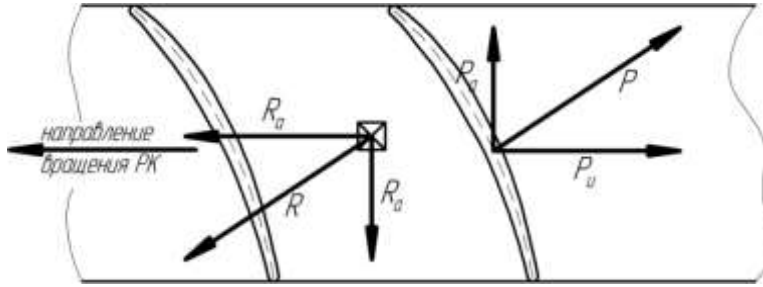


Рис. 1.11. Схема сил, действующих в осевом компрессоре

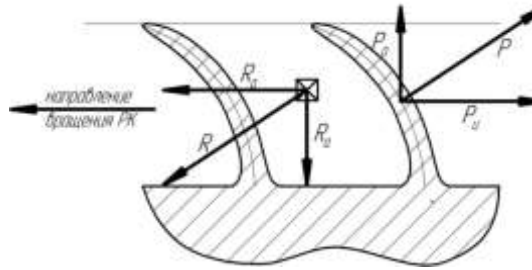


Рис. 1.12. Схема сил действующих во входной части центробежного компрессора

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).

Их величины можно найти, спроецировав уравнение количества движения на осевое и окружное направление [1]:

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

$$P_{\text{а}} = -R_{\text{а}} = G_{\text{в}}(c_{2\text{а}} - c_{1\text{а}}) + (\text{p}_2 - \text{p}_1)th, \qquad (5)$$

где t – шаг решетки компрессора, м.

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

Направление осевой составляющая силы, действующей на поток со стороны лопатки $R_{\text{а}}$, совпадает с направлением движения рабочего тела через межлопаточный канал. Это позволяет сделать вывод, что $R_{\text{а}}$ - 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 энергию 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, в то время когда она должна быть затрачена на увеличение потенциальной энергии. Поэтому после РК поток рабочего тела тормозится в выходной системе, которая может быть выполнена в виде лопаточного НА или щелевого диффузора. В результате избыточная кинетическая энергия потока за РК преобразуется в работу сжатия.

Торможение потока в лопаточном НА осуществляется за счет использования лопаток специальной формы. У них входной кон-

структивный угол $\alpha_{2л}$ меньше 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 $\rho_2 < \rho_3$.

Уравнение неразрывности применительно к компрессору имеет следующий вид:

для осевого:

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

для центробежного:

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

Обычно компрессоры 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 (рис. 1.13).

1.3. Изменение основных параметров потока вдоль направления течения в ступени компрессора

Как было отмечено при объяснении принципа действия, межлопаточные каналы РК выполнены диффузорными. Это приводит к торможению потока в относительном движении

$w_1 > w_2$, что в свою очередь является причиной роста статического давления $p_2 > p_1$ и плотности рабочего тела $\rho_2 > \rho_1$.

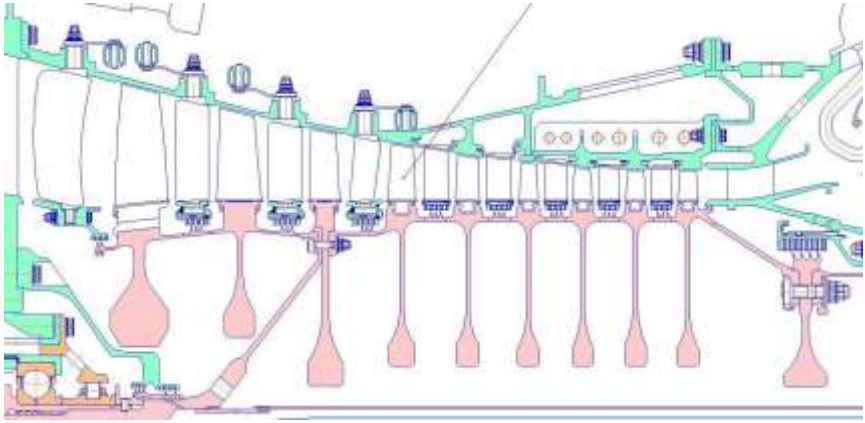


Рис.1.13. **Меридиональное сечение многоступенчатого осевого компрессора [15]**

Лопатка компрессора действует на поток рабочего тела с силой ***R***. Ее окружная составляющая (рис. 1.11, 1.12) R_u отклоняет течение в абсолютном движении в сторону вращения и сообщает ему механическую энергию, в результате чего абсолютная скорость растет ($c_2 > c_1$).

Уравнение энергии в тепловой форме для решетки РК имеет следующий вид [1]:

$$L_{\text{РК}} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}; \qquad (7)$$

$$L_{\text{РК}} = i_2^* - i_1^*. \qquad (8)$$

В РК осуществляется подвод работы к потоку газа ($L_{\text{РК}} > 0$). Следует напомнить, что внешним признаком передачи/отбора работы в термодинамическом процессе является наличие физического движения. Исходя из этого, можно заключить, что ра-

бота подводится только в РК. В НА и ВНА подвода работы нет ($L_{\text{НА}} = 0$).

Учитывая, что $L_{\text{РК}} > 0$ 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 $T_2^* > T_1^*$ [1].

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

$$L_{\text{РК}} = \frac{\text{p}_2^* - \text{p}_1^*}{2} + L_{r1-2}. \qquad (9)$$

Если учесть, что работа, подводимая в РК, многократно превосходит энергию, затрачиваемую на преодоление потерь L_{r1-2}, то из данного уравнения можно сделать вывод, что полное давление в РК растет $\text{p}_2^* > \text{p}_1^*$.

Канал в НА, щелевых и лопаточных диффузорах также имеет расширяющуюся форму. Течение в нем сопровождается торможением в абсолютной СК $c_2 > c_3$, что согласно уравнению Бернулли *(2)* приводит к росту статического давления $\text{p}_3 > \text{p}_2$ и плотности $\rho_3 > \rho_2$.

Уравнения энергии в тепловой форме для НА имеет следующий вид [1]:

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

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

Учитывая, что в НА работа к рабочему телу не подводится ($L_{\text{НА}} = 0$), снижение абсолютной скорости компенсируется рос-

том энтальпии $i_3 > i_2$. А это в свою очередь приводит к росту температуры $T_3 > T_2$ [1].

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

Уравнение энергии в механической форме для НА выглядит следующим образом [1]:

$$L_{\text{НА}} = \frac{\mathrm{p}_3^* - \mathrm{p}_2^*}{2} + L_{r2-3} = 0. \qquad (12)$$

Учитывая, что $L_{\text{НА}} = 0$, то изменение полного давления вызвано только затратами энергии на преодоление потерь. Учитывая, что $L_{r2-3} \ll L_{\text{к}}$, 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 приведена на рис. 1.14.

1.4. Основные параметры, характеризующие работу ступени компрессора

Работа компрессора описывается большим количеством различных параметров. Условно их можно разделить на три группы: геометрические (характеризующие размеры компрессора), кинематические (характеризующие скорости потока в ступени) и энергетические (характеризующие процесс превращения энергии). Подробно о них можно узнать в источниках [1, 2].

Из перечисленных выше наиболее значимыми параметрами ступени компрессора являются степень сжатия $\pi_{\text{к}}^*$ и КПД $\eta_{\text{к}}$. Эти величины используются для построения характеристик компрессора. Также стоит отметить расход воздуха $G_{\text{в}}$ и частоту вращения РК n, которые для компрессора являются параметрами определяющими режим работы.

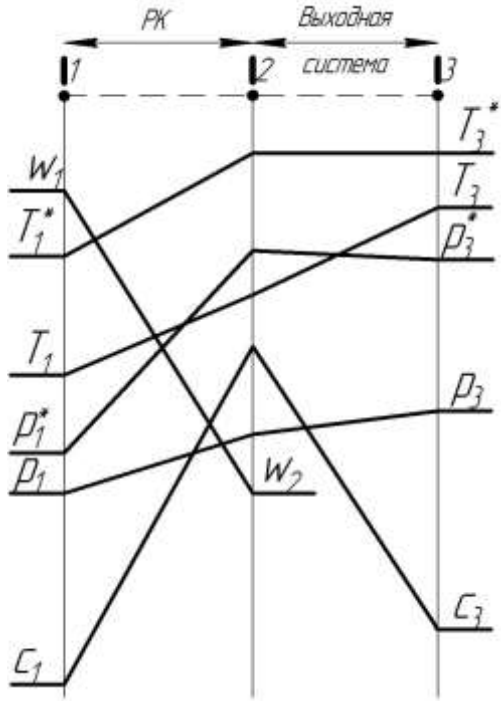


Рис. 1.14. Изменение параметров по длине ступени компрессора [9]

1.4.1. Степень сжатия компрессора

Основным параметром компрессора является степень сжатия $\pi_к^*$ - величина равная отношению давления на выходе из компрессора к давлению на входе:

$$\pi_к^* = \frac{p_к^*}{p_в^*}. \qquad (13)$$

Степень сжатия 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 [1].

На рис. 1.15 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 равена площади фигуры «B-2-1-K_s». Ее величину можно найти с помощью следующего выражения:

$$L_{ks} = \frac{k}{k-1} R T_{\text{в}} \left(\pi_{\text{к}}^{*\frac{\text{k}-1}{\text{k}}} - 1 \right) \qquad (14)$$

В реальном политропическом процессе, вследствие трения газа, выделяется тепло, в результате чего температура в конце больше, чем в идеальном случае $T_K > T_{KS}$. По этой причине точка «K», соответствующая окончанию реального процесса, находится на пересечении изобары $p_K = const$ и изотермы $T_K = const$. Поскольку $T_K > T_{KS}$, то изотерма $\text{T}_{\text{к}} = const$ лежит правее изотермы $\text{T}_{\text{кs}} = const$. То есть, точка «$K$» располагается на той же изобаре, что и точка «K_s», но находится правее. Работа сжатия в политропическом процессе $L_{ПС}$ равна площади фигуры «B-2-1-K». Из рис. 1.15 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 *«K-B-K_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 $L_{r(\text{В}-\text{К})}$, 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:

$$L_k = L_{ks} + L_{r(\text{В}-\text{К})} + \Delta L_V. \qquad (15)$$

P-v диаграмма не позволяет оценить все составляющие последнего выражения. Поэтому чаще для анализа процесса сжатия в компрессоре применяется *T-S*-диаграмма (рис. 1.16). Идеальный процесс сжатия, происходящий без трения, на ней 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 будет больше, чем при идеальном сжатии. Таким образом, точка *«K»* соответствующая концу реального процесса сжатия будет располагаться на пересечении изобары $p_к = const$ и изотермы соответствующей конечной температуре $T_к$, которая лежит выше изотермы $T_{кs} = const$. Реальное изменение состояния воздуха показывает политропа «*BK*», принципиальное положение которой показано на рис. 1.16.

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 те-

пло Q_{BK} представляет собой тепло, выделенное в результате преодоления трения на участке «*BK*». Отсюда следует, что указанная площадь равна работе на преодоление потерь $L_{т(B\text{-}K)}$. Суммарная работа компрессора L_K равна вертикальной площади под изобарой $p_к = const$ (фигура «β-γ-*K*-δ»). Аналогично изоэнтропическая 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».

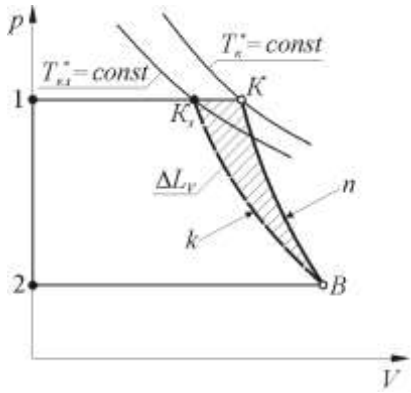


***Рис.1.15. p-v* диаграмма процесса сжатия**

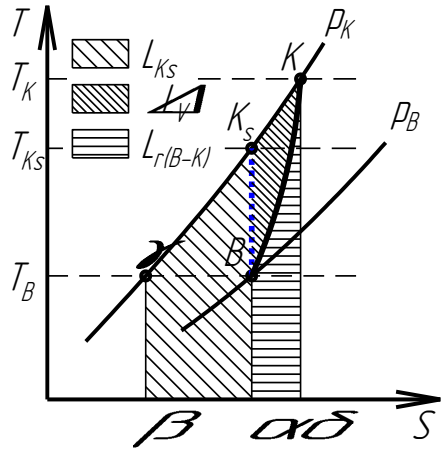


***Рис.1.16. T-S* диаграмма процесса сжатия**

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

$$L_k = c_p(T_к - T_в); \qquad (16)$$

$$L_{ks} = c_p(T_{кs} - T_в). \qquad (17)$$

Здесь $c_р$ – это средние значение теплоёмкости рабочего тела (воздуха) при постоянном давлении в интервалах температур $(T_{кs} - T_в)$ и $(T_к - T_в)$.

Процесс преобразования энергии в ступени компрессора может быть представлен в более простой форме. Как неоднократно отмечалось, для функционирования компрессора подводится мощность от стороннего источника. При этом процесс передачи энергии можно условно разделить 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 $N_т$. Поделив ее на расход воздуха через компрессор $G_в$ можно получить удельную затраченную работу, т.е. работу, приходящуюся на каждый килограмм рабочего тела проходящий через компрессор:

$$H_Т = \frac{N_т}{G_в}. \qquad (18)$$

В компрессоре эту удельную работу 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:

$$H_u = \frac{N_u}{G_в} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \qquad (19)$$

Не вся мощность, переданная РК, идет на повышение его потенциальной или кинетической энергии. Часть мощности расходуется на преодоление трения в проточной части компрессора N_r. Часть энергии тратится из-за того что приходится сжимать более нагретый вследствие потерь газ ΔN_V Оставшаяся энергия подводится к рабочему телу и идет на сжатие рабочего тела. Это не что иное, как мощность изоэнтропического сжатия $N_{KS}=G_B \cdot L_{KS}$, которую можно найти с помощью уравнения *(14).*

Описанный процесс преобразования энергии может быть изображен схематически (см. схему ниже и рис. 1.17).

$$N_T \rightarrow \rightarrow \rightarrow N_u \rightarrow \rightarrow \rightarrow N_{KS}$$
$$\downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow$$
$$N_{TP} \quad N_{YT} \quad N_r \quad \Delta N_V$$

Рис. 1.17. Схема передачи энергии в ступени компрессора

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 изоэнтропически. 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 H_u (19), что позволяет значительно упростить определение КПД.

Когда в связи с лопаточными машинами говорят про КПД компрессора, подразумевают ***изоэнтропический КПД***, что является равнозначным термину «***адиабатический КПД***», так как процесс сжатия является обратимым. В литературе встречаются обозначения $\eta_{\text{ад}}$, $\eta_{\text{кs}}$, но по ГОСТ 23851-79 следует писать $\eta_{\text{к}}$.

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

$$\eta_{\text{к}} = \frac{L_{ks}}{L_k} = \frac{\text{c}_\text{p}(\text{T}_{\text{к}s} - \text{T}_\text{в})}{\text{c}_\text{p}(\text{T}_\text{к} - \text{T}_\text{в})} = \frac{T_\text{в}\left(\pi_\text{к}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\text{T}_\text{к} - \text{T}_\text{в}}. \qquad (20)$$

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 $L_{r(\text{В}-\text{К})}$ или степень совершенства ПЧ. Для этого пользуются ***политропическим КПД***:

$$\eta_{\text{кп}} = \frac{L_{\text{ПС}}}{L_{\text{ПС}} + L_{r(\text{В}-\text{К})}}, \qquad (21)$$

где $L_{\text{ПС}}$ 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 $\eta_{\text{к}} < \eta_{\text{кп}}$.

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

$$\eta_{\text{к}}^{*} = \frac{L_{\text{к}s}^{*}}{L_{\text{к}}^{*}} = \frac{\text{c}_{\text{p}}(T_{\text{к}s}^{*} - T_{\text{в}}^{*})}{\text{c}_{\text{p}}(T_{\text{к}}^{*} - T_{\text{в}}^{*})} = \frac{T_{\text{в}}^{*}\left(\pi_{\text{к}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{T_{\text{к}}^{*} - T_{\text{в}}^{*}}. \qquad (22)$$

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

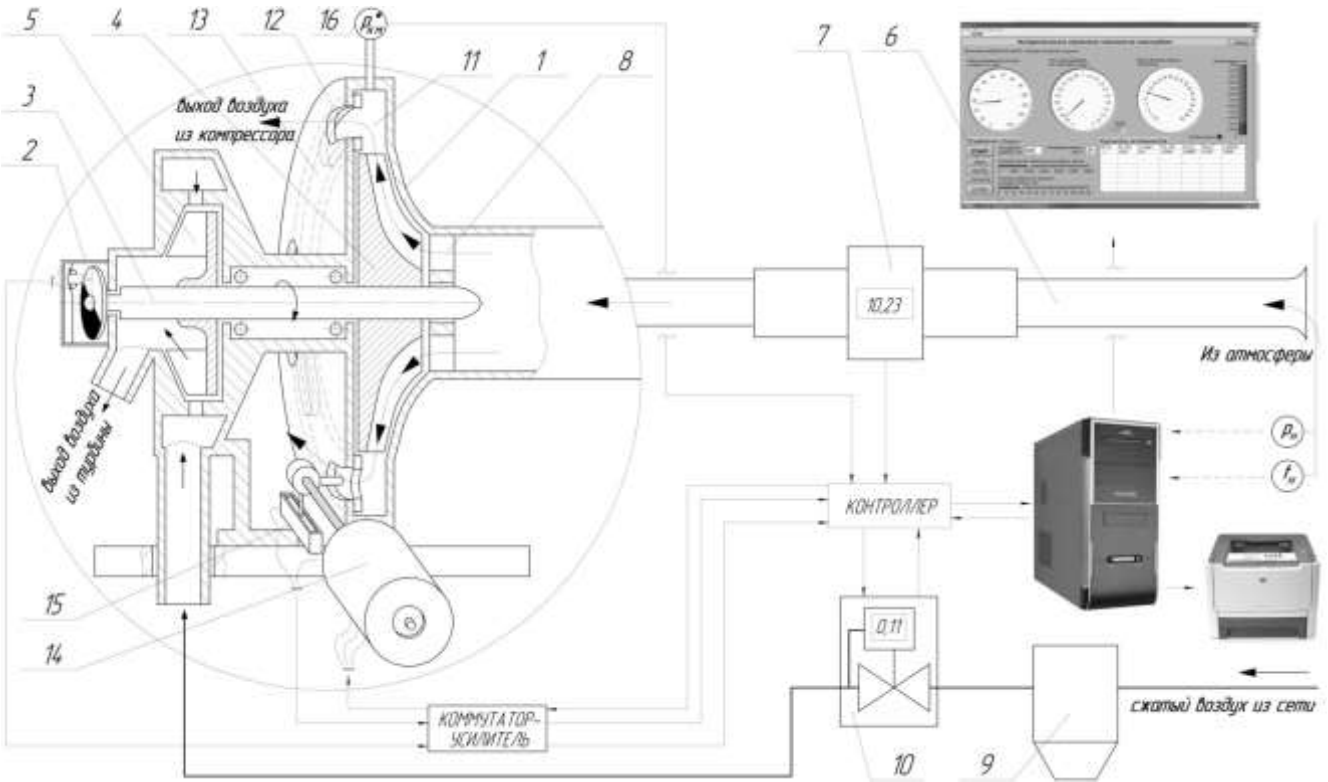
2.1. Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в компрессоре

Эксперимент позволяет получить наиболее достоверные данные о структуре потока в компрессоре, его параметрах и характеристиках. Вместе с тем экспериментальный способ не лишен недостатков, главными из которых являются дороговизна, большая протяженность во времени и ограниченные возможности средств измерения.

Экспериментальное исследование рабочего процесса центробежного компрессора и получение его характеристик проводятся на специальных стендах. Одна из возможных схем организации стенда, реализованная в лаборатории лопаточных машин на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ, показана на рис. 2.1 [5]. Внешний вид установки для испытания центробежных микрокомпрессоров показан на рис. 2.2.

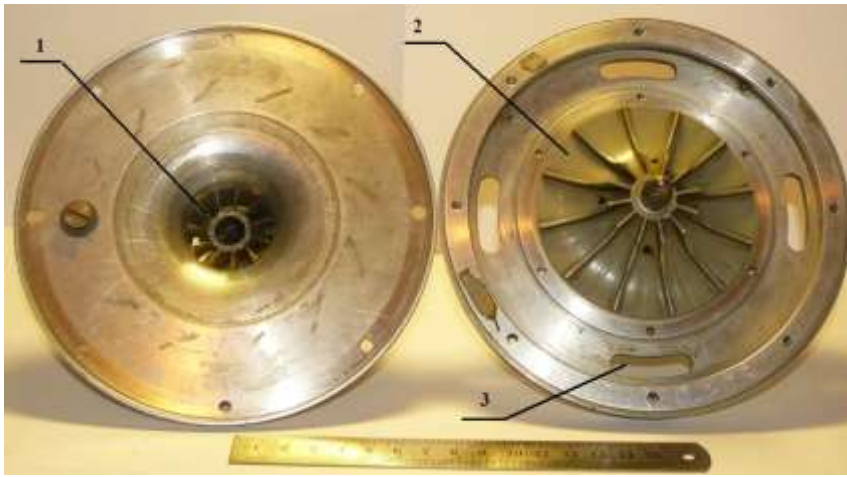
Устроен стенд следующим образом. В корпусе *1* на подшипниках располагается вал *3*, на правый конец которого насажено рабочее колесо *4* исследуемого компрессора. Его внешний вид показан на рис. 2.3. Чертеж РК исследуемого компрессора приведен на рис. 2.4 [6]. Число лопаток – *12шт*.

Компрессор вращается с помощью воздушной микротурбины *5*, рабочее колесо которой насажено на другой конец вала *3*.



2.1. *Рис. 2.1.* Принципиальная схема стенда для исследования рабочего процесса и получения экспериментальных характеристик центробежного микрокомпрессора [5]

Рис. 2.2. **Лабораторная установка для изучения рабочего процесса и снятия характеристик центробежного микрокомпрессора [5]**



1 – входной направляющий аппарат;

2 – рабочее колесо;

3 - выпускные окна.

Рис. 2.3. **Внешний вид исследуемого центробежного компрессора [5]**

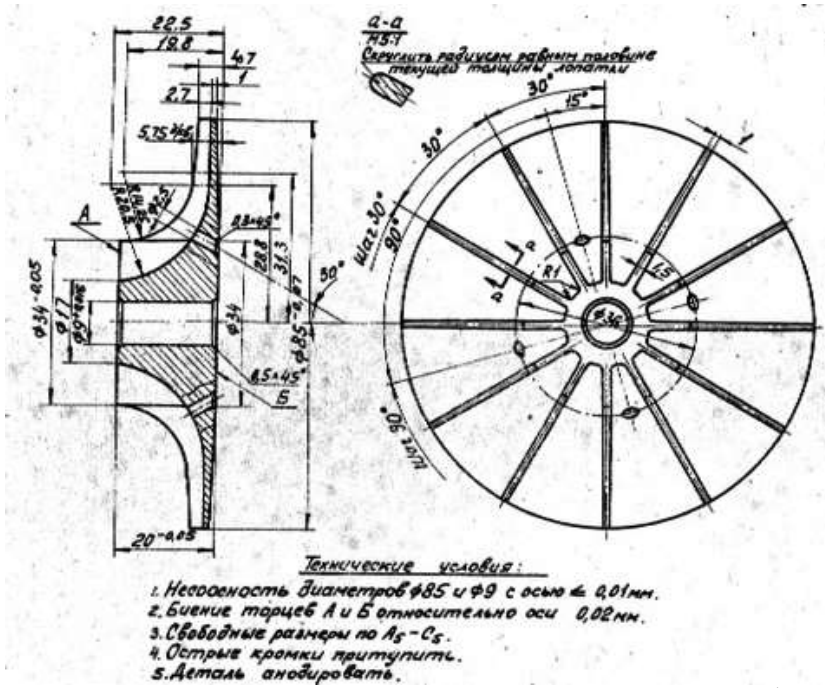


Рис. 2.4. Чертеж рабочего колеса исследуемого компрессора [6]

Турбина приводится в действие сжатым воздухом, который предварительно проходит через фильтр *9* и кран-регулятор *10*. Сжатый воздух расширяется в турбине до атмосферного давления $p_н$, совершает работу и передает ее через рабочие лопатки валу, заставляя вращаться РК компрессора.

Работает стенд следующим образом. Атмосферный воздух засасывается работающим компрессором. Прежде чем попасть на его вход, воздух проходит мерную трубу *6,* в которой установлено расходомерное устройство *7.* Для повышения точности замера расхода воздуха через компрессор G_B труба *6* имеет значительную протяженность, что способствует выравниванию эпюры скоростей перед расходомером *7.* На входе в РК установлен входной направляющий аппарат (ВНА) *8* (рис. 2.5), который сообщает потоку предварительную закрутку. На периферии ВНА

угол выхода потока составляет приблизительно *25°* (от фронта решетки), на втулке - *65°*.

Рис. 2.5. **Внешний вид входного направляющего аппарата**

Лопатки рабочего колеса *4* воздействуют на поток и совершают механическую работу, обеспечивая повышение статического давления и абсолютной скорости воздуха. После рабочего колеса *4*, воздух попадает в щелевой диффузор *11*, где происходит его торможение в абсолютном движении и преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления. В завершении сжатый воздух выбрасывается в атмосферу через регулируемые окна *12*. Их площадь может изменяться с помощью диска-дросселя *13*, который перемещается шаговым двигателем *14*. За счет этого регулируется расход воздуха через компрессор G_B. Дроссель оборудован датчиком обратной связи *15,* который сигнализирует о положениях диска *13*, соответствующих определенным площадям выпускных окон.

Характеристика микрокомпрессора снимается в виде напорных линий, при *n=const*. Поддержание заданной оператором частоты вращения *n* РК компрессора осуществляется автоматически системой управления стендом посредством изменения подачи питающего воздуха в микротурбину через кран-регулятор *10*.

2.2. Параметры, измеряемые в ходе эксперимента

В ходе проведения эксперимента на описанном стенде измеряются следующие параметры, необходимые для изучения рабочего процесса микрокомпрессора, расчета и построения его характеристик [5]:

– атмосферные давление p_H (кПа) и температура t_H (°С) в лабораторном помещении. При проведении эксперимента

считается, что давление и температура на входе в компрессор равны атмосферным;

- избыточное давление на выходе из компрессора $p_{КМ}$, кПа;
- частота вращения РК компрессора n, мин $^{-1}$.
- объёмный расход воздуха через компрессор $Q_В$, л/мин;
- полное избыточное давление на входе в приводную микротурбину $p^*_{ТМ}$, кПа.

Измерения производятся посредством первичных преобразователей. Они преобразуют измеряемые параметры в электрические сигналы, которые обрабатываются автоматизированной системой управления стенда и отображаются на мониторе компьютера в специальной программе (рис. 2.6). Расчет и построение характеристик микрокомпрессора по экспериментальным данным могут быть осуществлены автоматически. Результаты, полученные в ходе эксперимента, выводятся на печать.

Полное манометрическое (избыточное) давление на выходе из компрессора p_{KM} воспринимается чувствительным элементом *16* (рис. 2.1), преобразующим давление газа в электрический сигнал. Первичный преобразователь представляет собой резистор из платины (вольфрама). Под действием давления его сопротивление изменяется, что и регистрируется с помощью измерительного моста Уинстона и потенциометров.

Сигнал обрабатывается аналого-цифровым преобразователем, входящим в состав контроллера (рис. 2.1) автоматизированной системы управления стендом. Полученное числовое значение выводится с помощью программы отображения результатов на экране дисплея в виде стрелочного индикатора *3* (рис. 2.6).

Первичный преобразователь принимает давление через два отверстия в корпусе. Они расположены перпендикулярно направлению движения потока и фактически измеряют статическое давление на выходе из компрессора (рис. 2.7).

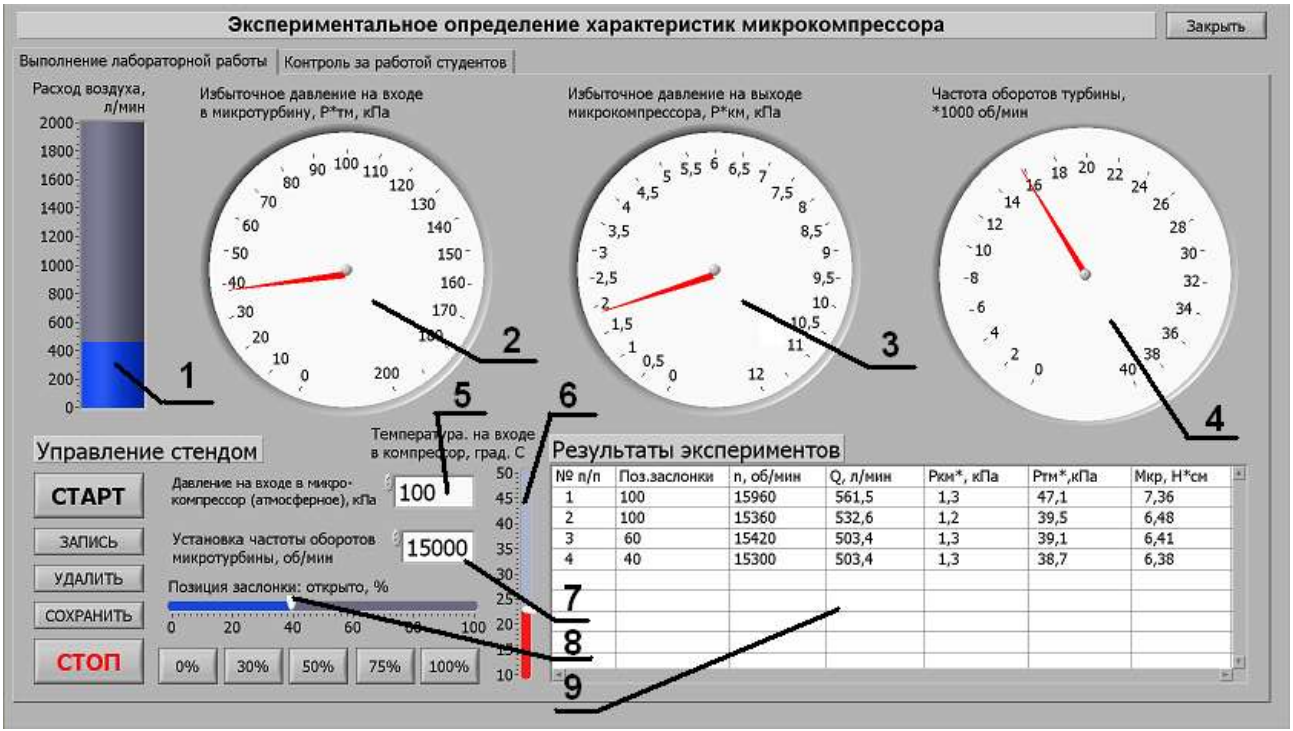
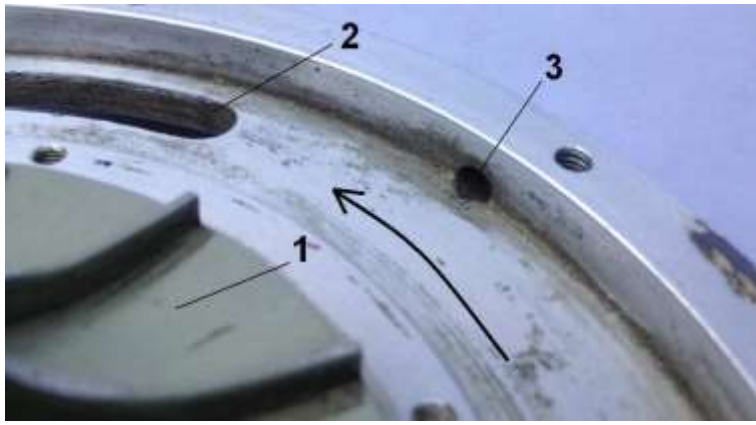


Рис. 2.6. Внешний вид окна программы управления стендом и отображения результатов [5]



1 – рабочее колесо; 2 – отверстие выхода потока; 3 – отверстие отбора давления для преобразователя; стрелкой указано примерное направление движение рабочего тела

Рис. 2.7. **Отбор давления на преобразователь давления**

Трубки отбора давления от двух отверстий соединяются друг с другом перед подключением к первичному преобразователю. То есть, он показывает осредненную величину давления.

