

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ УНИВЕРСАЛЬНОГО ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА *ANSYS CFX*

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

САМАРА
Издательство СГАУ
2011

УДК 629.438
ББК 39.55

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

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

Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса *Ansys CFX*: метод. указания / сост. О.В. Батурин, **Д.А. Колмакова**, **В.Н. Матвеев**, **Г.М. Попов**, **Л.С. Шаблий** – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 100 с.: ил.

Методические указания содержат основные теоретические сведения о рабочем процессе в ступени осевой турбины, а также подробную пошаговую методику расчетного исследования рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью современного универсального программного комплекса *Ansys CFX*, основанного на решении уравнений Навье - Стокса.

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

УДК: 629.438
ББК: 39.55

© О.В. Батури

н, В.Н. Матвеев,
Л.С. Шаблий, Г.М. Попов, Д.А.
Колмакова, 2011
© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения	4
Введение	7
1. Рабочий процесс в ступени осевой турбины	9
1.1. Схема и принцип действия осевой турбины	10
1.2. Изменение параметров по длине проточной части ступени турбины	13
1.3. Преобразование энергии в ступени турбины и КПД турбины	16
2. Алгоритм расчетного исследования рабочего процесса в ступени осевой турбины	23
2.1. Этапы выполнения расчетного исследования и используемое программное обеспечение	23
2.2. Постановка задачи и выбор геометрии расчетной области	25
2.3. Создание сеточной модели потока газа в ступени турбины	29
2.3.1. Исходные данные, необходимые для создания расчетной модели течения в турбине	29
2.3.2. Создание файлов, описывающих меридиональные обводы проточной части	30
2.3.3. Загрузка созданных файлов, описывающих геометрию лопаточных венцов в программу <i>TurboGrid</i>	37
2.3.4. Построении конечноэлементной модели	44
2.3.5. Анализ качества сетки	49
2.3.6. Сохранение конечноэлементной модели	51
2.3.7. Построение конечноэлементной модели течения газа в РК турбины	51
2.4. Задание граничных условий в препроцессоре <i>Ansys CFX-Pre</i>	55
2.5. Решение задачи	66
2.6. Обработка полученных результатов	71
3. Порядок проведения и отчета лабораторной работы	89
4. Контрольные вопросы для отчета лабораторной работы	92
Список использованных источников	94
Приложение 1	95

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Параметры лопаточных машин

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

Индексы

<i>*</i>	—	Параметры торможения (полные параметры);
<i>a</i>	—	осевое направление (по оси турбо-машины);
<i>g</i>	—	газ, сечение на входе в турбину;
<i>δ</i>	—	дисковый;
<i>κ</i>	—	концевой, периферийный;
<i>кр.</i>	—	кромочный, критический;
<i>л</i>	—	лопаточный;
<i>n</i>	—	перпендикулярный (по нормали);
<i>PK</i>	—	относящийся к рабочему колесу;
<i>CA</i>	—	относящийся к сопловому аппарату;
<i>ст</i>	—	ступень;
<i>ср</i>	—	средний;
<i>т</i>	—	турбина, сечение на выходе из турбины;
<i>тр</i>	—	трение;
<i>ут</i>	—	связанный с утечками;
<i>п</i>	—	политропический;
<i>с</i>	—	в абсолютной системе координат;
<i>г</i>	—	радиальный, связанный с потерями;
<i>s</i>	—	изоэнтропический;
<i>u</i>	—	параметр в окружном направлении;
<i>w</i>	—	в относительной системе координат;
<i>0</i>	—	сечение на входе в сопловой аппарат;
<i>1</i>	—	сечение на входе в рабочее колесо;
<i>2</i>	—	сечение на выходе из рабочего колеса.

Условные сокращения

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

<i>ДВС</i>	— двигатель внутреннего сгорания;
<i>ЖРД</i>	— жидкостно-реактивный двигатель
<i>КПД</i>	— коэффициент полезного действия;
<i>КЭ</i>	— конечные элементы, конечно-элементный;
<i>ЛВ</i>	— лопаточный венец;
<i>ЛМ</i>	— лопаточная машина;
<i>ЛКМ</i>	— левая кнопка мыши;
<i>НД</i>	— низкое давление;
<i>ПКМ</i>	— правая кнопка мыши;
<i>РЗ</i>	— радиальный зазор;
<i>РК</i>	— рабочее колесо;
<i>СА</i>	— сопловой аппарат;
<i>СГАУ</i>	— самарский государственный аэрокосмический университет;
<i>СК</i>	— система координат;
<i>ТДЛА</i>	— кафедра теории двигателей летательных аппаратов;
<i>ТРД</i>	— турбореактивный двигатель;
<i>ТРДД</i>	— турбореактивный двухконтурный двигатель;
<i>ТНА</i>	— турбонасосный агрегат;
<i>CFD</i>	— англоязычная аббревиатура « <i>Computational Fluid Dynamics</i> », широко применяемая для обозначения вычислительной газовой динамики.

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

ВВЕДЕНИЕ

Турбина является одним из важнейших узлов газотурбинных двигателей и энергоустановок. Кроме того, турбины часто применяются и в других областях техники в качестве компактного источника энергии топливных насосов ЖРД, воздушных и гребных винтов, электрогенераторов, газоперекачивающих установок, пневматического инструмента и т.п. По этой причине изучение и понимание рабочего процесса турбины является актуальным и востребованным. Глубокое понимание процессов, происходящих в ее межлопаточных каналах, позволяет избежать ошибок при проектировании и повысить ее газодинамическую эффективность. Последнее обстоятельство является наиболее важным, поскольку КПД турбины непосредственно влияет на топливную экономичность и конкурентоспособность изделия в целом. Например, для ТРДД с умеренными параметрами цикла повышение КПД турбины ВД на 1% приводит к снижению удельного расхода топлива на 0,7%.

До недавнего времени основным источником получения характеристик турбомашин являлся эксперимент. Однако, он обладает рядом существенных недостатков. Во-первых, проведение продувок, связанное с использованием высокоточного оборудования и многочисленных модельных решеток, весьма дорого. Во-вторых, организация и проведение эксперимента требуют значительных затрат времени. В-третьих, при продувках решеток не всегда удастся воспроизвести желаемые режимы течения. В-четвертых, в ходе эксперимента невозможно получить исчерпывающую информацию о параметрах потока

во всех точках канала. Таким образом, экспериментальное определение характеристик лопаточных венцов получается дорогим, длительным и ограниченным по числу измеряемых параметров, что, несомненно, отрицательно отражается на качестве проектирования и стоимости доводки изделия.

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

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

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

1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Турбина — это лопаточная машина, в которой происходит непрерывный отбор энергии от сжатого и нагретого газа, а также преобразование ее в механическую энергию вращения ротора.

Турбины бывают одно- и многоступенчатыми. Максимальное число ступеней в турбинах современных авиационных ГТД достигает семи штук. Число ступеней паровых турбин может превышать эту величину.



Рис. 1.1 Многоступенчатая паровая
осевая турбина

По направлению движения рабочего тела турбины делятся на осевые, радиальные (центробежные и центростремительные) и диагональные.

Ступень турбины обычно состоит из двух лопаточных венцов: неподвижного соплового аппарата (СА) и вращающегося рабочего колеса (РК).

В ступени турбины выделяются три характерных сечения:

- на входе в СА сечение 0-0;
- на выходе из СА (на входе в РК) сечение 1-1;
- на выходе из РК сечение 2-2.

Величина степени расширения газа в ступени турбины π_m^* обычно находится в интервале от 1,5 до 5. Большие значения соответствуют высоконагруженным осевым турбинам высокого давления (ТВД) и центростремительным турбинам, а меньшие – турбинам низкого давления (ТНД). В настоящее время существует тенденция сокращения числа ступеней лопаточных машин в ГТД. Поэтому степень расширения газа в одной ступени перспективной турбины может превышать 5.

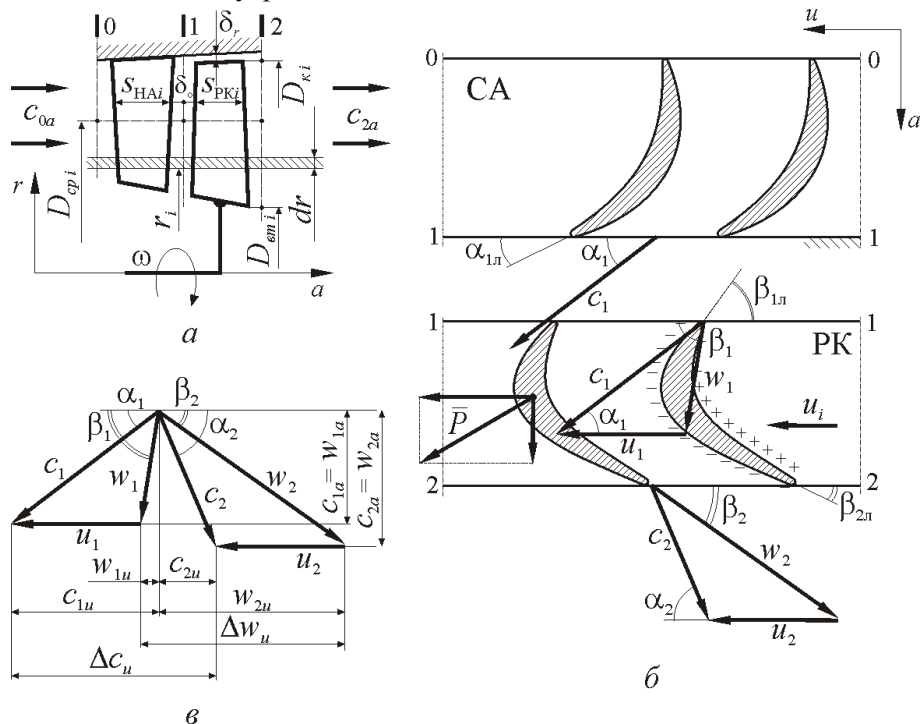
1.1. Схема и принцип действия осевой турбины

Рассмотрим принцип осевой турбины, схема которой приведена на рис. 1.2. Выделим элементарную ступень турбины толщиной dr на произвольном радиусе r_i (рис. 1.2 а, б).

На входе в СА газ имеет начальные параметры T_0^* и p_0^* и скорость c_0 направленную под углом α_0 к фронту решетки. Для исключения потерь, связанных с отрывом потока, лопатки проектируются таким образом, чтобы входной конструктивный угол лопаток был близок к углу натекания потока ($\alpha_{л} \approx \alpha_{0л}$).

Лопаточный венец СА выполняют таким образом, чтобы конструктивный угол решетки на выходе из СА $\alpha_{1л}$ был гораздо меньше лопаточного угла на входе в решетку $\alpha_{0л}$. При таком соотношении углов площадь межлопаточного канала на выходе из СА оказывается существенно меньше, чем на входе, т.е. межлопаточный канал СА является сужающимся (конфузорным). Это приводит к увеличению абсолютной скорости газа: $c_1 > c_0$. Течение в СА является энергоизолированным, поэтому полные параметры газа остаются практически постоянными, поскольку они характеризуют его внутреннюю энергию, а в СА энергия (в виде механической работы или тепла) не подводится и не отводится. Строго говоря, газ при прохождении канала СА все-таки совершает небольшую механическую работу против сил трения (в пограничном слое и между слоями при турбулентности). Поэтому полное давление p^* немного уменьшается. Полная температура же T^* не

изменяется, поскольку тепло, выделившееся из-за такого трения, целиком остается внутри газа.



а - схема проточной части; б - двумерная модель ступени; в - план скоростей

Рис. 1.2. Схема и принцип действия ступени осевой турбины:

Согласно уравнению Бернулли ($\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0$) при неизменных полных параметрах увеличение скорости потока приводит к снижению статических параметров: давления и температуры ($p_1 < p_0$, $T_1 < T_0$). Таким образом, в СА потенциальная энергия рабочего тела преобразуется в кинетическую энергию потока. Кроме того, для создания на РК максимального крутящего момента и получения наибольшей работы ($L_u = c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2$) СА создает закрутку выходящего потока ($c_{1u} \gg c_{1r}$), разворачивая высокоскоростной поток практически в окружном направлении ($\alpha_1 = 12..25^\circ$).

На входных кромках РК газ участвует в двух движениях: относительном (относительно лопаток РК) со скоростью w_1 и переносном (вместе с лопатками РК) со скоростью u_1 (окружная скорость). При этом абсолютная скорость c_1 относительно неподвижной СК определяется векторной суммой $\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1$. Межлопаточный канал РК также часто выполняется сужающимся (конфузорным). В результате скорость потока в относительном движении возрастает $w_2 > w_1$, а статическое давление и температура рабочего тела снижаются ($p_1 > p_2$, $T_1 > T_2$).

Абсолютная скорость газового потока c_2 на выходе из РК определяется как векторная сумма $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$. Обычно ступени турбины проектируют так, чтобы скорость c_2 была близка к осевому направлению, т.е. угол α_2 был близок к 90° . Это способствует обеспечению высоких КПД турбинных ступеней.

Проходя через межлопаточный канал РК, поток газа поворачивается. В результате из-за действия центробежных сил поток газа прижимается к поверхности корытца, из-за чего происходит местное повышение давления (показано знаком «+» на рис. 1.2, б). С другой стороны, те же силы «отжимают» поток от спинки формируя там область разрежения (показана знаком «-» на рис. 1.2, б). В результате рабочая лопатка испытывает действие разности давлений, равнодействующая сила $\bar{P}$ которой направлена в сторону указанную на рис. 1.2, б.

Силу $\bar{P}$ можно разложить на две составляющие: окружную $\bar{P}_u$ и осевую $\bar{P}_a$. Окружная составляющая $\bar{P}_u$ создает на рабочих лопатках крутящий момент и заставляет РК вращаться. Осевая составляющая $\bar{P}_a$ воспринимается упорным подшипником ротора турбины. Поскольку $L_u > 0$ (газ совершает работу), абсолютная скорость c_2 оказывается меньше скорости c_1 .

Графическим отображением векторной суммы скоростей является треугольник скоростей. Совместив входной треугольник скоростей в одном полюсе с выходным, получим план скоростей в ступени осевой

турбины, изображенный на рис. 1.2, в. Следует обратить внимание на то, что поскольку процесс расширения не сопровождается повышенными потерями энергии, поэтому $\Delta\beta$ ($\Delta\alpha$) могут достигать значений $100...120^\circ$ (для сравнения, процесс сжатия в компрессоре с приемлемым уровнем КПД может быть только при $\Delta\beta_{max} = 20...30^\circ$). Поэтому при равных расходах рабочего тела и близких размерах работа ступени осевой турбины больше работы ступени осевого компрессора, а потребное число ступеней турбины всегда меньше числа ступеней компрессора.

Запишем уравнение неразрывности применительно к турбине:

$$\frac{F_0}{F_2} = \frac{\rho_2 c_{2a}}{\rho_0 c_{0a}}; \quad 1.1$$

При расширении газа в турбине плотность рабочего тела снижается $\rho_2 < \rho_0$. При этом увеличение скорости газа оказывается значительно меньше снижения его плотности (обычно турбины проектируются так, что $c_{2a} \approx c_{0a}$). Это приводит к необходимости увеличивать площадь проходного сечения и высоту лопаток к выходу (см. формулу 1.1.). Стоит особо подчеркнуть, что именно расширение газа является причиной увеличения высоты лопаток турбины, а не наоборот.

1.2. Изменение параметров по длине проточной части ступени турбины

Рассмотрим, как и почему меняются основные параметры потока вдоль проточной части ступени турбины.

Как было отмечено при объяснении принципа действия, межлопаточные каналы РК и СА турбины имеют конфузорную форму. Поток в них ускоряется: в относительном движении в РК $w_2 > w_1$ и в абсолютном движении в СА $c_1 > c_0$. Поскольку абсолютное движение в СА и относительное в РК являются энергизолированным, то согласно уравнению Бернулли увеличение скорости приводит к снижению ста-

тического давления $p_0 > p_1 > p_2$ и плотности рабочего тела $\rho_0 > \rho_1 > \rho_2$.

Абсолютная скорость потока в РК снижается из-за отбора энергии от потока рабочего тела $c_1 > c_2$.

Запишем уравнение энергии в тепловой форме в абсолютном движении для решетки РК:

$$(i_1 - i_2) = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - L_{PK}; \quad 1.2$$

$$L_{PK} = i_2^* - i_1^*. \quad 1.3$$

В РК осуществляется отбор работы ($L_{PK} < 0$). Следует напомнить, что внешним признаком передачи/отбора работы в термодинамическом процессе является наличие физического движения. Исходя из этого, можно заключить, что работа отводится только в РК. В СА энергообмена нет ($L_{CA} = 0$).

Учитывая, что в рабочем колесе работа отбирается $L_{PK} < 0$ и $c_1 > c_2$, то можно сделать вывод о том, что левая часть уравнения (1.2) положительна. Следовательно $i_1 > i_2$ и $i_1^* > i_2^*$. Отсюда следует, что в рабочем колесе статическая и полная температуры снижаются $T_2 < T_1$ и $T_2^* < T_1^*$.