При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление является избыточным. Для получения абсолютного давления значение $p^*_{км}$ необходимо увеличить на величину атмосферного давления:

$$p^*_к = p^*_{км} + p_н, \text{кПа}.$$

Абсолютное давление рабочего тела на входе в компрессор $p_в^*$ принимается равным атмосферному $p_Н$. Оно определяется с помощью электронного барометра и вводится вручную в поле *5* на экране дисплея (рис. 2.6) перед началом эксперимента. Однако следует помнить, что на входе в РК устанавливается ВНА, длинная труба и вихревой расходомер, который в проточной части имеет плохообтекаемое тело. По этой причине реальное полное давление на входе в компрессор будет меньше

атмосферного из-за гидравлических потерь в указанных элементах. Ориентировочная величина потерь полного давления составляет *3..7%.*

Зная давление на входе и выходе компрессора, легко определить ***степень повышения давления*** в нем и ***идеальную (изоэнтропическую) работу сжатия***:

$$\pi_к = {p_к}/{p_в^*};$$

$$L_{кS} = c_p T_н^* \left(\pi_к^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right), \frac{Дж}{кг},$$

где $c_p = \frac{k}{k-1} R = 1005\ Дж/кг \cdot K$ − теплоемкость воздуха;

k − показатель изоэнтропы воздуха $k=1,4$.

Полная температура воздуха на входе в компрессор $T^*_в$ равна температуре воздуха в лаборатории $t_Н$, поскольку не зависит от гидравлических потерь в проточной части входной системы стенда. Атмосферная температура определяется по комнатному термометру и вводится в управляющую программу ползунком *6* (рис. 2.6) перед началом эксперимента.

Частота вращения ротора компрессора измеряется бесконтактным способом с помощью фотоэлектрического датчика 2 (рис. 2.1). Испускаемый светодиодом луч отражается от блестящей половины алюминиевого диска и достигает фотодиода, формируя высокий уровень сигнала. В момент прохождения окрашенной половины диска луч не отражается и на фотодиоде формируется низкий уровень сигнала. Таким образом, за один оборот диска формируется один «гребень» сигнала и одна «впадина». Компьютер подсчитывает количество таких «гребней» или «впадин» за определенное время и вычисляет частоту вращения РК, которая выводится на индикатор *4* (рис. 2.6).

Объёмный расход воздуха через компрессор $Q_В$ измеряется косвенно вихревым расходомером *7* (рис. 2.1). Он представляет собой помещенное в поток плохообтекаемое тело в виде усеченной трапецеидальной призмы (рис. 2.8). При ее обтекании образуются вихри (дорожка Кармана), частота схода которых пропорциональна объемному расходу. Она фиксируется двумя пьезодатчиками, фиксирующими пульсации давления. Сигнал, полученный в расходомере, обрабатывается вторичной аппаратурой и выводится на индикатор *1* (рис. 2.6) программы. Значение расхода отображается также на жидкокристаллическом экране, помещенном непосредственно на расходомере.

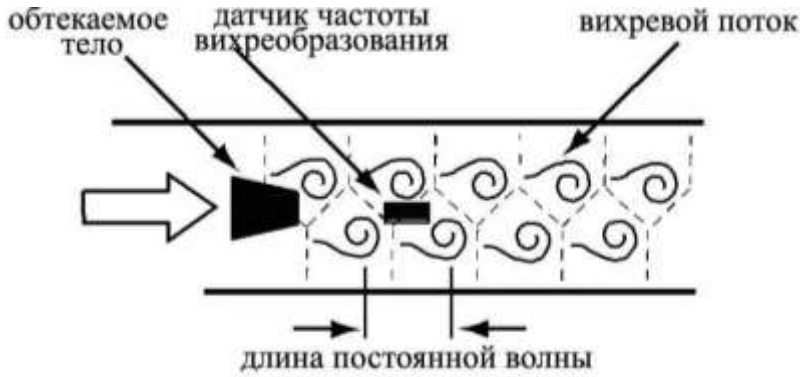


Рис. 2.8. Схема работы вихревого расходомера

Для построения характеристики микрокомпрессора необходимо знать массовый расход, поэтому полученное значение $Q_В$ необходимо умножить на плотность воздуха на входе в компрессор, вычислив ее предварительно по атмосферным параметрам в соответствии с формулой:

$$\rho_в = \frac{1000 р_н}{R Т_н}, \frac{кг}{м^3},$$

где R – универсальная газовая постоянная, *R=287 Дж/кг;*

$p_н$ - атмосферное давление в кПа.

Массовый расход равен:

$$G_в = Q_в \cdot \rho_в, \frac{кг}{с}.$$

Полное избыточное (манометрическое) давление перед турбиной $p^*_{ТМ}$ измеряется первичным преобразователем давления, преобразующим давление газа в электрический сигнал. Принцип его действия аналогичен преобразователю давления, установленному в компрессоре. Сигнал обрабатывается аналого-цифровым преобразователем, входящим в состав контроллера (рис. 2.1) автоматизированной системы управления стендом. Полученное числовое значение выводится в окне программы управления стендом в виде стрелочного индикатора 2 (рис. 2.6). При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление избыточное, и для получения его абсолютного значения необходимо к давлению $p^*_{тм}$ прибавить величину атмосферного давления:

$$p^*_Т = p^*_{Тм} + p_н, кПа.$$

Величина ***крутящего момента $M_{кр}$, затрачиваемого на вращение компрессора,*** определяется косвенно следующим образом. На установившемся режиме крутящий момент на валу турбины M_T равен сумме момента на валу компрессора $M_К$ и моменту на преодоление трения в подшипниковых опорах $M_{тр}$. Однако вследствие того, что момент трения $M_{тр}$ значительно меньше момента компрессора и турбины, можно принять, что $M_К = M_T$. Моментная характеристика турбины $М_Т = f(p^*_Т; n)$ определена заранее и представлена на рис. 2.9. По ней находится величина M_T на основании замеров полного давления на входе в турбину $p^*_Т$ и частоты вращения ротора n.

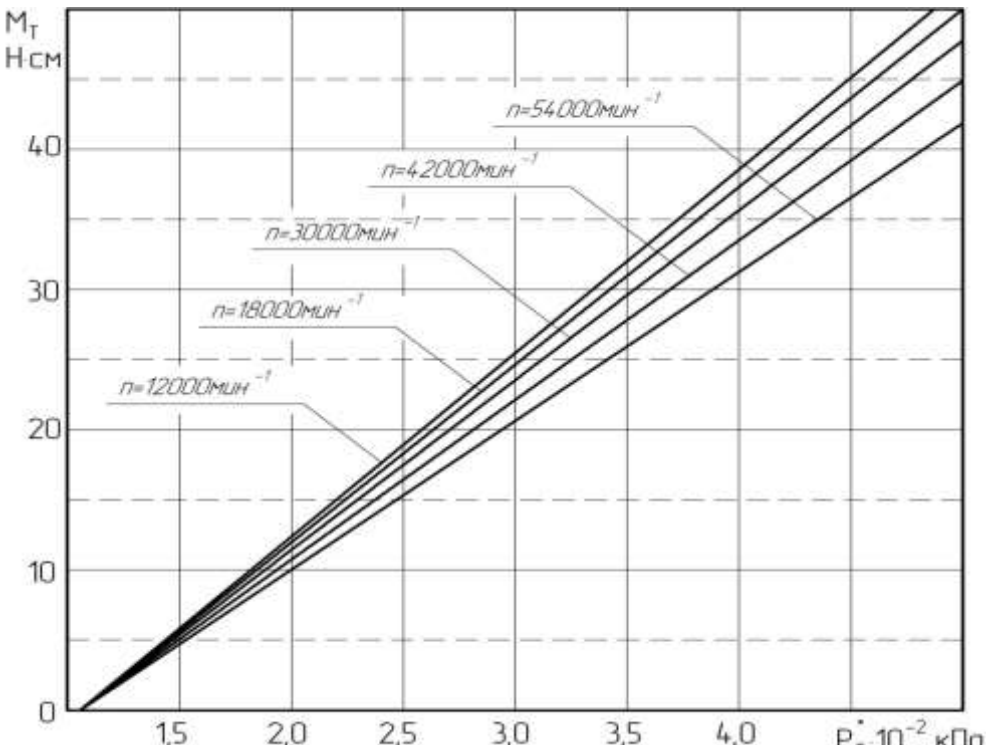


Рис. 2.9. Зависимость крутящего момента турбины M_T от давления на входе в турбину p_T^* и частоты вращения ротора *[5]*

При проведении эксперимента определение момента $M_{\text{Т}}$ происходит автоматически по сигналам от датчиков, измеряющих $p_{\text{Т}}^{*}$ и n, после чего значение $M_{\text{Т}}$ вносится в протокол испытаний в размерности *Н·см.*

По величине крутящего момента легко определить мощность, затраченную на вращение компрессора $N_{к}$, а по ней найти затраченный напор Н_z - механическую работу, совершаемую над каждым килограммом сжимаемого воздуха.

$$N_{\text{к}} = \text{М}_{\text{к}}\omega = \text{М}_{\text{к}}\frac{\pi n}{30}, \text{Вт};$$

$$\text{Н}_z = \frac{N_{\text{к}}}{G_{\text{в}}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

где ω - угловая скорость вращения ротора, рад/с;

n - частота вращения ротора, мин$^{-1}$.

Зная величины идеальной и действительной работы микрокомпрессора можно определить его КПД:

$$\eta_{\text{к}} = \frac{L_{\text{кs}}}{\text{Н}_z}.$$

По полученным данным могут быть получены напорные $\pi_{\text{к}}^{*} = f(G_{\text{в}})$ и КПД $\eta_{\text{к}} = f(G_{\text{в}})$ характеристики компрессора при фиксированных значениях частоты вращения n ротора.

2.3. Порядок экспериментального исследования рабочего процесса микрокомпрессора и определения его характеристик

Определение основных параметров исследуемого микрокомпрессора рекомендуется проводить в следующем порядке [5].

1. Перед началом эксперимента следует убедиться по манометру в наличии сжатого воздуха в пневмосети с давлением не ниже *200 кПа (2 кг/см^2)*.
2. Включить электропитание стенда, загрузить операционную систему компьютера и программу управления стендом на компьютере.
3. Определить атмосферное давление в помещении по электронному барометру и записать его показания в поле *5* (см. рис. 2.6) управляющей программы.
4. Определить комнатную температуру по лабораторному термометру и выставить ее значение ползунком *6* (см. рис. 2.6) управляющей программы.
5. Установить в окне *7* (см. рис. 2.6) значение частоты вращения рабочего колеса компрессора, при котором определяются характеристики. Частоту вращения рекомендуется выбирать кратной *2000 мин$^{-1}$*. По условиям прочности РК и подшипников компрессора не рекомендуется задавать частоту вращения более *30000 мин$^{-1}$*.
6. С помощью ползунка *8* (рис. 2.6) выставить значение величины площади открытых окон, соответствующее расходу в первой точке характеристики. На соответствующей шкале *100%* соответствует полностью открытым окнам (максимальный расход), а *0%* —полностью закрытым окнам и минимальному расходу воздуха. Рекомендуется начинать эксперимент с максимального расхода $G_в$ (*100%*), а затем его плавно уменьшать.
7. Нажатием кнопки «*СТАРТ*» начать эксперимент. При этом открывается кран-регулятор *10* (рис. 2.1) и запускается турбина. За ростом частоты вращения можно наблюдать по показаниям стрелки индикатора *4* (рис. 2.6). Когда частота вращения превысит заданное в поле *7* значение, система автоматически уменьшит краном *10* давление питающего воздуха, что снизит ее мощность и частота вращения станет меньше. Если же частота упала ниже заданной, то система увеличит уровень давления за краном-

регулятором *10*, повысив мощность турбины и увеличив ее частоту вращения. Необходимо подождать, пока система, пройдя колебательные процессы, выйдет на установившийся режим.

8. Убедившись, что стенд работает на установившемся режиме и значения измеряемых параметров изменяются незначительно, следует нажать кнопку «*ЗАПИСЬ*». При этом мгновенные значения всех индикаторов сохраняются в таблице *9* (рис. 2.6).
9. Установить ползунком *8* (рис. 2.4) новое значение величины площади открытых окон 12 (рис. 2.1). При этом произойдёт рассогласование сигналов ползунка *8* и датчика обратной связи *15* (см. рис. 2.1), который по-прежнему выдаёт сигнал, соответствующий «старому» положению диска-дросселя *13*. Пытаясь скомпенсировать данное рассогласование, система управления подаст сигнал на шаговый двигатель *14*, который будет перемещать диск-дроссель *13* до тех пор, пока сигнал с датчика обратной связи *15* не согласуется со значением, заданным ползунком *8* (рис. 2.6). Таким образом, величина площади окон примет заданное значение.
10. Так как при уменьшении площади окон *12* (рис. 2.1) расход воздуха через компрессор уменьшится, то уменьшится и мощность $N_к$, необходимая для привода компрессора. Вместе с тем, мощность, вырабатываемая в этот момент турбиной $N_т$, еще остается на прежнем уровне. Поэтому происходит кратковременный «заброс» частоты вращения. В этом случае система управления стендом уменьшит давление на входе в турбину, и частота вращения вала n после нескольких колебаний придет к прежнему значению. Убедившись в том, что процесс установился, следует нажать кнопку «*ЗАПИСЬ*».
11. Снять необходимое количество точек, повторяя пункт *10,* выставляя требуемую площадь окон *12* (рис. 2.1). Снятие характеристики рекомендуется проводить строго в одном

направлении, то есть, только уменьшая расход, чтобы исключить гистерезисные явления.

12. Закончив эксперимент, следует прекратить подачу воздуха в турбину, нажав кнопку «*СТОП*». Данные, полученные в ходе работы, необходимо оформить в виде протокола, нажав кнопку «*СОХРАНИТЬ*». После этого нужно распечатать несколько экземпляров протокола испытаний.
13. По окончании работы необходимо выключить компьютер и отключить питание стенда.

2.4. Методика обработки результатов измерения

На основании полученных при проведении эксперимента результатов проводится расчет основных параметров компрессора.

Учитывая учебный характер эксперимента, для упрощения обработки полученных результатов в приводимой ниже методике принимается ряд допущений. В частности, не учитываются потери в выходной системе, ВНА и при передаче мощности от турбины компрессору. Параметры потока считаются постоянными по сечению, утечки и втекания рабочего тела в проточной части не учитываются. Теплоемкость воздуха считается постоянной.

Все формулы методики были записаны с учетом размерностей получаемых величин, поэтому никаких дополнительных переводов величин из одной систему измерения в другую не требуется [5].

1. Вычисляется значение температуры потока на входе в компрессор в градусах Кельвина:

$$T_н = T_н^* = t_н + 273{,}15, К.$$

2. Определяются абсолютные значения полных давлений на выходе из компрессора и на входе в турбину:

$$p_к = p_{км} + p_н, кПа;$$

$$p_т^* = p_{тм}^* + p_н, кПа.$$

3. Рассчитывается плотность воздуха на входе в расходомерное устройство:

$$\rho_в = \frac{1000 \cdot p_н}{R T_н}, \frac{кг}{м^3},$$

где R – универсальная газовая постоянная, $R = 287 \frac{Дж}{кг \cdot К}$;

$p_н$ - атмосферное давление, кПа.

4. По значению плотности вычисляется величина массового расхода рабочего тела на входе в компрессор с учетом того, что объемный расход определен с помощью расходомера в л/мин:

$$G_в = \frac{Q_в \cdot \rho_в}{60000}, кг/с.$$

5. При необходимости проверки выданных компьютером значений момента вращения турбины M_T, он может быть найден с помощью графика на рис. 2.9 по величинам давления на входе в турбину $p_т^*$ и частоты вращения n.

6. Исходя из допущения равенства крутящих моментов турбины и компрессора, рассчитывается мощность, затрачиваемая на вращение компрессора, с учетом того, что момент измеряется в *Н·см:*

$$N_к = M_к \omega = M_к \frac{\pi n}{3000}, Вт.$$

7. Затраченный напор находится по формуле:

$$\mathrm{H}_z = \frac{N_\text{к}}{G_\text{в}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

8. Степень повышения давления в компрессоре равна:

$$\pi_\text{к} = \mathrm{p}_\text{к} / \mathrm{p}_\text{н}.$$

9. Изоэнтропическая работа микрокомпрессора определяется по соотношению:

$$L_{\text{к}s} = c_p \mathrm{T}^*_\text{н} \left(\pi_\text{к}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

где $c_p = \dfrac{k}{k-1} R = 1005$ *Дж/кг·К* – теплоемкость воздуха;

k – показатель изоэнтропы воздуха $k=1,4$.

10. Находится КПД микрокомпрессора по формуле:

$$\eta_\text{к} = \frac{L_{\text{к}s}}{\mathrm{H}_z}.$$

По полученным результатам строятся напорная и КПД - характеристики $\pi^*_\text{к} = f(G_\text{в})$ и $\eta_\text{к} = f(G_\text{в})$ микрокомпрессора при заданной частоте вращения вала *n=const*. При построении точек и линий этих зависимостей на едином графическом поле их следует разделять цветом, типом линии или другими способами. Пример построения напорной линии приведен в Приложении 1.

3. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

В данном разделе приводится подробная пошаговая технология проведения численного моделирования в программном комплексе *Ansys CFX* рабочего процесса в ступени модельного центробежного компрессора, описанного в разделе 2.1.

3.1. Стратегия численного моделирования

Для исследования рабочего процесса в ступени модельного центробежного компрессора будет использована расчетная модель, состоящая из двух элементов – доменов (рис. 3.1): рабочего колеса и выходной области. Домен РК будет рассчитываться в подвижной системе координат (СК), вращающейся с частотой вращения ротора. Выходная область рассматривается в стационарной СК. Данные о параметрах потока из первой расчетной области во вторую передаются с помощью интерфейса *Stage*. При таком подходе на выходной границе первого по ходу течения домена формируется осредненное в окружном направлении поле параметров потока. Оно используется в качестве входного граничного условия на входе в область, расположенную ниже по течению.

Геометрия лопаток РК будет создана в программе *BladeGen* по имеющемуся чертежу (рис. 2.4). Затем информация о форме рабочих лопаток будет передана в программу *TurboGrid*, где в автоматическом режиме сформируется геометрия расчетной об-

ласти РК и гексаэдральная структурная сетка конечных элементов для нее. При создании расчетной области РК будет учитываться наличие радиального зазора величиной *0,3 мм* над верхним торцом лопатки. Для сокращения числа конечных элементов и потребных ресурсов домен РК будет состоять только из одного межлопаточного канала с периодическим граничным условием на боковых границах.

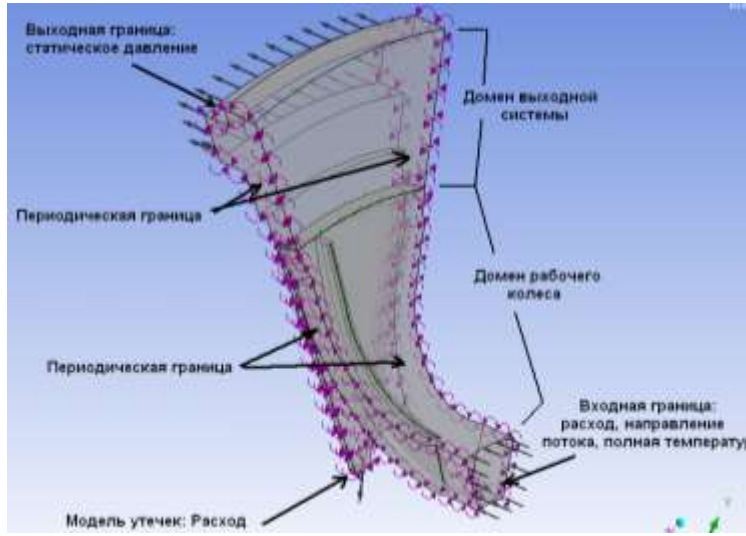


Рис. 3.1. **Расчетная модель центробежного компрессора**

Расчетная область, соответствующая выходной системе компрессора, будет сформирована в программе *Design Modeler* и разбита структурной сеткой конечных элементов в программе *Ansys Meshing.* При создании расчетной модели выходной области для упрощения вместо фигурного отверстия (рис. 2.3) будет смоделирована кольцевая щель. Кроме того, в данной расчетной области будет выполнена полость, расположенная между диском РК и корпусом, что позволит в расчете учесть потери дискового трения и смоделировать утечку рабочего тела. Для сокращения числа конечных элементов и потребных ресурсов компьютера расчетная область выходной системы компрессора будет выполнена в виде сектора *1/12* (совпадает с

периодичностью области РК) окружности с периодическим граничным условием на боковых границах.

В качестве рабочего тела в расчете будет использоваться идеальный газ со свойствами сухого воздуха. При этом будет учитываться, что его теплоёмкость и динамическая вязкость меняются в зависимости температуры.

В качестве граничных условий на входе в расчётную область будут задаваться величина расхода рабочего тела G, принятая по результатам эксперимента, полная температура поступающего воздуха T^* равная атмосферной и направляющие косинусы угла входа потока α. Их значения принимаются по величинам выходных лопаточных углов ВНА. На выходной границе задается статическое давление p, величина которого принимается по экспериментальным данным.

Внешний вид расчетной модели рабочего процесса исследуемого компрессора с нанесенными граничными условиями приведен на рис. 3.1.

Ниже приводится технология проведения численного моделирования рабочего процесса в ступени модельного центробежного компрессора в программном комплексе *Ansys CFX* с использованием программной оболочки *Workbench 14.5.*

3.2. Подготовительные операции

Шаг 1. Запуск программы Ansys Workbench

Программная оболочка *Workbench* запускается из меню «*Пуск*» ОС «*Windows*»:

Пуск → Программы → Ansys 14.5 → Workbench 14.5,

либо нажатием на соответствующий ярлык на рабочем столе (если он имеется, по умолчанию его нет). После этого появится рабочее окно программы, которое показано на рис. 3.2.

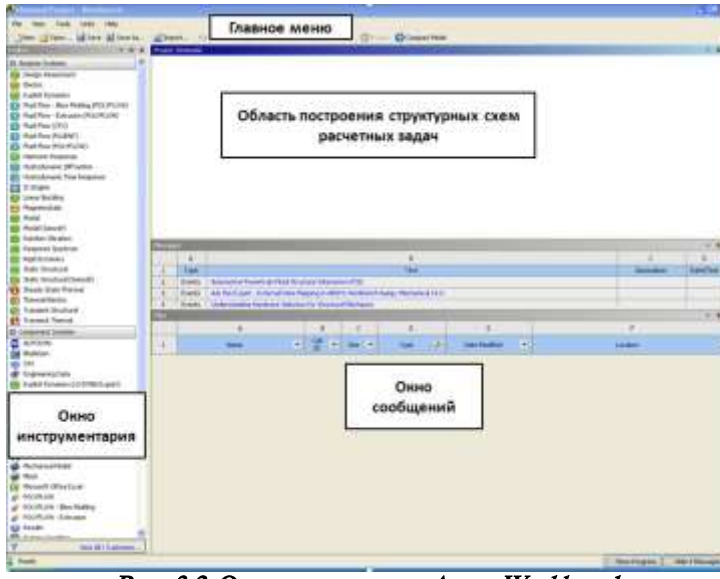
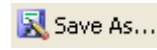


Рис. 3.2. Окно программы *Ansys Workbench*

Шаг 2. Присвоение имени новому проекту (модели)

Для задания имени нового проекта необходимо щелкнуть ЛКМ на кнопке *Save As* 

в главном меню *Ansys Workbench* и в появившемся меню указать желаемое расположения проекта на диске компьютера и его имя, например, *compressor* (рис. 3.3). После выполнения описанных выше манипуляций, в указанном месте, будет создан управляющий файл с расширением **.wbpj* и папка с тем же именем, куда будут записываться файлы, содержащие информацию об элементах проекта.

Важно помнить, что при необходимости перенести модель на другой компьютер следует копировать туда файл с расширением **.wbpj* и одноименную папку.

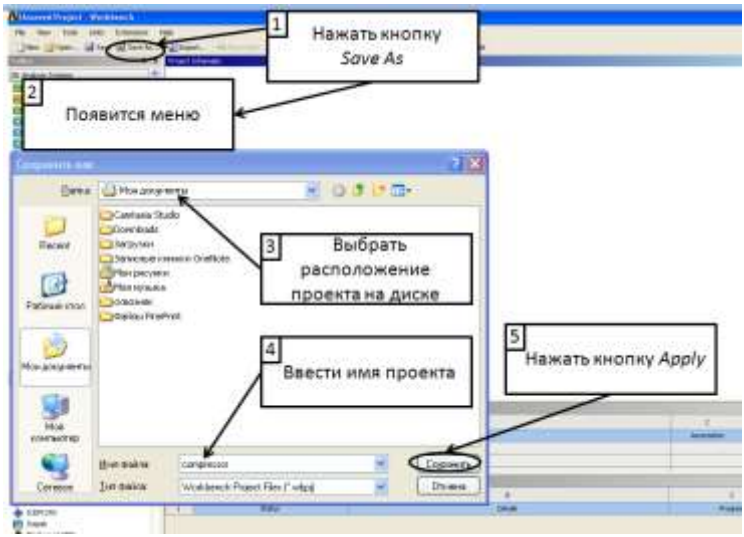


Рис. 3.3. Присвоение имени новому проекту

3.3. Описание геометрии рабочей лопатки в программе *BladeGen*

Шаг 3. Подключение программы BladeGen к решению текущего проекта

Как видно из рис. 2.4, РК исследуемого компрессора имеет относительно простую форму, и может быть легко описано средствами программы *BladeGen,* входящей в состав *Ansys Workbench.*

Для подключения программы *BladeGen* к решению текущего проекта необходимо добавить соответствующий значок в область построения структурных схем *Ansys Workbench.* Для этого его необходимо найти в окне инструментария (рис. 3.2 и 3.4), нажать на данном пункте ЛКМ и, не отпуская кнопки мыши, перетащить элемент в один из зеленых прямоугольников, который появится в области построения структурных схем. Как только курсор достигнет одного из прямоугольников, его граница станет красной. Если в этом момент отпустить ЛКМ в данном прямоугольнике появится блок выбранной программы *BladeGen.*

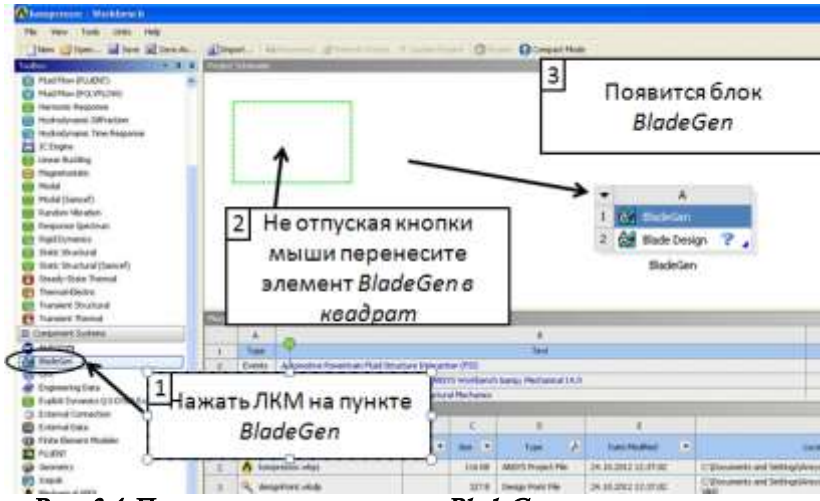


Рис. 3.4. Подключение программы *BladeGen* к решению текущего проекта

Шаг 4. Запуск программы BladeGen

Для запуска программы необходимо дважды щелкнуть ЛКМ на меню *Blade Design* в блоке *BladeGen* в области построения структурных схем *Ansys Workbench* (рис. 3.5). В результате появится окно программы (рис. 3.6).

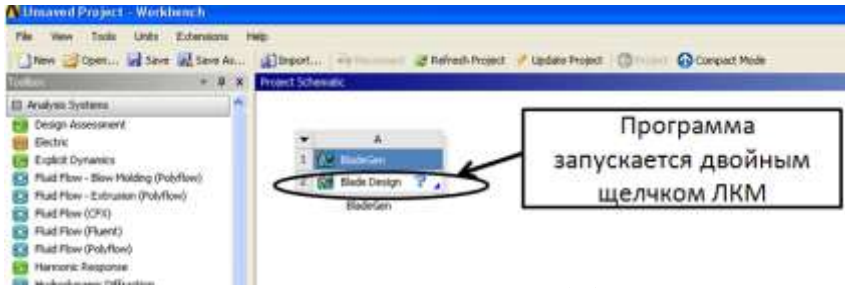


Рис. 3.5. Запуск программы *BladeGen*

Шаг 5. Запуск шаблона построения геометрии турбомашины в BladeGen

Для профилирования рабочего колеса ЦБК в этом окне необходимо нажать кнопку New (создание нового проекта). В

результате появится меню, в котором необходимо указать тип турбомашины, лопатки которой пользователь хочет спрофилировать. Для создания РК ЦБК следует выбрать пункт *Radial Impeller* (рис. 3.7).

Рис. 3.6. **Окно программы *BladeGen***

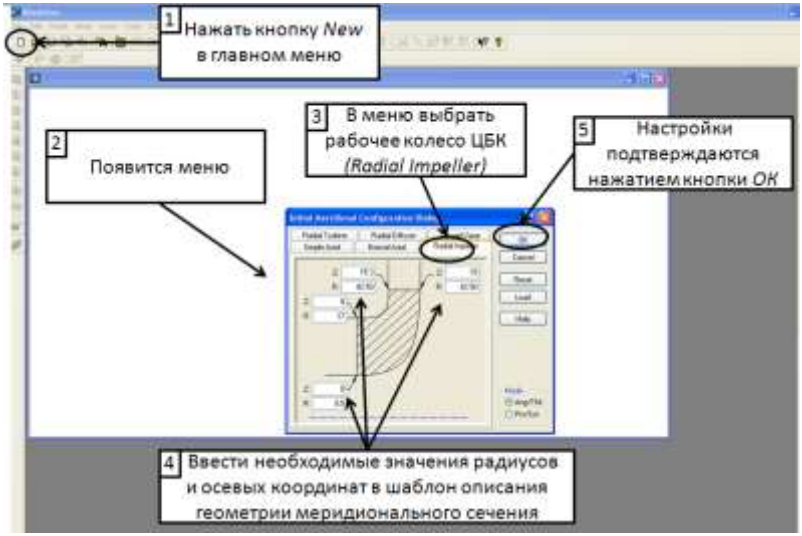


Рис. 3.7. **Выбор типа лопаточной машины и ввод координат входной и выходной границ в меридиональном сечении**

В открывшемся окне необходимо ввести координаты входной и выходной кромок проектируемой лопатки в меридиональном

сечении. Координаты границ моделируемого компрессора приведены на рис. 3.8.

Важно помнить, что при вводе цифровых значений в *BladeGen,* что разделителем целой и дробной части числа должна быть обязательно точка.

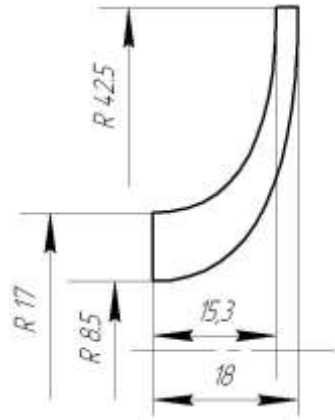


Рис. 3.8. **Схема с основными размерами меридионального сечения проточной части**

Шаг 6. Выбор числа лопаток лопаточного венца

После подтверждения данных, введенных на предыдущем шаге (рис. 3.7) нажатием кнопки *OK,* появится шаблон, в котором задается число лопаток в венце, их толщина и угловая протяженность в тангенциальном направлении. Всю информацию, кроме числа лопаток, можно игнорировать, она будет отредактирована позднее. В этом шаблоне в поле *# Blades* следует ввести число лопаток РК (в моделируемом компрессоре их *12*) (рис. 3.9).

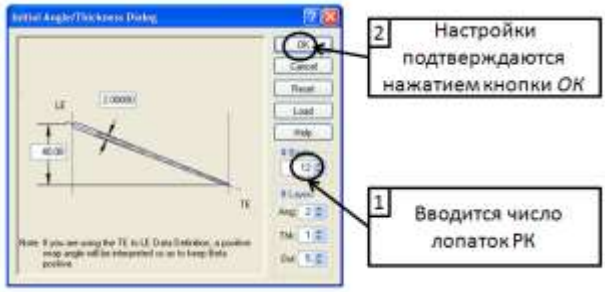


Рис. 3.9. **Указание числа лопаток**

В результате описанных выше действий появится окно, приведенное на рис. 3.10.

Шаг 7. Коррекция входной границы расчетной области

В программе *BladeGen* описывается не только геометрия лопатки, но и границы расчетной области, которая будет создана при численном моделировании процессов газовой динамики в рассматриваемой турбомашине.

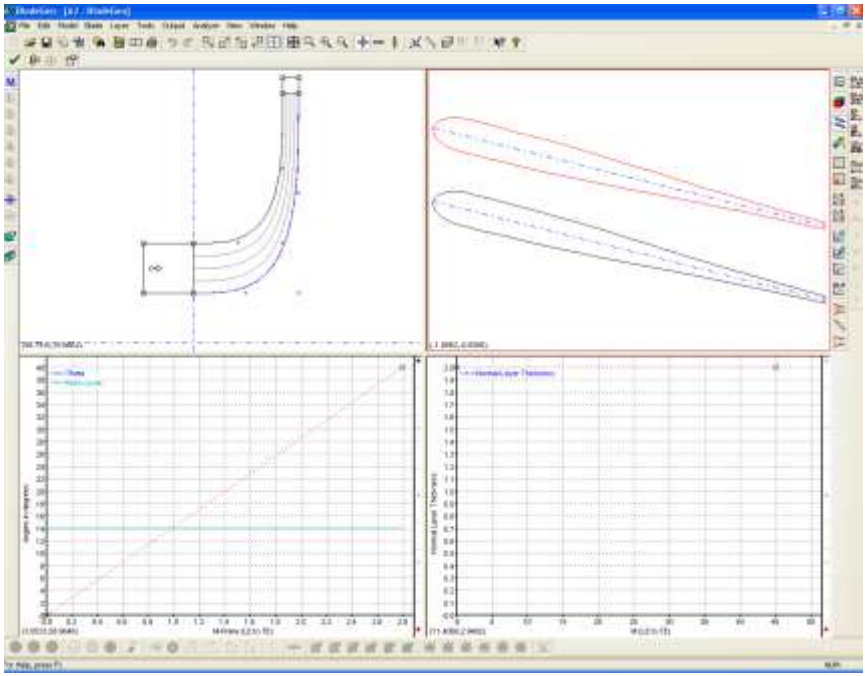


Рис. 3.10. **Результаты заполнения шаблона на рис. 3.9**

Для создаваемой модели РК ЦБК входную границу необходимо отодвинуть от входных кромок лопатки на *8.5 мм*. Для этого следует щелкнуть ЛКМ на одной из точек входной области (например, верхней), и в появившемся меню, в поле *Horizontal*, внести требуемую осевую (горизонтальную) координату (*-8.5)*. Сделанная настройка подтверждается нажатием кнопки *OK*. Аналогичные настройки необходимо сделать и для других точек входной границы (рис. 3.11).

Шаг 8. Коррекция выходной границы расчетной области

Выходную границу расчетной области РК также следует скорректировать относительно принятого в автоматическом ре-

жиме значения и разместить на радиусе *45мм*. Следует помнить, что именно по этой границе будет проводиться стыковка с доменом выходной системы и размеры двух областей должны совпадать.

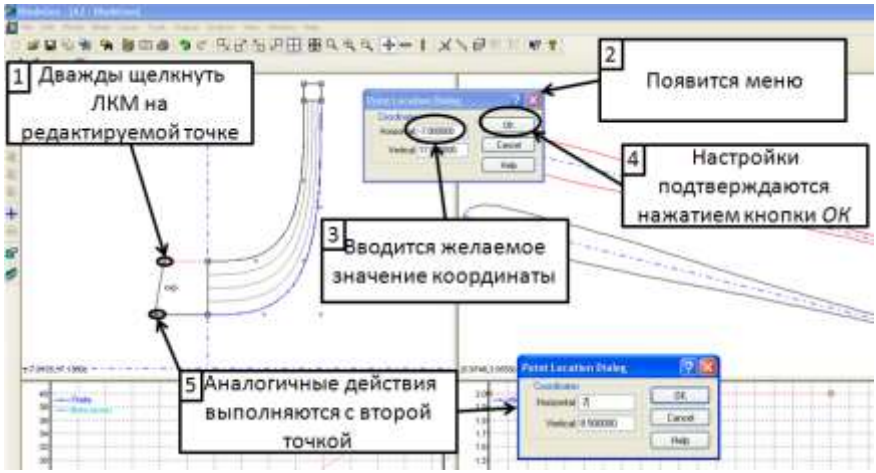


Рис. 3.11. Коррекция входной границы

Коррекция координат выходной границы проводится в той же последовательности, что и входной (рис. 3.12).

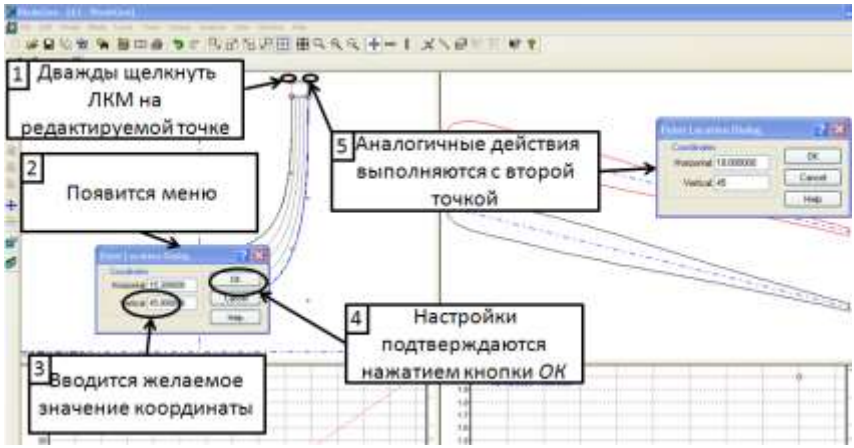


Рис. 3.12. Коррекция выходной границы

Шаг 9. Коррекция формы меридиональных обводов

На данном этапе размеры входной и выходной кромки лопатки полностью заданы и соответствуют чертежным размерам исследуемого компрессора. Однако форма меридионального обвода сформирована автоматически средствами *BladeGen* и не отражает реальности. Для того чтобы скорректировать втулочный и периферийный обводы РК в соответствии с рабочим чертежом необходимо выполнить следующие действия:

- выделить (выбрать) щелчком ЛКМ тот обвод, например, периферийный, который пользователь собирается редактировать (рис. 3.13);
- щелкнуть ПКМ на том же обводе (рис. 3.13);
- в появившемся меню выбрать пункт *Convert Points to...* (рис. 3.13)*;*

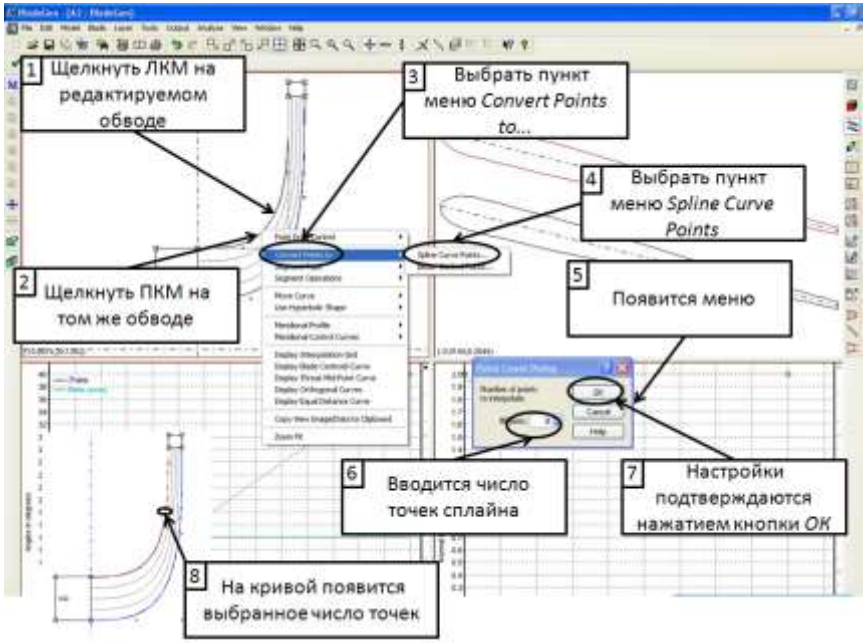


Рис. 3.13. **Указание числа точек сплайна на периферийном обводе**

- в следующем меню выбрать пункт *Spline Curve Points* (рис. 3.13). С помощью данной команды линия, описывающая обвод, будет преобразована в сплайн;

– в появившемся диалоговом окне следует указать число точек, по которым будет строиться сплайн (рис. 3.13). Для описания обводов моделируемого компрессора целесообразно принять *8* точек;
– приятные настройки подтверждаются нажатием кнопки OK. В результате выполнения данной настройки выбранная линия поменяет вид, и на ней появятся *8* точек, включая концевые (рис. 3.13);
– для корректировки координат точек в соответствии с чертежом следует щелкнуть ЛКМ на первой после входной кромки точке, и в появившемся меню ввести верные значения, приведенные в табл. 3.1 (рис. 3.14). Сделанные настройки подтверждаются нажатием кнопки *OK*;

Таблица 3.1

Координаты точек меридиональных обводов рабочего колеса

Периферийный обвод			Втулочный обвод		
№ точки	Горизонтальная координата	Вертикальная координата	№ точки	Горизонтальная координата	Вертикальная координата
1	*0*	*17*	*9*	*0*	*8.5*
2	*4.77717*	*17.7109*	*10*	*5.93696*	*10.1123*
3	*9.38*	*20.34*	*11*	*12.85*	*15.26*
4	*12.0561*	*23.7473*	*12*	*14.7679*	*18.3209*
5	*14.25*	*28.8*	*13*	*16.843*	*24.1148*
6	*14.56*	*32.8504*	*14*	*18*	*31.3*
7	*14.93*	*37.6726*	*15*	*18*	*36.3415*
8	*15.3*	*42.5*	*16*	*18*	*42.5*

– подобным образом следует поступить с остальными точками обвода;
– аналогичные настройки выполняются для второго обвода.

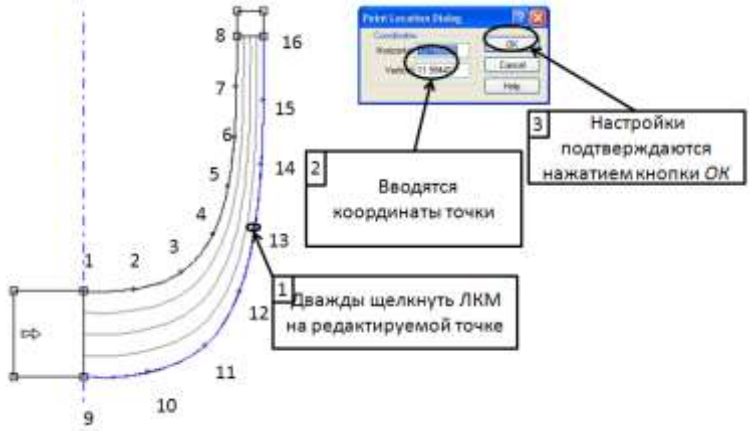


Рис. 3.14. **Редактирование координат точек лежащих на меридиональных обводах**

Шаг 10. Выбор редактируемых сечений

При автоматическом построении лопатки по данным шаблона, программа *BladeGen* принимает значения лопаточных углов произвольным образом. Поэтому на следующем этапе необходимо привести их к требуемым значениям. При этом следует помнить о том, что углы потока во входном сечении обычно различны в разных сечениях по высоте лопатки.

Важно. В программе *BladeGen* величины лопаточных углов задаются от оси лопаточной машины.

Программа *BladeGen* по умолчанию строит геометрию лопатки по пяти сечениям по высоте. Однако модель можно настроить таким образом, чтобы форма лопатки задавалась только по двум (либо по другому произвольному числу) сечениям.

Поскольку РК ЦБК, расчетная модель которого строится, имеет простую форму с незакрученными лопатками постоянного по высоте сечения, то для их описания будет достаточно задать геометрию лопатки в одном сечении.

Указание числа сечений лопатки, которые пользователь будет редактировать, производится с помощью меню *Layer Control*. Для этого следует нажать кнопку *Layer Control* в главном меню (рис. 3.15).

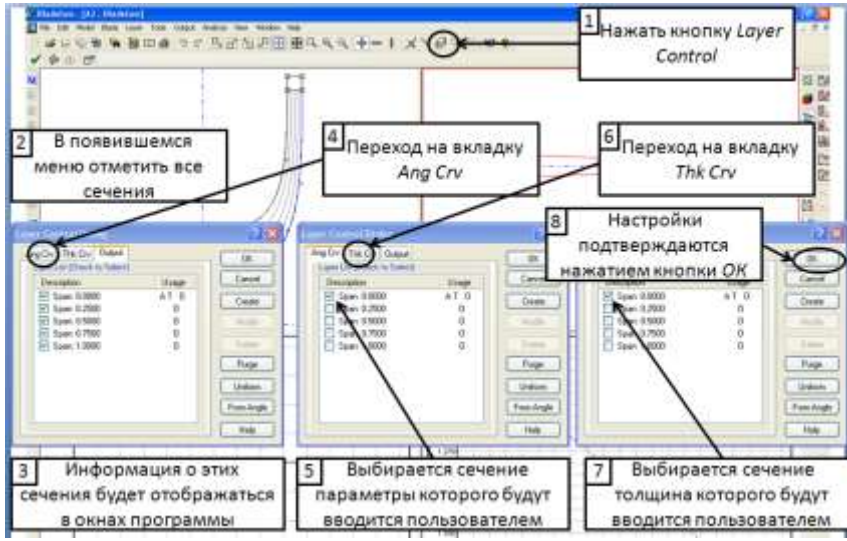


Рис. 3.15. **Настройки меню *Layer Control***

В появившемся меню следует перейти на вкладку *Ang. Crv*. В ней производится выбор сечений, для которых значения лопаточных углов будут редактироваться. Сечения, данные которых пользователь хочет редактировать сам, следует отметить галочкой. Обычно это втулочное (*span 0.0*) и/или периферийное (*span 1.0)* сечения. В рассматриваемом примере достаточно выбрать одно из них. Величины лопаточных углов в неотмеченных сечениях будут рассчитаны автоматически. Затем следует перейти на вкладку *Thk. Crv*. В ней осуществляется выбор сечений, толщину которых желает редактировать пользователь. В этой вкладке выбирается тоже сечение, что было отмечено в предыдущей вкладке. Во вкладке *Output* производится выбор сечений, информация о которых будет отображаться в окне программы. Здесь

обычно выбираются все сечения. Сделанные настройки подтверждаются нажатием кнопки «*OK*» (рис. 3.15).

Обратите внимание на то, что номера сечений зашифрованы в вертикальной шкале, находящейся в правой части окна *Blade Angles* в виде точек. Крупные точки соответствуют сечениям, которые пользователь может редактировать вручную. Малые точки принадлежат тем сечениям, параметры которых рассчитываются в автоматическом режиме и не могут быть отредактированы. Выбранное в текущий момент времени сечение выделяется красным цветом. Нижние точки соответствуют втулочным сечениям, верхние – периферийным (рис. 3.16).

Рис. 3.16. **Выбор редактируемого сечения**

Для выбора редактируемого сечения на точке, которая ему соответствует, следует щелкнуть ЛКМ. Цвет точки изменится на красный.

Выбрать и просмотреть график изменения параметров можно для любого сечения, однако провести редактирования параметров можно только в сечениях обозначенных крупными точками.

Шаг 11. Задание величин лопаточных углов РК на входе и выходе

Редактирование величин лопаточных углов проводится с помощью графика *Blade Angles,* расположенного в левом нижнем углу окна программы. Для редактирования значения лопаточного угла необходимо щелкнуть ПКМ на поле графика *Blade Angles* и затем в появившемся меню выбрать команду *Adjust Blade Angle* (рис. 3.17). В результате появится меню *Blade Angle Dialog.*

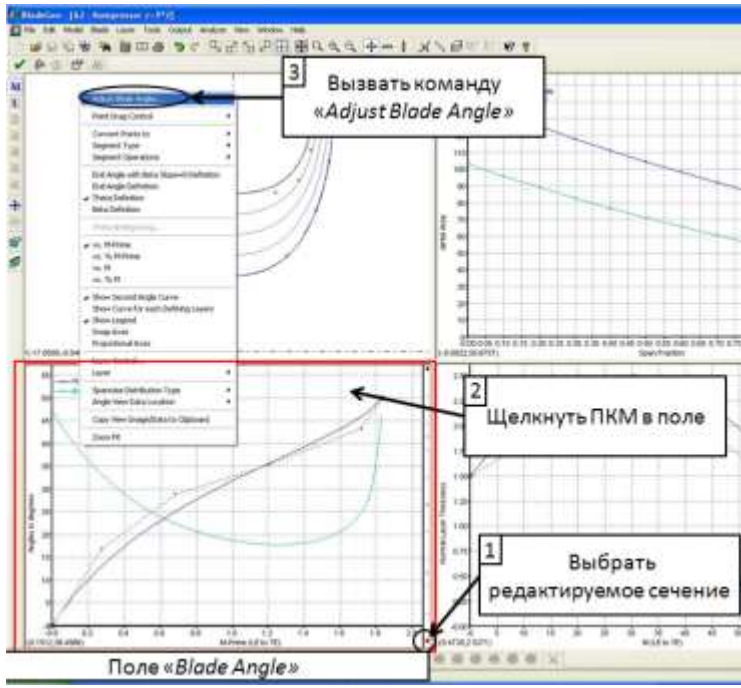


Рис. 3.17. **Вызов меню редактирования лопаточных углов**

В этом меню в закладке *Leading Edge* следует ввести параметры входной кромки: лопаточный угол и ее угловое положение.

Угловое положение входной кромки (обычно *0*) вводится в поле *Theta*. В поле *Tang Beta* вводится значение входного конструктивного угла лопатки в рассматриваемом сечении (*90°*), измеренный от фронта решетки (что характерно для российской практики) (рис. 3.18).

Затем подобные настройки необходимо сделать для выходной кромки, для чего следует перейти на вкладку *Trailing Edge.* В появившемся меню следует также ввести угловое положение выходной кромки (в поле *Theta).* Для моделируемого компрессора данная величина должна быть принята равной нулю, поскольку как видно из рис. 2.3 угловая координата входной и выходной кромки лопаток не отличаются. В поле *Tang Beta* вводится зна-

чение выходного конструктивного угла на выходе РК (*90°*). Принятые настройки подтверждаются нажатием кнопки «*OK*» (рис. 3.18).

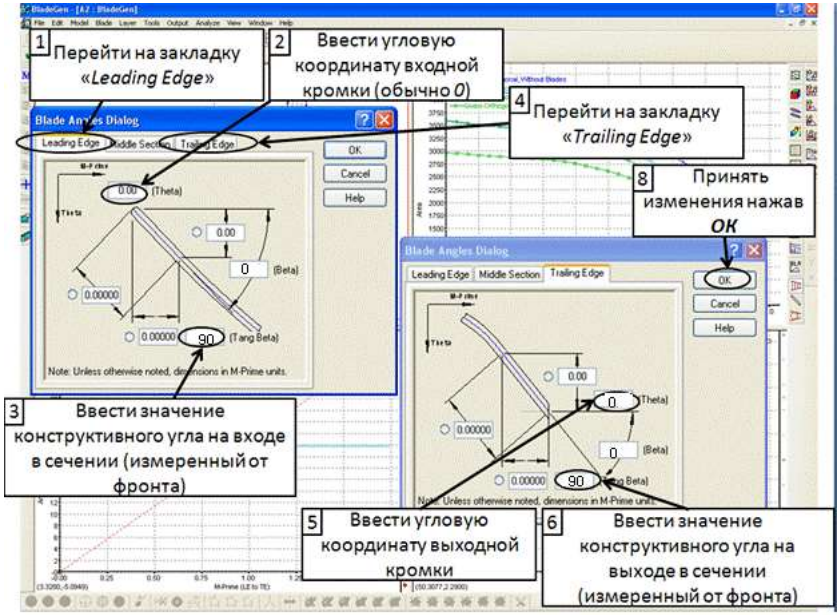


Рис. 3.18. **Ввод значений входного и выходного конструктивных в контрольном сечении**

Шаг 12. Коррекция распределения изменения лопаточного угла вдоль проточной части

После выполнения предыдущей команды в поле графика *Blade Angles* появится зависимость изменения лопаточного угла *Beta* и угловой координаты *Theta* вдоль хорды лопатки (рис. 3.19).

Как видно из рис. 2.3, лопатка моделируемого РК имеет на всем протяжении вдоль хорды один и тот же лопаточный угол *90 °*. В тоже время, из рис. 3.19 видно, что после выполнения предыдущей команды имеет место некое сложное распределение лопаточного угла (*Beta*) вдоль хорды. Поэтому на следующем этапе необходимо скорректировать распределение лопаточного

угла в соответствии с реальностью. Для этого следует выполнить следующие действия:

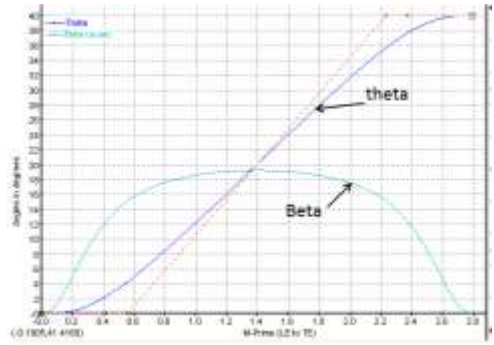


Рис. 3.19. Результат выполнения шага *11*

- щелкнуть ПКМ поле графика *Blade Angles*;
- в появившемся меню выбрать пункт *Beta Definition* (рис. 3.20). Так программе указывается, что пользователь собирается редактировать именно график *Beta* (рис. 3.19)*;*

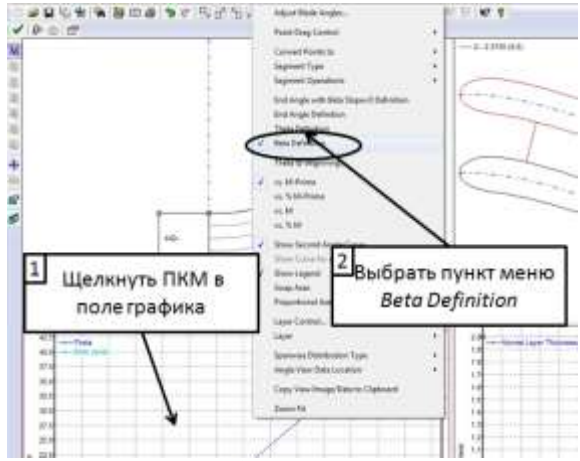


Рис. 3.20. Выбор графика *Beta* для редактирования

- щелкнуть ПКМ поле графика *Blade Angles*;
- в появившемся меню выбрать пункт *Convert Points to...* (рис. 3.21)*;*
- в следующем меню нужно выбрать *Spline Curve Points* (рис. 3.21). С помощью данной команды линия, описывающая обвод будет преобразована в сплайн;

– в появившемся диалоговом следует указать число точек, по которым будет строиться сплайн (рис. 3.20). Поскольку моделируемое РК имеет простую незакрученную форму, то для описания изменения лопаточного угла будет достаточно двух точек. В этом случае величина угла *Beta* будет изменяться линейно от входа к выходу.

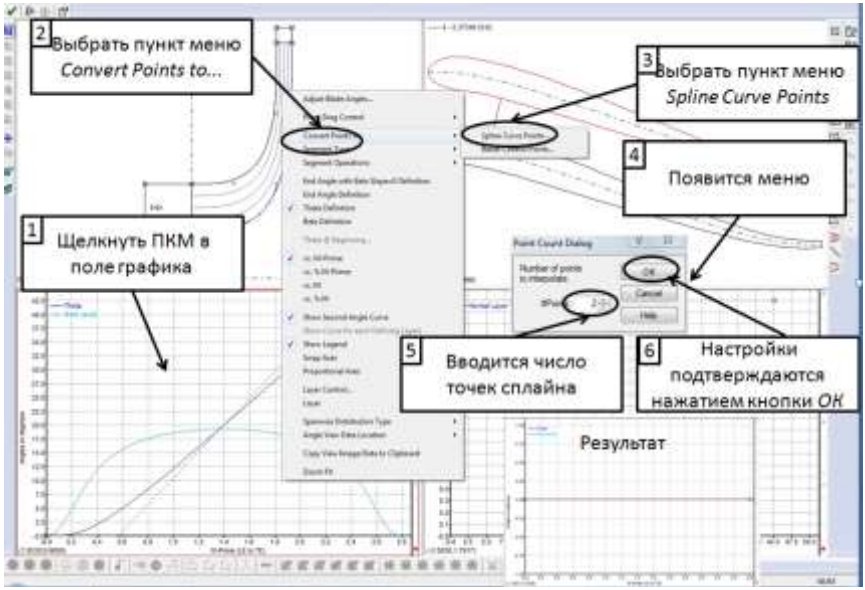


Рис. 3.21. **Коррекция распределения изменения лопаточного угла вдоль хорды лопатки**

Шаг 13. Задание толщины лопатки РК

В результате введенных данных программа *BladeGen* автоматически построила РК с лопатками постоянной толщины, как по длине, так и по радиусу лопатку. Толщина лопатки соответствует величине заданной в шаблоне на рис. 3.9.

Как видно из чертежа, приведенного на рис. 2.4, рабочая лопатка рабочая лопатка у входной кромки имеет толщину *1,5мм*, а у выходной *1.* Для того чтобы учесть это при построении расчетной модели, следует воспользоваться графиком изменения толщины лопатки по длине проточной части, который находится

в окне *Thickness* в правом нижнем углу окне программы. Редактирование толщины лопатки осуществляется за счет изменениям положения полученных контрольных точек на упомянутом выше графике. Переместить точку можно вручную, выделив ее однократным щелчком ЛКМ и затем передвинув, не отпуская кнопки мыши, либо задав значение толщины с клавиатуры.

Для того чтобы ввести точное значение толщины лопатки в контрольной точке, соответствующей входной кромке (левой точке графика), и тем самым уточнить ее положение, необходимо дважды щелкнуть ЛКМ на ней. В результате появится диалоговое окно, в котором в поле *Thickness* вводится желаемое значение толщины (*1,5 мм*) (рис. 3.22). Аналогичным образом следует указать толщину лопатки вблизи выходной кромки равной *1мм.*

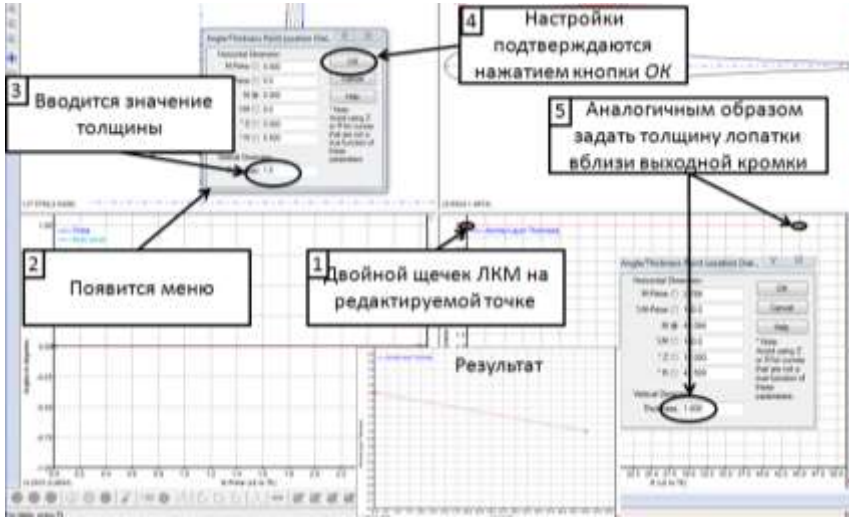


Рис. 3.22. **Коррекция толщины лопатки**

На данном этапе геометрия рабочей лопатки полностью описана, и пользователь может увидеть внешний вид полученного РК. Для этого необходимо нажать кнопку *3D View* в верти-

кальном меню, расположенном в правом верхнем углу (рис. 3.23).

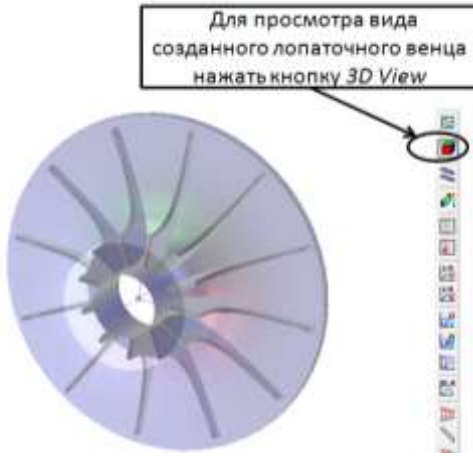


Рис. 3.23. **Просмотр геометрии полученного лопаточного венца**

Шаг 14. Выбор единиц измерения, в которых была создана геометрия лопаточного венца

На этом процесс создания геометрии РК ЦБК средствами *BladeGen* в целом завершен. Однако, прежде чем сохранить результат и закрыть программу, необходимо указать единицы измерения линейных размеров, в которых была создана модель. Это необходимо для корректной передачи созданной геометрии в программу *TurboGrid*, где будет производиться построение сетки конечных элементов.

Задание размерности происходит в меню *Model Properties*, которое вызывается нажатием кнопки в верхнем меню.

В появившемся диалоговом окне в поле *Component Type* необходимо указать тип создаваемой турбомашины (*Compressor*), в поле *Configuration Type* – тип турбомашины в соответствии с направлением движения рабочего тела (*Radial*), а в поле *Model Units* – единицы измерения в которых была построена геометрия (рис. 3.24) (*MM* – миллиметры).

Теперь можно сохранить модель, нажав кнопку *Save* и закрыть программу *BladeGen*.