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

$$\frac{p_1^* - p_2^*}{\rho} = L_{PK} - L_{r1-2}. \quad 1.4$$

Поскольку работа, развиваемая турбиной, значительно превосходит потери энергии ($L_{PK} > L_{r1-2}$), то левая часть уравнения (1.4) положительна. В результате полное давление в РК снижается: $p_2^* < p_1^*$.

Аналогично запишем уравнения энергии в тепловой форме в абсолютном движении для СА:

$$L_{CA} = (i_1 - i_0) + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = 0; \quad 1.5$$

$$L_{CA} = i_1^* - i_0^* = 0. \quad 1.6$$

Учитывая, что в СА работа не отбирается $L_{CA} = 0$, рост абсолютной скорости компенсируется снижением энтальпий $i_1 < i_0$. А это в свою очередь приводит к снижению статической температуры $T_1 < T_0$.

Отсутствие энергообмена обуславливает равенство полных энтальпий температур на входе и выходе СА ($i_0^* = i_1^*$ и $T_0^* = T_1^*$).

Уравнение энергии в механической форме для СА выглядит следующим образом:

$$\frac{p_1^* - p_0^*}{\rho} = L_{CA} - L_{r1-0}. \quad 1.7$$

Так как $L_{CA} = 0$, изменение полного давления вызвано только затратами энергии на преодоление потерь. Если бы процесс в СА проходил без потерь, то полное давление было бы там неизменно $p_1^* = p_0^*$. Учитывая, что потери энергии связанные с потерями L_{r1-0} обычно невелики, то падение полного давления будет незначительным. Обычно оно не превышает 5%.

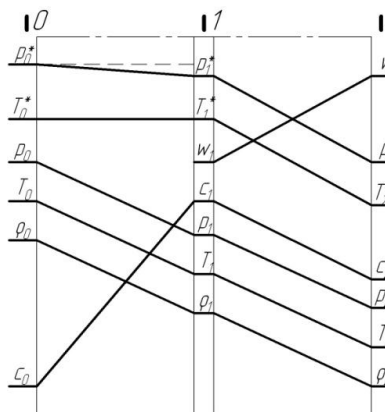


Рис. 1.3. Изменение параметров потока вдоль проточной части ступени осевой турбины

1.3. Преобразование энергии в ступени турбины и КПД турбины

Турбина является тепловой машиной, так как процесс получения от рабочего тела механической работы сопровождается одновременным изменением его давления и температуры.

ному. Величина работы, выделившейся при расширении газа с начальной температурой T_0^* от давления p_0^* до давления p_2 , может быть найдена из следующего термодинамического выражения:

В реальном процессе расширения « Γ - T » из-за выделившегося тепла трения действительная температура T_{τ} в конце процесса выше

аналогичной температуры в конце идеального процесса T_{TS} . По этой причине точка «Т», соответствующая окончанию реального процесса, находится на пересечении изобары $p_T = const$ и изотермы $T_T^* = const$. Поскольку $T_T > T_{TS}$, то изотерма $T_T = const$ лежит правее изотермы $T_{TS} = const$. Следовательно, политропа «Г–Т» расположена правее изоэнтропы «Г– T_s ». В результате реальная работа расширения газа в турбине $L_{T-П}$ больше идеальной L_{TS} на величину дополнительной работы объемного расширения ΔL_V :

$$L_{ТП} = \int_{\Gamma}^T \frac{dp}{\rho} = L_{TS} + \Delta L_V. \quad 1.9$$

Из этих рассуждений вытекает парадоксальный вывод: в турбине выгоднее реализовать несовершенный процесс расширения!!! Но это не так!

Из уравнения энергии, применительно к турбине, следует:

$$L_T = \int_{\Gamma}^T \frac{dp}{\rho} + L_{rT-T}. \quad 1.10$$

(здесь принято $c_{\Gamma} \approx c_T$)

Исходя из этого, можно записать, что:

$$L_T = L_{TS} + \Delta L_V - L_{rT-T}. \quad 1.11$$

К сожалению, p - V -диаграмма не дает представления о соотношениях величин ΔL_V и L_{rT-T} , поэтому и возникает видимость того, что в турбине политропический процесс выгоднее изоэнтропического. Для того, чтобы разобраться в этом вопросе рассмотрим процесс расширения в T - S -диаграмме (рис. 1.5).

Идеальный процесс расширения, происходящий без трения, на диаграмме изображается в виде вертикального отрезка «Г– T_s ». Эта изоэнтропа располагается между двумя изобарами $p_{\Gamma} = const$ и

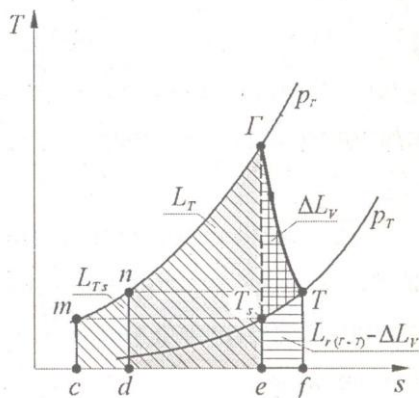


Рис. 1.5. T - S диаграмма процесса расширения в турбине

$p_T = const$, соответствующими начальному и конечному давлению, и двумя изотермами $T_T = const$ и $T_{Ts} = const$.

Как отмечалось ранее, действительный процесс расширения сопровождается потерями, в результате которых температура потока на выходе из турбины в реальном процессе будет больше, чем в идеальном. Таким образом

точка « T », соответствующая концу реального процесса расширения, будет располагаться на пересечении изобары $p_T = const$ и изотермы, соответствующей конечной температуре T_T , которая лежит выше изотермы $T_{Ts} = const$. Реальное изменение состояния воздуха показывает политропа « Γ - T », принципиальное положение которой показано на рис. 1.5.

В T - S диаграмме можно выделить площади соответствующие членам уравнения (1.11). Тепло, подведенное к газу, равно площади под политропой « Γ - T » (фигура « e - f - T - Γ »). Поскольку в турбине тепло специальным образом не подводится, то тепло, подведенное в реальном процессе $Q_{\Gamma T}$ представляет собой тепло, выделявшееся в результате преодоления трения на участке « Γ - T ». Отсюда следует, что указанная площадь равна работе на преодоление потерь $L_{\Gamma T-T}$. Суммарная работа турбины L_T равна площади под изобарой $p_T = const$ (фигура « d - n - Γ - e »). Аналогично изэнтропическая работа L_{Ts} будет характеризоваться площадью « c - m - Γ - e ». Работа политропного расширения равна $L_{\Gamma T} = L_{Ts} + \Delta L_V$, что соответствует площади фигуры « d - n - f - Γ - T ». Сопоставляя члены уравнения (1.11) с установленными

значениями площадей нетрудно заметить, что работа объемного расширения ΔL_V равна площади фигуры « T - G - T_s ».

T - S -диаграмма полностью исключает эффект иллюзорности p - V -диаграммы относительно того факта, что работа турбины может быть больше располагаемой энергии расширения ($L_{т-п} > L_{mS}$). Действительно на рис. 1.5 четко видно, что $L_{тп} < L_{mS}$. Таким образом, для получения максимальной полезной работы в турбине следует стремиться к реализации изоэнтروпического (эталонного) процесса расширения.

Процесс преобразования энергии в ступени турбины может быть представлен в другом виде. Как неоднократно отмечалось, в турбине происходит отбор энергии от нагретого сжатого газа. При этом процесс передачи энергии можно разложить на два этапа. На первом этапе энергия передается от газа к межлопаточному каналу РК турбины, затем она через диски и валы передается потребителю.

В результате расширения газа в турбине выделяется мощность N_{TS} . Поделив ее на расход воздуха через турбину G_T , получим удельную работу, выделившуюся при расширении газа с начальной температурой T_0^2 от давления p_0^* до давления p_2 :

$$L_{TS} = \frac{N_{TS}}{G_T} = c_p T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad 1.12$$

Данная работа является идеальной работой турбины – максимально возможной работой, которая может быть реализована в ней.

При передаче выделившейся мощности от газа к лопаткам часть энергии теряется на преодоление потерь в проточной части РК и СА $N_{rPK} + N_{rCA}$. Данные потери преобразуются в тепло, дополнительно нагревают рабочее тело, что позволяет получить в турбине дополнительную мощность ΔN_V . Газ покидает турбину со скоростью c_2 , что говорит о том, что часть энергии расширения, равная кинетической

энергии $c_2^*/2$, не была преобразована в полезную работу на валу. Мощность, дошедшая до межлопаточных каналов рабочих лопаток, называется мощностью на окружности колеса N_u . Если ее поделить на расход воздуха, то можно найти работу на окружности РК, которая согласно уравнению момента количества движения равна:

$$L_u = \frac{N_u}{G_r} = (u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}). \quad 1.13$$

Полученная лопатками энергия в дальнейшем передается потребителю. Часть мощности $N_{ут}$ теряется с утечками рабочего тела в РЗ, которые проходят со входа на выход турбины минуя лопатки и не совершая полезной работы.

Другая часть энергии теряется на преодоление трения диска о газ N_d . Полученная мощность называется внутренней мощностью турбины N_t . В дальнейшем при передаче энергии по дискам и валам часть мощности $N_{тр}$ расходуется на деформацию элементов ротора и преодоление трения в подшипниках.

Оставшаяся мощность N_e передается потребителю.

Описанный процесс преобразования энергии может быть изображен схематически. Баланс энергии в ступени турбины показан на рис. 1.6 и 1.7.

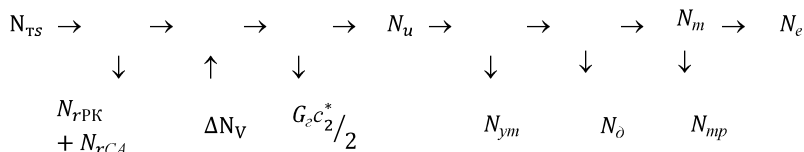


Рис. 1.6. Баланс энергии в ступени турбины

Проведенный выше анализ позволяет выйти на понятие *КПД турбины*, который характеризует ее энергетическую эффективность. КПД

турбины - это отношение полезной работы к затраченной. Полезной работой является работа, переданная потребителю L_e . Затраченная работа – энергия, выделившаяся при расширении газа с начальной температурой T_0^* от давления p_0^* до давления p_2 . В отличие от компрессора в турбине выделяется несколько видов КПД.



Рис. 1.7. Диаграмма баланса энергии в ступени турбины

Адиабатический КПД – оценивает гидравлическое совершенство турбины:

$$\eta_s = \frac{L_{TS} - (L_{rPK} + L_{rCA})}{L_{TS}}. \quad 1.14$$

Окружной КПД характеризует эффективность турбины по величине энергии, переданной на лопатки РК. Он характеризует совершенство проточной части и учитывает потери с выходной скоростью:

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_{TS}} = \frac{(u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u})}{\frac{kR}{k-1} T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad 1.15$$

Внутренний (мощностной) КПД характеризует эффективность турбины по величине энергии, переданной на выходной вал турбины:

$$\eta_u = \frac{L_T}{L_{TS}}. \quad 1.16$$

Именно этот КПД чаще всего применяется для оценки ее совершенства.

Полный КПД характеризует эффективность турбины по величине энергии, отданной потребителю:

$$\eta_e = \frac{L_e}{L_{TS}}. \quad 1.17$$

2. АЛГОРИТМ РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

2.1. Этапы выполнения расчетного исследования и используемое программное обеспечение

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

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

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

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

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

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

В данном методическом пособии приведен подробный алгоритм CFD-расчета осевой турбины с использованием программного обеспечения, включающего:

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

2.2. Постановка задачи и выбор геометрии расчетной области

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

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

Для создания геометрии расчетной области необходимо знать меридиональное сечение проточной части турбины (см. рис. 2.1) и форму пера лопаток. Геометрия пера на чертежах обычно представляется в

виде таблицы координат профиля в нескольких контрольных сечениях (рис. 2.2).

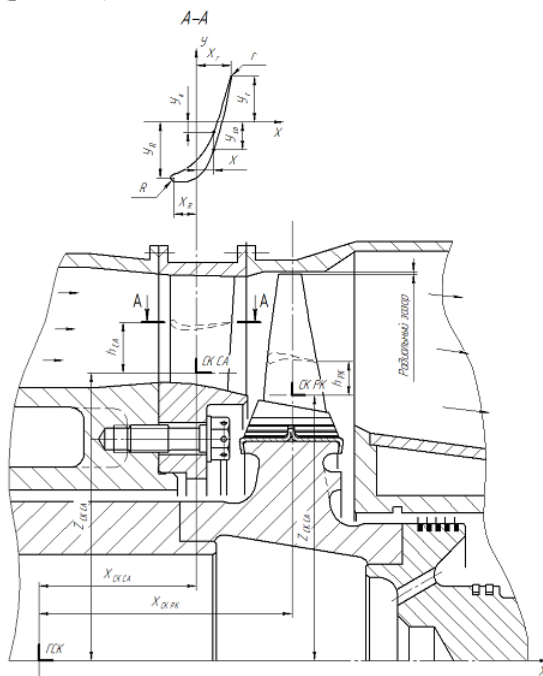


Рис. 2.1. Фрагмент чертежа осевой турбины

Координаты профиля лопатки в сечении A-A, мм

X	h**					
	-6,5		26,0		57,5	
	y ₁	y ₂	y ₃	y ₄	y ₅	y ₆
-17					-24,397	-23,482
-16					-214,37	-18,823
-15			-214,53	-20,199	-18,682	-16,335
-14			-18,317	-15,625	-15,532	-13,064
-13	-18,761	-17,104	-15,243	-11,587	-12,549	-6,029
-12	-15,256	-13,026	-12,848	-7,520	-9,494	-2,220
-11	-11,996	-9,046	-9,029	-3,697	-6,325	1,367
-10	-8,701	-5,207	-5,919	-0,166	-1,095	4,744
-9	-5,520	-1,626	-2,689	3,201	-0,102	7,920
-8	-2,583	1,66	-0,080	6,290	3,040	10,932
-7	0,029	4,652	2,610	9,119	5,714	13,862
-6	2,329	7,376	4,957	11,611	8,082	16,743
-5	4,345	9,848	7,041	14,284	10,886	19,394
-4	6,121	12,005	8,891	16,484	12,857	21,592
-3	7,692	13,812	10,539	18,134	14,729	23,338
-2	9,088	15,298	12,010	19,843	16,226	24,732
-1	10,333	16,521	13,328	21,079	18,570	25,856
0	11,446	17,526	14,512	22,081	17,780	26,762
1	12,442	18,349	15,576	22,892	18,872	27,482
2	13,335	19,016	16,533	23,542	19,859	28,044
3	14,133	19,546	17,393	24,048	20,750	28,475
4	14,843	19,960	18,186	24,432	21,534	28,793
5	15,475	20,275	18,857	24,712	22,277	29,034
6	16,031	20,504	19,472	24,901	22,926	29,149
7	16,518	20,654	20,017	25,006	23,504	29,204
8	16,938	20,733	20,494	25,037	24,018	29,183
9	17,294	20,746	20,907	24,996	24,475	29,089
10	17,586	20,698	21,258	24,891	24,877	28,931
11	17,812	20,589	21,543	24,718	25,195	28,724
12	18,011	20,440	21,785	24,488	25,460	28,421

Рис. 2.2. Таблица точек профиля сопловой лопатки

Меридиональное сечение турбины (см. рис. 2.1) позволяют судить о геометрии меридиональных обводов каждого лопаточного венца, входящего в состав турбины. Именно обводы являются радиальными границами для потока, проходящего через ступень. Поэтому радиальные границы расчетной области естественно устанавливаются по цилиндрическим поверхностям втулочного (*hub*) и периферийного (*shroud*) обводов (рис. 2.3). Однако осевая протяженность расчетной области не имеет физического ограничения, поэтому границы входа и выхода устанавливаются условно. Желательно, чтобы область была более протяженной, чем непосредственно лопаточный венец: начина-

лась раньше него (блок входа - *Inlet*) и заканчивалась позже (блок выхода - *Outlet*). При этом расстояние блоков входа и выхода определяется интенсивностью процессов, происходящих до и после венца. Например, чем сильнее турбулентные вихри за рабочим колесом, тем дальше нужно отодвинуть выходную границу, чтобы расчетная область смогла охватить крупный вихрь, и наоборот. Приемлемая величина осевой протяженности входного и выходного участков расчетной области обычно принимается равной ширине лопаточного венца (рис. 2.3).

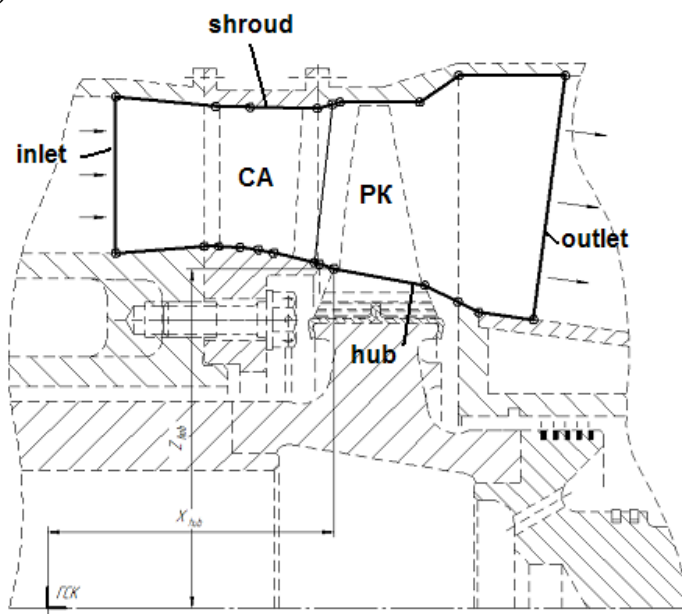


Рис. 2.3. Выделение области расчетной модели

Поскольку рабочее колесо лопаточных машин всегда имеет осевые зазоры с втулочным обводом (см. рис. 2.1), сделать расчетную область замкнутой можно только условно замкнув обвод. При этом полости зазоров исключаются из моделирования с допущением, что происходящие в них процессы не оказывают существенного влияния на ре-

зультаты. Однако, например, очевидно, что при специальном исследовании утечек через зазоры, их моделирование является обязательным.

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

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

Каждое сечение описывается на определенной высоте лопатки h и представляет собой таблицу координат точек спинки и корытца, а также описание входной и выходной кромок. Количество сечений зависит от формы лопатки и составляет, как правило, от трех до десяти. При этом перо лопатки описывается в локальной СК лопатки, а привязка ее к ГСК двигателя задается величиной смещений: осевого и радиального. Кроме того, иногда на рабочих чертежах координатные оси локальных СК - соплового аппарата (СА) или рабочего колеса (РК) - имеют направление, отличное от направления осей ГСК. Это нужно учитывать при создании общей модели, изменяя знаки соответствующих координат.

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

2.3. Создание сеточной модели потока газа в ступени турбины

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

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

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

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

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

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

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

и т.д.

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

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

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

В нём описывается несколько сечений, одно за другим. Для каждого сечения в три столбца приводятся координаты его точек. Причём точки должны образовывать замкнутый сплайн. Но обычно на чертежах лопатки представлены в виде незамкнутых сплайнов, соединённых дугами окружностей. Поэтому для перевода в формат *TurboGrid* их нужно замкнуть. Эту операцию можно выполнить вручную, используя любую CAD-систему. Но это требует значительных затрат времени. Для автоматизации этого процесса может быть использована программа *Profiler*, специально разработанная на кафедре ТДЛА СГАУ. Она позволяет в автоматическом режиме на основе таблицы координат лопатки сформировать файл *profile.curve* для использования его в *TurboGrid*. Программа *Profiler* также позволяет при необходимости задать смещение локальной СК или изменить направление локальных осей.

2.3.2. Создание файлов, описывающих меридиональные обводы проточной части

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

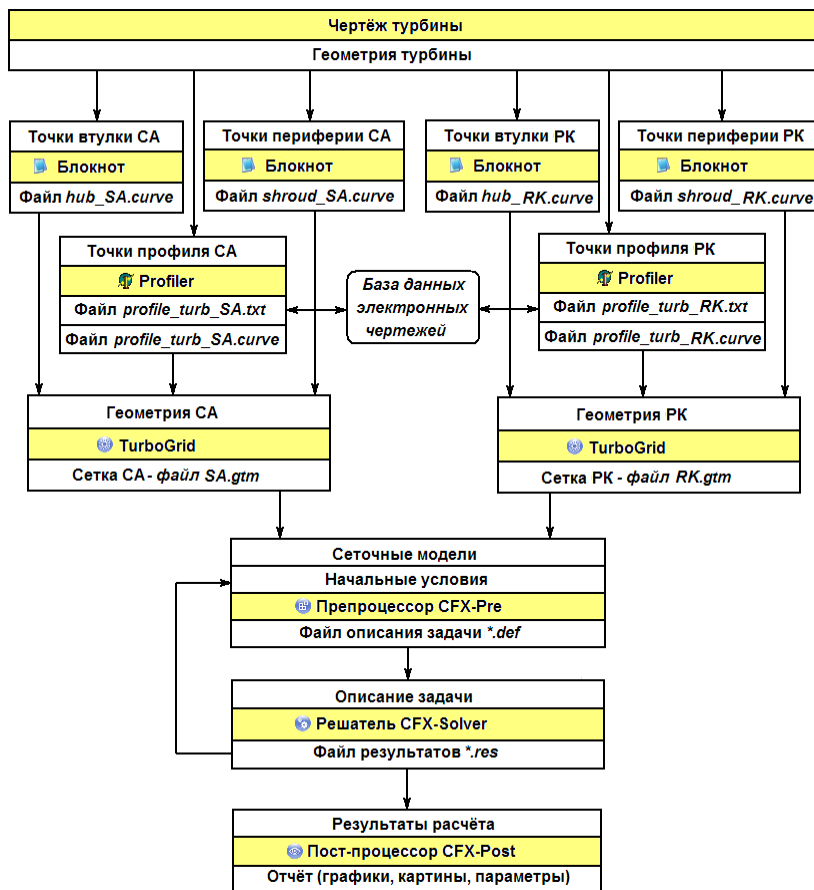


Рис. 2.4. Алгоритм CFD-расчета турбомашин в CFX

1. с чертежа снимаются координаты меридиональных обводов, вводятся в Блокноте в три столбца и сохраняются в файлы *hub* и *shroud*;

2. в программу *Profiler* вводятся данные с чертежа (таблицы координат и т.д.), либо предварительно оцифрованные данные загружаются из файла. По ним формируется файл *profile*;

3. все три файла помещаются в рабочую папку *TurboGrid*, после чего производится загрузка геометрии;

4. средствами *TurboGrid* выполняется построение сетки, и она сохраняется в файл.

Рассмотрим этот процесс подробнее на примере создания двух лопаточных венцов осевой турбины: СА и РК.

ШАГ 1. Создание рабочей папки.

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

<номер группы><фамилия>.

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

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

Как видно из рис. 2.1, меридиональные обводы (втулочный и периферийный) СА представляют собой ломаную линию. Координаты базовых точек втулочного обвода приведены в табл. 2.1. Их следует вбить в стандартной программе Блокнот (*Пуск → Все программы → Стандартные → Блокнот*) в описанном выше формате: каждая точка начинается с новой строки, координаты одной точки отделяются пробелами, разделителем целой и дробной частей служит точка “.”. По окончании ввода сохраняем этот файл в рабочей папке под названием *hub_SA.curve* (рис. 2.5). Аналогично по данным табл. 2.2 создается файл с координатами периферийного обвода *shroud_SA.curve* (рис. 2.6), также в рабочей папке.

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

Таблица 2.1

Координаты втулочного обвода СА
(hub_SA.curve)

N	X	Y	Z
1	23.0	0	120.0
2	53.0	0	122.26
3	58.0	0	122.26
4	65.23	0	121.95
5	71.54	0	121.13
6	76.78	0	120.05
7	90.57	0	116.74

Таблица 2.2

Координаты периферийного обвода СА
(shroud_SA.curve)

N	X	Y	Z
1	23.0	0	172.82
2	57.0	0	169.53
3	68.80	0	169.33
4	91.80	0	169.0
5	96.64	0	170.29

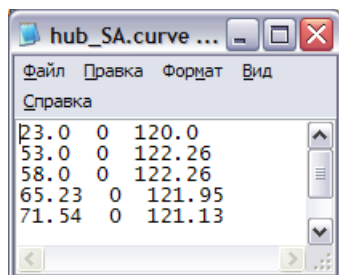


Рис. 2.5. Вид файла hub_SA.curve, описывающего втулочный обвод проточной части СА, созданного в программе *Блокнот*

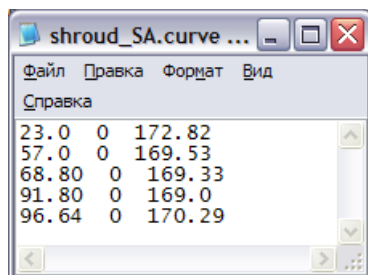


Рис. 2.6. Вид файла shroud_SA.curve, описывающего втулочный обвод проточной части СА, созданного в программе *Блокнот*

Таблица 2.3

Координаты втулочного обвода РК
(hub_RK.curve)

N	X	Y	Z
1	90.57	0	116.74
2	92.20	0	116.35
3	97.11	0	114.74
4	127.96	0	109.08
5	146.20	0	100.0
6	164.73	0	97.56

Таблица 2.4

Координаты периферийного обвода РК
(shroud_RK.curve)

N	X	Y	Z
1	96.64	0	170.29
2	99.20	0	171.0
3	126.20	0	171.0
4	139.49	0	180.0
5	175.60	0	180.0

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

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

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

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

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

().

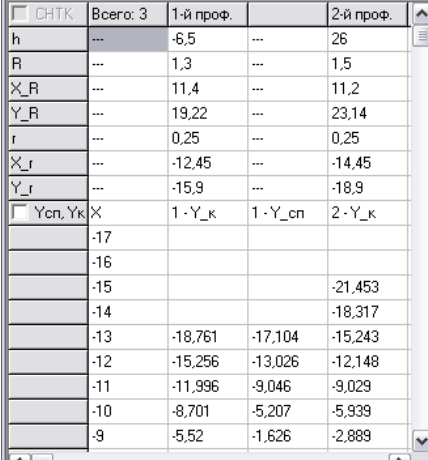


Рис. 2.8. Окно программы *Profiler* после прорисовки профиля лопатки СА

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

✓

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



можно ответить *Да* или *Нет*. После загрузки необходимо просмотреть профили, нажав кнопку отрисовки , а затем выгрузить данные в формате *TurboGrid*, сохранив имя файла по умолчанию.

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

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

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

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

ШАГ 7. Запуск программы TurboGrid

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

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

В данном окне (рис. 2.9) перед началом работы нужно выбрать рабочую папку (*Working Directory*):

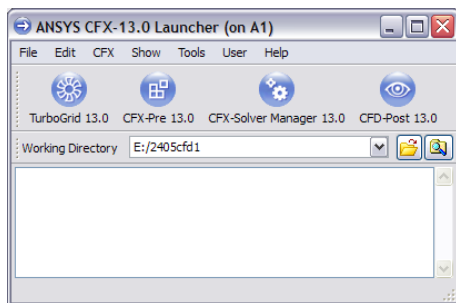


Рис. 2.9. Стартовое окно программы Ansys CFX

нажать кнопку *Browse* (📁) и в появившемся окне указать созданную на шаге 1 рабочую папку, а затем нажать кнопку *Choose* (выбрать). После этого все расчётные программы при сохранении и открытии файлов будут в первую очередь предлагать указанную папку.

Далее запускаем *TurboGrid*, нажав кнопку *TurboGrid 13.0* (⚙️).

После этого на экране компьютера появится рабочее окно программы *TurboGrid*. На рис. 2.10 обозначены его основные элементы.

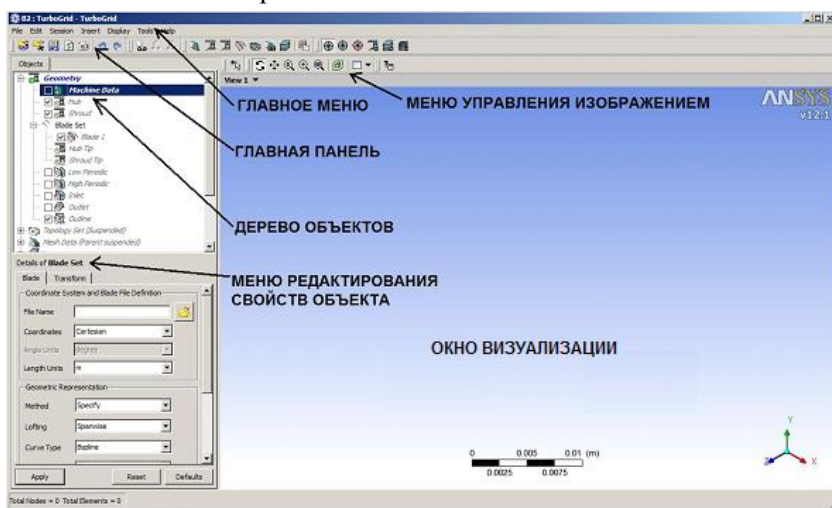


Рис. 2.10. Основные элементы рабочего окна программы *TurboGrid*

ШАГ 8. Загрузка файлов, описывающих геометрию соплового венца.

Для загрузки файлов геометрии СА нужно нажать кнопку *Load Curves* (📁🔗) в главной панели программы. В появившемся меню необходимо сделать следующие настройки (рис. 2.11):

Geometry →

of BladeSets - 28 (число лопаток венца - 28)

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

Coordinates and Units → *Length Units - mm*

(координаты и единицы измерения → единицы длины - мм)

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

- для обвода втулки СА (*Hub*) - файл *hub_SA.curve*,
- для обвода периферии СА (*Shroud*) - файл *shroud_SA.curve*,
- для лопатки СА (*Blade*) - файл *profile_turb_SA.curve*,

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

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

ШАГ 9. Просмотр загруженной геометрии.

Чтобы посмотреть на лопаточный венец, нужно отключить отображение каркаса - убрать соответствующую галочку в дереве проекта, кликнув левой кнопкой мыши (*Object*→*Geometry*→*Outline*). А затем нажать в главной панели кнопку *Display Two Instances* (показать два вхождения - ) или *Display All Instances* (показать все вхождения - ) (рис. 2.13).

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

ШАГ 10. Проверка и коррекция свойств элементов загруженной геометрии.

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

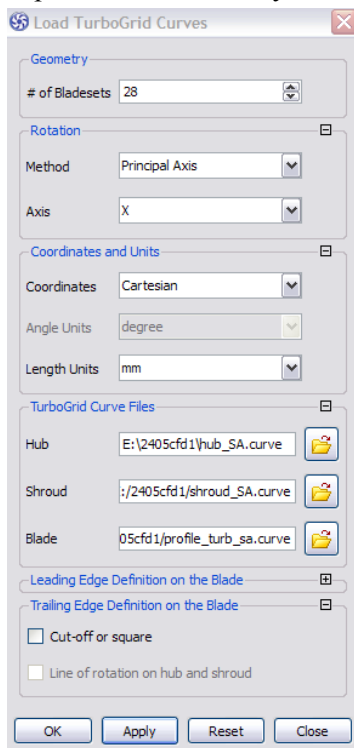


Рис. 2.11. Загрузка в TurboGrid данных СА

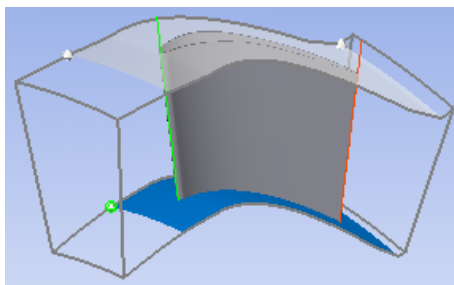


Рис. 2.12. Периодический элемент потока, охватывающий одно перо лопатки СА

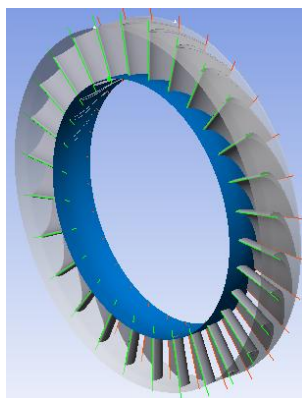


Рис. 2.13. Полный венец СА

Кроме того, в данном меню задаются и другие свойства элементов. Так, например, раскрыв закладку *Hub*, можно настроить свойства втулочного меридионального обвода. В частности, можно видеть, что тип кривой (*Curve Type*), проходящей через точки, взятые из файла, по

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

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

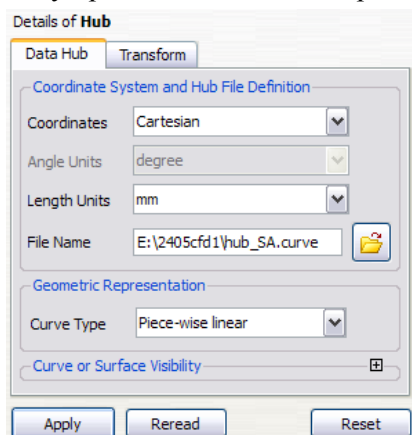


Рис. 2.14. Окно редактирования свойств втулки

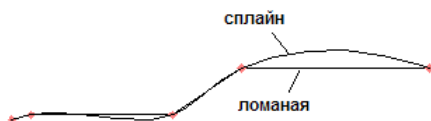


Рис. 2.15. К описанию ошибок задания геометрии из-за неверного типа линии

ШАГ 11. Описание входной и выходной границы расчетной области СА.