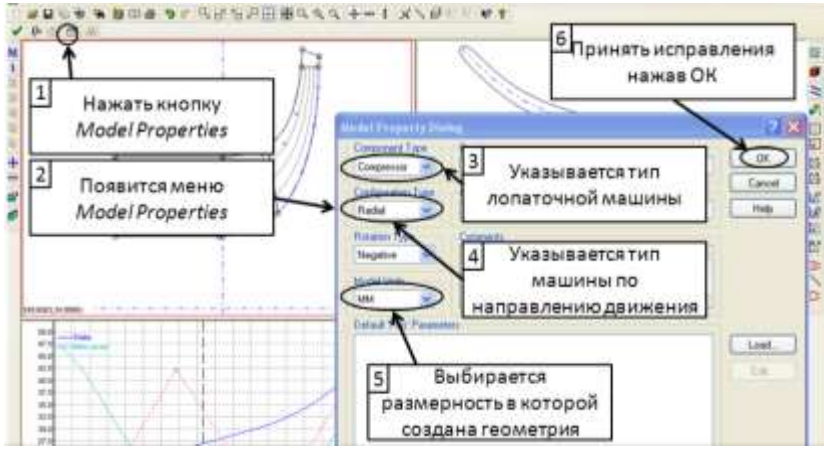


Рис. 3.24. **Указание единиц измерения, в котором создавалась модель**

3.4. Построение расчетной модели рабочего колеса и разбиение ее сеткой конечных элементов

Шаг 15. Передача геометрии созданного лопаточного венца в программу TurboGrid для построения сетки конечных элементов

На текущем этапе имеется полностью описанная геометрия РК ЦБК в программе *BladeGen*. Необходимо, опираясь на нее, создать расчетную модель течения газа в РК и разбить ее структурной сеткой КЭ. Эти действия удобно проводить в программе *TurboGrid*.

Как было отмечено выше, создание конечноэлементной модели течения в РК ЦБК происходит под управлением программной оболочки *Ansys Workbench*. Ее использование позволяет полностью автоматизировать процесс передачи информации о геометрии лопаток из *BladeGen* в *TurboGrid* и далее.

Чтобы организовать процесс передачи данных, необходимо в окне построения структурных схем в блоке *BladeGen* щелкнуть ПКМ на пункте *Blade Design*. В результате появится меню, в котором следует выбрать команду *Transfer Data to New (передать*

данные)→ TurboGrid (рис. 3.25). После этого в структурной схеме, правее блока *BladeGen*, появится блок *Turbo Grid,* связанный с первым (рис. 3.26).

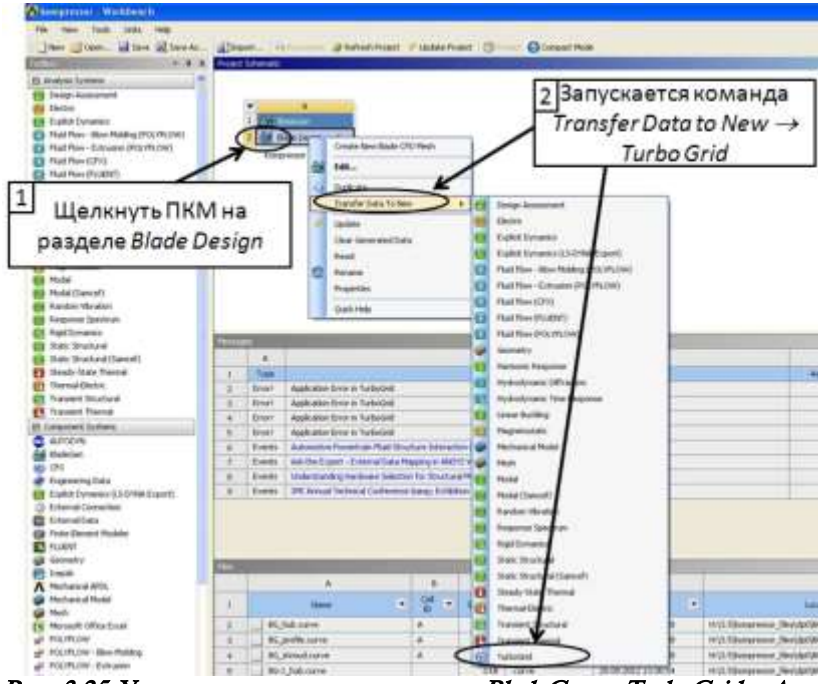


Рис. 3.25. **Установление связи программ *BladeGen* и *TurboGrid* в *Ansys Workbench***

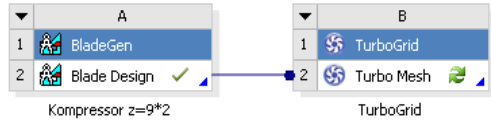


Рис. 3.26. **Связанные блоки программ *BladeGen* и *TurboGrid* на структурной схеме *Ansys Workbench***

После этого необходимо запустить программу *TurboGrid*, дважды щелкнув ЛКМ на пункте *Turbo Mesh*. В эту программу будет автоматически загружена лопатка РК ЦБК, описанная в *BladeGen*, и на ее основе будет сформирована геометрия расчетной области (рис. 3.27).

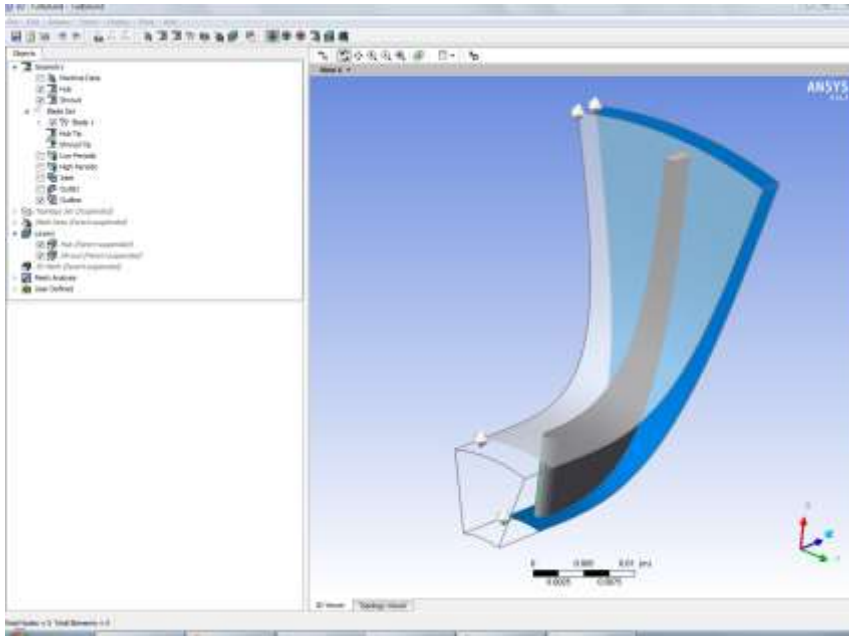


Рис. 3.27. **Окно программы *TurboGrid* с автоматически сформированной расчетной областью РК ЦБК**

Шаг 16. Задание величины радиального зазора

У рабочих лопаток между верхним торцом и корпусом имеется радиальный зазор, оказывающий существенное влияние на рабочий процесс в ступени. Поэтому при моделировании газодинамических процессов в турбомашине его следует обязательно учитывать. Для того, чтобы в программе *TurboGrid* описать наличие радиального зазора и его величину, необходимо в дереве объектов дважды щелкнуть ЛКМ по элементу *Shroud Tip* (зазор на периферии), находящимся в элементе *Blade Set*. В появившемся меню следует задать способ описания зазора: расстояние по нормали (*Tip Option → Normal Distance*) и ввести величину зазора (*Tip Clearance→ 0,3 [mm]*), не забыв нажать кнопку *Apply* (рис. 3.28) для принятия изменения. После этого зазор станет заметным в окне визуализации.

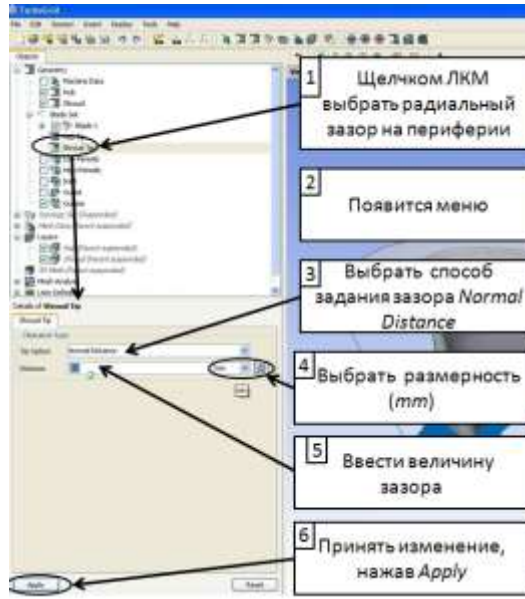


Рис. 3.28. **Задание величины радиального зазора в лопаточном венце**

Шаг 17. Коррекция входной и выходной границ расчетной области

Положение входной и выходной границ расчетной области для численного моделирования через РК компрессора было задано в программе *BladeGen* в шагах *7* и *8*. Именно на основании этих данных в программе *TurboGrid* был сформирован каркас, в пределах которого может находиться расчетная область (рис. 3.27). Однако из рис. 3.27 видно, что втулочные и периферийные поверхности, построенные автоматически, не доходят до желаемых границ расчетной области. Для устранения данного несоответствия пользователю необходимо уточнить положение входной или выходной границ расчетной области и при необходимости скорректировать его.

Для коррекции входной границы необходимо ЛКМ выбрать пункт *Inlet* в дереве проекта. В поле *Curve*, которое появится ниже, следует выбрать точку входной границы, лежащую на втулке *Low Hub Point*. Чтобы исправить осевую координату вы-

бранной точки необходимо в левом окне поля *Location* ввести желаемое значение (в рассматриваемом случае *-0,0085*) и подтвердить выбор нажатием кнопки *Apply* (рис.3.29).

Аналогичным образом следует скорректировать осевую координату точки лежащей на периферийном обводе *(Low Shroud Point)* (рис.3.29).

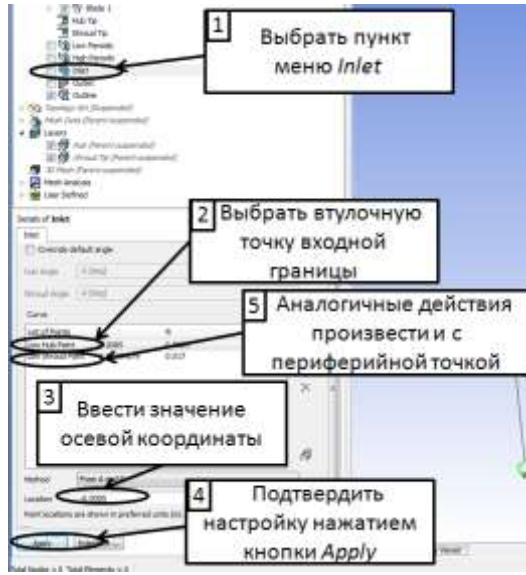


Рис. 3.29. **Коррекция входной границы расчетной области**

Коррекция выходной границы расчетной области осуществляется в пункте *Outlet* дерева проекта так же, как это делалось для входа. Для этой границы важно чтобы радиальный размер соответствовал принятому на шаге *8* значению, поскольку он определяет положение границы смежной с доменом выходной системой. Следует убедится, что в правом поле *Location* значение радиальной координаты составляет *0,045* (рис. 3.30).

Шаг 18. Включение автоматического обновления сетки

Внимание! Данный шаг следует выполнить обязательно, без него дальнейшее построение сетки невозможно.

После выполнения каждой операции *TurboGrid* полностью автоматически перестраивает расчетную модель, а также связан-

ные с ней топологию и сетку (если они были ранее описаны). Этот процесс при редактировании созданной модели занимает продолжительное время и мешает работе. Поэтому по умолчанию автоматическое перестроение модели отключено. При этом становятся недоступными опции настройки топологии и сетки конечных элементов. В этой связи, прежде чем переходить к построению сетки, автоматическое перестроение расчетной модели следует включить.

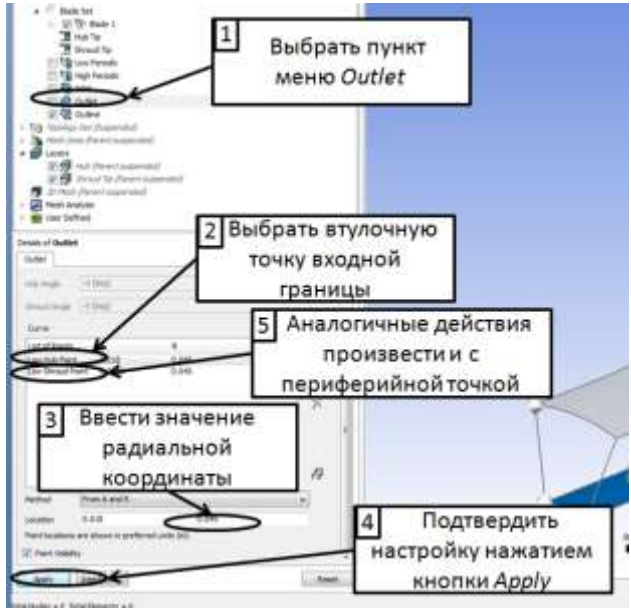


Рис. 3.30. **Коррекция выходной границы расчетной области**

Для этого нужно щелкнуть ПКМ на элементе *Topology Set*, находящемся в дереве проекта, и в появившемся всплывающем меню убрать галочку *Suspend Object Updates* (подавить обновления объекта) (рис. 3.31). При этом элемент *Topology Set* из неяркого станет ярким (активным), напротив него исчезнет надпись *Suspended* (подавлено), и произойдет построение топологии сетки в соответствии с настройками, имеющимися в программе по умолчанию. Этот процесс занимает некоторое время (рис. 3.31).

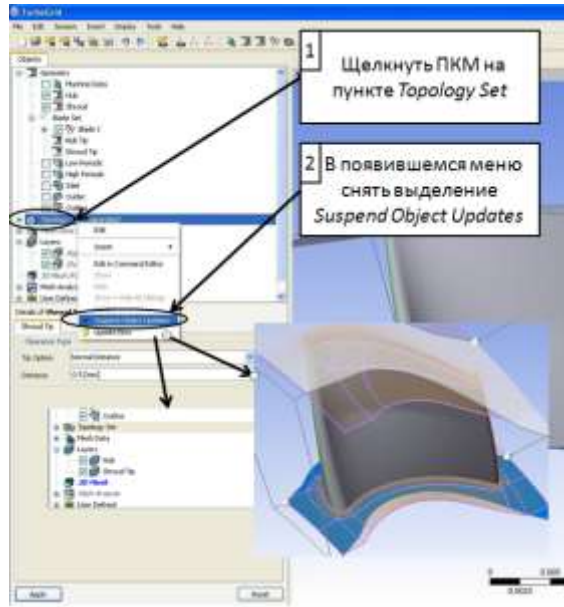


Рис. 3.31. **Включение автоматического обновления сетки**

Шаг 19. Описание топологии сетки

При наложении сетки конечных элементов на расчетные области сложной геометрии, например, турбомашин, 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*). В программе *TurboGrid* построение топологии может быть произведено в полностью автоматическом режиме. Причем его использование в подавляющем большинстве случаев позволяет получить высококачественную сетку конечных

элементов в межлопаточном канале без вмешательства со стороны пользователя.

Для того, чтобы произвести построение топологии в автоматическом режиме необходимо дважды щелкнуть ЛКМ в дереве объектов на пункте *Topology Set*. В появившемся меню, в списке *Topology Definition→Placement,* следует выбрать пункт *ATM Optimized* и подтвердить выбор нажатием кнопки *Apply* (рис. 3.32).

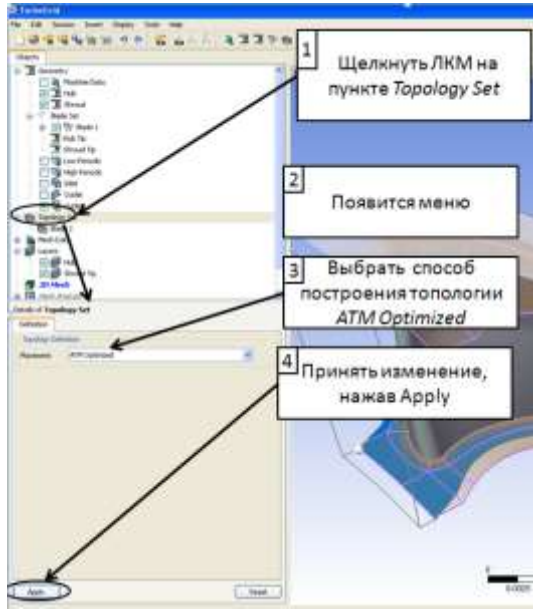


Рис. 3.32. **Описание топологии сетки в автоматическом режиме**

Шаг 20. Задание числа элементов сетки

Число конечных элементов и густота сетки являются важными показателями, определяющими точность расчета. Густота сетки, особенно в местах повышенных градиентов скоростей, например, в пограничных слоях, должна быть достаточной для качественно описания эффектов происходящих там.

Задание густоты сетки в программе *TurboGrid* производится в меню *Mesh Data*, вызвать которое можно щелкнув ЛКМ на соответствующем месте дерева объектов (рис. 3.33).

В этом меню, во вкладке *Mesh Size*, в поле *Method* выбирается способ задания густоты сетки. В этом поле из выпадающего списка следует выбрать пункт *Target Passage Mesh Size.* Такая настройка позволит задать желаемое число конечных элементов (рис. 3.33). В рассматриваемом случае следует выбрать пункт *Fine (250000).* Затем нужно задать величину коэффициента сгущения сетки в пристеночном слое *0,5* и принять сделанные изменения нажав кнопку *Apply* (рис. 3.33).

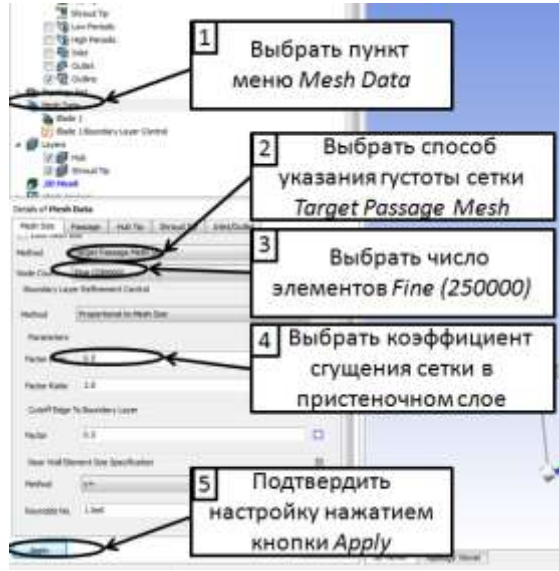


Рис. 3.33. **Задание густоты сетки конечных элементов**

Шаг 21. Построение сетки конечных элементов

Теперь, когда топология сетки была полностью определена и выбрано число конечных элементов, можно ее сгенерировать, нажав кнопку *Mesh* в главном меню программы *TurboGrid* (рис. 3.34).

Рис. 3.34. **Генерация сетки конечных элементов**

При этом будет создана трехмерная сетка заданной густоты и станет активным анализ качества сетки (*Mesh Analysis*) в дереве проекта (рис. 3.35).

Шаг 22. Анализ качества сетки

После построения сетки необходимо оценить качество сетки. Он 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°.
- *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 ячейки.

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

Для оценки качества построенной сетки в программе *TurboGrid* производится с помощью команды *Mesh Analysis,* вызов которой происходит двойным щелчком ЛКМ на соответствующем пункте в дереве проекта.

Параметры качества сетки, величина которых выходит из рекомендованных диапазонов в меню *Mesh Analysis* (рис. 3.35) 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 (рис. 3.36).

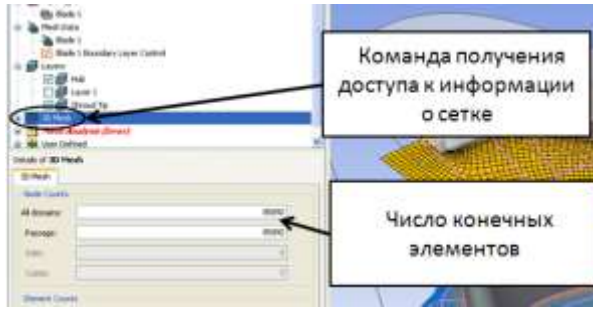


Рис. 3.35. **Просмотр информации о секте конечных элементов**

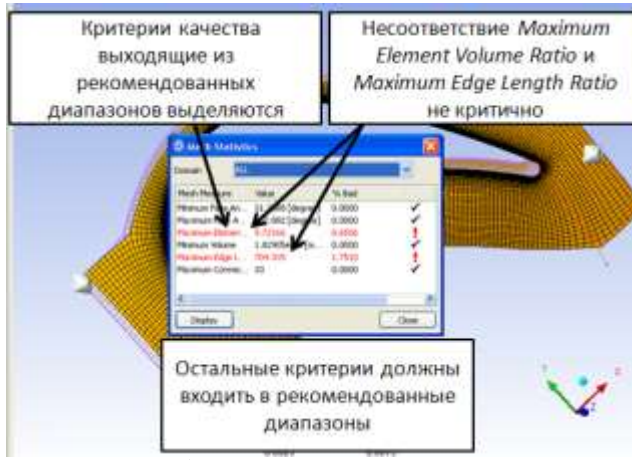


Рис. 3.36. **Меню проверки качества сетки**

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

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

Критерии *Maximum Element Volume Ratio* и *Maximum Edge Length Ratio* не являются критичными и, если они выходят за допустимые пределы, на это можно закрыть глаза (рис. 3.37).

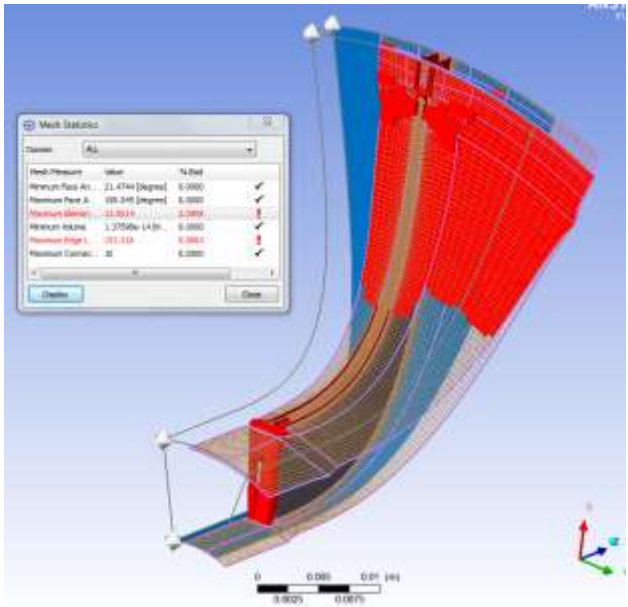


Рис. 3.37. **Ячейки, значение выбранного параметра качества которых выходят за рекомендованный диапазон**

Если величины других критериев качества сетки выходят за рекомендованные значения, то требуется коррекция топологии. Однако при использовании топологии *ATM Optimized* в большинстве случаев качество сетки получается приемлемым.

На этом построение расчетной модели РК исследуемого компрессора закончено, и необходимо сохранить сделанную работу нажатием кнопки *Save* . После этого программа *TurboGrid* может быть закрыта.

3.5. Построение расчетной модели выходной системы компрессора

Как видно из рис. 2.3 выходная система исследуемого компрессора имеет сложную конфигурацию и не содержит в себе лопаточных венцов. Геометрия проточной части выходной области исследуемого компрессора приведена на рис. 3.38.

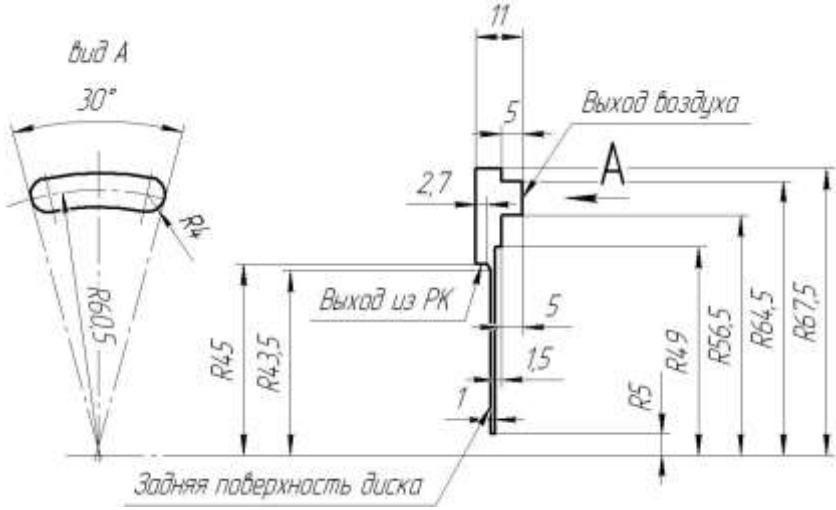


Рис. 3.38. **Размеры проточной части выходной системы исследуемого компрессора**

Шаг 23. Добавление модуля Geometry в проект

Построение геометрии расчетной области выходной системы компрессора целесообразно проводить в программе *Design Modeler*, входящей в состав *Ansys Workbench*. Данная программа, по сути, является *CAD* программой и позволяет создавать *3D* модели любой сложности.

Чтобы привлечь программу *Design Modeler* к решению текущего проекта с последующей автоматической передачей созданной модели для генерации сетки конечных элементов, необходимо добавить значок *Mesh* на свободное место области построения структурных схем *Ansys Workbench.* Для этого следует найти пункт *Mesh* в окне инструментария (рис. 3.2), нажать на нем

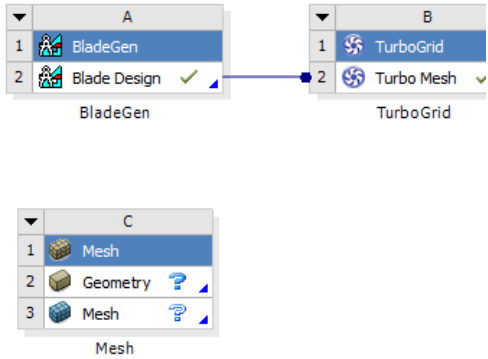


Рис. 3.39. **Вид области построения структурных схем после добавления модуля *Geometry***

ЛКМ и, не отпуская кнопки мыши, перетащить элемент в один из зеленых прямоугольников, который появится в области построения структурных схем подобно тому, как это делалось при выполнении шага 3. Результат выполнения команды приведен на рис. 3.39.

Шаг 24. Запуск модуля Design Modeler

Для запуска модуля *Design Modeler* необходимо дважды щелкнуть ЛКМ на меню *Geometry* в блоке *Mesh* в области построения структурных схем *Ansys Workbench* (рис. 3.39). В результате откроется окно программы. После этого сразу появится диалоговое окно, предлагающее выбрать единицы измерения, в которых будут задаваться размеры при построении модели. Там следует выбрать миллиметры (рис. 3.40).

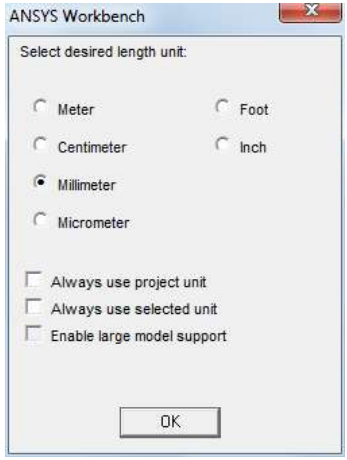


Рис. 3.40. **Диалоговое окно выбора единиц измерения, в которых будут задаваться размеры при построении модели**

Шаг 25. Задание формы эскиза выходной области компрессора

Для упрощения процесса создания выходной области овальное отверстие (рис. 2.3) будет заменено кольцевой щелью. В таком случае выходная область будет телом вращения и для описания ее геометрии необходимо будет построить

сечение плоскостью проходящей через ось вращения. При этом следует помнить, что ось вращения геометрии выходной области должна совпадать с ось вращения турбомашины (осью *Z*).

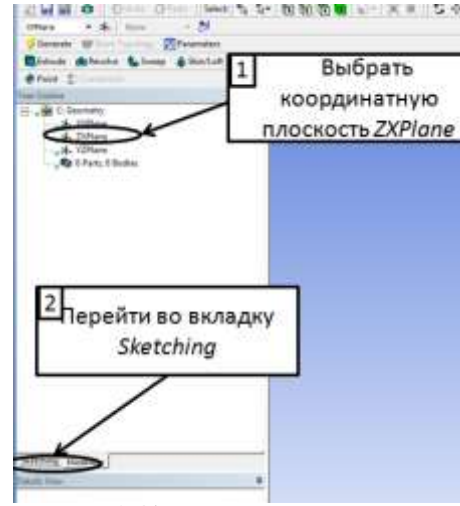


Рис. 3.41. **Первый этап создания эскиза**

Для создания эскиза сечения тела вращения необходимо в первую очередь в дереве проекта выбрать плоскость, в которой будет строиться эскиз. Поскольку ось симметрии выходной области совпадает с осью *Z*, то целесообразно выбрать плоскость *ZX Plane*. Затем нужно перейти в меню построения во вкладку *Sketching*, находящуюся под деревом проекта (рис. 3.41).

Как видно из рис. 3.38. сечение области выходной системы представляет собой многогранную фигуру, образованную прямыми линиями. Такую фигуру удобно строить с помощью команды *Polyline*.

Нажав соответствующую кнопку, в поле построения эскиза, следует построить фигуру, примерно повторяющую форму сечения желаемого эскиза (рис. 3.38, справа и 3.42). Для того, чтобы замкнуть контур после ввода последней точки, необходимо щелкнуть ПКМ в области построения эскиза и в появившемся меню выбрать пункт *Closed End* (рис. 3.42).

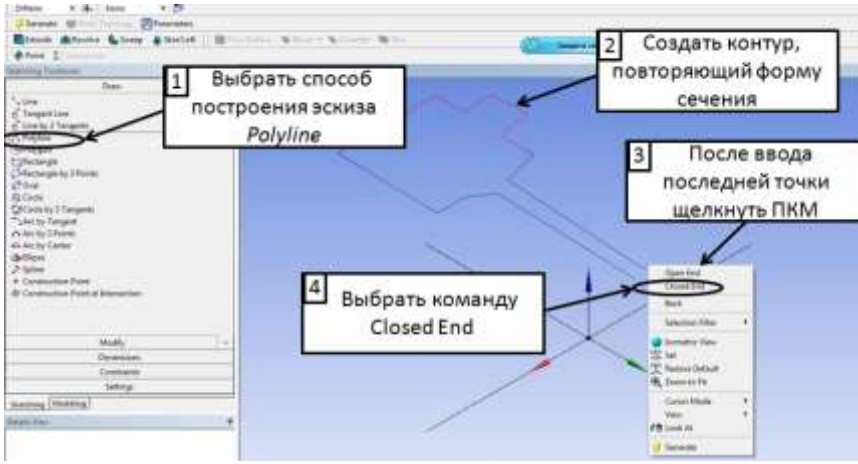


Рис. 3.42. **Построение формы эскиза**

Шаг 26. Образмеривание эскиза

На следующем этапе необходимо описать точные координаты всех точек эскиза таким образам, чтобы они соответствовали размерам на рис. 3.38. Для этого следует перейти во вкладку *Dimension* меню *Sketching.* Для каждой точки необходимо указать ее точное положение относительно двух координатных осей. Чтобы указать вертикальную координату (расстояние от оси *OZ*) следует выбрать команду *Vertical,* затем с помощью мыши указать нужный размер. После этого в поле построения эскиза появится размер, на котором будет указано его наименование (например, *V5*). Строчка с таким же именем и численным значением соответствующим ему появится в меню расположенном в левой нижней части экрана. Там следует ввести желаемое значение размера (рис 3.43). Подобным способом указывается горизонтальная координата точки (от оси *OX*) (рис. 3.44).