Следующим шагом нужно задать положение входной и выходной границы расчетной области СА. Чтобы отобразить границу входа (*Inlet*) и выхода (*Outlet*), нужно поставить галочку у этих границ в дереве проекта (рис. 2.16). После этого входная граница выделяется зеленым цветом, выходная - красным.

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

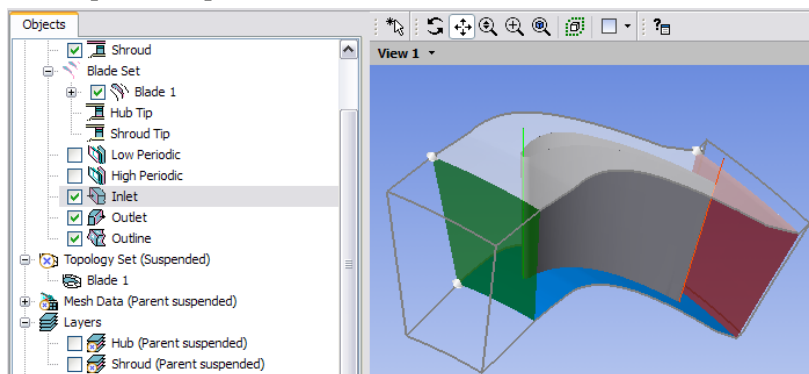


Рис. 2.16. Входная и выходная граница расчетной области

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

Основную его часть занимает таблица (рис. 2.17), содержащая координаты точек входной границы. В самом простом случае точек две - *Low Hub Point* и *Low Shroud Point*, это точки, лежащие на втулке и периферии. Положения точек задаются путем ввода в поля под таблицей значений осевой (*A*) и радиальной (*R*) координат. Чтобы задать точку, достаточно задать одну из координат, вторая будет определена автоматически. Координаты точек задаются в абсолютной системе координат в выбранных единицах.

Если требуется установить входную зону в крайнее положение, а точные осевая координата при этом неизвестна, то можно задать значение, гарантированно меньшее крайнего (например, нулевое: $A=0$).

При этом будет автоматически найдена минимальная осевая координата, а также соответствующая ей радиальная.

Итак, нужно дважды щелкнуть ЛКМ на строке таблицы *Low Hub Point*, чтобы координаты данной точки появились в поле *Location* (рис. 2.17). Затем в левом поле *Location* нужно ввести «0» ($A=0$) и нажать кнопку *Apply*. При этом втулочная точка займёт крайнее входное положение.

После этого нужно произвести такую же операцию для второй точки - *Low Shroud Point*, т.е. дважды щёлкнуть на соответствующей строке таблицы, в поле *Location* ввести «0» и нажать *Apply*. При этом периферийная точка также займёт крайнее входное положение (рис. 2.18). Таким образом, входная граница будет установлена на границе расчетной зоны.

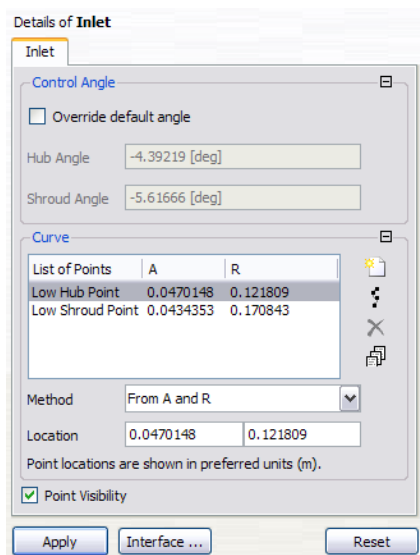


Рис. 2.17. Меню редактирования положения входной границы

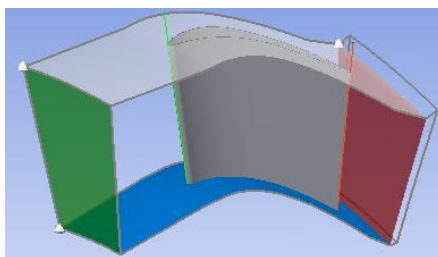


Рис. 2.18. Входная граница после перемещения

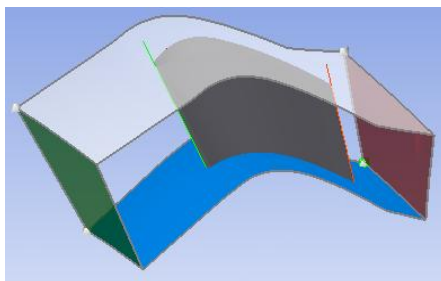


Рис. 2.19. Результат перемещения обеих границ

Аналогичную процедуру нужно выполнить для выходной границы - задать максимальное положение выходной линии. Для этого нужно задавать значение A , гарантированно превышающее максимальное, например $A=1$ (1 метр). При этом будет найдено максимально возможное положение (рис. 2.19).

ШАГ 12. Сохранение созданной геометрической модели расчетной области.

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

2.3.4. Построение конечно-элементной модели

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

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

ШАГ 13. Включение автоматического обновления сетки.

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

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

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

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

ШАГ 14. Просмотр топологии сетки.

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

В ней построение сетки конечных элементов начинается с разделения геометрии на структурные блоки. Принципиальная схема разделения геометрии на блоки в программе носит название топологии (*Topology*). Очевидно, что для получения качественной сетки необходимо предварительно добротнo описать количество, взаимное расположение, форму и другие параметры структурных блоков, затем уже накладывать на них сетку конечных элементов.

Чтобы просмотреть топологию сетки, нужно включить её отображение: поставить галочки в дереве проекта у элементов *Layers→Hub* и

Layers→*Shroud*. При этом на втулке и периферии будет отображаться эскизное представление (топология) будущей сетки (рис. 2.20).

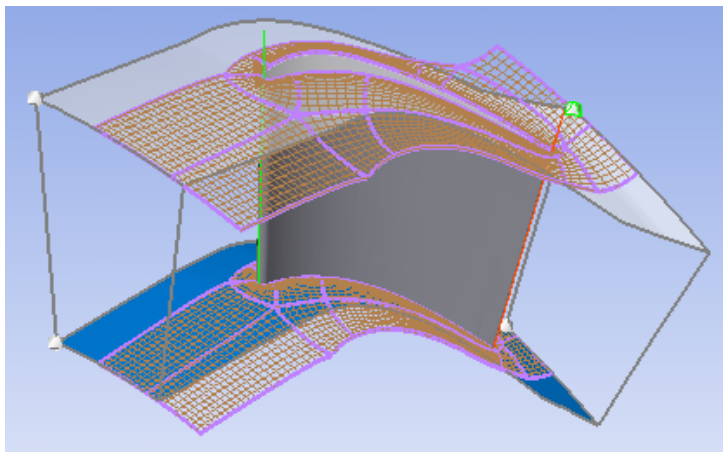


Рис. 2.20. Геометрия расчетной области СА с нанесенной топологией сетки

Начиная с 13-й версии, программа *TurboGrid* использует автоматизированный алгоритм построения топологии сеток в турбомашинах *ATM Optimized*, который позволяет получать высококачественную сетку без дополнительных настроек.

Для задания другой топологии необходимо двойным щелчком

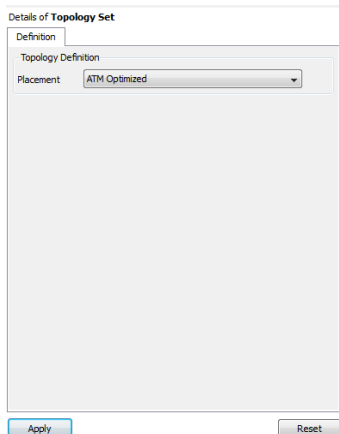


Рис. 2.21. Меню *Topology Set*

ЛКМ выбрать в дереве объектов пункт *Topology Set*. В результате появится соответствующее меню (рис. 2.21). В нем, в списке *Topology Definition* → *Placement*, можно выбрать иную топологию и при необходимости изменить блоки сетки (выделены более толстыми линиями), чтобы добиться высокого качества сетки. Но в подавляющем большинстве случаев изменения топологии не требуется и можно оставить *ATM Optimized*.

ШАГ 15. Задание густоты сетки.

После того как топология определена необходимо задать число узлов в КЭ-сетке и места ее сгущения. Это производится в меню *Mesh Data* (рис. 2.22), которое вызывается двойным щелчком ЛКМ на соответствующем пункте в дереве. В появившемся меню следует выбрать требуемое число узлов сетки.

По умолчанию в меню *Mesh Data* выбрана опция *Coarse*, что соответствует грубой сетке, имеющей 20000 узлов. Для качественных расчетов такое число элементов является недостаточным, однако, для решения учебного примера это вполне приемлемо. Остальные настройки в меню *Mesh Data* можно оставить по умолчанию. Единственное, что нужно изменить - это задать опцию *Near Wall Element Size Specification* (Описание размера пограничного элемента). Метод задания (*Method*) нужно поставить *y+*, значение числа Рейнольдса, характерного для данного венца – 510000. Эта опция позволяет сгустить сетку конечных элементов в области пограничного слоя, для более качественного его описания. По завершении задания всех полей нужно подтвердить кнопкой *Apply* все выбранные настройки.

После задания параметров сетки можно перейти в меню *3D Mesh* (трехмерная сетка), дважды щелкнув по нему в дереве проекта (рис. 2.23). В нем приводится точная информация о количестве узлов (*Node Count*) и элементов (*Element Count*) в расчетной области и её отдельных элементах.

ШАГ 16. Генерация сетки конечных элементов.

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

При этом будет создана трехмерная сетка заданной густоты (рис. 2.24) и станет активным анализ качества сетки (*Mesh Analysis*) в дереве проекта.

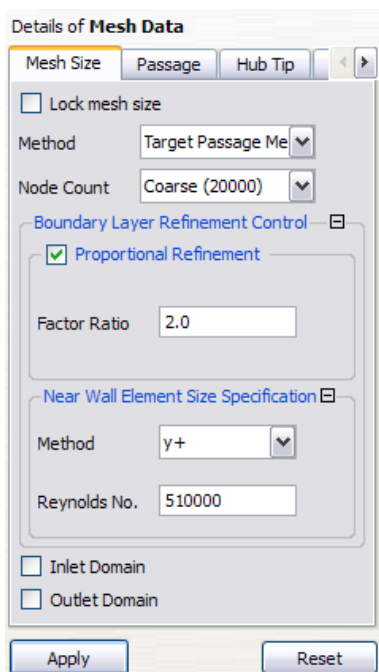


Рис. 2.22. Меню Mesh Data

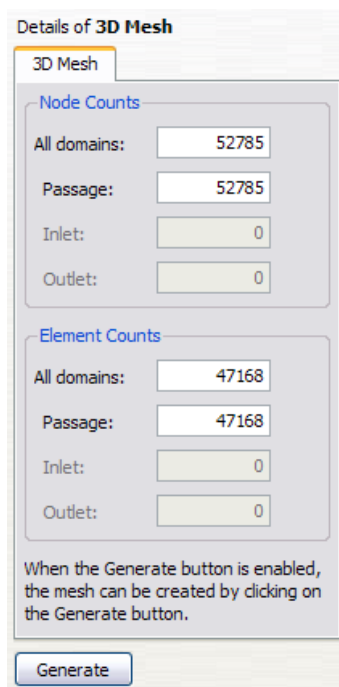


Рис. 2.23. Меню 3D-Mesh

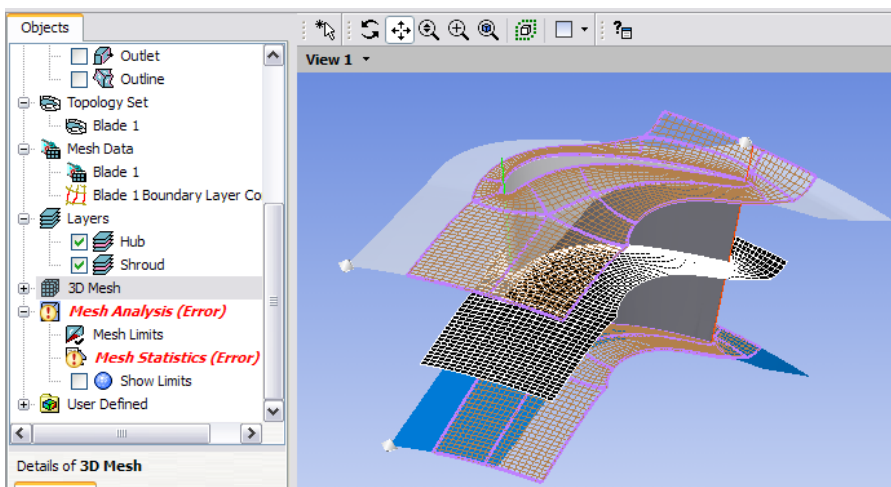


Рис. 2.24. Сетка конечных элементов и активный элемент Mesh Analysis

2.3.5. Анализ качества сетки

Анализ качества сетки выполняется с помощью следующих критериев:

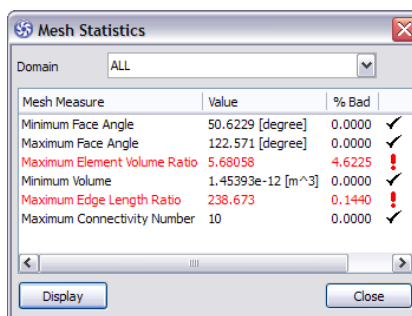
- *Maximum (Minimum) Face Angle* – максимальный (минимальный) угол между ребрами всех ячеек, которые сходятся в узле, мера скошенности сетки, для абсолютно ортогональной сетки равен 90 градусов.
- *Maximum Element Volume Ratio* – отношение объемов максимальной и минимальной ячеек, касающихся узла.
-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

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

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

ШАГ 17. Оценка качества сетки.

Оценка качества сетки осуществляется с помощью команды *Mesh Analysis* (рис. 2.25), вызов которой происходит двойным щелчком ЛКМ на соответствующем пункте в дереве



The screenshot shows a window titled "Mesh Statistics" with a dropdown menu set to "ALL". It contains a table with three columns: "Mesh Measure", "Value", and "% Bad". The table lists several metrics, with some values highlighted in red to indicate they are outside the recommended ranges. Checkmarks are present in the "% Bad" column for most metrics, except for the two highlighted ones.

Mesh Measure	Value	% Bad
Minimum Face Angle	50.6229 [degree]	0.0000 ✓
Maximum Face Angle	122.571 [degree]	0.0000 ✓
Maximum Element Volume Ratio	5.68058	4.6225 !
Minimum Volume	1.45393e-12 [m^3]	0.0000 ✓
Maximum Edge Length Ratio	238.673	0.1440 !
Maximum Connectivity Number	10	0.0000 ✓

At the bottom of the window, there are "Display" and "Close" buttons.

Рис. 2.25. Окно анализа качества сетки

проекта (см. рис. 2.24). Если какие-либо параметры качества сетки выходят из рекомендованного диапазона, данный пункт дерева окрашивается красным цветом и выделяется сообщением *Error* (ошибка).

Параметры качества сетки, величина которых выходит из рекомендованных диапазонов в меню *Mesh Analysis* (рис. 2.25) также окрашивается красным цветом и выделяется восклицательным знаком. Если щелкнуть на любой из них ЛКМ, то в окне визуализации будут показаны ячейки, в которых значения выбранного критерия качества выходят за рекомендованные пределы.

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

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

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

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

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

2.3.6. Сохранение конечно-элементной модели

ШАГ 18. Сохранение конечно-элементной модели.

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

Таким образом, была создана расчетная сетка для СА.

2.3.7. Создание конечно-элементной модели течения газа в РК

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

ШАГ 19. Загрузка геометрии рабочей лопатки.

Перед созданием модели РК, нужно освободить *TurboGrid* от модели СА, создав новый проект (кнопка *New Case* ). Далее производится загрузка геометрии РК, нажатием кнопки *Load Curves* () в главной панели.

Для РК задаются следующие параметры (рис. 2.26):

of BladeSets - 49 (число лопаток венца - 49)

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

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

Файлы геометрии:

- для обвода втулки (*Hub*) - файл *hub_RK.curve*,
- для обвода периферии (*Shroud*) - файл *shroud_RK.curve*,
- для лопатки (*Blade*) - файл *profile_turb_RK.curve*.

Результат загрузки приведен на рис. 2.27. Из рисунка видно, что обводы имеют явно неправильную геометрию из-за того, что загруженные точки, лежащие на меридиональных обводах, по умолчанию ошибочно соединены сплайном Безье. Для исправления этой ошибки (рис. 2.28), нужно задать для втулочного и периферийного обводов соединение точки отрезками (*Piece-wise Linear*), подобно тому как это делалось на шаге 10.

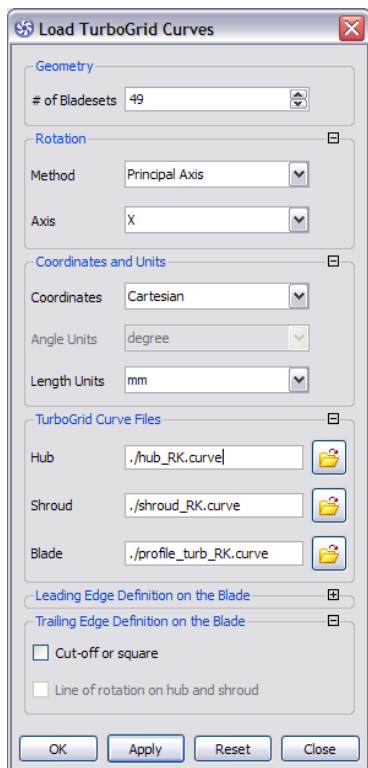


Рис. 2.26. Меню редактирования свойств РК

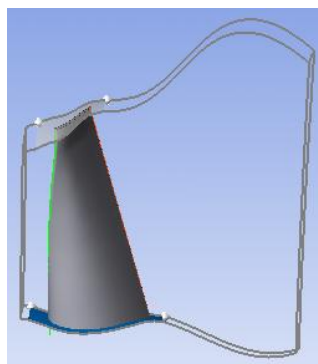


Рис. 2.27. Загруженный венец, обводы выполнены BSpline

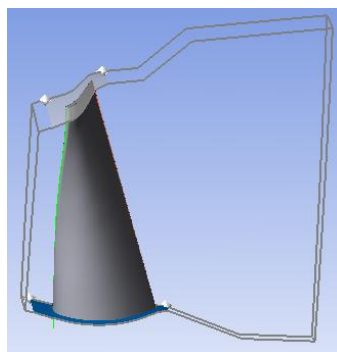


Рис. 2.28. Обводы выполнены Piecewise Linear

ШАГ 20. Задание величины радиального зазора.

Рабочее колесо исследуемой турбины имеет радиальный зазор на периферии - 1,5 мм. Чтобы его задать, нужно дважды щелкнуть ЛКМ по элементу *Shroud Tip* (зазор на периферии), находящимся в элементе *Blade Set* дерева проекта. Затем в появившемся меню следует задать вид зазора – расстояние по нормали (*Tip Option* → *Normal Distance*) и ввести величину зазора (*Tip Clearance* → 1,5 [mm]), не забыв нажать *Apply* (рис. 2.29).

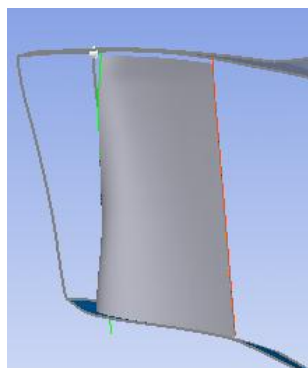
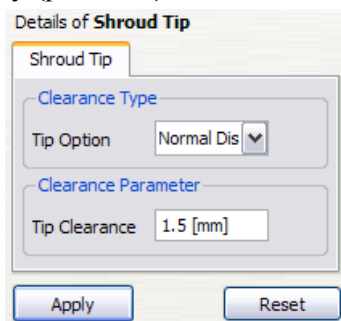


Рис. 2.29. Меню задания радиального зазора и результат выполнения команды

ШАГ 21. Включение отображения входной и выходной зоны РК.

Далее нужно включить отображение входной и выходной зоны (Inlet и Outlet) и, задавая соответствующие координаты, добиться их положения на границах расчетной области (рис. 2.30), подобно тому, как это делалось в шаге 11.

ШАГ 22. Отключение подавления перестроения топологии.

После этого нужно отключить подавление перестроения топологии (щелкнуть ПКМ на *Topology Set* и снять галочку *Suspend Object Updates*) (шаг 13).

ШАГ 23. Выбирается топология сетки расчетной области РК.

Выбор топологии осуществляется аналогично выбору топологии сопловой лопатки (см. шаг.14) (рис. 2.31).

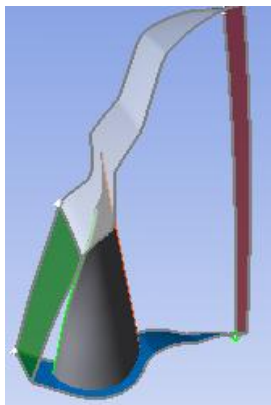


Рис. 2.30. Правильное расположение входной и выходной границ

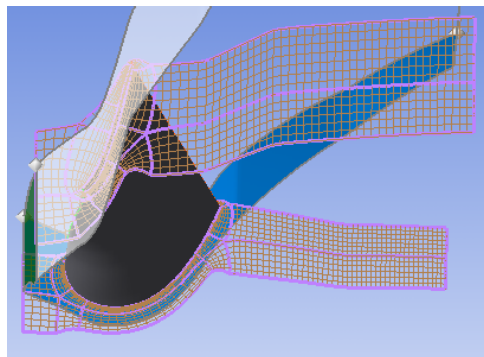


Рис. 2.31. Топология РК

ШАГ 24. Настройка параметров сетки рабочего венца.

Задаются параметры сетки в *Mesh Data*, аналогично тому, как это делалось в шаге 15. Все параметры можно оставить по умолчанию (грубая сетка, сгущенная к границам), за исключением описания размеров пограничных элементов:

Near Wall Element Specification:

Method → *y+*

Reynolds No. → 258000.

После выполнения всех изменений нужно нажимать *Apply*.

ШАГ 25. Генерация сетки конечных элементов рабочего венца.

Генерируется сетка конечных элементов расчетной модели потока в РК в соответствии со сделанными настройками и рекомендациями, как это выполнялось на шаге 16.

ШАГ 26. Просмотр качества сетки рабочего венца.

После этого следует посмотреть качество полученной сетки (см. шаг 17).

Рассматривая полученную сетку конечных элементов (рис. 2.32), построенную в межлопаточном канале РК можно прийти к выводу, что полученное качество сетки хуже, чем в СА. Это связано с большим

углом поворота в РК по сравнению с СА. На поток, охватывающий сильно изогнутую лопатку, сложнее наложить сетку. Для исправления этих ошибок необходимо изменять топологию и заново создавать более качественную сетку. Однако для выполнения учебного расчета можно принять данную сетку.

ШАГ 27. Сохранение расчетной модели венца РК.

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

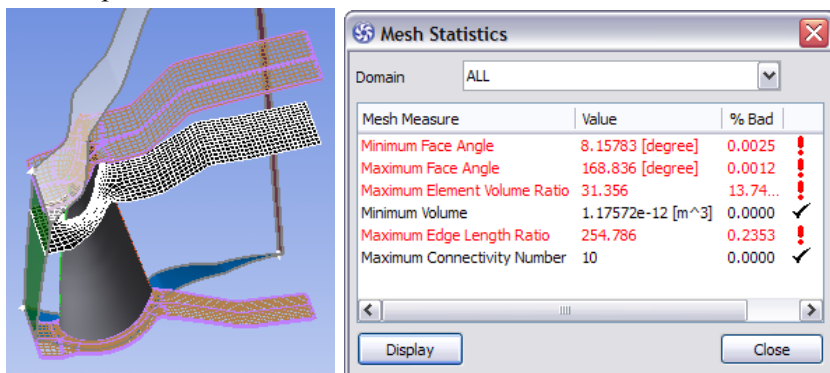


Рис. 2.32. Трехмерная сетка РК и окно статистики ее качества

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

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

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

Чтобы запустить *CFX-Pre* нужно нажать в стартовом окне (см. рис. 2.9) соответствующую кнопку. При этом появится пустое окно пре-процессора (рис. 2.33). Чтобы создать новую расчетную модель, нужно нажать в нем кнопку *New Case* (☀). После этого появится окно мастера шаблонов *Ansys CFX*, в котором нужно выбрать шаблон *Turbomachinery* (рис. 2.33). Выбор подтверждается нажатием кнопки ОК. Выполнение данных действий приведет к тому, что будет запущен специальный интерфейс, позволяющий пошагово описать расчетную модель лопаточной машины.

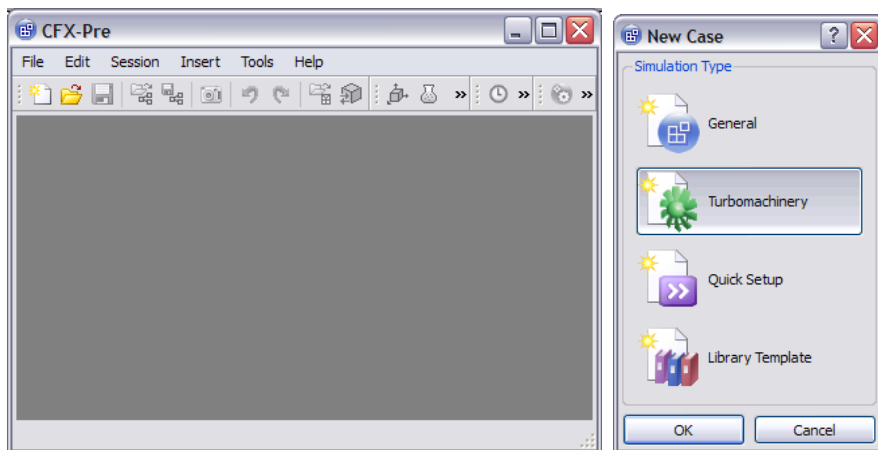


Рис. 2.33. Окно программы *CFX-Pre* при запуске (слева) и окно выбора мастера шаблонов (справа)

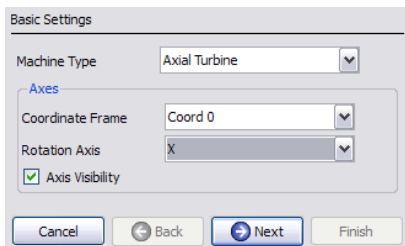
ШАГ 29. Заполнение первого шаблона *Turbomachinery*.

Внешний вид первого шаблона показан на рис. 2.34. В нем необходимо задать основные параметры лопаточной машины - ее тип и направление оси вращения:

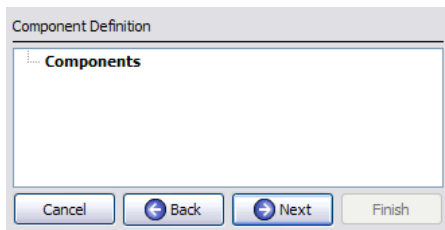
Machine Type → *Axial Turbine* (тип машины - осевая турбина)

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

Переход в следующий шаблон осуществляется нажатием кнопки *Next*.



**Рис. 2.34. Первый шаблон
Turbomachinery**



**Рис. 2.35. Второй шаблон - Component
Definition**

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

Внешний вид второго шаблона, в котором осуществляется описание компонентов (венцов) лопаточной машины - *Component Definition* показан на рис. 2.35. В нем нужно поочередно добавить обе конечно-элементные модели, созданные в разделе 2.3. Модели должны быть обязательно добавлены в порядке следования от входа к выходу (т.е. сначала СА, затем РК)

Добавление осуществляется щелчком ПКМ на поле *Components*. В появившемся всплывающем меню выбирается единственный пункт *Add Component* (добавить компонент). При этом появляется окно задания названия и типа компонента: вращающийся или неподвижный. Для первого венца (СА) указывается тип *Stationary* (неподвижный). Имя компонента можно оставить по умолчанию *S1*. Выбор подтверждаем нажатием кнопки *OK*. При этом в списке компонентов появляется элемент *S1*, а снизу - окно его описания. В этом окне в поле *File* нужно указать созданный ранее файл сетки СА - *SA.gtm*. После этого произойдет загрузка требуемой сетки и ее отображение в рабочем окне (рис. 2.36).

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

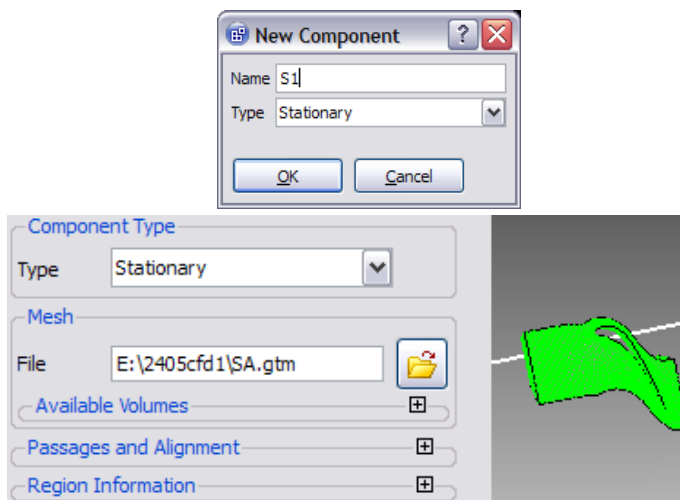


Рис. 2.36. Загрузка конечно-элементной модели венца СА в Ansys CFX-Pre

В появившемся меню указывается, что данный венец вращается (указывается тип *Rotating* (вращающийся)). Имя компонента остается принятым умолчанию *R1* (рис. 2.37). Затем указывается имя файла, содержащего конечно-элементную модель РК (*RK.gtm*) и задается частота его вращения 25500 об/мин ($rev\ min^{-1}$). После выполнения команды модель РК отображается в рабочем окне. Обратите внимание на то, что над лопатками РК появилась стрелка, направление которой указывает направление вращения ротора. Убедитесь в том, что вращение РК происходит в сторону спинки.

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

ШАГ 31. Заполнение третьего шаблона *Turbomachinery*.

Внешний вид третьего шаблона показан на рис. 2.38. В нем производится описание моделируемых физических процессов (*Physics Definition*). Нужно задать в качестве вещества потока (*Fluid*) воздух с параметрами идеального газа (*Air Ideal Gas*), установить опорное давле-

ние (*Reference Pressure*), равным нулю, остальные параметры моделирования оставить по умолчанию (см. рис. 2.38):

Fluid → *Air Ideal Gas*

Reference Pressure → 0

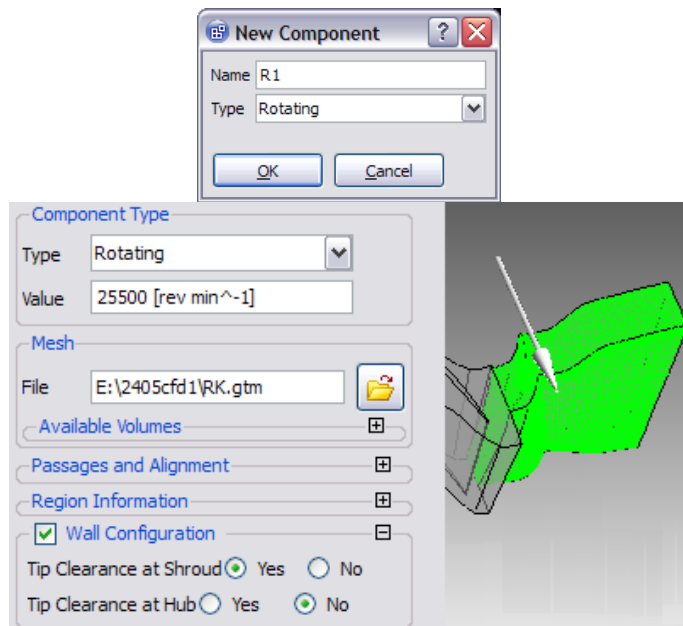


Рис. 2.37. Загрузка конечно-элементной модели венца РК в *Ansys CFX-Pre*

В качестве граничных условий (*Inflow/Outflow Boundary Templates*) для исследования течения газа в ступени турбины следует выбрать пару «массовый расход на входе плюс статическое давление на выходе» (*Mass Flow Inlet P-static Outlet*) (см. рис. 2.38):

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

Вообще данная турбина по условию задачи рассчитывается по следующим параметрам: на входе известно полное давление, на выходе – статическое. По перепаду давлений однозначно может быть определен массовый расход газа через турбину с учетом, естественно гидравлического сопротивления ее тракта. Однако, сразу задавать пару условий «полное давление на входе плюс статическое давление на выходе» не

рекомендуется. Дело в том, что гидравлическое сопротивление канала турбины может значительно изменяться в зависимости от скорости потока в каналах, определяемой расходом. Таким образом, расход определяется гидравлическим сопротивлением, а оно в свою очередь зависит от величины расхода. В связи с этим на начальном этапе *CFD*-расчет может быть неустойчивым: неправильно определенный на первых итерациях расход приводит к ошибкам в определении скоростей и долгому поиску правильного варианта решения. Еще больше процесс расчета осложняют сверхзвуковые режимы течения в некоторых сечениях турбины: ошибка в определении расхода может привести к неправильному режиму течения. При этом получить решение не удастся (задача «разваливается»), или процесс исправления режима течения занимает долгое время.