Подобным образом задаются координаты всех точек эскиза (рис. 3.45 и 3.46).

Обратите внимание на тот факт, что элементы, размеры которых полностью заданы, изменяют свой цвет на синий, а не-

корректно описанные и дублирующие размеры выделяются красным.

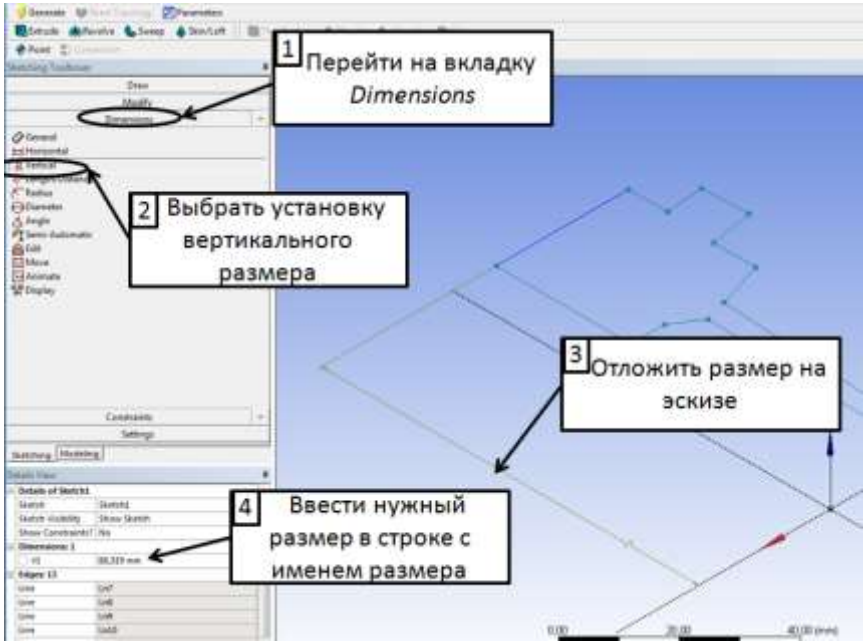


Рис. 3.43. Задание вертикального размера точки

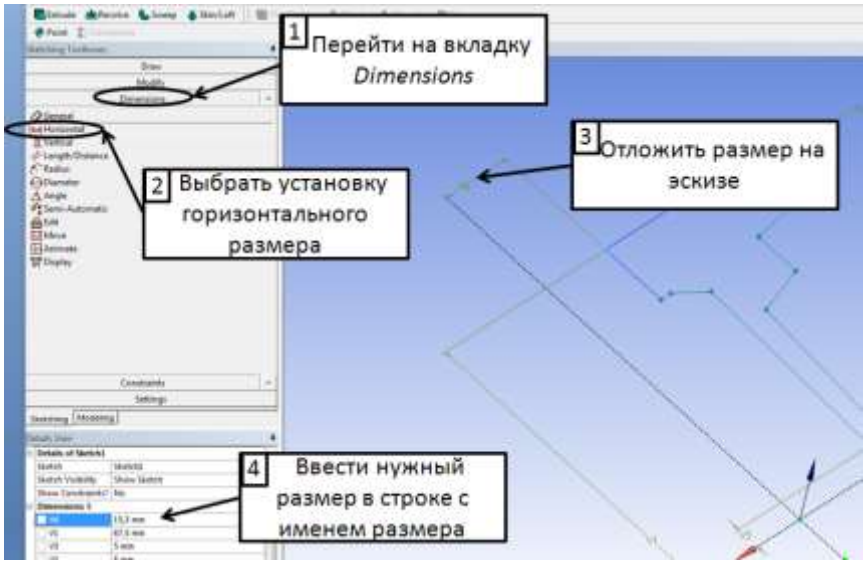


Рис. 3.44. Задание горизонтального размера точки

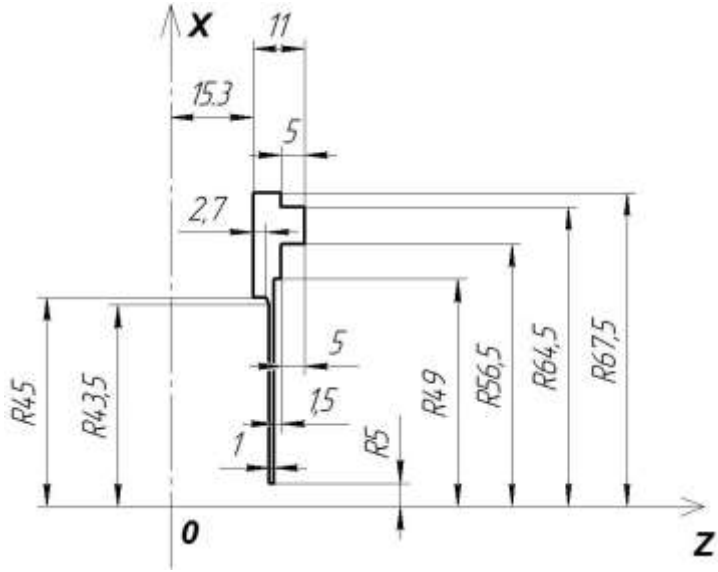


Рис. 3.45. Размеры эскиза выходной части компрессора

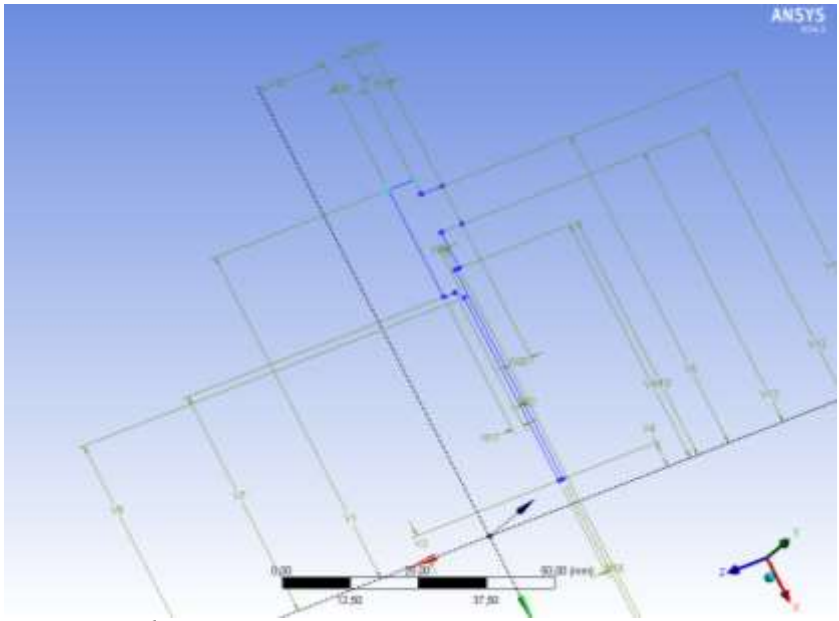


Рис. 3.46. Эскиз выходной части компрессора в *Design Modeler*

Шаг 27. Создание объемной модели выходной системы компрессора

Поскольку выходная часть компрессора обладает круговой периодичностью, то нет необходимости создавать ее целиком. Достаточно создать сектор *1/12* окружности *(30°)*. Он создается путем вращения созданного ранее эскиза относительно оси симметрии (оси *OZ*). Для этого необходимо, не выходя из режима рисования эскиза, нажать кнопку *Revolve*, находящуюся выше дерева проекта. В результате ниже появится меню *Details of Revolve*, в котором необходимо сделать следующие настройки (рис. 3.47):

– в поле *Geometry* следует нажать кнопку *Apply*. Поскольку команда *Revolve* была запущена из режима построения эскиза, программа автоматически считает, что основой для создания *3D* объекта станет именно открытый в данный момент эскиз, что и необходимо подтвердить (рис. 3.47);

– необходимо переместить курсор в поле *Axis*. Затем щелчком ЛКМ по красной стрелке на оси *OZ* в области построения эскиза необходимо выбрать указанную ось (рис. 3.47);
– выбор оси нужно подтвердить нажатием кнопки *Apply,* которая появится в поле *Axis* (рис. 3.47);
– в поле *FD1 Angle* вводится значение угла, на которое будет поворачиваться эскиз при создании сектора (*30°)* (рис. 3.47).

После проведения всех указных выше настроек в рабочем окне программы будет контуром визуализирован сектор, который может быть получен с указанными настройками. В случае, если он не отвечает ожиданиям пользователя, необходимо скорректировать сделанные настройки. Для запуска окончательного процесса построения сектора необходимо нажать кнопку *Generate*, которая находится выше дерева проекта (рис. 3.48).

На этом построение геометрии расчетной области выходной области компрессора закончено.

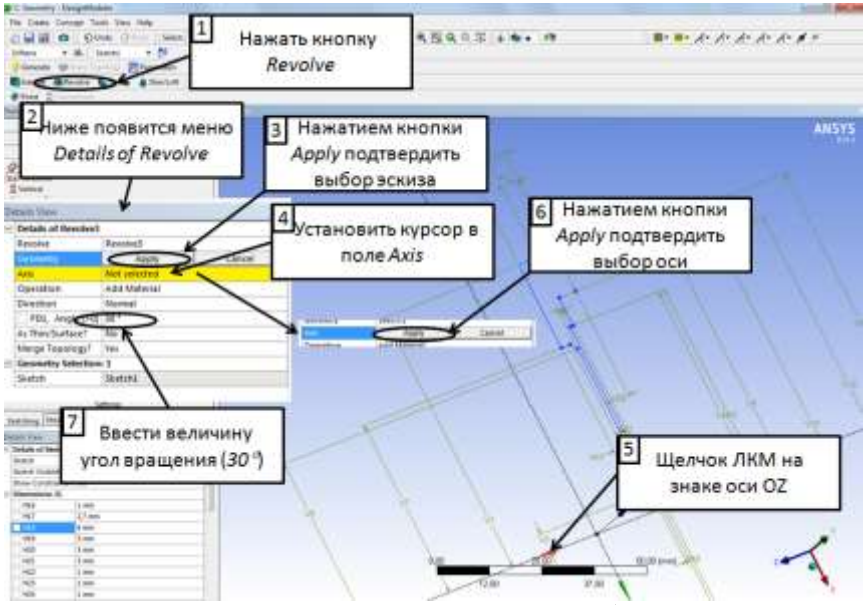


Рис. 3.47. **Настройка меню *Revolve***

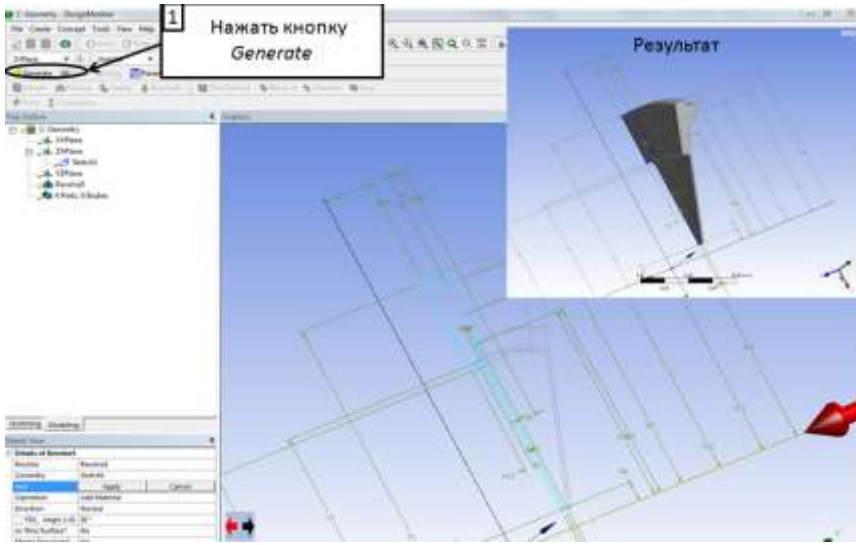


Рис. 3.48. **Генерация сектора выходной области**

Текущее состояние модели необходимо сохранить нажатием кнопки *Save* . После этого программа *Design Modeler* может быть закрыта.

Шаг 28. Запуск программы Ansys Meshing

На следующем этапе созданную расчетную область выходной системы моделируемого компрессора необходимо разбить на конечные элементы и указать поверхности, на которые в дальнейшем будут налагаться граничные условия. Эти действия выполняются в программе *Ansys Meshing,* входящей в состав *Ansys Workbench.*

Для запуска модуля *Ansys Meshing,* необходимо дважды щелкнуть ЛКМ на меню *Mesh* в блоке *Mesh* в области построения структурных схем *Ansys Workbench* (рис. 3.39). В результате появится окно программы (рис. 3.49). В нем автоматически будет загружена геометрия выходной области компрессора, созданная ранее.

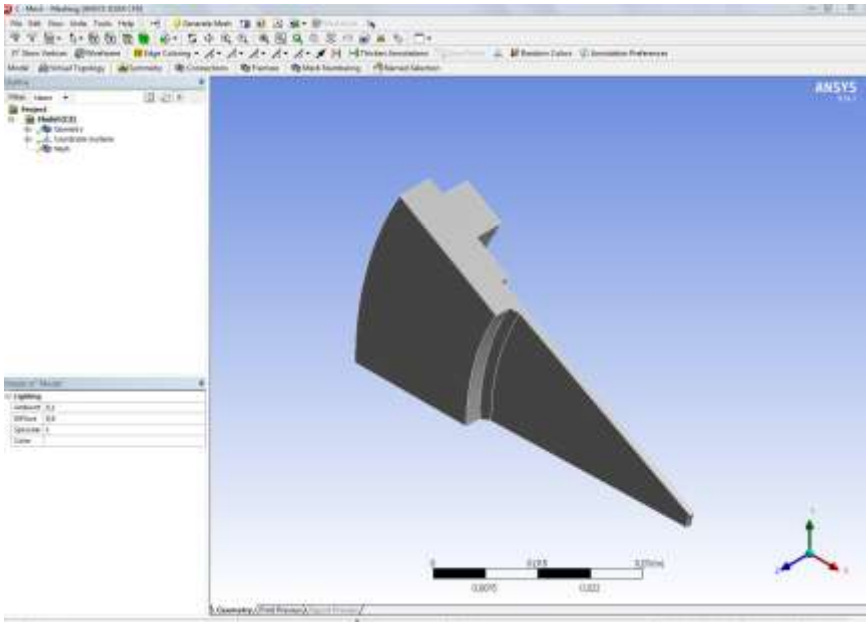


Рис. 3.49. Окно программы *Ansys Meshing* с загруженной геометрией выходной системы

Шаг 29. Выделение поверхностей, к которым будут приложены граничные условия

На следующем этапе необходимо указать поверхности, к которым в дальнейшем будут приложены граничные условия, и присвоить им имена. В данной расчетной области необходимо выделить: входную границу *Inlet* (поверхность, по которой домен выходной системы стыкуется с РК), выходную границу *Outlet* (где воздух выходит из компрессора), две периодических границы *Periodic* по бокам сектора, подвижная стенка задней поверхности диска *Wall 1,* нижняя стенка *Wall 2* (рис. 3.50).

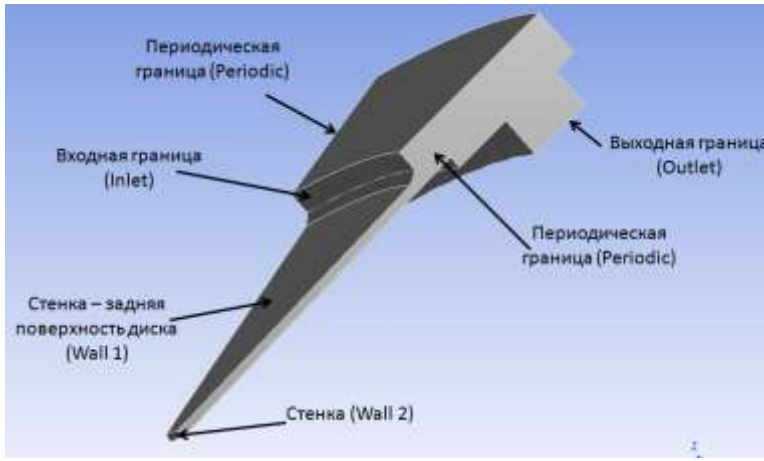


Рис. 3.50. **Границы расчетной области выходной системы компрессора**

Для того чтобы указать входную границу (*Inlet*) необходимо нажать кнопку *Face* , находящуюся в верхнем меню программы *Ansys Meshing*. Затем щелчком ЛКМ выбирается желаемая граница. После того, как нужная поверхность будет выделена цветом, необходимо щелкнуть ПКМ и в появившемся списке выбрать команду *Create Named Section*. В результате появится диалоговое окно, в котором необходимо ввести имя границы и подтвердить ее создание нажатием кнопки *OK*. После этого имя созданной границы появится в списке *Named Section* в дереве проекта (рис. 3.51). Аналогичным образом следует создать все границы указанные на рис. 3.50.

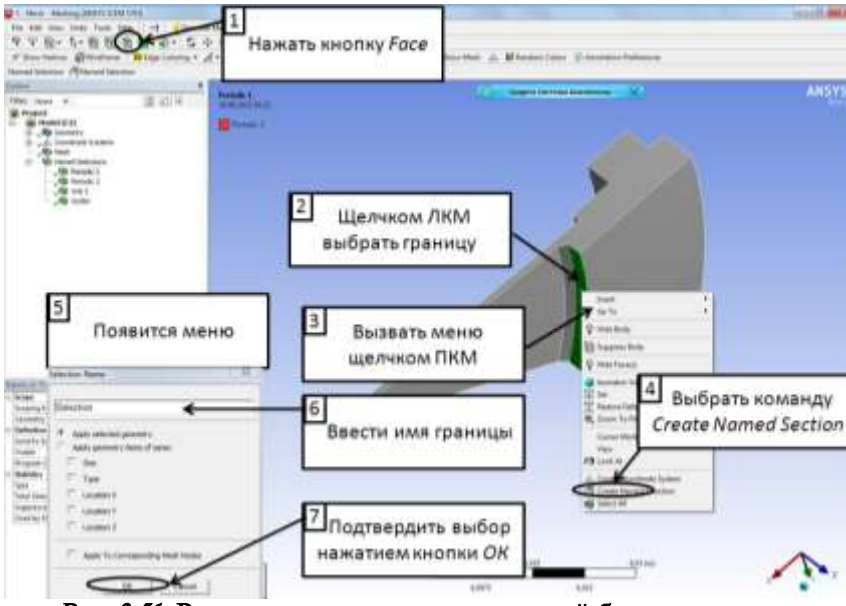


Рис. 3.51. **Выделение поверхности, к которой будут приложены граничные условия**

Шаг 30. Генерация сетки конечных элементов выходной области

Для создания сетки конечных элементов в расчетной области выходной системы компрессора необходимо щелкнуть ЛКМ на пункте *Mesh* в дереве проекта программы *Ansys Meshing*. В результате ниже появится меню, в котором необходимо раскрыть вкладку *Sizing* и в поле *Element Size* ввести размер конечного элемента (*0,0004*). Для создания сетки со сделанными настройками следует нажать кнопку *Generate Mesh* в главном меню программы. Процесс создания сетки может занять некоторое время, по истечении которого сетка конечных элементов появится в окне программы (рис. 3.52).

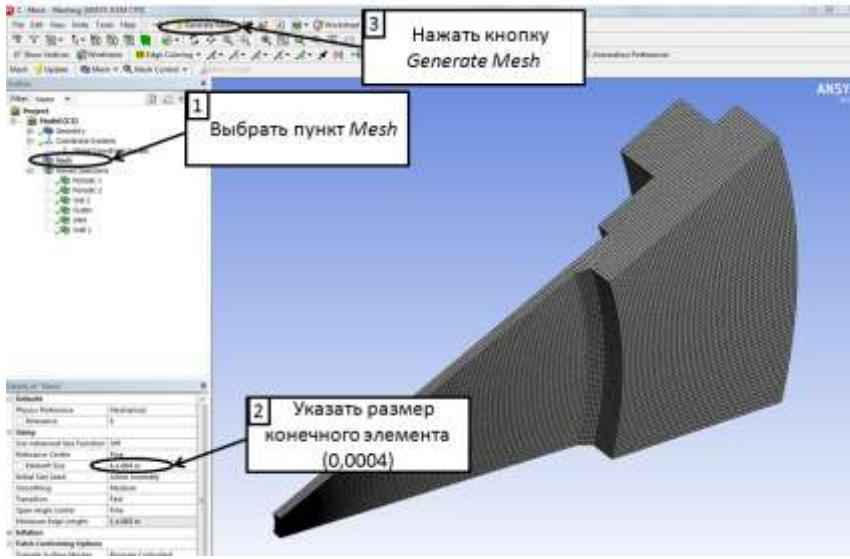


Рис. 3.52. Генерация сетки конечных элементов выходной области

Шаг 31. Экспорт сетки конечных элементов выходной области компрессора

Полученную сетку конечных элементов с выделенными границами необходимо сохранить в формате, который в дальнейшем может быть прочитан программой *Ansys CFX*. Для этого в главном меню программы *Ansys Meshing* следует выбрать пункт *File*, и в появившемся списке выбрать команду *Export*. В результате высветится диалоговое окно, в котором необходимо будет указать формат экспортируемого файла **msh*, его имя и желаемое расположение на диске. Для записи файла с сеткой конечных элементов выходной области компрессора необходимо нажать кнопку «*Сохранить*» (рис. 3.53).

При назначении имя и пути файла важно помнить, что они не должны содержать русских букв.

На этом создание расчетной модели выходной системы закончено. Текущее состояние модели необходимо сохранить нажатием кнопки *Save* . После этого программа *Ansys Meshing* может быть закрыта.

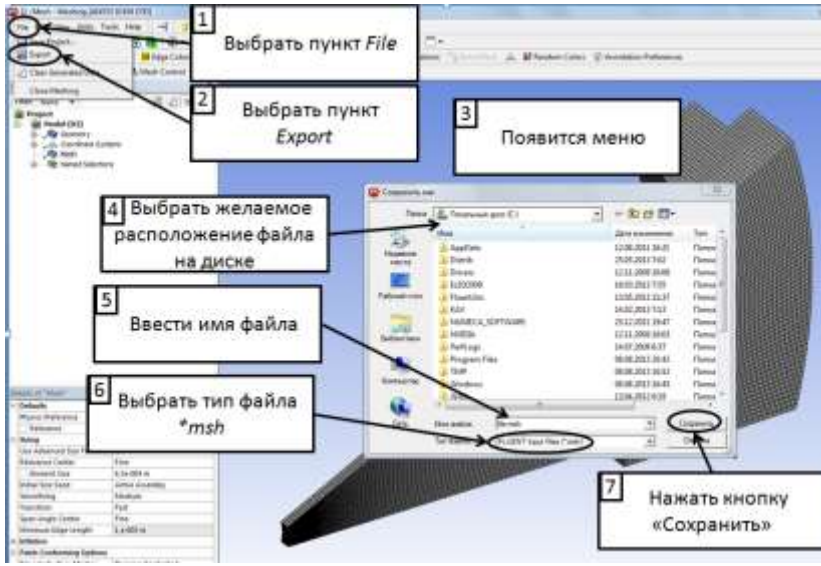


Рис. 3.53. Экспорт сеточной модели выходной системы компрессора

3.6. Создание расчетной модели компрессора в программе *Ansys CFX*

Шаг 32. Запуск программы Ansys CFX

Создание численной модели исследуемого компрессора на базе, созданных ранее расчетных моделей его компонентов, расчет и обработка его результатов осуществляется в программе *Ansys CFX*, входящей в состав программного комплекса *Ansys Workbench*.

Для того чтобы запустить *Ansys CFX* таким образом, чтобы созданная заранее расчетная модель РК была автоматически загружена в программу необходимо выполнить следующие действия.

- щелкнуть ПКМ на пункте *Turbo Mesh* подблока *Turbo Grid*;
- в появившемся списке выбрать команду *Transfer Data to New*;
- во втором открывшемся списке выбрать *CFX* (рис. 3.54).

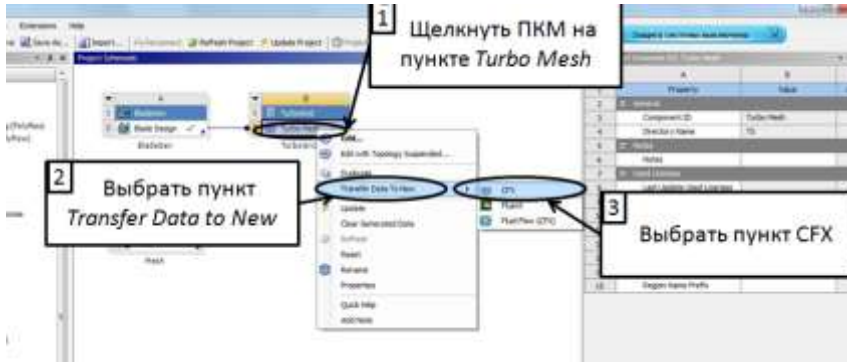


Рис. 3.54. Добавление программы *Ansys CFX* в проект

В результате, в окне построения структурных схем *Ansys Workbench,* появится блок *CFX*, связанный с блоком *TurboGrid* (рис. 3.55).

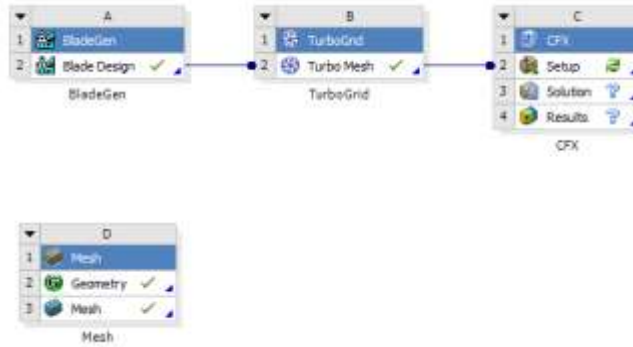


Рис. 3.55. Вид области построения структурных схем после добавления модуля *Ansys CFX*

После этого следует дважды щелкнуть ЛКМ на строке *Setup* блока *CFX*. В результате откроется окно препроцессора (модуля создания численной модели) программы *Ansys CFX Pre* с загруженной в нее расчетной моделью РК (рис. 3.56).

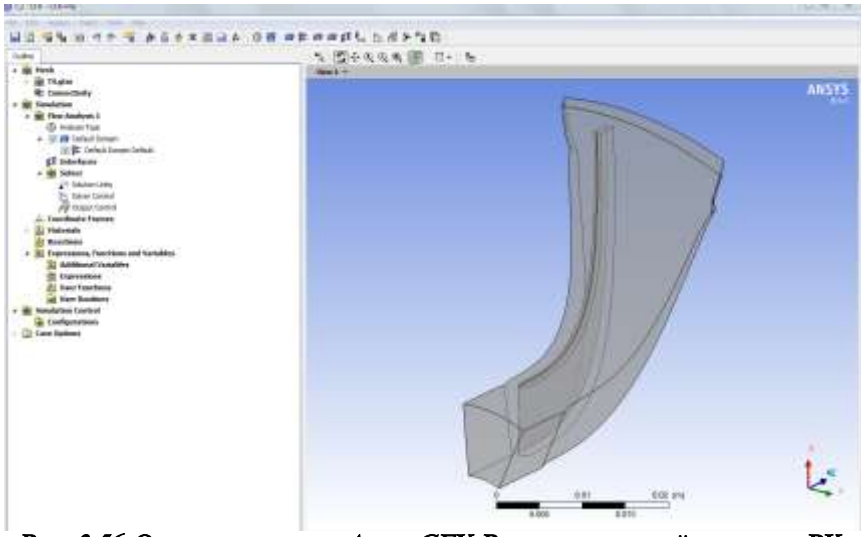


Рис. 3.56. Окно программы *Ansys CFX Pre* с загруженной моделью РК

Шаг 33. Импорт расчетной модели выходной системы компрессора

Как отмечалось в разделе 3.1, численная модель компрессора должна состоять из двух элементов РК и выходной системы. На данный момент в *Ansys CFX* загружен только домен РК. Для того чтобы загрузить расчетную модель выходной системы, записанную на шаге 31, необходимо выполнить следующие действия (рис. 3.57):

– щелкнуть ПКМ на пункте *Mesh* в дереве проекта;
– в появившемся списке выбрать пункт *Import Mesh*;
– во втором списке выбрать пункт *Fluent*.

В результате появится диалоговое окно, в котором необходимо выбрать файл с сеткой выходной системы компрессора, созданный на шаге 31 (рис. 3.57).

Результат загрузки модели выходной системы показан на рис. 3.58.

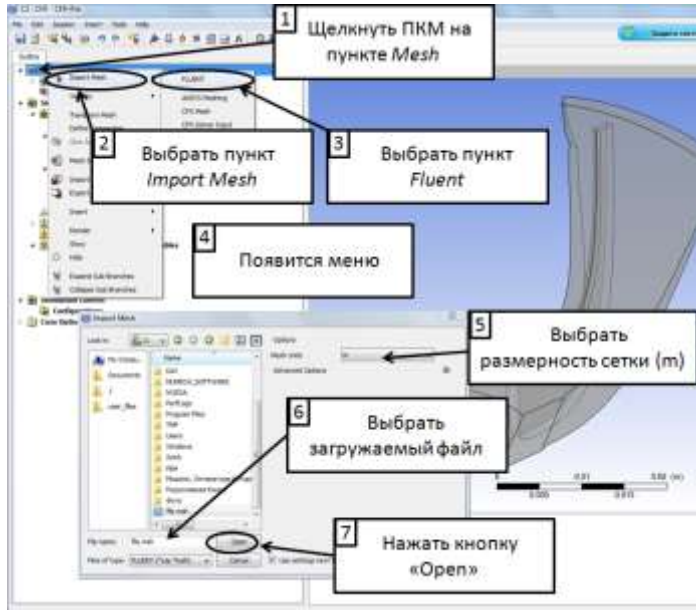


Рис. 3.57. Загрузка расчетной области выходной системы в *Ansys CFX*

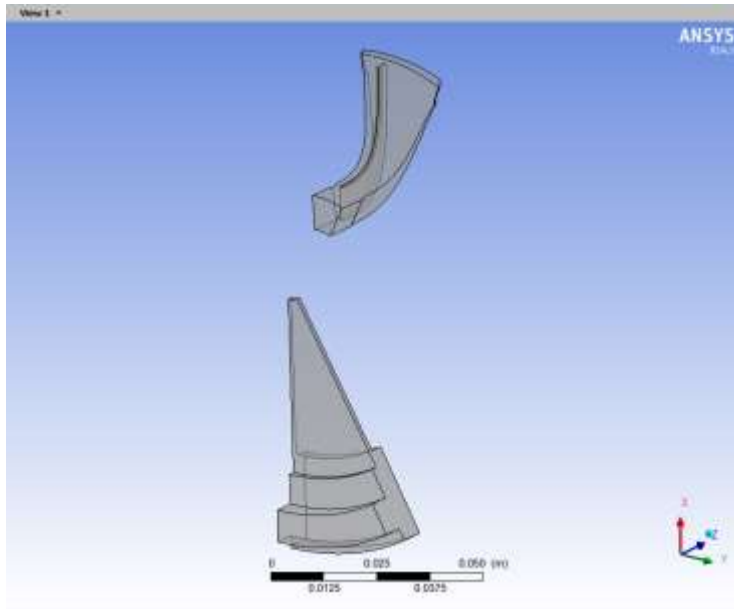


Рис. 3.58. Результат загрузки расчетной области выходной системы

Шаг 34. Совмещение сеток РК и выходной системы

Как видно из рис. 3.58 расчетная модель выходной системы развернута почти на *180°* вокруг оси вращения и расположена зеркально относительно требуемого положения (выход развернут в обратную сторону). Для того чтобы исправить указанные проблемы, необходимо выполнить следующие действия.