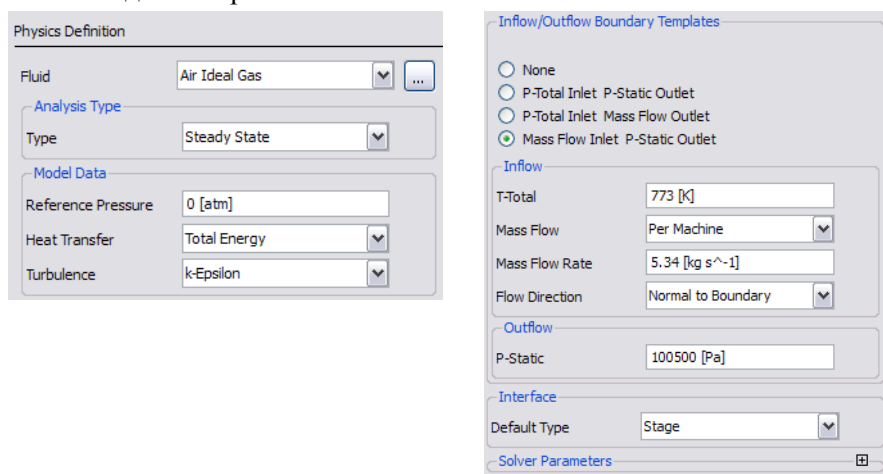


Рис. 2.38. Третий шаблон описания турбомашин (Physics Definition)

Таким образом, правильно заданный расход на начальном этапе *CFD*-расчета является залогом устойчивого решения. После стабилизации течения (т.е. перехода потока на правильные режимы во всех элементах проточной части) можно изменить граничные условия на необходимые. Расчет будет продолжен с требуемыми по условию за-

дачи параметрами в стабильном режиме, так как величина гидравлического сопротивления для проточной части уже вычислена и по ней будет точно определено значение расхода. То есть на начальном этапе значение расхода может быть ориентировочным (неточным), так как оно нужно только для запуска процесса решения. Обычно для этих целей пригодно значение расхода, полученное из проектировочного расчета.

Поэтому в меню *Physics Definition* нужно сделать следующие настройки:

Inflow (Вход):

T-Total → 773 K (Полная температура - 773 K);

Mass Flow → *Per Machine* (массовый расход - через машину);

Mass Flow Rate → 5.34 [kg s⁻¹] (Значение массового расхода - 5,34 кг/с).

Outflow (Выход):

P-static → 100500 [Pa] (Статическое давление - 100500 Па).

Опция *Per Machine* говорит о том, что заданная величина расхода 5,34 кг/с относится ко всей турбомашине, а не к одному межлопаточному каналу. Значение расхода для расчётной области одного межлопаточного канала будет вычислено автоматически, исходя из количества лопаток.

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

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

Внешний вид четвертого шаблона *Interface Definition* (интерфейсы) показан на рисунке 2.39. В нем следует проконтролировать правильность автоматического назначения интерфейсов – соединений сеточных блоков. Такими интерфейсами обязательно соединяются выходная часть СА и входная часть РК, а также боковые поверхности обоих венцов. В большинстве случаев программа сама корректно формирует интерфейсы, и в данном меню ничего редактировать не требуется. Просмотрев интерфейсы и убедившись в их корректности, следует переключиться на следующий шаблон, нажав кнопку *Next*.

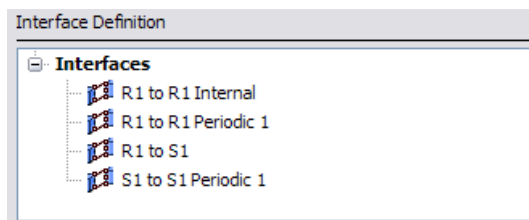


Рис. 2.39. Четвертый шаблон настройки модели турбомашин (Interface Definition)

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

На следующей вкладке (*Boundary Definition*) аналогичным образом нужно проконтролировать правильность автоматического назначения граничных условий. Например, если щелкнуть левой кнопкой мыши на элемент *S1 Inlet*, то появится описание входной границы (рис. 2.40). При этом можно убедиться, что расход через рассчитываемый межлопаточный канал установлен в соответствии с расходом через машину и количеством лопаток. В большинстве случаев программа сама корректно формирует граничные условия, и в данном меню ничего редактировать не требуется.

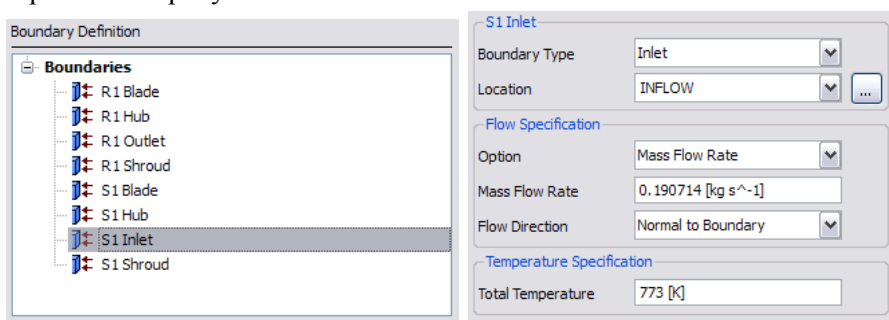


Рис. 2.40. Пятый шаблон настройки модели турбомашин (Boundary Definition)

ШАГ 34. Завершение работы мастера шаблонов.

Просмотрев граничные условия, и убедившись в их корректности, следует переключиться на следующий шаблон, нажав кнопку *Next*, а

затем нажать *Finish* для завершения работы мастера шаблонов. При этом произойдет переход в общий режим *CFX-Pre* (*Enter General Mode*). В ответ на появившийся вопрос о потере отчета по турбомашине при переходе в общий режим, нужно согласиться продолжить действие (*Yes*) (рис.2.41). После этого окно *CFX-Pre* примет обычный вид (рис. 2.42).

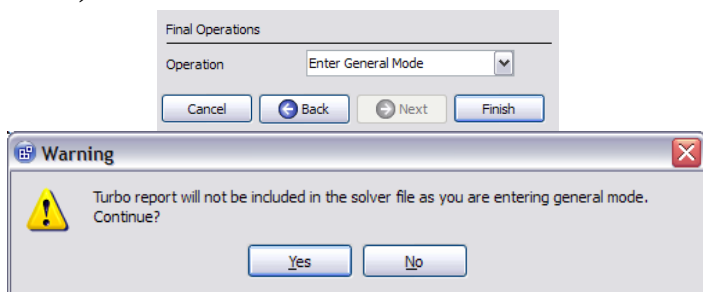


Рис. 2.41. Завершение работы мастера шаблонов

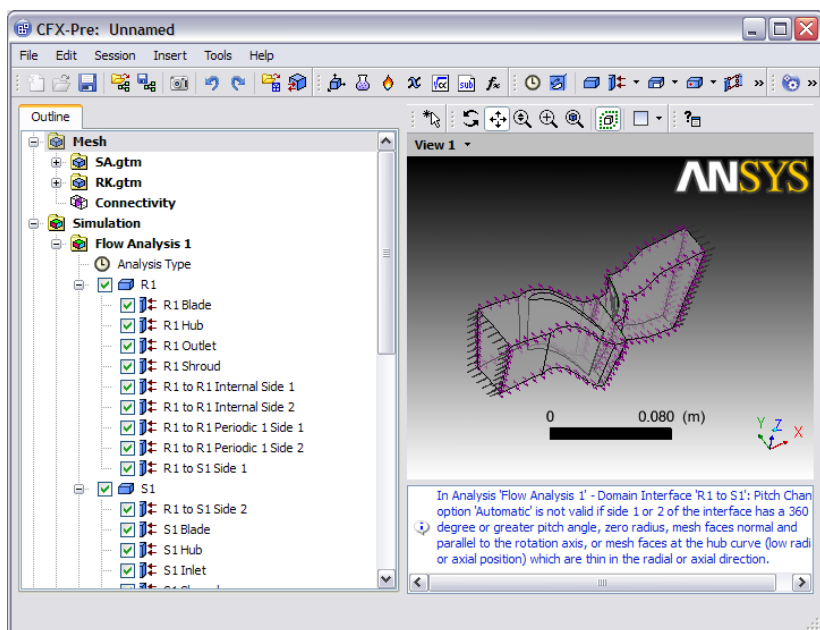


Рис. 2.42. Окно программы *Ansys CFX-Pre* с созданной расчетной моделью течения в ступени турбины

Как видно из рис. 2.42, после завершения работы мастера шаблонов в окне визуализации появится созданная расчетная модель течения в ступени турбины. На ней условными знаками отмечены граничные условия: вход, выход, периодические интерфейсы. В дереве проекта присутствуют загруженные сетки, расчетные зоны для $S1$ и $R1$, все граничные условия, интерфейсы и прочие заданные ранее элементы. Их также можно просматривать или изменять при необходимости.

ШАГ 35. Задание свойств рабочего тела.

На данном этапе расчетная модель течения рабочего тела в турбине в целом сформирована. Однако прежде чем переходить к расчету, необходимо скорректировать свойства рабочего тела. Нужно указать, что они отличаются от свойств воздуха. Для этого в дереве проекта нужно открыть (нажав на «+») список материалов (*Materials*), затем нужно дважды щелкнуть ЛКМ по элементу мыши *Air Ideal Gas*, чтобы открыть окно его свойств (рис. 2.43). На первой вкладке основных настроек (*Basic Settings*) ничего изменять не нужно, поэтому можно сразу переключиться на вторую - свойства вещества (*Material Properties*) (рис. 2.44).

В этом меню следует сделать следующие настройки:

- *Molar Mass* -> 28.92 [kg kmol^{-1}] (Молярная масса - 28,92 кг/кмоль)
- *Specific Heat Capacity* -> 1110 [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
(Удельная теплоемкость $c_p=1110$ Дж/кг·К).

Также, если раскрыть (нажать «+») список свойств переноса (*Transport Properties*), можно увидеть значение вязкости и теплопроводности (рис. 2.45) рассчитываемого газа. Их можно оставить без изменения.

После ввода параметров, необходимо нажать *ОК*, чтобы сохранить изменения.

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

На данном этапе задача течения в осевой турбине описана. Можно переходить к ее решению. Задачу в *CFX-Pre* нужно сохранить, исполь-

зую кнопку *Save Case* (💾), например, под именем *turbine.cfx*. Затем, нужно запустить решатель *CFX-Solver*, нажав на кнопку *Define Run* (⚙️). В появившемся окне следует выбрать имя сохраняемого файла решателя (можно согласиться с именем по умолчанию *turbine.def*), поставить галочку *Quit CFX-Pre* (выйти из *CFX-Pre*) (рис. 2.46) и нажать *Save* (сохранить). При этом будет создан файл описания задачи для решателя (*turbine.def*), закроется программа *CFX-Pre* и автоматически запустится решатель *CFX-Solver Manager*.

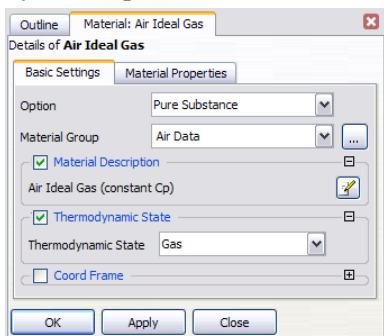


Рис. 2.43. Окно общих свойств воздуха

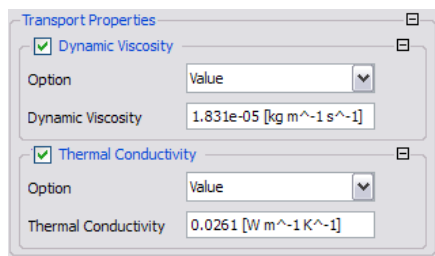


Рис. 2.45. Поля задания вязкости и теплопроводности воздуха

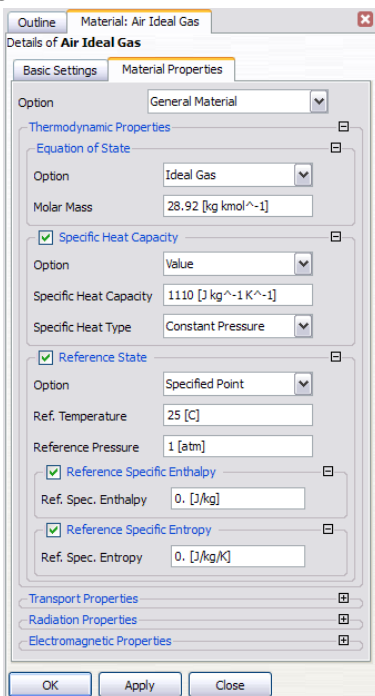


Рис. 2.44. Окно детальных свойств воздуха



Рис. 2.46. Окно сохранения файла решателя

2.5. Решение задачи

ШАГ 37. Запуск процесса решения.

После запуска решающего модуля *CFX-Solver Manager* появится окно, изображенное на рис. 2.47. Если проделать манипуляции, описанные выше, то записанный файл с моделью уже будет загружен и его имя будет высвечено в соответствующем поле (*turbine.def*). Кроме того, нужно указать режим параллельного счета:

Run Mode → *HP MPI Local Parallel*

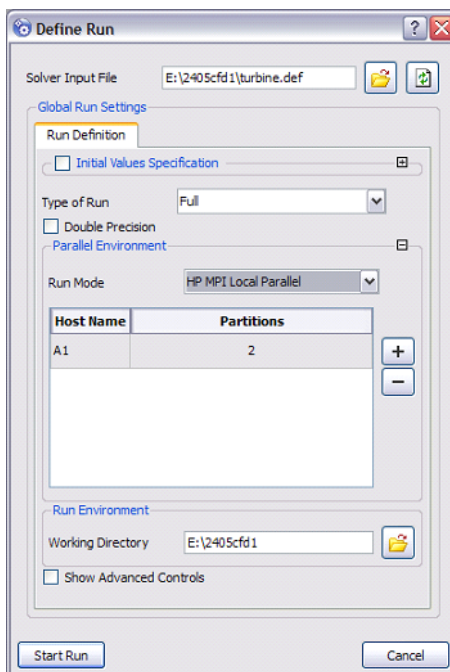


Рис. 2.47. Окно запуска процесса расчета

Параллельный расчет позволяет сократить время вычислений за счет разделения задачи на несколько процессов, запускаемых одновременно на разных процессорах (или физических ядрах од-

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

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

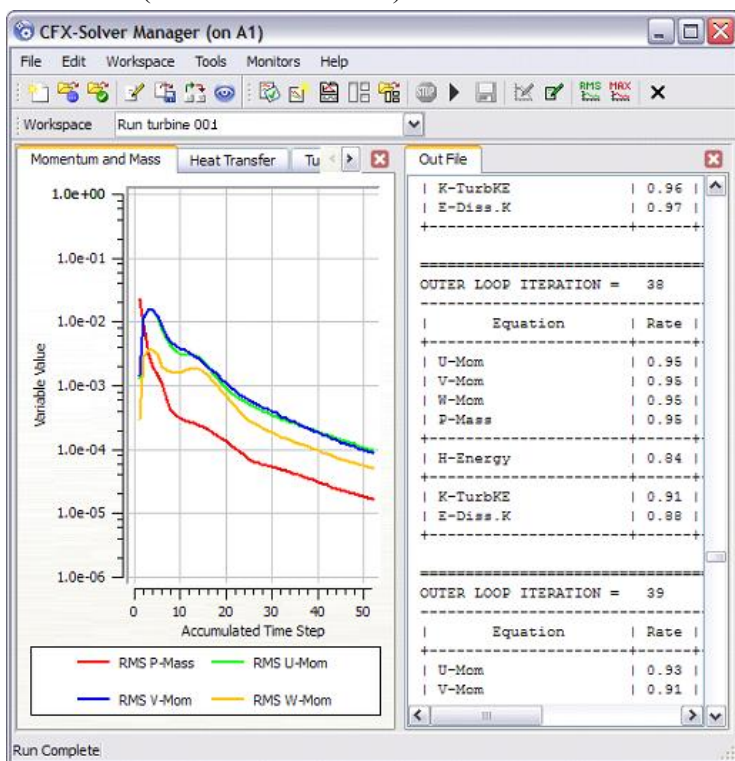


Рис. 2.48. Окно CFX-Solver-Manager во время выполнения расчета

После этого начнется выполнение расчета. Внешний вид окна программы CFX-Solver Manager в процессе расчета показан на рис. 2.48. Видно, что оно состоит из нескольких частей. В левой части отображается график изменения невязок в процессе расчета. Например, для

рассматриваемой задачи после выполнения приблизительно 60 итераций значения всех невязок снизятся до требуемого по умолчанию уровня ($RMS=0,0001$) и расчет остановится с появлением сообщения (рис. 2.49). В нем указано, что расчет завершился успешно и был сформирован файл результатов *turbine_001.res*.

После этого окно можно закрыть, нажав *OK*, а затем закрыть и *CFX-Solver Manager*.

ШАГ 38. Изменение граничных условий.

В результате расчета будет сформирован файл *turbine_001.res*, который содержит результаты расчета для предварительных граничных условий «массовый расход на входе плюс статическое давление на выходе». Теперь нужно задать на входе требуемое по условию задачи полное давление и продолжить расчет, используя в качестве стартовой точки результаты из файла *turbine_001.res*.