1. Зеркально отразить расчетную модель выходной системы относительно плоскости *XY*. Для этого необходимо щелкнуть ПКМ на пункте <имя файла выходной области.*msh*> и в появившемся списке выбрать команду *Transform Mesh*. В результате появится меню, изображенное на рис. 3.59. В нем в поле *Transformation* следует выбрать способ трансформации модели – *Reflection* (отражение). В поле *Method* выбирается плоскость, относительно которой будет проходить отражение (*XY Plane*). Сделанные настройки подтверждаются нажатием кнопки *Apply* (рис. 3.59).

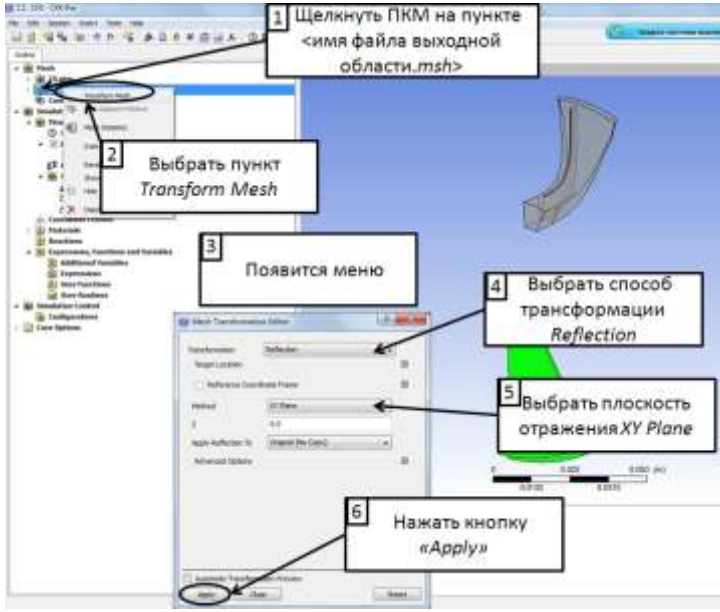


Рис. 3.59. Зеркальное отражение модели выходной системы

2. Повернуть выходную систему на *200°* относительно оси *OZ*. Для этого также необходимо воспользоваться командой *Transform Mesh*, однако сделать там иные настройки. В частности в поле *Transformation* следует выбрать способ трансформации модели – *Rotation* (вращение). В поле *Axis* выбирается ось вращения (*Z*), а в поле *Rotation Angle* – угол поворота - *200°*. Сделанные настройки подтверждаются нажатием кнопки *Apply* (рис. 3.60).

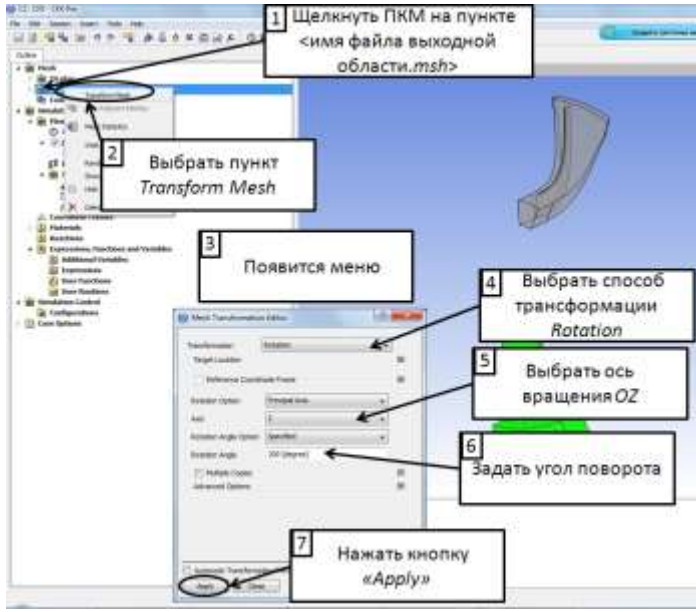


Рис. 3.60. **Вращение модели выходной системы вокруг оси OZ**

Результат трансформации приведен на рис. 3.61.

Шаг 35. Запуск турбошаблона

Программный комплекс *Ansys CFX Pre* имеет специальный шаблон *Turbo*, который помогает пользователю в автоматизированном режиме создать расчетную модель рабочего процесса в турбомашине, значительно сократив трудоемкость ее описания. Для запуска турбошаблона необходимо в верхнем меню выбрать пункт *Tools* и в появившемся списке активировать команду *Turbo Mode* (рис. 3.62).

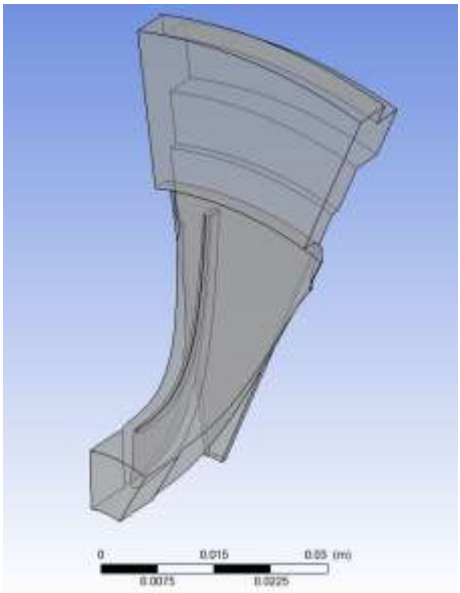


Рис. 3.61. Результат совмещения элементов компрессора

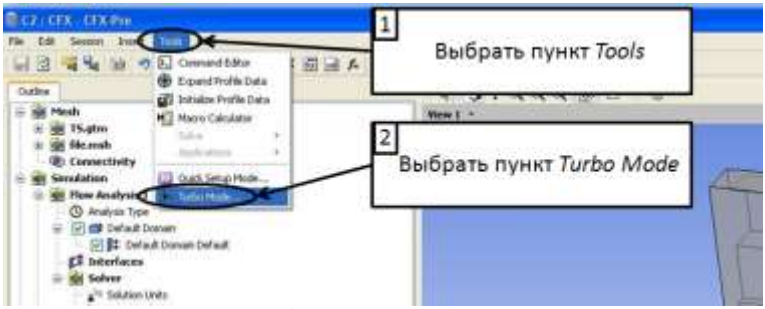


Рис. 3.62. Запуск турбошаблона

После запуска команды пользователь последовательно получит доступ к нескольким формам, в которых необходимо ввести информацию о моделируемой турбомашине.

Шаг 36. Выбор типа турбомашины, постановки задачи и оси турбомашины

После активации турбошаблона появится первое диалоговое окно (рис. 3.63), в котором необходимо указать тип турбома-

шины, постановку задачи и ось вращения. Для этого следует выполнить следующие настройки:

1. В поле *Machine Type* (тип турбомашины) из выпадающего списка выбирается тип турбомашины - *Centrifugal Compressor* (центробежный компрессор) (рис. 3.63).
2. В поле *Rotation Axis* выбирается ось вращения – ось *Z* (рис. 3.63).
3. Указывается, что задача будет решаться в стационарной постановке выбором в списке *Type* пункта *Steady State* (рис. 3.63).
4. Выбор подтверждается нажатием кнопки *Next* (рис. 3.63).

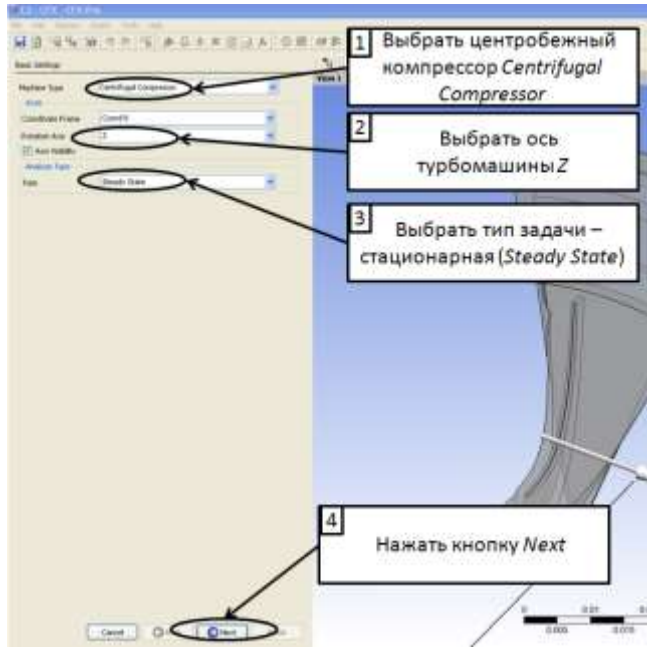


Рис. 3.63. **Заполнение первого диалогового окна турбошаблона**

Шаг 37. Добавление компонентов входящих в турбомашину

После выполнения предыдущего шага пользователь перейдет на следующую страницу турбошаблона (рис. 3.64), в которой необходимо указать, из каких частей состоит исследуемая турбомашина, в какой последовательности они располагаются, и указать

заранее созданные файлы, содержащие конечноэлементные модели. Здесь также определяются параметры движения расчетных моделей.

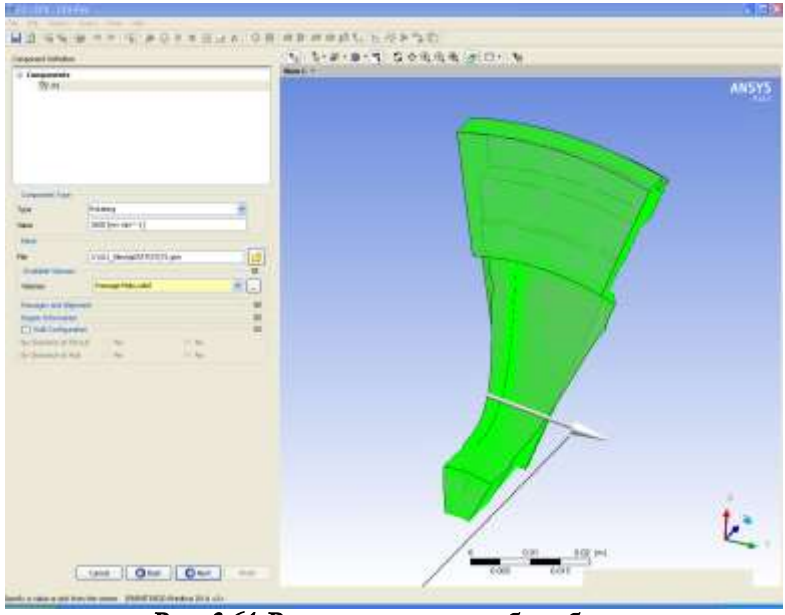


Рис. 3.64. **Вторая страница турбошаблона**

Следует обратить внимание на то, что программа автоматически определила, что моделируемый центробежный компрессор состоит из одного подвижного элемента включающего в себя оба домена, что не соответствует действительности.

Для описания компонентов моделируемой турбомашины и порядка их следования необходимо выполнить следующие действия.

1. Описать первый по порядку следования элемент компрессора – РК. Для этого в списке *Components* необходимо щелчком ЛКМ выбрать компонент *R1*. После чего ниже списка появятся элементы описания свойств данного компонента. Для РК необходимо убедится, что в поле *Type* указано, что этот элемент вра-

щается (*Rotating*). В поле *Value* вводится значение частоты вращения[1]. Обратите внимание на то, что направление вращения указывается в окне построения модели стрелкой, и при необходимости его можно изменить, поменяв знак частоты вращения. В поле *Available Volumes* необходимо указать компакты расчетной области относящиеся к РК. Выбранные домены выделяются зеленым цветом в окне построения модели. Для моделируемого компрессора для области *R1* необходимо оставить выделенной только домен РК (*Passage Main*), созданный в разделе 3.4 (рис. 3.65).

Здесь следует обратить внимание на то, чтобы напротив пункта *Tip Clearance at Shroud* был отмечен пункт *Yes*. Так будет указано, что область РК имеет радиальный зазор на периферии.

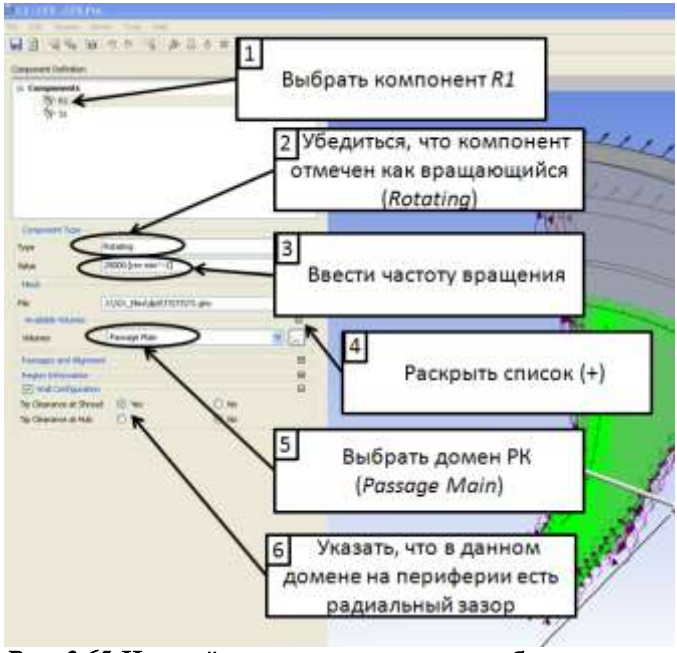


Рис. 3.65. **Настройка параметров домена рабочего колеса**

[1] Величина принимается равной величине полученной в эксперименте на рассматриваемом режиме

2. Описать второй компонент ступени – выходную систему. Чтобы добавить дополнительный элемент в модель ступени, необходимо щелкнуть ПКМ на пункте *Components.* Появится список, в котором следует выбрать команду *Add Component* (рис. 3.66). После ее запуска появится диалоговое окно, в котором следует указать имя вновь добавляемого компонента и его тип (подвижный или стационарный) (рис. 3.66). Выходная система моделируемого компрессора стационарна.

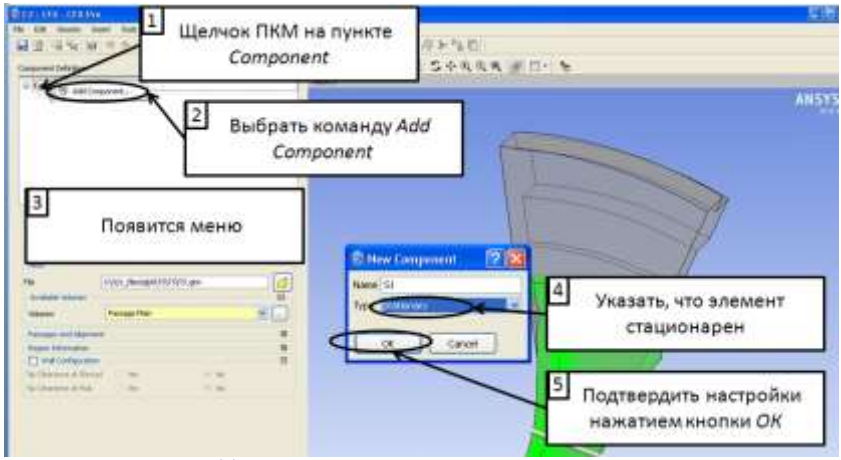


Рис. 3.66. **Добавление элемента выходной области**

После выполнения указанных манипуляций, в качестве нижней строки в списке *Components,* появится имя созданного компонента (рис. 3.67).

3. Настроить параметры выходной системы. Здесь необходимо указать, какая из загруженных в *CFX* сеток конечных элементов относится к вновь созданному компоненту. Для этого в списке, в поле *Available Volumes,* необходимо выбрать сетку, соответствующую выходной области (*Solid*) (рис. 3.67).

4. Перейти на следующую страницу турбошаблона нажав кнопку *Next* (рис. 3.67).

Шаг 38. Задание значения параметров потока на границах

На следующей странице шаблона пользователь должен задать численные значения параметров потока на входных и выходных

границах, указать модель турбулентности и свойства рабочего тела. Настройка ведется в следующей последовательности:

1. в поле *Fluid* указывается, что в качестве рабочего тела будет принят воздух, подчиняющийся уравнению идеального газа (*Air Ideal Gas*) (рис. 3.68);

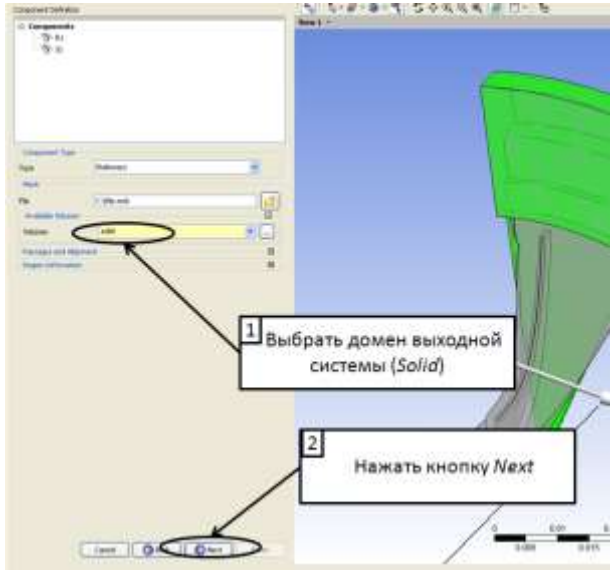


Рис. 3.67. **Настройка свойств выходной системы**

2. задается справочное давление *Reference Pressure,* равное нулю (рис. 3.68);
3. в списке *Turbulence* выбирается модель турбулентности *K-Epsilon* (рис. 3.68);
4. в списке *Inflow/Outflow Boundary Templates* выбирается сочетание входных и выходных граничных условий, которое будет применено при решении задачи. Для моделирования компрессора описанного в разделе *2* целесообразно использовать сочетание *Mass Flow Inlet P-static Outlet* (рис. 3.68). Так будет указано, что пользователь собирается задавать на входной границе расход рабочего тела и величину полной температуры, а на выходной границе будет задано статическое давление (рис. 3.68);

5. в поле *Inflow* задаются параметры рабочего тела на входной границе;
6. в поле *T- Total* вводится величина полной температуры на входной границе в градусах Кельвина[2] (рис. 3.68);
7. в поле *Mass Flow* указывается, что значение расхода будет указано применительно ко всей турбомашине (*Per Machine*) (рис. 3.68);
8. в поле *Mass Flow Rate* вводится величина расхода[2] (рис. 3.68);

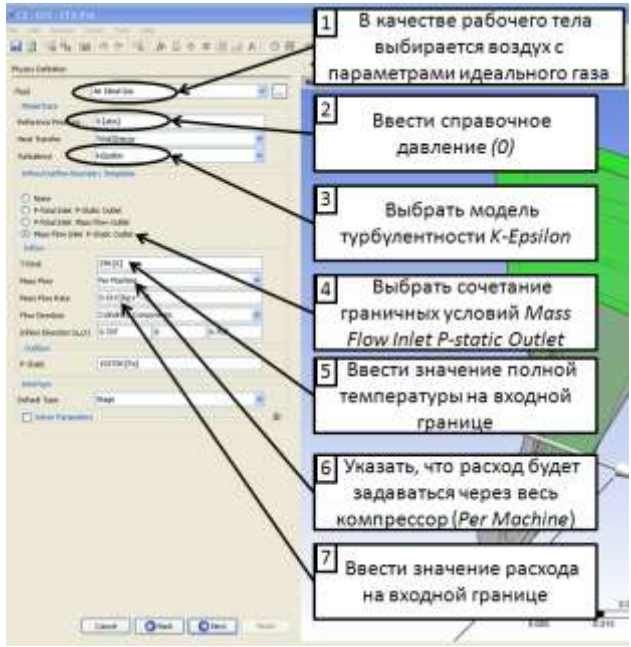


Рис. 3.68. **Задание значения параметров потока на границах (часть 1)**

9. в поле *Flow Direction* указывается, что направление потока на входной границе будет указано в

---

[2] Величина принимается равной соответствующей величине полученной в эксперименте на рассматриваемом режиме

цилиндрической системе координат (*Cylindrical Components*) (рис. 3.69);

10. направление потока задается в полях *Inflow Direction* в виде направляющих косинусов вектора скорости в цилиндрической СК. Для моделируемого компрессора средний угол входа потока составляет *45°*, то есть направляющие косинусы имеют вид (*0,707; 0; 0,707*) (рис. 3.69);
11. в поле *P-static* вводится значение статического давления на выходе из компрессора в Паскалях[3] (при вводе значения следует обратить внимание на то, чтобы в правой части поля *P-static* была выбрана размерность *Pa*) (рис. 3.69);

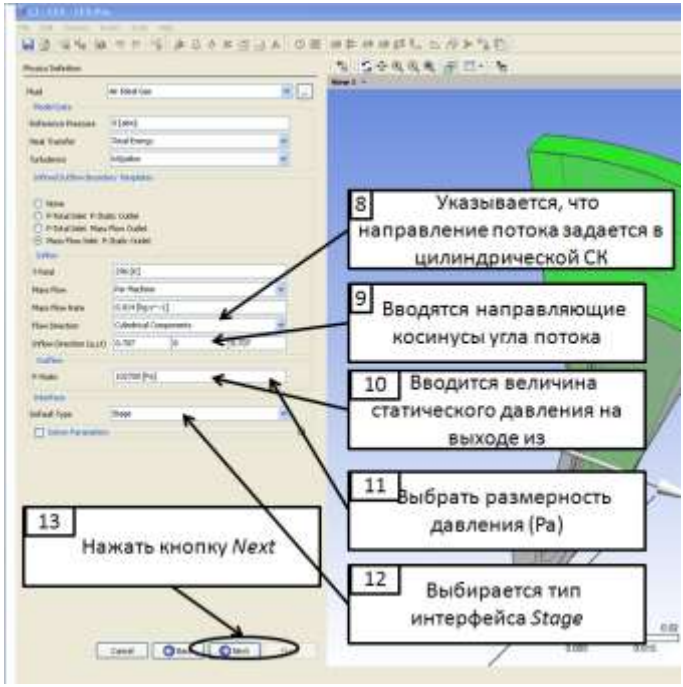


Рис. 3.69. **Задание значения параметров потока на границах (часть 2)**

[3] Величина принимается равной соответствующей величине полученной в эксперименте на рассматриваемом режиме

12. в поле *Interface Default Type* нужно выбрать способ передачи данных между доменами РК и выходной системы *Stage*. При использовании такого интерфейса данные из блока расположенного выше по течению осредняются в окружном направлении и передаются в следующий блок в качестве входного граничного условия (рис. 3.69).

После выполнения указанных настроек следует перейти на следующую станицу турбошаблона, нажав кнопку *Next* (рис. 3.69).

Шаг 39. Проверка созданных интерфейсов

Следующая страница турбошаблона содержит список созданных интерфейсов. Интерфейс – это дополнительные граничные условия, которые накладываются на сетку рабочей области. К таким условиям относится периодичность на боковых гранях доменов, а также порядок связи между соприкасающимися частями разных доменов. На данном шаге необходимо проконтролировать правильность создания интерфейсов (рис. 3.70) и затем перейти на следующую страницу нажав кнопку *Next*.

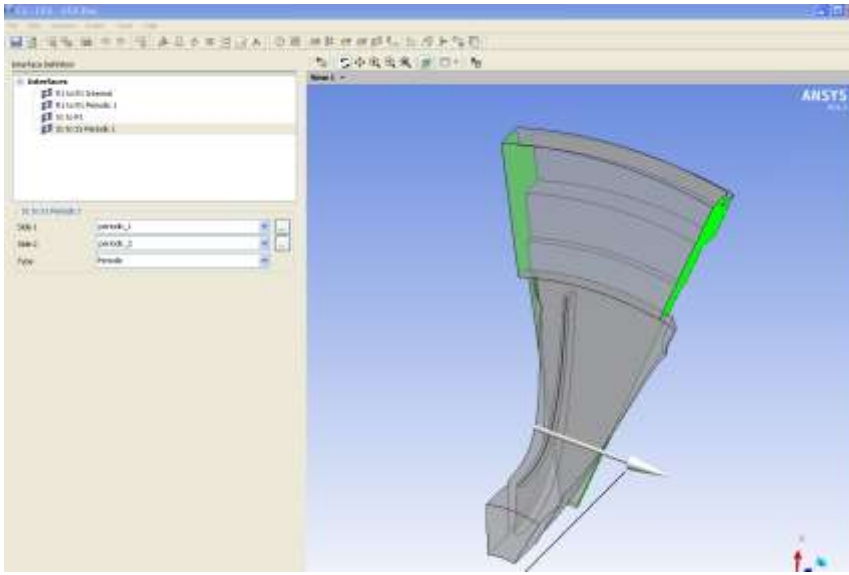


Рис. 3.70. **Страница контроля созданных интерфейсов**

Шаг 40. Проверка граничных условий

На следующей странице турбошаблона приводится список созданных граничных условий (рис. 3.71). Их необходимо проверить, скорректировать при необходимости и перейти на следующую страницу нажав кнопку *Next*.

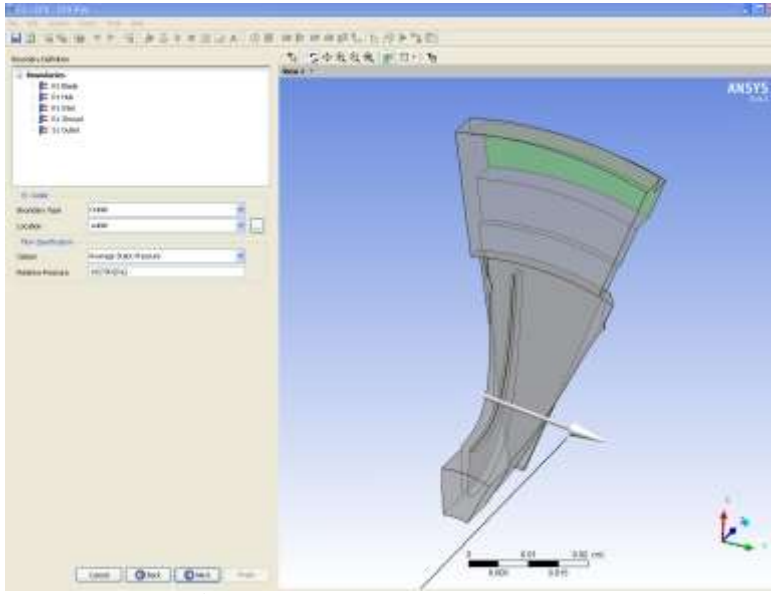


Рис. 3.71. **Страница контроля граничных условий**

На данном этапе выполняется завершение работы данного мастера, и осуществляется выход в обычное меню *ANSYS CFX − Pre*. Для этого во вкладке *Operation* необходимо выбрать *Enter General Mode* и нажать кнопку *Finish*. На экране появится стандартный вид рабочего окна программы *ANSYS CFX − Pre* (рис. 3.72).

Шаг 41. Добавление недостающих граничных условий

На данном этапе почти все необходимые граничные условия определены с помощью турбошаблона. Однако, как отмечалось ранее, хотя выходная система и находится в неподвижной СК, стенка соответствующая тыльной стороне диска РК вращается (*wall_1* на рис. 3.50). Этот факт не может быть задан в турбошаб-

лоне. Поэтому пользователю необходимо самостоятельно указать, что упомянутая стенка вращается. Для этого нужно выполнить следующие действия:

1. нажать кнопку *Boundary* , находящуюся в верхнем меню (рис. 3.73);

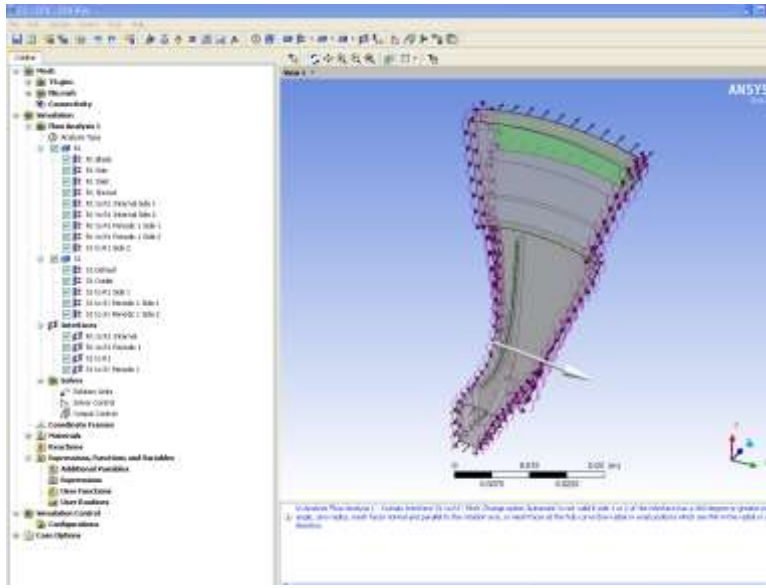


Рис. 3.72. **Вид программы *Ansys CFX – Pre* после завершения работы турбошаблона**

2. появится список расчетных зон, описанных ранее. Из него необходимо выбрать выходную зону (*S1*) (рис. 3.73);
3. в появившемся меню следует ввести имя создаваемой границы, например *Wall 1* (рис. 3.73);
4. появится меню свойств границы. В нем необходимо указать, что данная граница является стенкой, выбрав в списке *Boundary* пункт *Wall* (рис. 3.74)*;*
5. нажать ЛКМ на кнопку находящуюся правее поля *Location* (рис. 3.74)*;*

6. в появившемся списке выбрать имя границы соответствующей задней поверхности диска РК (*wall_1* на рис. 3.50) (рис. 3.74)*;*
7. перейти на вкладку *Boundary Details;*

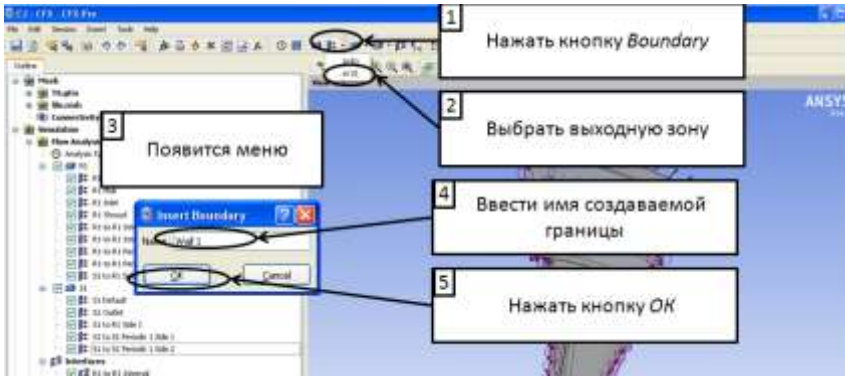


Рис. 3.73. Задание имени новой границы

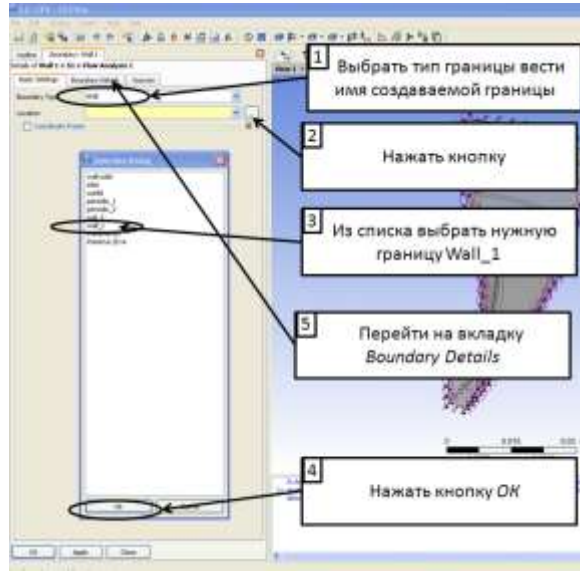


Рис. 3.74. Назначение типа и расположения границы

8. в данной вкладке следует поставить напротив опции *Wall Velocity* галочку, в результате откроется меню задания движения стенки (рис. 3.75);
9. в нем, в поле *Option,* нужно указать тип движения стенки – вращение (*Rotation*) (рис. 3.75);
10. в правой части поля *Angular Velocity* необходимо выбрать размерность задания частоты вращения – обороты в минуту *(rev min-1)* (рис. 3.75);
11. в поле *Angular Velocity* ввести значение частоты вращения ротора компрессора[4]. Обратите внимание на то, что данная величина должна соответствовать частоте заданной ранее, но иметь обратный знак (рис. 3.75);
12. принять сделанные настройки, нажав кнопку *OK* или *Apply*.