Для этого нужно открыть пре-процессор *CFX-Pre*, нажав соответствующую кнопку в стартовом окне (рис. 2.49) и открыть нашу задачу, загрузив файл *turbine.cfx* кнопкой *Open Case* (📁). Затем в дереве проекта найти входное граничное условие (*S1 Inlet*) и открыть его дважды щелкнув ЛКМ (рис. 2.50). Далее нужно перейти на вкладке *Boundary*

Details (параметры границы) и изменить опцию задания массы на «полное давление», а затем задать его (рис. 2.51):

Mass And Momentum:

Option → *Total Pressure (Stable)*

Relative Pressure → 317093 [Pa]

Сделанные настройки следует подтвердить нажатием кнопки *OK*.

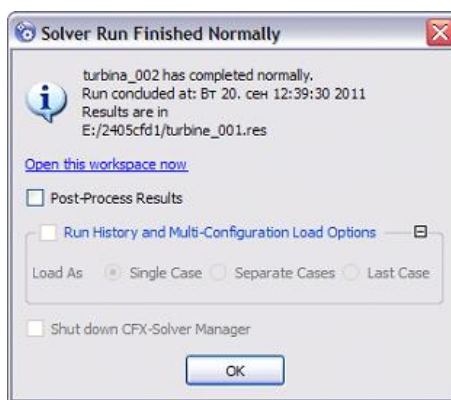


Рис. 2.49. Сообщение о завершении расчета

Затем необходимо опять создать файл решателя с помощью кнопкой *Define Run* (), при этом указать тот же самый файл *turbine.def* и, поставив галочку *Quit CFX-Pre* (рис. 2.46), нажать *Save*. В ответ на появившееся сообщение о том, что указанный файл уже существует, следует ответить нажатием кнопки *Overwrite* (перезаписать) – созданный ранее файл для решателя будет заменен новым.

После этого программа *CFX-Pre* запросит о необходимости сохранить сделанные в расчетной модели изменения. Нужно согласиться на сохранение, нажав кнопку *Save&Quit* (Сохранить и выйти).

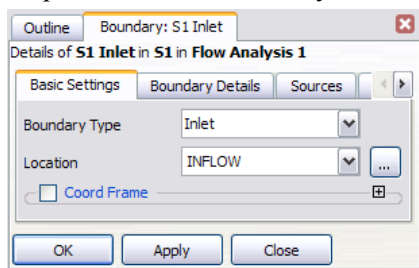


Рис. 2.50. Окно входного граничного условия

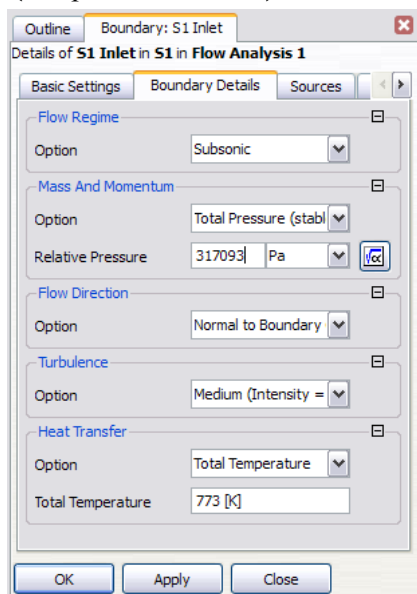


Рис. 2.51. Задание полного давления на входе

После этого программа *Ansys CFX-Pre* закроется и автоматически запустится решатель *CFX-Solver-Manager*. В его окне запуска расчета (рис. 2.52) нужно поставить галочку *Initial Value Specification* (задание начальных значений), и в появившемся поле *File Name* задать уже имеющийся файл предварительных результатов расчета - *tur-*

bine_001.res. Кроме того, как и в предыдущем случае, нужно настроить многопроцессорный режим вычислений: поставить *Run Mode* -> *HP MPI Local Parallel* и задать необходимое количество процессов и запустить процесс расчета (см. шаг 37).

Процесс решения будет выглядеть следующим образом (рис. 2.53).

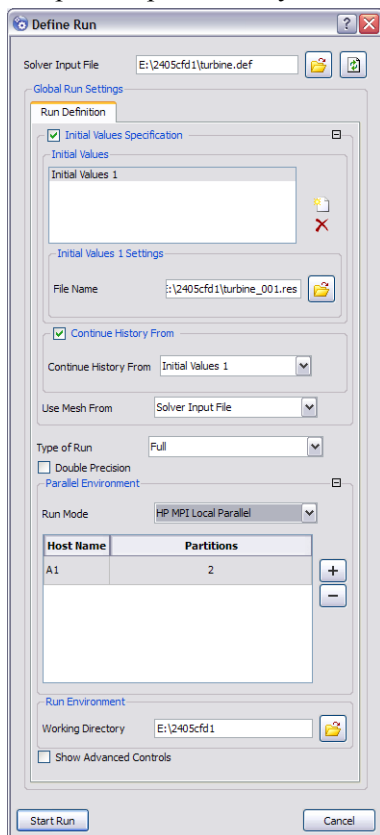


Рис. 2.52. Окно запуска расчета - повторный запуск с инициализацией

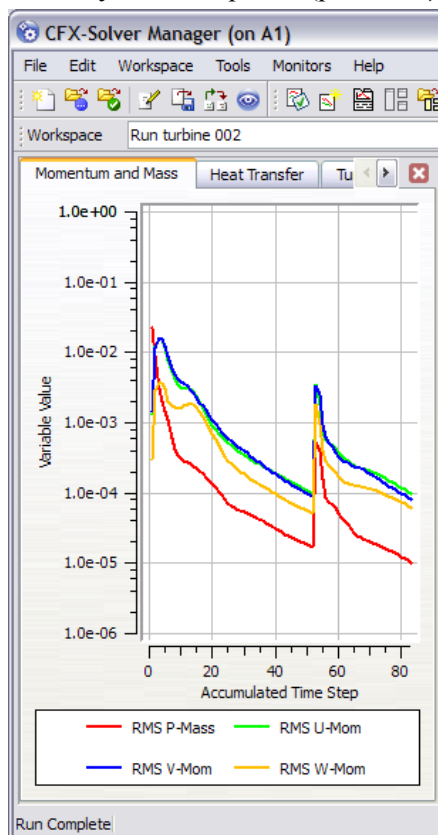


Рис. 2.53. Окно невязок повторно запущенного расчета

После итерации, на которой закончился предыдущий расчет, будет наблюдаться резкий скачок невязок. Это происходит из-за того, что изменение граничных условий привело к изменению расчетных уравне-

ний. Однако в процессе решения невязки постепенно будут снижаться до требуемого уровня, и тогда расчет остановится, выдав уже знакомое сообщение (рис. 2.49) об успешном создании нового файла результатов *turbine_002.res*.

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

2.6. Обработка полученных результатов

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

Постпроцессор также может быть открыт из стартового меню *CFX* (см. рис. 2.9) нажатием четвертой кнопки. В этом случае результаты расчета для обработки необходимо загрузить, нажав кнопку *Load Results* () и выбрав нужный файл - *turbine_002.res*.

Внешний вид рабочего окна программы *Ansys CFX-Post* показан на рис. 2.54. После загрузки модели, она высветится в окне визуализации в виде каркаса.

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

ШАГ 39. Активация шаблона для обработки результатов расчета турбомашин.

Чтобы активировать шаблон отображения результатов расчета турбомашин, необходимо перейти на вкладку *Turbo*, находящуюся над деревом проекта (см. рис. 2.54).

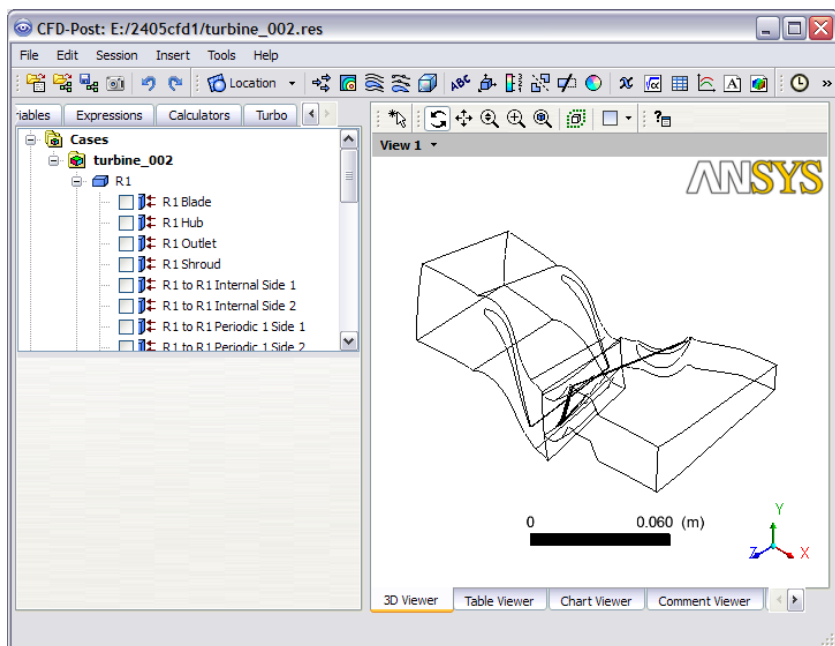


Рис. 2.54. Окно программы Ansys CFX-Post после загрузки расчетной модели

При первом обращении к этой вкладке после загрузки модели программа задаст пользователю запрос-предложение автоматически инициализировать турбо-шаблон (рис. 2.55). На него нужно ответить утвердительно (Yes), при этом будет проведена инициализация турбо-компонентов - все элементы дерева на турбо-вкладке станут активными (рис. 2.56).

ШАГ 40. Просмотр трехмерного изображения загруженной расчетной модели

Настройка изображения модели в окне визуализации осуществляется в меню, которое можно вызвать, дважды щелкнув ЛКМ на пункте *Plots* → *3D View (3D-вид)* (рис. 2.56) в дереве проекта. В результате появится меню, изображенное на рис. 2.57. В нем, в списке *Domains*, следует выбрать пункт *All Domains* (сделанные настройки будут применены ко всем элементам расчетной области).

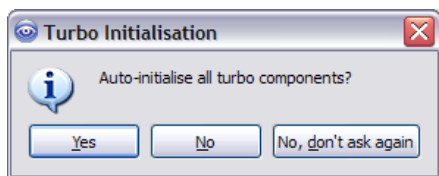


Рис. 2.55 Запрос - предложение об автоматической инициализации турбо-шаблона

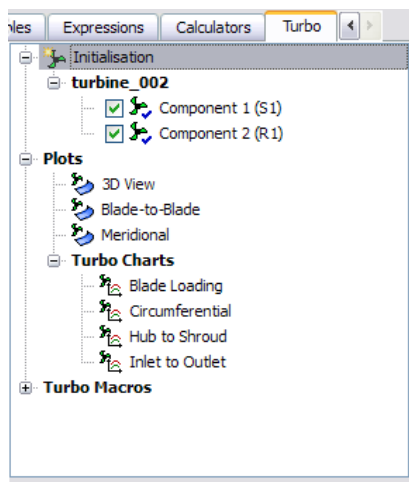


Рис. 2.56. Дерево объектов вкладки **Turbo**

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

Далее в поле *Instancing* необходимо указать, сколько раз следует отразить каждый элемент расчетной области. Для этого вначале в списке *Domain* выбирается область *CA (S1)*, и в поле, расположенном ниже (*# of Copies*), указывается число межлопаточных каналов, которое следует отразить. Укажите две копии и нажмите *Apply*. Аналогичным образом следует указать, что зону *PK (R1)* нужно отобразить три раза. Сделанные настройки снова подтверждаются нажатием кнопки *Apply*. Результат выполнения манипуляций показан на рис. 2.58. Видно, что были выделены втулочная поверхность проточной части и лопаток, а также поле распределения статических давлений в средней части канала в тангенциальной проекции.

ШАГ 41. Просмотр полей распределения параметров в межлопаточном канале.

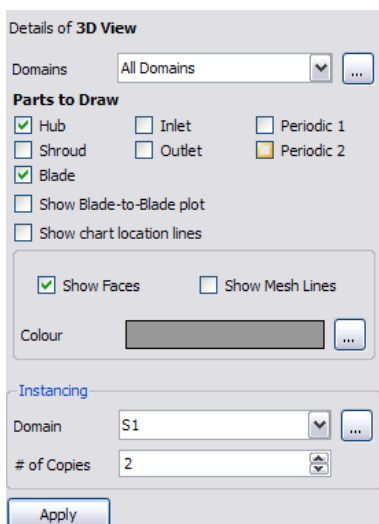


Рис. 2.57. Меню 3D View

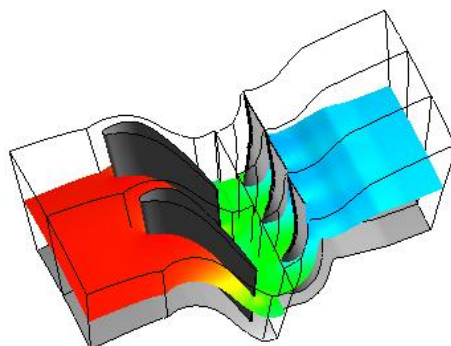


Рис. 2.58. Результат выполнения команды 3D View

Чтобы лучше рассмотреть поле давлений необходимо дважды щелкнуть ЛКМ по пункту *Blade-to-Blade* в дереве проекта (рис. 2.59).

Анализируя поле распределения статического давления в межлопаточном канале (рис. 2.59) можно заметить, что хотя величина давления и снижается от входа к выходу, как это было показано в разделах 1.1 и 1.2, оно имеет существенную окружную неравномерность, что связано с влиянием формы межлопаточного канала. Также обращает на себя внимание наличие следов за выходными кромками лопаток.

Также, используя легенду цветов, можно оценить значения давления в той или иной области. В частности, видно, что основное снижение давления происходит в области СА - давление снижается с 317 кПа (красный цвет) до 182 кПа (зеленый цвет). В РК также происходит снижение давления, но меньшее по абсолютной величине - от 182 кПа (зеленый цвет) до 115 кПа (голубой цвет). Данное обстоятельство указывает на невысокую, порядка 0,2...0,3 величину степени реактивности ступени.

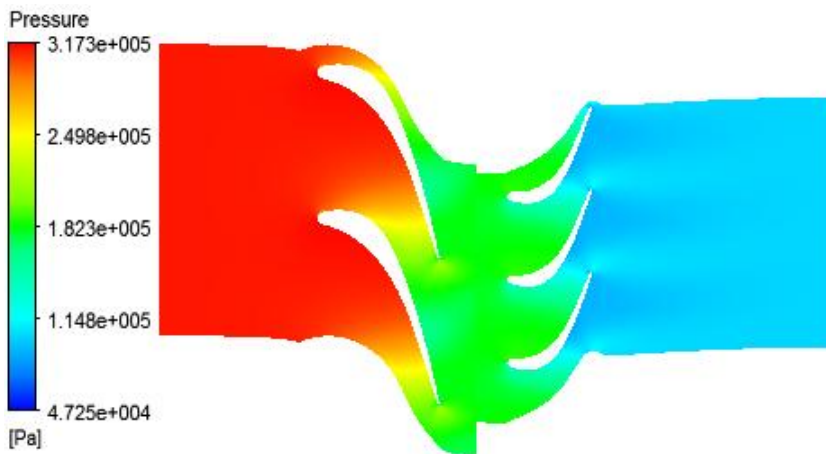


Рис. 2.59. Поле распределения статического давления в межлопаточном канале

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

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

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

Если попытаться аналогичным образом отследить параметры торможения: полную температуру (*Total Temperature in Stn Frame*) или полное давление (*Total Pressure in Stn Frame*), то можно увидеть нефизичное поведение потока - на входной кромке лопаток РК параметры резко повышаются, чего в турбине быть не может (рис. 2.60). Это локальная расчетная ошибка, которая возникает из-за грубой сетки. Если сетку в данном месте сделать более густой, то локальное увеличение полной температуры уменьшится или исчезнет. Поэтому, при анализе картин полных параметров, нужно игнорировать данную местную ошибку. В остальном, изменения параметров полностью подтверждают теоретические выкладки, произведенные в разделе 1.2: полная температура остается постоянной в СА и снижается в РК, поскольку полная энергия газа идет на совершение механической работы над лопатками.