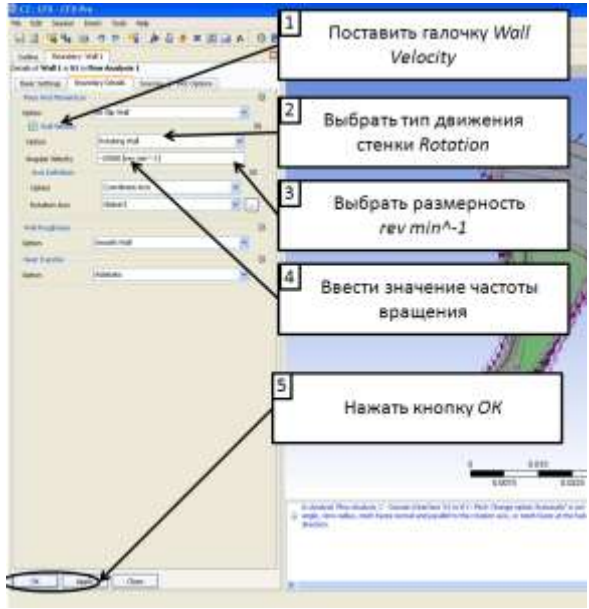


Рис. 3.75. **Настройки во вкладке *Boundary Details***

[4] Величина принимается равной соответствующей величине, полученной в эксперименте на рассматриваемом режиме

Шаг 42. Задание свойств рабочего тела.

На следующем этапе определяется, что в качестве рабочего тела используется воздух, подчиняющийся закону идеального газа, теплоемкость и вязкость которого изменяются в зависимости от температуры потока. Для этого необходимо выполнить следующие действия:

1. В дереве проекта, находящемся в левой части окна программы, в пункте *Materials* следует выбрать подпункт *Air Ideal Gas* (рабочее тело подчиняющееся закону идеального газа, выбранное ранее) (рис. 3.76) и дважды щелкнуть по нему ЛКМ. На экране появится вкладка *Basic Settings* задания свойств материала (рис. 3.77).
2. Во вкладке *Basic Settings* в поле *Material Data* следует выбрать пункт *Air Data* (рис. 3.77).

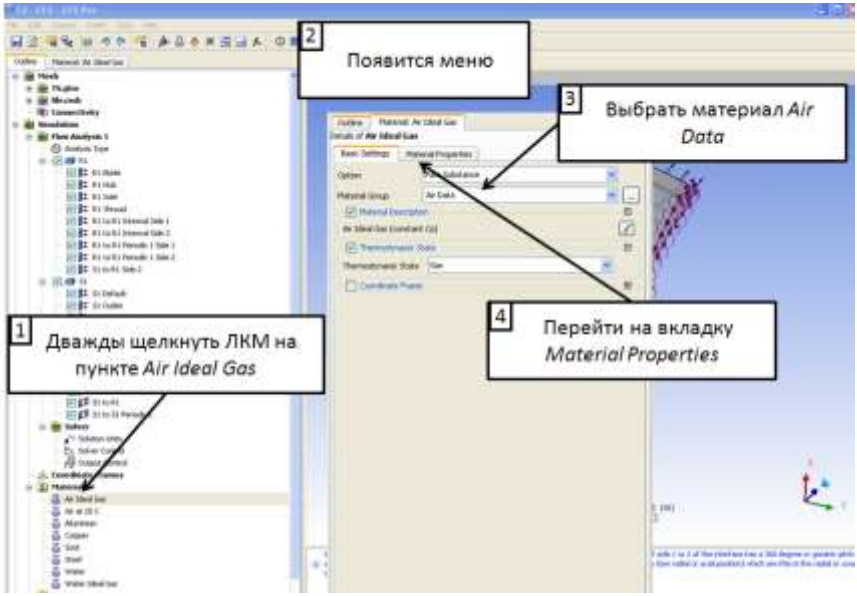


Рис. 3.77. **Настройка свойств рабочего тела**

3. Перейти во вкладку *Material Properties* (свойства материала).

4. Для того чтобы описать изменение теплоемкости, необходимо открыть вкладку *Thermodynamic Properties* (термодинамические свойства), нажав на плюс слева от названия. Значения, которые необходимо ввести в меню, приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Настройка параметров во вкладке *Thermodynamic Properties* для описания зависимости теплоемкости воздуха от температуры

Параметр	Значение
Equation of State → Option	*Ideal Gas*
Equation of State → Molar Mass	*28,96 [kgkmol^-1]* (кг/кмоль)
Specific Heat Capacity	☑
Specific Heat Capacity → Option	*Zero Pressure Polynomial* Зависимость теплоемкости от температуры будет вводиться при помощи полинома[1]
Specific Heat Capacity > a1	*3,27149*
Specific Heat Capacity > a2	*6,85475444e-4*
Specific Heat Capacity > a3	*0 [K^-2]*
Specific Heat Capacity > a4	*0 [K^-3]*
Specific Heat Capacity > a5	*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 $R = 8341 \frac{Дж}{кг}$

Таким образом, имеющиеся зависимости теплоемкости от температуры необходимо приводить к виду *(*)* и на основе этого находить значения коэффициентов *a*.

5. 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 (табл. 3.3).

Для сохранения принятых изменений следует нажать *OK*.

Таблица 3.3

Настройка параметров во вкладке *Transport Properties* для описания изменения вязкости по уравнению Сатерленда

Параметр	Значение
Dynamic Viscosity	☑
Dynamic Viscosity→Option	*Sutherlands Formula* [1]
Dynamic Viscosity→Ref. Temperature	*273 [K]*
Dynamic Viscosity→Reference Viscosity	*17.12e-6 [kg m^-1 s^-1]*
Dynamic Viscosity→Sutherlands Constant	*111 [K]*
Dynamic Viscosity→ Temperature Exp.	*1,5*

[1] Формула Сатерленда в программе имеет следующий вид:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \frac{T_{ref} + S}{T + S}\left(\frac{T}{T_{ref}}\right)^n$$

где μ_0 – ссылочная вязкость *(Reference Viscosity);*
S – постоянная Сатерленда *(Sutherlands Constant);*
T_{ref} - ссылочная температура *(Ref.Temperature);*
n – показатель степени *(Temperature Exp.).*

Шаг 43. Настройка параметров решателя

Прежде чем перейти к процессу решения необходимо сделать ряд настроек решателя программы *Ansys CFX*. Для этого нужно дважды щелкнуть ЛКМ на пункте *Solver Control,* и в появившемся меню сделать настройки, перечисленные ниже:

- убедиться, что в полях *Turbulence Numeric* и *Advection Scheme* выбран высокий порядок дискретизации уравнений потока и турбулентности (*High Resolution)* (рис. 3.78);
- указать максимальное число итераций процесса решения (*Max. Iterations*), не менее *300* (рис. 3.78);
- в поле *Residual Target* назначить максимальную величину невязок равную *0,000001* (рис. 3.78);

– для сохранения принятых изменений следует нажать кнопку *OK*.

На этом создание численной модели рабочего процесса в модельном компрессоре закончена. Сделанные настройки нужно сохранить, нажав кнопку *Save*. После этого окно программы *Ansys CFX – Pre* может быть закрыто.

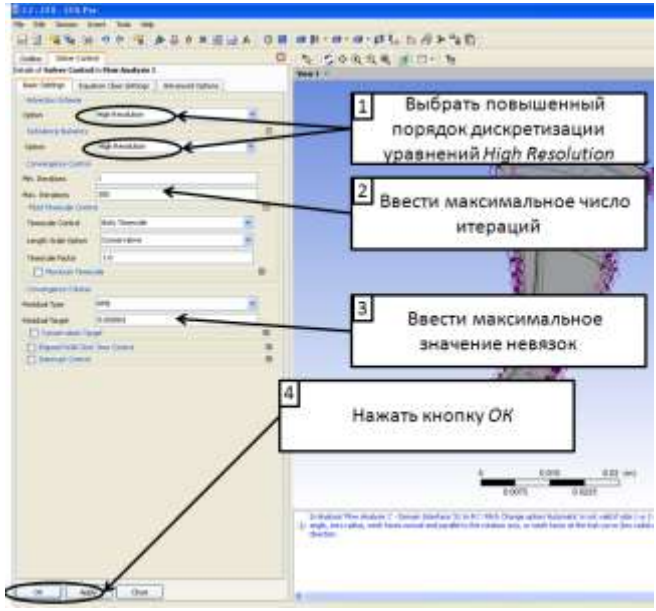


Рис. 3.78. Настройка параметров решателя

3.7. Проведение расчетного исследования и обработка результатов

Шаг 44. Проведение расчета

Расчет течения с помощью созданной численной модели осуществляется в программе *Ansys CFX Solver*. Для ее запуска следует дважды щелкнуть ЛКМ на строке *Solution* подблока *CFX* в окне построения мнемосхем *Ansys Workbench*. В результате откроется окно программы, в котором нужно выполнить следующие действия (рис. 3.79):

– в списке *Initialization Option* указать, что задача будет решаться с «чистого листа» (*Initial Condition*);
– в списке *Run Mode* указать, что задача будет решаться с применением нескольких процессоров одного компьютера (если используемый компьютер их имеет) (*Platform MPI Local Parallel*);
– с помощью кнопок *«+»* и *«-»* задать требуемое количество ядер для решения задачи;
– запустить процесс счета нажатием кнопки *Start Run*.

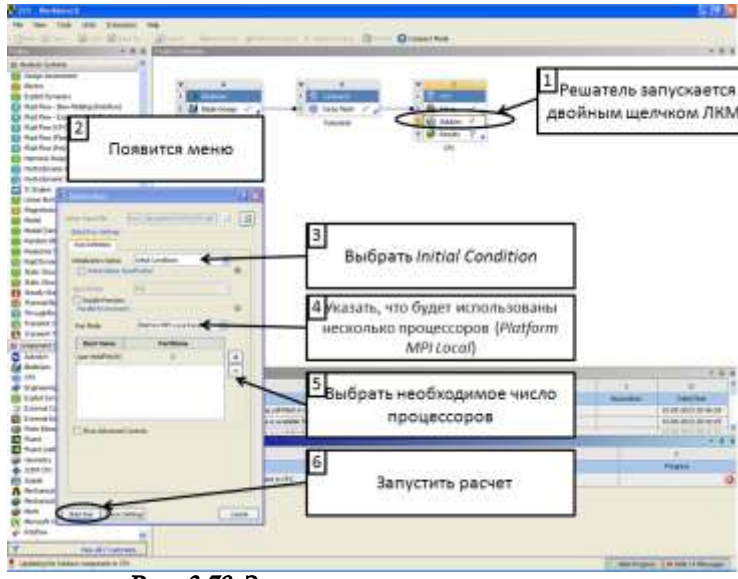


Рис. 3.79. **Запуск процесса решения задачи**

После этого запуститься процесс решения задачи и в окне программы *Ansys CFX Solver* будет отображаться изменение невязок в виде текстового файла и графиков (рис. 3.80).

Процесс решения остановится автоматически в том случае, если будет выполнено максимальное число итераций, заданное при настройке параметров решателя, либо величины невязок для всех уравнений будут меньше заданного значения.

В случае необходимости процесс решения может быть остановлен нажатием кнопки в верхнем меню.

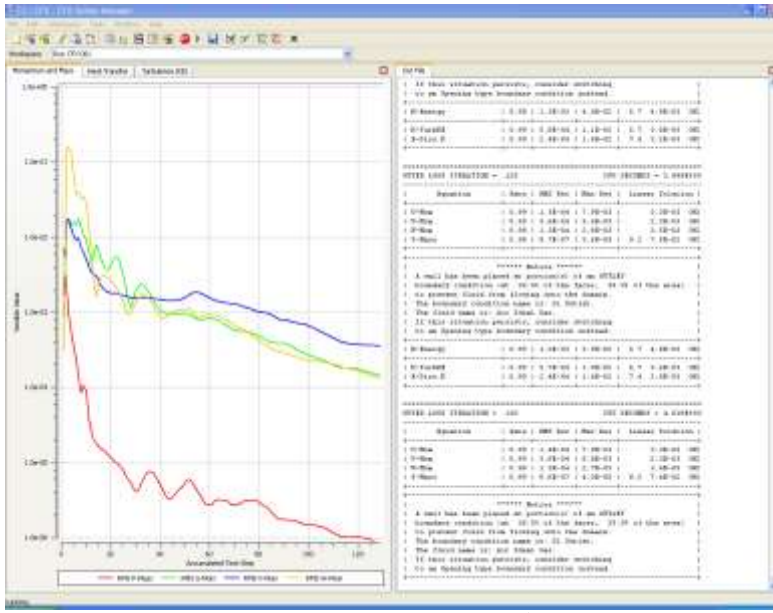


Рис. 3.80. **Вид окна программы *Ansys CFX Solver* в процессе решения задачи**

3.8. Обработка результатов расчета

Обработка результатов расчета осуществляется в программе *Ansys CFX Post.* Для ее запуска следует дважды щелкнуть ЛКМ на строке *Results* подблока *CFX* в окне построения мнемосхем *Ansys Workbench.* В результате откроется окно программы с загруженными туда результатами расчета (рис. 3.81).

Шаг 45. Активация турбошаблона

Программа *Ansys CFX Post* имеет специальный шаблон, облегчающий визуализацию результатов расчета турбомашин. Для его активации следует перейти на закладку *Turbo* в верхней части меню и затем в появившемся меню нажать кнопку *Initialize All Components* (рис. 3.82). Это действие запустит инициализацию необходимых компонентов модуля. Поскольку

моделируемый компрессор имеет выходную систему, которая необычна для турбомашин, программа не сможет инициализировать турбошаблон для выходной области, о чем будет выдано предупреждающее сообщение (рис. 3.83).

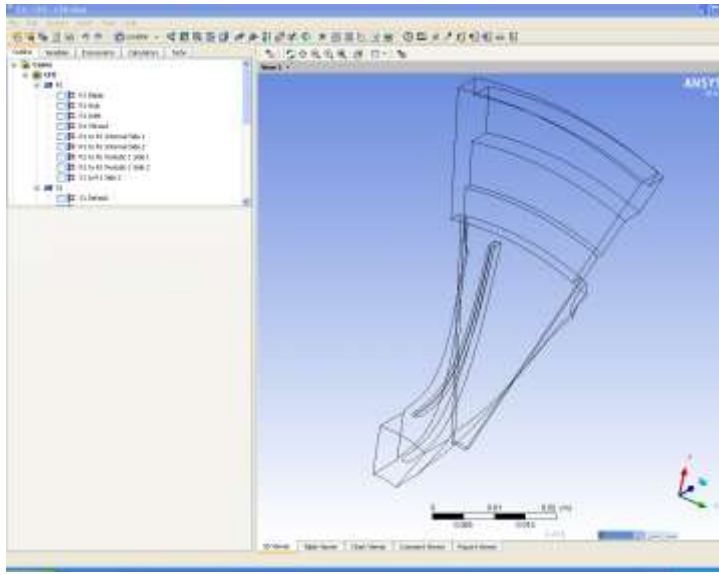


Рис. 3.81. Окно программы *Ansys CFX Post* с загруженными результатами расчета

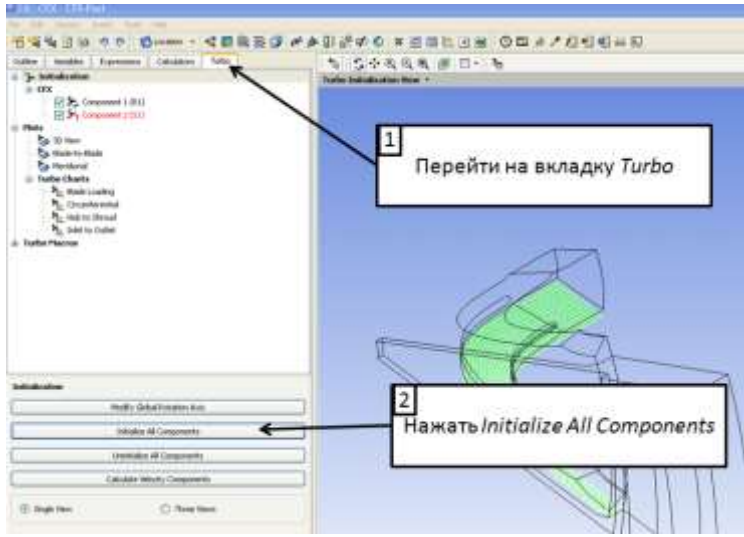


Рис. 3.82. Инициализация турбошаблона

Рис. 3.83. Сообщение о том, что турбошаблон не может быть применен к выходной области моделируемого компрессора

После ее выполнения в графическом окне за расчетной областью появится меридиональное сечение РК компрессора, а все надписи во вкладке *Turbo* будут ярко подсвечены. После этого пользователь сможет использовать турбошаблоны для анализа течения в РК.

Шаг 46. Визуализация полей распределения параметров в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

Действия, которые необходимо выполнить для того, чтобы просмотреть поле распределения параметров потока в межлопаточном канале РК с помощью турбошаблона, приведены на рис. 3.84 и табл. 3.4.

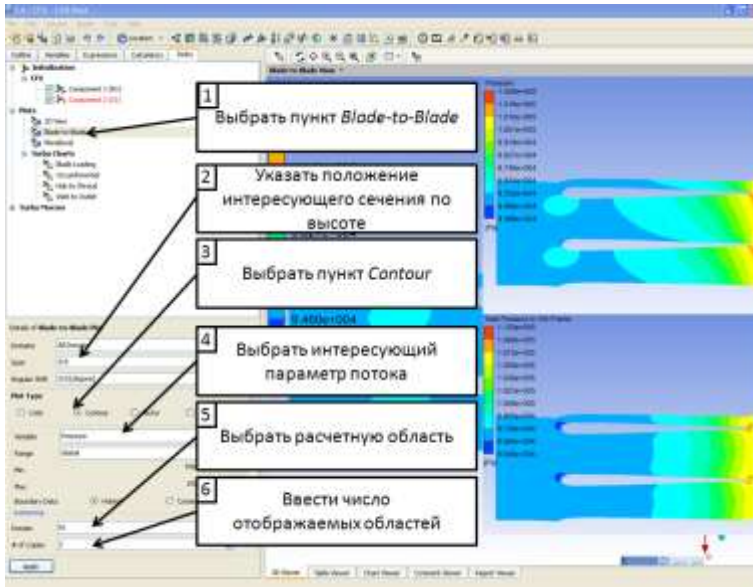


Рис. 3.84. **Визуализация поля распределения параметров в межлопаточном канале с помощью турбошаблона**

Таблица 3.4

Визуализация поля распределения параметров в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

ВЫЗОВ МЕНЮ		
Двойной щелчок ЛКМ на пункте *Blade-to-Blade* в дереве проекта		
НАСТРОЙКИ В МЕНЮ		
Пункт меню	*Настройка*	*Пояснение*
Span	Выбирается положение интересующего сечения межлопаточного канала по высоте. *0* соответствует втулочном сечению, *1* – периферийному.	
Plot Type	*Contour*	Данная настройка показывает, что визуализироваться будут именно поля распределения параметров
Variable	Выбирается параметр потока, изменение которого желает просмотреть пользователь. Обозначение наиболее употребимых параметров потока в данном	

	списке приведено в Приложении 2.	
Range	*Global*	Изменение переменной будет показано во всем диапазоне от минимального до максимального
Domain	*R1*	Выбирается элемент расчетной области, который будет скопирован
# of Copies	*>2*	Указывается число копий элемента

После выполнения указанных действий в графическом окне программы пользователь увидит распределение выбранного параметра потока в межлопаточном канале в указанном сечении по высоте (рис. 3.84).

Шаг 47. Визуализация полей распределения осредненных параметров в меридиональном сечении РК с помощью турбошаблона

Действия, которые необходимо выполнить для того, чтобы визуализировать поля распределения осредненных параметров в меридиональном сечении РК с помощью турбошаблона, приведены в табл. 3.5 и на рис. 3.85.

Таблица 3.5

Визуализация поля распределения параметров в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

ВЫЗОВ МЕНЮ		
Двойной щелчок ЛКМ на пункте *Meridonal* в дереве проекта		
НАСТРОЙКИ В МЕНЮ		
Пункт меню	*Настройка*	*Пояснение*
Plot Type	*Contour*	Данная настройка указывает, что визуализироваться будут именно поля распределения параметров
Variable	Выбирается параметр потока, изменение которого желает просмотреть пользователь. Обозначение наиболее употребимых параметров потока в данном списке приведено в Приложении 2	
Range	*Global*	Изменение переменной будет показано во всем диапазоне от мини-

		мального до максимального значения

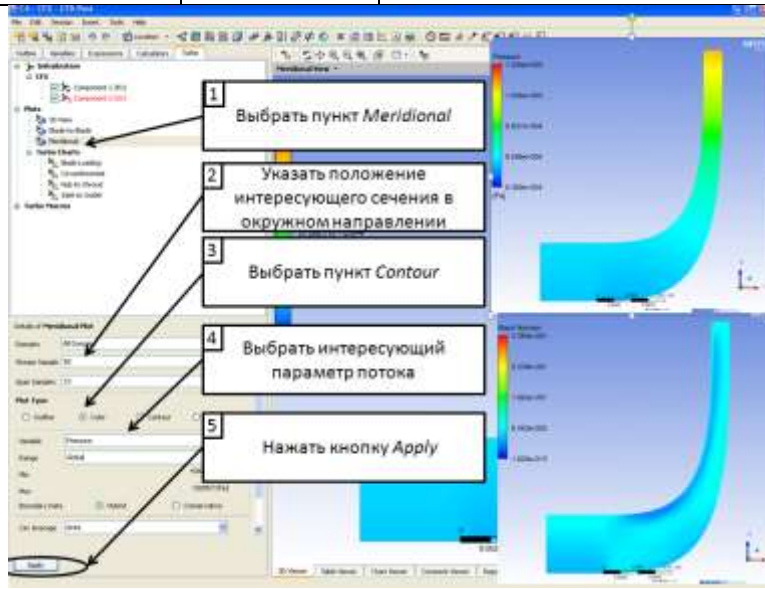


Рис. 3.85. **Визуализация поля распределения осредненных параметров в меридиональном сечении с помощью турбошаблона**

Шаг 48. Визуализация полей векторов с помощью турбошаблона

Действия, которые необходимо выполнить для того, чтобы визуализировать поля векторов с помощью, приведены в табл. 3.6 и на рис. 3.86.

Шаг 49. Визуализация линий тока с помощью турбошаблона.

Действия, которые необходимо выполнить для того, чтобы визуализировать линии тока с помощью турбошаблона, приведены в табл. 3.7 и на рис. 3.87.

Таблица 3.6

Визуализация поля распределения параметров в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

ВЫЗОВ МЕНЮ
Двойной щелчок ЛКМ на пункте *Blade-to-Blade* (если интересно

течение в межлопаточном канале) или *Meridional* (в случае если интересна структура в меридиональном сечении) в дереве проекта		
НАСТРОЙКИ В МЕНЮ		
Пункт меню	*Настройка*	*Пояснение*
Span	Выбирается положение интересующего сечения	
Plot Type	*Vector*	Данная настройка показывает, что визуализироваться будут именно векторы скорости
Variable	*Velocity*	выбирается в случае, если пользователь желает визуализировать вектора в текущей СК
	Velocity in Stn Frame	выбирается в случае, если пользователь желает визуализировать вектора в стационарной СК
Symbol Size	*>1*	Данная настройка позволяет изменить размер векторов таким образом, чтобы они были видны. Чем больше значение – тем крупнее вектор в окне построения.
Domain	*R1*	Выбирается элемент расчетной области, который будет скопирован
# of Copies	*>2*	Указывается число копий элемента

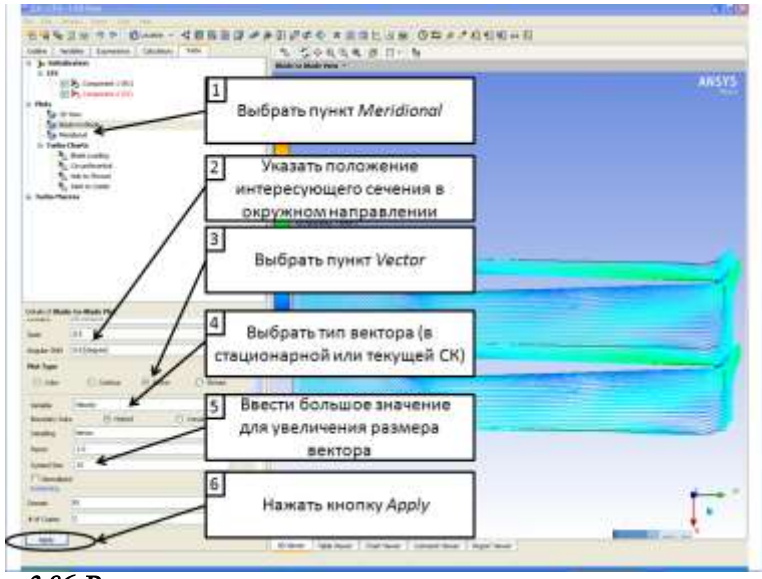


Рис. 3.86. Визуализация векторов в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

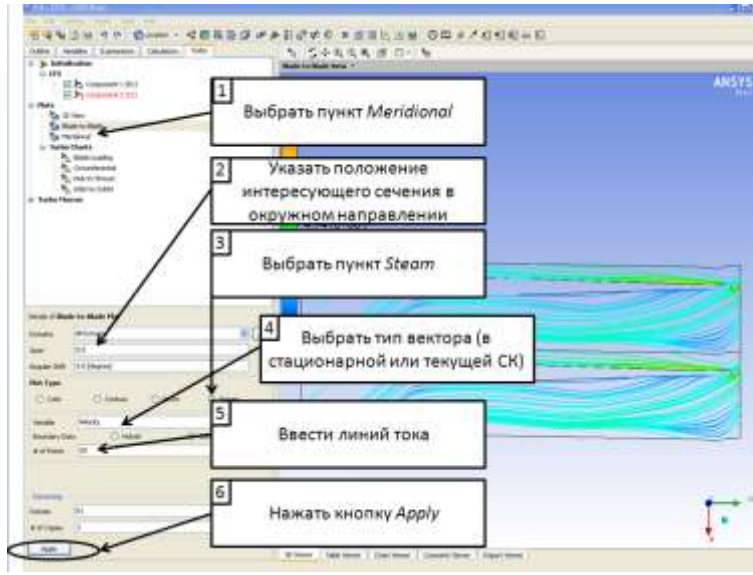


Рис. 3.87. Визуализация линий тока в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

Таблица 3.7

Визуализация линий тока в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

ВЫЗОВ МЕНЮ		
Двойной щелчок ЛКМ на пункте *Blade-to-Blade* в дереве проекта		
НАСТРОЙКИ В МЕНЮ		
Пункт меню	*Настройка*	*Пояснение*
Span	Выбирается положение интересующего сечения	
Plot Type	*Stream*	Данная настройка показывает, что визуализироваться будут именно линии тока
Variable	*Velocity*	выбирается в случае, если пользователь желает визуализировать линии тока в текущей СК
	Velocity in Stn Frame	выбирается в случае, если пользователь желает визуализировать линии тока в стационарной СК
# of Points	*>25*	Число визуализируемых линий тока
Domain	*R1*	Выбирается элемент расчетной области, который будет скопирован
# of Copies	*>2*	Указывается число копий элемента

Шаг 50. Построение поверхности для отображения полей распределения параметров и векторов

Для того чтобы визуализировать поля распределения параметров, векторов и линий тока в выходной области исследуемого компрессора необходимо предварительно построить поверхности в том месте, информацию о структуре потока в которых желает получить пользователь. Обычно это плоскости с постоянными линейными координатами (радиусом, углом поворота, осевой координатой и т.п.). Для того чтобы создать такую поверхность следует воспользоваться командой *Location* → *Isosurface* расположенной в верхнем меню программы. В результате появится меню, настройки которого показаны на рис. 3.88 и табл. 3.8.

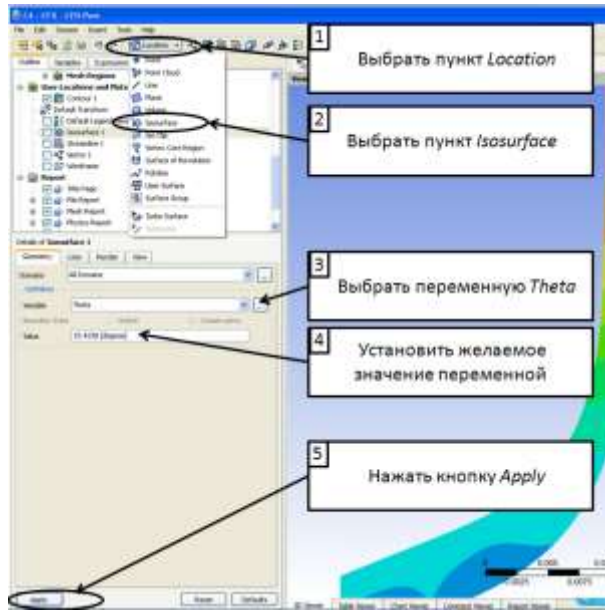


Рис. 3.88. **Построение изоповерхности для отображения полей распределения параметров и векторов**

Таблица 3.8

Настройка меню *Isosurface* построения изоповерхности для отображения полей распределения параметров и векторов

НАСТРОЙКИ В МЕНЮ		
Пункт меню	*Настройка*	*Пояснение*
Variable	Из списка выбирается, по какой переменной будет строиться изоповерхность (*Radius, Theta, Axial Distance, X, Y. Z*). Если желаемой переменной нет в списке следует воспользоваться расширенным списком, доступ к которому можно получить нажав на кнопку правее данного поля	
Value	Выбирается желаемое значение переменной. Для ее назначения можно воспользоваться ползунком расположенным ниже.	

Шаг 51. Построение полей распределения параметров на предварительно созданной поверхности

Прежде, чем построить поле распределения параметров на поверхности, созданной на шаге *50,* необходимо отключить отображение данной поверхности, убрав галочку напротив имени изоповерхности в дереве проекта. В противном случае изоповерхность будет закрывать поле распределения параметров.

Для создания поля распределения параметров следует воспользоваться кнопкой *Contours* , находящейся в верхнем меню, либо выбрать в главном меню:

Insert → *Contour.*

Настройки, которые следует сделать в том меню, которое появится, приведены на рис. 3.89 и в табл. 3.9.

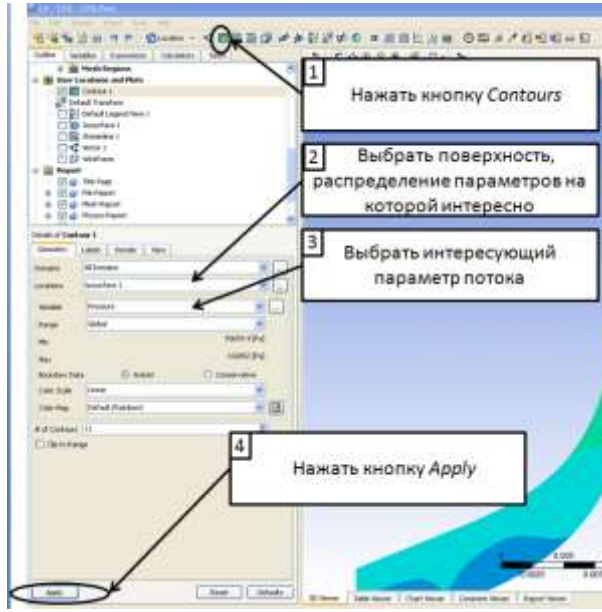


Рис. 3.89. **Построение поля распределения параметров на созданной изоповерхности**

Таблица 3.9

Построение поля распределения параметров

НАСТРОЙКИ В МЕНЮ		
Пункт меню	*Настройка*	*Пояснение*
Location	Из списка выбирается поверхность, распределение параметров на которой хочет построить пользователь	
Variable	Выбирается параметр потока, изменение которого желает просмотреть пользователь. Обозначение наиболее употребимых параметров потока в данном списке приведено в Приложении 2.	

Шаг 52. Построение поля векторов на предварительно созданной поверхности

Прежде, чем построить поле распределения параметров на поверхности, созданной на шаге *50,* необходимо отключить отображение данной поверхности, убрав галочку напротив имени изоповерхности в дереве проекта. В противном случае изоповерхность будет закрывать поле распределения параметров.

Для создания поля распределения параметров следует воспользоваться кнопкой *Vectors* , находящейся в верхнем меню, либо выбрать в главном меню:

Insert → *Vectors.*

Настройки, которые следует сделать в том меню, которое появится, приведены на рис. 3.90 и в табл. 3.10.

Шаг 53. Построение линий тока в расчетной области.

Для создания линий тока следует воспользоваться кнопкой *Streamlines* , находящейся в верхнем меню, либо выбрать в главном меню:

Insert → *Steamline.*

Настройки, которые следует сделать в том меню, которое появится, приведены на рис. 3.91.

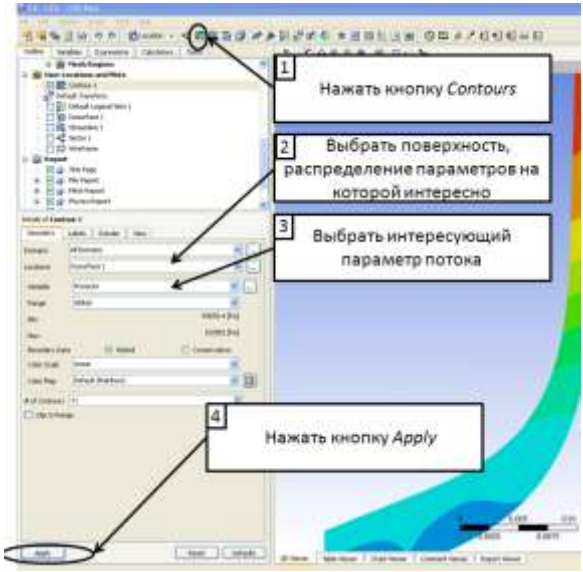


Рис. 3.90. **Построение поля векторов на созданной изоповерхности**

Таблица 3.10

Построение поля векторов

НАСТРОЙКИ В МЕНЮ		
Пункт меню	*Настройка*	*Пояснение*
Location	Из списка выбирается поверхность распределение параметров, на которой хочет построить пользователь	
Factor	*>1*	Данная настройка позволяет изменить размер векторов таким образом, чтобы они были видны.
Variable	*Velocity*	выбирается в случае, если пользователь желает визуализировать вектора в текущей СК
	Velocity in Stn Frame	выбирается в случае, если пользователь желает визуализировать вектора в стационарной СК

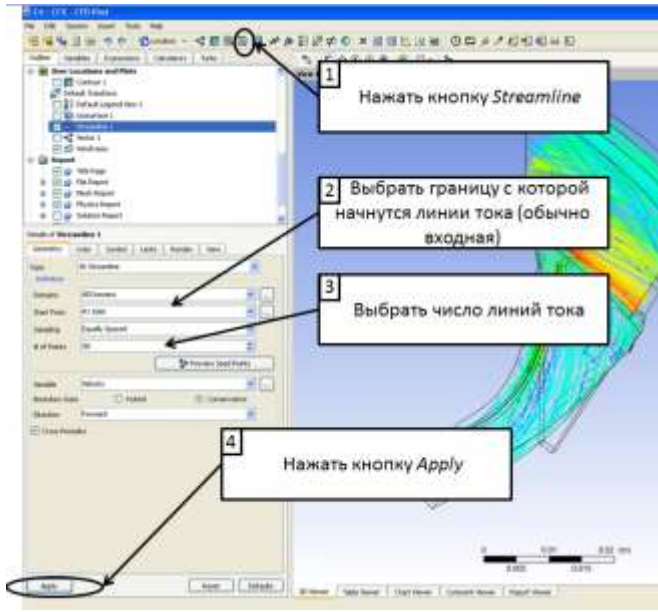


Рис. 3.91. **Построение линий тока**

Шаг 54. Вычисление КПД компрессора

КПД компрессора может быть вычислен по следующей формуле:

$$\eta_к = \frac{L_{кs}}{L_к},$$

где $L_{кs}$ – изоэнтропическая (затраченная) работа, вычисляемая по формуле:

$$L_{кs} = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left(\left(\frac{p_2^*}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

где $k=1,4$ – показатель адиабаты воздуха;

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

Удельная работа на валу компрессора (полезная работа) равна:

$$L_к = \frac{N}{G},$$

где G - расход воздуха, проходящий через входное сечение компрессора, кг/с;

мощность на валу компрессора N определяется по следующей формуле:

$$N = z \cdot \mathrm{M}_{\mathrm{KP}i} \cdot \frac{\pi n}{30},$$

где n – частота вращения ротора компрессора, об/мин (она является одним из граничных условий);

z – число лопаток РК;

$\mathrm{M}_{\mathrm{KP}i}$ - крутящий момент на лопатках РК, определенный вокруг оси вращения, Н.м.

Все параметры потока, необходимые для вычисления КПД вычисляются с помощью *Function Calculator*.

Шаг 55. Определение интегральных значений параметров потока на границах расчетной области

Определение интегральных значений параметров потока на границах расчетной области производится с помощью меню *Function Calculator*. Для того чтобы перейти к нему необходимо либо перейти во вкладку *Calculators* под главным меню и выбрать *Function Calculator*, либо выполнить команду главного меню:

ГМ → Tools → Function Calculator.

Настройки, которые следует сделать в этом меню, которое появится, приведены на рис. 3.92 и в табл. 3.11.

Таблица 3.11

Построение поля векторов

НАСТРОЙКИ В МЕНЮ	
Пункт меню	*Пояснение*
Function	Указывается способ осреднения параметра потока, а также выбираются глобальные переменные, такие как расход, крутящий момент, сила
Location	Из списка выбирается граница или поверхность распределение параметров, на которой желает знать пользователь.
Variable	Выбирается параметр потока, значение которого на выбранной границе желает знать пользователь. Обозначение наиболее употребимых параметров потока в данном списке приведено в Приложении 2.

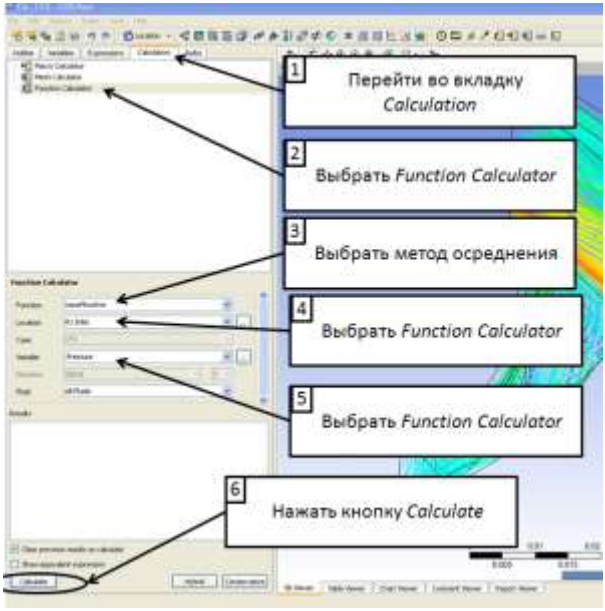


Рис. 3.92. **Определение интегральных значений параметров потока на границах расчетной области**

После выполнения указанных настроек следует нажать кнопку *Calculate* и в поле *Results* будет показана рассчитанная величина.

В табл. 3.12 и на рис. 3.93...3.95 для примера приведены типовые настройки для вычисления наиболее востребованных параметров течения.

Таблица 3.12

К определению наиболее важных параметров потока

Переменная	*Function*	*Variable*
Расход рабочего тела	*MassFlow*	-
Крутящий момент	*Torque*	в поле *Axis* указать ось вращения (в примере *Z*)
Плотность	*massFlowAve*	*Density*
Число Маха в текущей СК	*massFlowAve*	*Mach Number*
Число Маха в стационарной СК	*massFlowAve*	*Mach Number in Stn Frame*
Статическое давление	*massFlowAve*	*Pressure*
Давление торможения в текущей СК	*massFlowAve*	*Total Pressure*
Давление торможения в стационарной СК	*massFlowAve*	*Total Pressure in Stn Frame*
Статическая температура	*massFlowAve*	*Temperature*
Температура торможения в текущей СК	*massFlowAve*	*Total Temperature*
Температура торможения в стационарной СК	*massFlowAve*	*Total Temperature in Stn Frame*
Скорость в текущей СК	*massFlowAve*	*Velocity*
Скорость потока в неподвижной СК	*massFlowAve*	*Velocity in Stn Frame*

Рис. 3.93. Настройка меню *Function Calculator* для вычисления расхода рабочего тела через входную границу

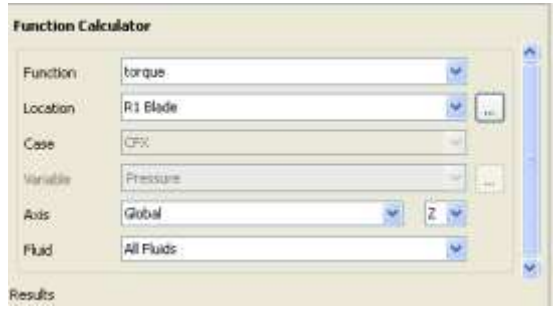


Рис. 3.94. Настройка меню *Function Calculator* для вычисления крутящего момента на лопатках вокруг оси *OZ*

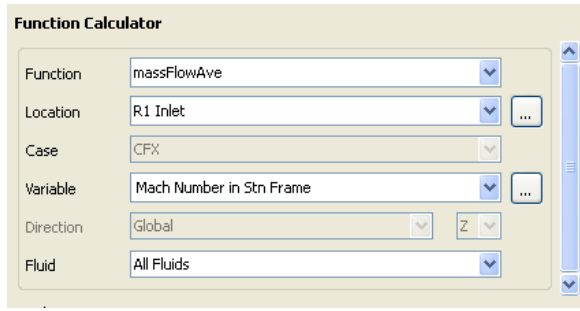


Рис. 3.94. Настройка меню *Function Calculator* для вычисления Числа Маха в стационарной СК на входной границе

4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Лабораторная работа по расчетному и экспериментальному исследованию рабочего процесса компрессора рассчитана на *8* академических часов.

Лабораторное занятие начинается с краткого лекционного обзора, во время которого преподаватель напоминает студентам назначение, классификацию и принцип действия компрессоров, а также основные параметры, характеризующие его работу и процесс преобразования энергии в ступени. В этой части занятия преподаватель также подробно описывает устройство экспериментального стенда. Контроль усвоения материала проводится путем выборочного опроса студентов группы.

На следующем этапе проводится эксперимент. Для этого студенты разбиваются на подгруппы по *5...6* человек. Каждая из них самостоятельно, под присмотром лаборанта, по инструкции, приведенной в разделе 2.3, снимает характеристики компрессора при фиксированной частоте вращения ротора, указанной преподавателем. Студенты остальных подгрупп снимают подобные характеристики, но при других частотах вращения РК. Полученные результаты эксперимента вместе с атмосферными условиями в момент проведения работы (t_H и p_H) распечатываются на специальном бланке для каждого студента.

Каждая группа студентов обрабатывает результаты, проведенного ими эксперимента по методике, приведенной в разделе 2.4. Результаты расчета заносятся в бланк отчета. В нем должна содержаться следующая информация:

– схема экспериментальной установки;
– протокол испытаний, в котором приведены параметры, определенные непосредственно в ходе испытаний и атмосферные условия;
– таблица с результатами обработки произведенных измерений;
– построенные по результатам эксперимента напорные и КПД - характеристики микрокомпрессора $\pi_к^*, \eta_к = f(G_в)$ при заданной частоте вращения n.

Пример оформления отчета об экспериментальном исследовании приведен в Приложении 1.

После завершения обработки результатов испытания, преподаватель назначает каждому студенту точку на полученной характеристике, течение в которой он должен будет исследовать расчетным путем, по методике, приведенной в главе 3.

Кроме того, каждый студент получает одно из индивидуальных заданий, приведенных в разделе 5.1. В ходе его выполнения студент должен будет провести расчетное исследование рабочего процесса компрессора с измененными условиями работы относительно базового варианта и теоретически обосновать полученные результаты, опираясь на материалы главы 1, конспект лекций или учебники [1, 2].

После выполнения перечисленных заданий студент представляет преподавателю отчет, состоявший из:
– протокола испытания;
– результатов расчетного исследования в указанной ему расчетной точке;
– выполненного индивидуального здания.

Контроль усвоения материала производится путем устного опроса. Каждый студент должен ответить на *4* контрольных вопроса:
– *№1* о назначении, классификации и устройстве компрессора (вопросы *1...10* в разделе 5.2.1);

– *№2* о теоретических основах рабочего процесса компрессора (вопросы *11...41* в разделе 5.2.1);
– *№3* вопрос, связанный с экспериментальным исследованием рабочего процесса компрессора (раздел 5.2.2).
– *№4* вопрос, связанный с расчетным исследованием рабочего процесса компрессора (раздел 5.2.3).

При подготовке ответов на контрольные вопросы студенту разрешается пользоваться теоретическим материалом, изложенным в главе 1, конспекте лекций и литературой из списка использованных источников.

Оценка работы студента при выполнении лабораторной работы выставляется по результатам проверки отчета и устных ответов на контрольные вопросы. Оценка за каждый элемент отчета и вопрос ставится исходя из максимальных баллов, приведенных в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Максимальные оценки за каждый элемент выполнения лабораторной работы

Наименование работы	Максимальный балл
Экспериментальное исследование	*1*
Результаты расчетного исследования	*2*
Выполнение индивидуального задания	*3*
вопрос *№1* о назначении, классификации и устройстве компрессора	*0,5*
вопрос *№2* о теоретических основах рабочего процесса компрессора	*1*
вопрос *№3*, связанный с экспериментальным исследованием рабочего процесса компрессора.	*0,5*
вопрос *№4*, связанный с расчетным исследованием рабочего процесса компрессора	*1*

5. ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

5.1. Индивидуальные задания

1. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении частоты вращения РК n на *10%.* Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
2. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении частоты вращения РК n на *10%.* Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
3. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении температуры рабочего тела на входе $T_в^*$ на *10%.* Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
4. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении температуры рабочего тела на входе $T_в^*$ на *10%.* Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

5. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении расхода рабочего тела на входе G_B^* на *10%.* Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
6. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении расхода рабочего тела на входе G_B^* на *10%.* Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
7. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении угла выхода потока из ВНА α_1 на *10°.* Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
8. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении угла выхода потока из ВНА α_1 на *10°.* Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
9. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении диаметра рабочего колеса на *1,5мм.* Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
10. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении диаметра рабочего колеса на *1,5мм.* Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
11. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при появлении утечки рабочего тела за РК

величиной в *10%* от расхода рабочего тела на входе. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

12. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при появлении втекания рабочего тела за РК величиной в *10%* от расхода рабочего тела на входе. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
13. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при появлении утечки рабочего тела за РК величиной в *20%* от расхода рабочего тела на входе. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
14. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении статического давления за компрессором p_K на *10%*. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
15. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении статического давления за компрессором p_K на *10%*. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
16. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении числа лопаток РК на *2* единицы. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
17. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении числа лопаток РК на *2*

единицы. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

18. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при установке за РК лопаточного диффузора, чертеж которого приведен на рис. 5.1. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

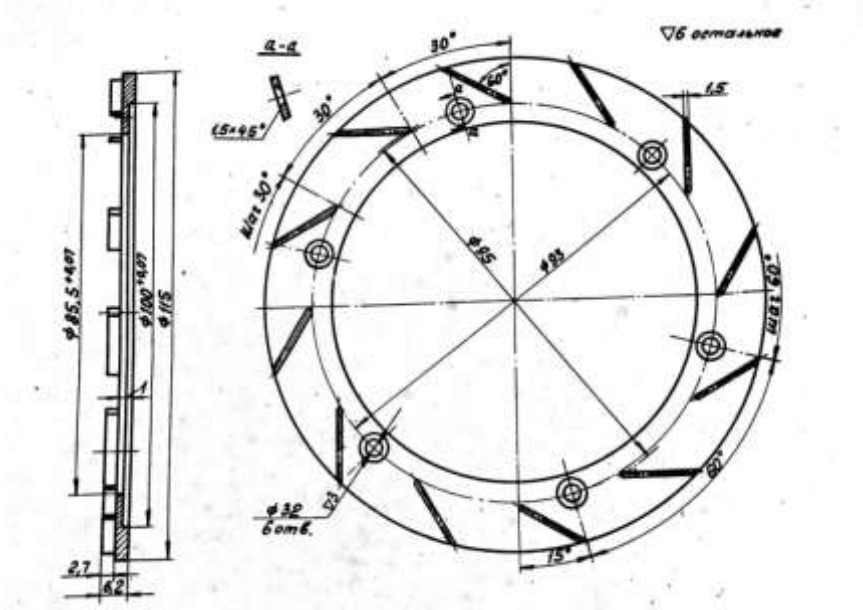


Рис. 5.1. Чертеж лопаточного диффузора к индивидуальному заданию *№17*[10]

5.2. Контрольные вопросы для отчета лабораторной работы

5.2.1. Вопросы по теории рабочего процесса компрессора

1. Какие функции выполняет компрессор?
2. Для чего используется компрессор?

3. Каким образом можно классифицировать компрессоры?
4. Каким образом компрессоры классифицируются по направлению движения рабочего тела?
5. Каково принципиальное отличие между центробежным и осевым компрессором?
6. Назовите достоинства и недостатки осевых компрессоров.
7. Назовите достоинства и недостатки центробежных компрессоров.
8. Из каких элементов состоит ступень осевого компрессора?
9. Из каких элементов состоит ступень центробежного компрессора?
10. Поясните физический смысл степени сжатия компрессора $\pi_к^*$.
11. Какой тип компрессора обеспечивает получение большей степени сжатия? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
12. Для чего компрессору необходимо рабочее колесо? Поясните свой ответ.
13. Почему в компрессоре воздух движется из области меньшего давления в зону повышенного давления? Поясните свой ответ.
14. Куда расходуется работа, подводимая к компрессору?
15. Что необходимо сделать, чтобы большая часть подводимой в компрессоре работы расходовалась на повышение давления? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
16. Каким образом в конструкции компрессора организуется торможение потока в относительном движении?
17. Каким образом в конструкции компрессора организуется действие инерционных сил?
18. Почему в компрессоре происходит повышение давления? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.

19. Почему давление растет в направляющем аппарате компрессора?
20. За счет чего растет давление в РК осевого компрессора? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
21. За счет чего растет давление в РК центробежного компрессора? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
22. Для чего в компрессоре устанавливается направляющий аппарат? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
23. Какие функции выполняет рабочее колесо?
24. Почему нельзя сделать лопаточный компрессор без подвижного рабочего колеса?
25. Почему высота лопатки компрессора уменьшается к выходу? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
26. Что необходимо сделать, чтобы высота лопатки компрессора не уменьшалась к выходу?
27. Изобразите график изменения абсолютной скорости c по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
28. Изобразите график изменения относительной скорости w по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
29. Изобразите график изменения статического давления p по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
30. Изобразите график изменения полного давления p^* по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
31. Изобразите график изменения статической температуры T по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.

32. Изобразите график изменения полной температуры T^* по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
33. Поясните, что такое КПД компрессора $\eta_к$.
34. За счет чего растет давление в лопаточном направляющем аппарате осевого компрессора?
35. За счет чего растет давление в щелевом диффузоре центробежного компрессора?
36. Почему нецелесообразно компрессоры выполнять центростремительными?
37. Поясните сущность потерь на дополнительное объемное сжатие в компрессоре.
38. Какое действие оказывают гидравлические потери в проточной части компрессора?
39. Изобразите и поясните цепочку передачи энергии от источника энергии к потоку в компрессоре.
40. Каким образом и почему повлияет на степень сжатия в ступени компрессора $\pi_к^*$ увеличение температуры воздуха на входе в компрессор $Т_в^*$ при неизменной подводимой мощности? Поясните свой ответ.
41. Каким образом и почему повлияет на степень сжатия в ступени компрессора $\pi_к^*$ увеличение частоты вращения РК при прочих равных условиях? Поясните свой ответ.

5.2.2. Вопросы, связанные с экспериментальным исследованием компрессоров

1. Каким типом двигателя приводится во вращение РК компрессора на экспериментальном стенде? Что еще может использоваться для этих целей?
2. Объясните принцип измерения давления в эксперименте.
3. Почему отбор давления для измерения давления за компрессором происходит в двух точках?
4. Объясните принцип действия расходомера.

5. Каким образом в эксперименте находится степень сжатия π_K^*?
6. Объясните принцип измерения частоты вращения РК компрессора.
7. Каким образом в эксперименте определяется массовый расход воздуха через компрессор G_B?
8. Каким образом находится крутящий момент на РК турбины?
9. Какие допущения заложены в методике обработки эксперимента (раздел 2.4)?
10. Каким образом находится мощность, развиваемая турбиной?
11. Каким образом в эксперименте оценивается значение КПД компрессора η_K?
12. Назовите основные недостатки и сложности экспериментального изучения рабочего процесса компрессора.
13. Какие параметры необходимо измерить в ходе выполнения эксперимента для определения КПД η_K?
14. Почему при закрытии окна регулирующего расход частота вращения ротора увеличивается?

5.2.3. Вопросы, связанные с анализом результатов полученных в численном расчете

1. Визуализируйте поле изменения статических давлений p в межлопаточном канале на высоте *50%* и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.
2. Визуализируйте поле изменения заторможенных давлений p^* в межлопаточном канале на высоте *50%* и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.
3. Визуализируйте поле изменения статических температур T в межлопаточном канале на высоте *50%* и меридиональ-

ном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

4. Визуализируйте поле изменения заторможенных температур T^* в межлопаточном канале на высоте *50%* и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.
5. Визуализируйте поле изменения числа Маха в подвижной СК в межлопаточном канале на высоте *50%* и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.
6. Визуализируйте поле изменения чисел Маха в неподвижной СК в межлопаточном канале на высоте *50%* и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.
7. Визуализируйте поле векторов в относительной СК в межлопаточном канале на высоте *50%* и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.
8. Визуализируйте поле векторов в абсолютной СК в межлопаточном канале на высоте *50%* и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.
9. Визуализируйте поле изменения плотности ρ в межлопаточном канале на высоте *50%* и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.
10. Визуализируйте линии тока в межлопаточном канале на высоте *50%* и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

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 Емин, О.Н. Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД [Текст]: Учеб. пособие/ О.Н. Емин, В.Н. Карасев, Ю.А. Ржавин – М.: Дипак, 2004. – 156с.

4 Japike D., Baines N.C., Introduction to Turbomachinery [Текст]. Concept NREC ETI INc.

5 Lewis R. I., 1996, Turbomachinery Performance Analysis [Текст], Elsevier Science & Technology Books.

6 ГОСТ 23851-79 "Двигатели авиационные газотурбинные".

7 Иноземцев, А.А, Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок» [Текст]: серия «Газотурбинные двигатели». Том II «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Общие сведения. Компрессоры. Камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства»/ А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. М.: Машиностроение, 2008. - 366 страниц.

8 Ржавин, Ю.А. Осевые и центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчёт[текст]: Учебник/Ю.А. Ржавин.–М.: Изд-во МАИ, 1995. – 344 с.

9 Экспериментальное определение характеристик малоразмерных лопаточных машин [Текст] : учеб. пособие/О. В. Батурин [и др.] ; Федер. агентство по образованию, Са-

мар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева. - Самара : Изд-во СГАУ, 2006. - 127 с.
10 Наталевич А.С. Лабораторный практикум по курсу «Лопаточные машины» [Текст]/ А.С. Наталевич, В.П. Ильин, А.А, Трофимов, С.В.Кбеке. – Куйбышев.: Из-во КуАИ, 1970. – 31с.
11 Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя [Текст]. – М.: Наука, 1974. - 711с.
12 Андерсон, Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Текст]. В 2-х томах/ Д. Андерсон, Дж. Таннехил, Р. Плетчер. – М.: Мир,1990.- 384с.
13 Флетчер, К. Вычислительные методы в динамике жидкостей [Текст]. В 2-х томах/К. Флетчер. – М.: Мир, 1991. – 1056с.
14 Расчет пространственной структуры потока в ступени осевого компрессора в программном комплексе ANSYS CFX [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / О. В. Батурин, Д. А. Колмакова, В. Н. Матвеев [и др.] ; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. дан. (1 файл : 3,12 Мбайт). - Самара : [б. и.], 2011. - on-line.
15 Материалы сети Интернет

Приложение 1

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ОТЧЕТА О ЭКСПЕРЕМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ

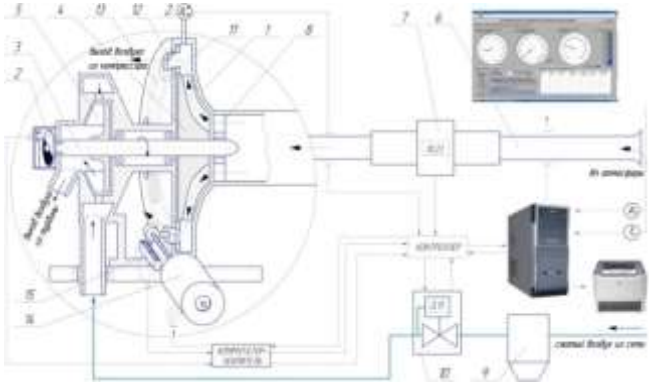
Студент_____

Группа_____

№ вопроса	оформление	Вопрос №1	Вопрос №2	Вопрос №3	Доп. балл	Σ
Макс.балл	2	1	1	1		
Балл						

Эксперимент провести при частоте вращения:___*25000об/мин*___

Схема экспериментальной установки



Атмосферные условия

$p_н$, *кПа*	*99,2*	$t_н$, °С	*23*

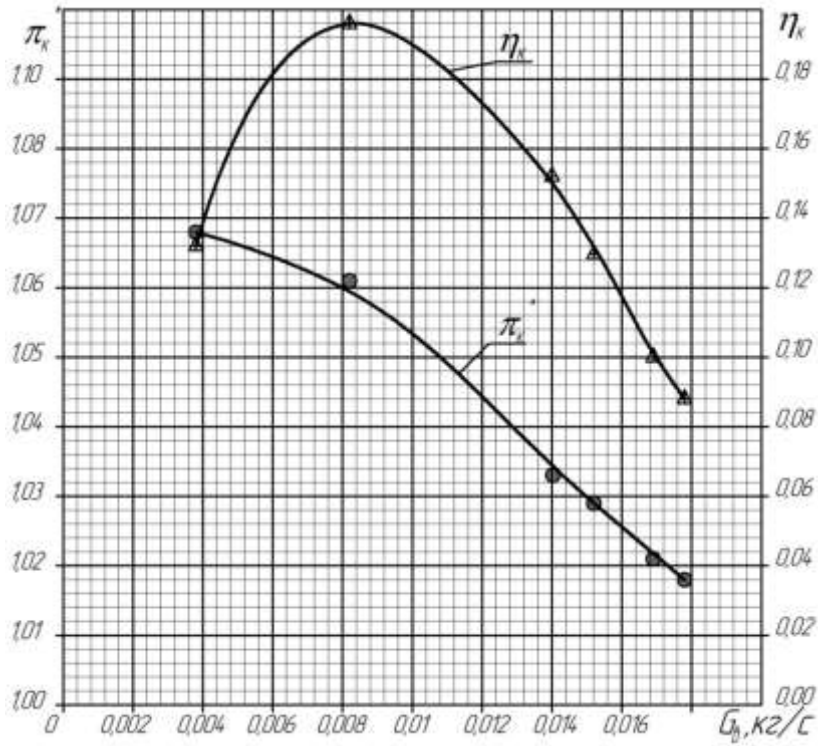
Результаты измерений

Номер режима	*Позиция заслонки*	*n, мин$^{-1}$*	$Q_в$, *л/мин*	$p^*_{КМ}$, *кПа*	$p^*_{ТМ}$, *кПа*	$M_{кр}$, *Н·см*
1	*100*	*25080*	*912,7*	*1,8*	*94,6*	*12,22*
2	*60*	*25020*	*869,5*	*2,1*	*89,8*	*11,66*
3	*50*	*25080*	*779,9*	*2,9*	*83,7*	*10,92*
4	*40*	*25020*	*721,4*	*3,5*	*79,4*	*10,42*
5	*30*	*25200*	*416,0*	*6,1*	*58,6*	*7,95*
6	*20*	*25200*	*199,7*	*6,7*	*44,4*	*6,27*

Результаты определения основных параметров компрессора

	$T_н$, К	$p_к^*$, кПа	$p_т^*$, кПа	$\rho_в$, $\frac{кг}{м^3}$	$G_в$, кг/с	$N_к$, Вт	H_z, $\frac{Дж}{кг}$	$\pi_к^*$	$L_{кs}$ $\frac{Дж}{кг}$	$\eta_к^*$
1	*296,15*	*101,0*	*193,8*	*1,17*	*0,0178*	*320,8*	*18068*	*1,018*	*1533*	*0,085*
2	*296,15*	*101,3*	*189,0*	*1,17*	*0,0169*	*305,3*	*18053*	*1,021*	*1787*	*0,099*
3	*296,15*	*102,1*	*182,9*	*1,17*	*0,0152*	*286,7*	*18895*	*1,029*	*2460*	*0,130*
4	*296,15*	*102,7*	*178,6*	*1,17*	*0,0140*	*272,9*	*19446*	*1,035*	*2963*	*0,152*
5	*296,15*	*105,3*	*157,8*	*1,17*	*0,0081*	*209,7*	*25913*	*1,061*	*5118*	*0,198*
6	*296,15*	*105,9*	*143,6*	*1,17*	*0,0039*	*165,4*	*42573*	*1,068*	*5610*	*0,132*

Напорная и КПД характеристики микрокомпрессора при n= 25000мин⁻¹



Приложение 2

ОБОЗНАЧЕНИЕ НАИБОЛЕЕ УПОТРЕБИМЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ПРОГРАММЕ *ANSYS CFX*

Переменная	Обозначение	Название в списке
Плотность	ρ	*Density*
Число Маха в текущей СК	M_w	*Mach Number*
Число Маха в стационарной СК	M	*Mach Number in Stn Frame*
Статическое давление	p	*Pressure*
Давление торможения в текущей СК	p^*_w	*Total Pressure*
Давление торможения в стационарной СК	p^*	*Total Pressure in Stn Frame*
Статическая температура	T	*Temperature*
Температура торможения в текущей СК	T^*_w	*Total Temperature*
Температура торможения в стационарной СК	T^*	*Total Temperature in Stn Frame*
Скорость в текущей СК	w	*Velocity*
Скорость потока в неподвижной СК	c	*Velocity in Stn Frame*

Учебное издание

Батурин Олег Витальевич
Колмакова Дарья Алексеевна
Матвеев Валерий Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С ПОМОЩЬЮ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ

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