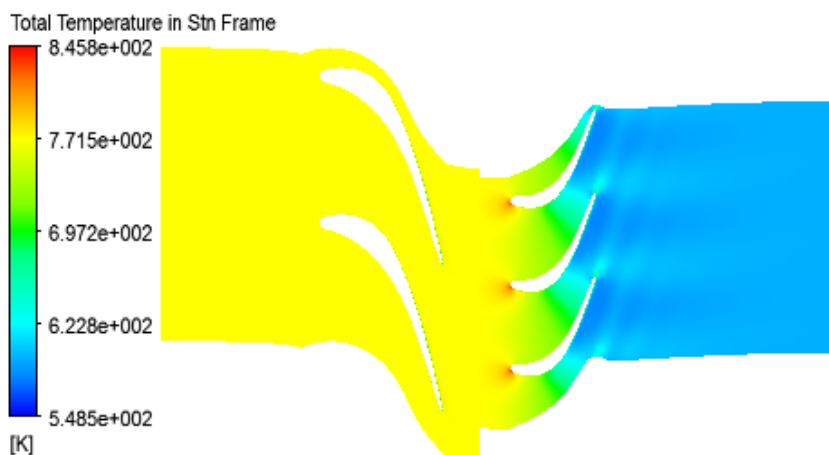


Рис. 2.60. Поле изменения полной температуры в межлопаточном канале

Чтобы посмотреть аналогичное распределение параметров, но в трехмерном виде, нужно вернуться в *3D View* (дважды щелкнуть ЛКМ на соответствующем пункте дерева) и нажать там кнопку *Apply*. Например, на рис. 2.61 представлена картина распределения полного давления. Видно, что оно также хорошо согласуется с теоретическими

выкладками главы 1.2: давление в СА остается преимущественно постоянным и немного снижается из-за гидравлических потерь (это хорошо видно в закруточных следах). В РК полное давление существенно снижается из-за того, что газ отдает энергию лопаткам.

ШАГ 42. Просмотр полей распределения параметров в произвольных по высоте сечениях межлопаточного канала.

По умолчанию поле распределения параметров потока в межлопаточном канале было построено в среднем сечении. Для того, чтобы увидеть как выглядят такие же поля, но в других сечениях по высоте нужно щелкнуть ЛКМ на элементе *Blade-to-Blade* в дереве проекта и в появившемся меню, в поле *Span* (сдвиг), изменить значение переменной с 0,5 (по умолчанию) на любое другое число в диапазоне от 0 до 1. Ноль соответствует втулочному сечению, единица – периферийному. Установите, например, сечения на высоте 0,3 или 0,7. Сделанные настройки применяются нажатием кнопки *Apply*. После этого нужно вернуться *3D View* и уже там ещё раз нажать кнопку *Apply*. Полученный результат показан на рис. 2.62.

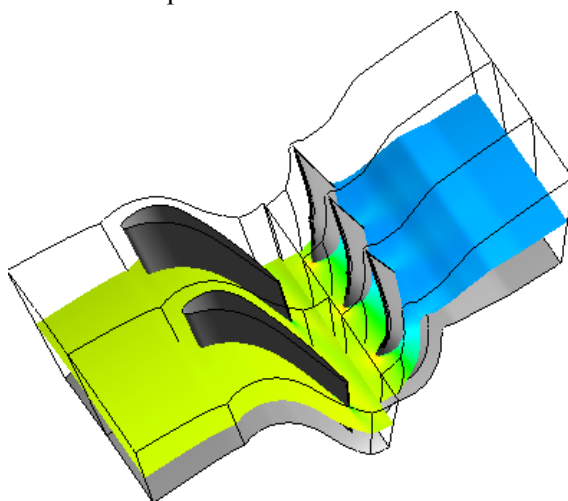


Рис. 2.61. Поле изменения полной температуры в межлопаточном канале

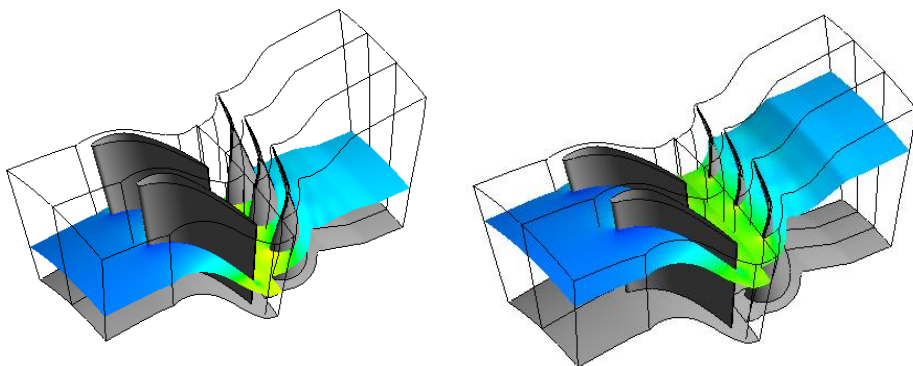


Рис. 2.62. Отображения полей распределения параметров на различных радиусах

ШАГ 43. Отображение полей изменения параметров, осредненных в окружном направлении.

Программа *Ansys CFX-Post* позволяет также построить поля распределения параметров потока, осредненных в окружном направлении, на меридиональном сечении проточной части – сечении, проходящем через ось вращения. Отобразить их можно, если дважды щелкнуть ЛКМ на вкладке *Meridional* (рис. 2.63 а). Если в появившемся ниже меню активировать опцию *Show blade wireframe* (показывать контур лопатки) и подтвердить выбор кнопкой *Apply*, можно увидеть ту же картину, но с лопатками (рис. 2.63 б).

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

ШАГ 44. Построение графиков.

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

Соответствующие шаблоны для построения графиков находятся в разделе *TurboCharts* дерева проекта (рис. 2.56).

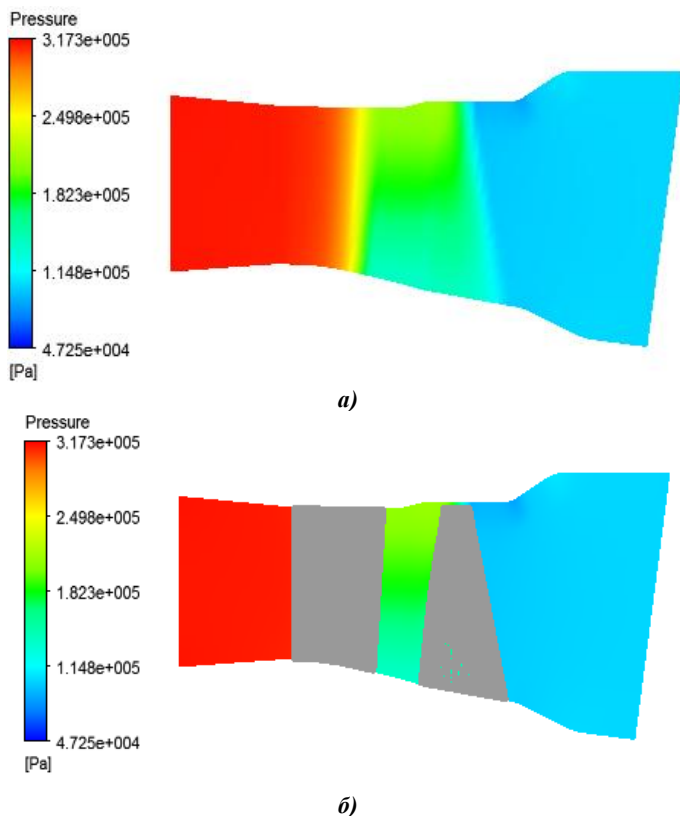


Рис. 2.63. Поле распределений статических давлений, осредненных в окружном направлении, без наложения (а) и с наложением (б) изображений лопаток

Для того, чтобы сравнить полученные результаты с теоретическими представлениями, изложенными в разделе 1.2, построим графики изменения основных параметров потока в ступени турбины вдоль ее проточной части и сравним их с теоретическими.

Для этого в закладке *Turbo Charts* дерева выбирается двойным щелчком ЛКМ пункт *Inlet to Outlet* (от входа к выходу). По умолчанию будет построен график изменения статического давления по длине проточной части, показанный на рисунке 2.64.

Обратите внимание, что на горизонтальной оси графика откладывается осевая координата вдоль проточной части в безразмерном виде. Цифре «0» соответствует входная граница, «1» - выходу из первой зоны (СА) и входу во вторую (РК), «2» - выходу из второй зоны и т.д. То есть, на представленном рисунке область $0...1$ соответствует зоне СА, а $1...2$ – РК. Причем, поскольку обе зоны имеют протяженные входные и выходные участки, сопловая лопатка находится в интервале $0,5...0,95$, а рабочая $1,05...1,5$ (рис. 2.65).

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

Используя подобные графики, можно также оценить, как изменяются параметры по ходу проточной части. Для этого нужно в поле меню построения графиков *Y Axis* → *Variable* выбрать вместо предлагающегося по умолчанию давления (*Pressure*) другую переменную, например статическую температуру (*Temperature*), и нажать *Apply*.

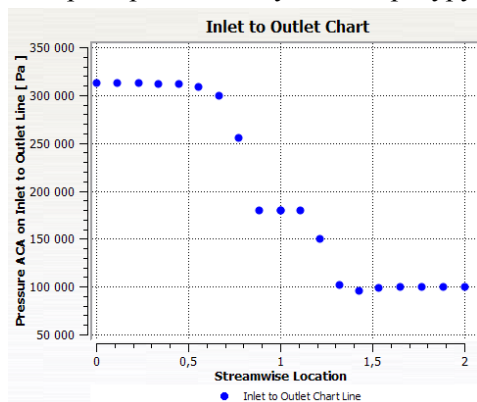


Рис. 2.64. График изменения давления по длине проточной части

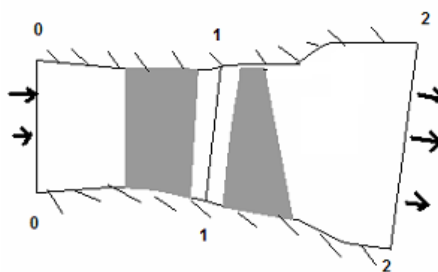


Рис. 2.65. Схема расчетной зоны

Для улучшения информативности графиков в местах повышенных градиентов переменной следует увеличить число точек на графике. Это делается в поле *Samples/Comp*. Там нужно указать, что на графике будет 100 точек. Аналогичным образом можно построить графики из-

менения скорости (*Velocity in Stn Frame*) и числа Маха (*Mach Number*), давления и температуры (статических и полных), плотности (*Density*). Примеры построения приведены на рис. 2.66 и 2.67.

Как видно из представленных графиков на входном и выходном участках параметры потока меняются незначительно, а в тех местах, где расположены лопатки (безразмерная длина $0,6...1,4$) изменение существенно.

ШАГ 45. Вычисление расхода рабочего тела через турбину.

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

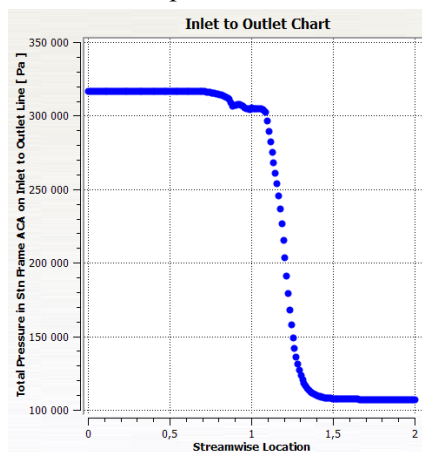


Рис. 2.66 – График изменения осредненного полного давления p^* по длине проточной части

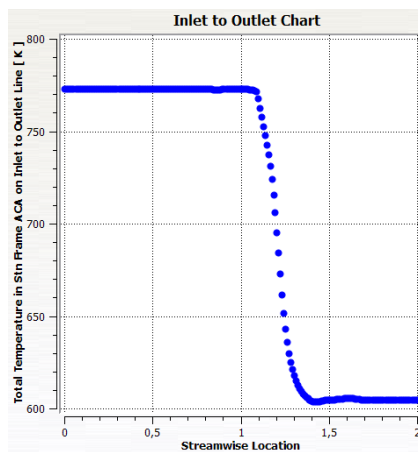


Рис. 2.67 – График изменения осредненной полной температуры T^* по длине проточной части

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

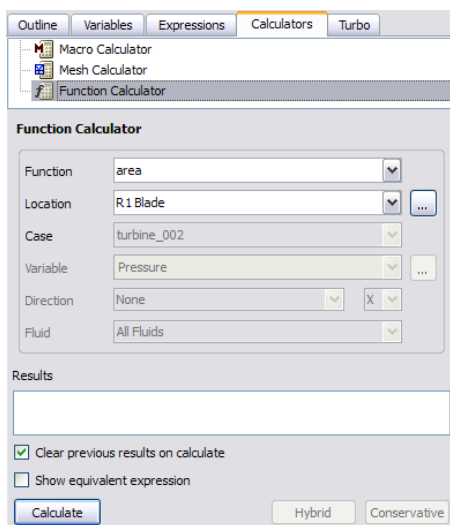


Рис. 2.68. Вкладка *Calculators* и диалоговое окно *Function Calculator*

дом с вкладкой *Turbo*, в которой проводились описанные выше манипуляции. После активации вкладки *Calculators* внешний вид окна изменится и станет таким, как показано на рис. 2.68.

В списке калькуляторов необходимо дважды щелкнуть ЛКМ на пункте *Function Calculator* (калькулятор функций), после чего ниже появится диалоговое окно данной команды (см. рис. 2.68).

В данном меню, в поле *Function* (функция) (см. рис.2.68) нужно указать название интересующей переменной, например, массовый расход ($massFlow^2$). В поле *Location* (расположение) необходимо указать границу или сечение, в котором следует вычислить значение переменной. Вычисление расхода может быть осуществлено на любой границе: входной или выходной. В рассматриваемом примере величины расхода на них не должны отличаться вследствие выполнения закона неразрывности. Выберем границу на входе в СА (*S1 Inlet*). Для проведения вычисления следует нажать кнопку *Calculate*. В результате в поле калькулятора

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

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

Mass Flow on S1 Inlet
0.182324 [kg s⁻¹].

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

$$G = 0.182324 \cdot 28 = 5,1 \text{ кг/с.}$$

Аналогично можно найти расход через границу на выходе из РК
R1 Outlet:

Mass Flow on R1 Outlet
-0.104103 [kg s⁻¹].

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

$$G = 0.104103 \cdot 49 = 5,1 \text{ кг/с.}$$

Как видно, расходы, вычисленные на входной и выходной границах, совпадают. Это говорит о том, что для созданной расчетной модели выполняется закон сохранения массы. Если вычислить значения расходов более точно, можно выявить их разницу около 1%. Это говорит о погрешностях расчёта, вызванных низким качеством расчётной сетки или незавершенностью процесса решения (возможно, нужно понижать невязки уравнений ниже 0,0001).

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

ШАГ 46. Вычисление крутящего момента, создаваемого газом на рабочих лопатках.

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

Torque on R1 Blade
6.99787 [N m].

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

$$M_{\text{КР}} = M_{\text{КР1РК}} \cdot z_{\text{РК}} = 7,0 \cdot 49 = 343 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, крутящий момент на валу РК данной турбины равен 343 Н·м.

ШАГ 47. Вычисление КПД турбины.

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

$$N = M_{\text{КР}} \cdot \frac{\pi n}{30} = 343 \cdot \frac{\pi \cdot 25500}{30} = 915 \text{ кВт},$$

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

Удельная работа на валу турбины (полезная работа) равна:

$$L_T = \frac{N}{G} = \frac{915}{5,1} = 179,5 \text{ кДж/кг.}$$

Наконец, КПД турбины может быть вычислен по следующей формуле:

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{S\ T}},$$

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

$$L_{S\ T} = c_p T_0^* \left(1 - \frac{p_2^{\frac{k-1}{k}}}{p_0^*} \right)$$

где $c_p = 1110 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ – изобарная теплоемкость рабочего тела;

$k=1,35$ – показатель адиабаты;

T_0^* – температура газа на входе в турбину, К;

p_0^* – полное давление газа на входе в турбину, Па;

p_2 – статическое давление на выходе из турбины, Па.

Величины давлений и температуры известны и были использованы в качестве граничного условия в разделе 2.4 (шаг 31) и 2.5 (шаг 38).

Таким образом:

$$L_{S\ T} = 1110 \cdot 773 \cdot \left(1 - \frac{100500^{\frac{1,35-1}{1,35}}}{317093} \right) = 221,0 \text{ кДж/кг,}$$

$$\eta_T = \frac{179,5}{221,0} = 0,81.$$

ШАГ 48. Вычисление величины утечки через радиальный зазор.

В ходе обработки результатов расчета можно вычислить величину утечки рабочего тела через радиальный зазор над верхним торцом рабочей лопатки. На первом этапе визуализируем их. Для этого необхо-

димое перейти в обычный режим работы пост-процессора *Ansys CFX-Post* (выключить турбо-режим). Для этого нужно перейти в закладку *Outline*, находящуюся над деревом (крайняя левая). В результате выполнения данного действия вид дерева обновится. Объектами дерева являются элементы загруженной модели (*turbine_002*): расчетные зоны РК и СА (*R1* и *S1*), их границы и т.п. (рис. 2.69).

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

После этого нужно добавить элемент визуализации линий тока - *Streamline*, нажав соответствующую кнопку (🌀) на панели инструментов в верхней части окна программы. В появившемся сообщении (рис. 2.70) необходимо ввести имя элемента или согласиться с предлагаемым по умолчанию и нажать кнопку *OK*.

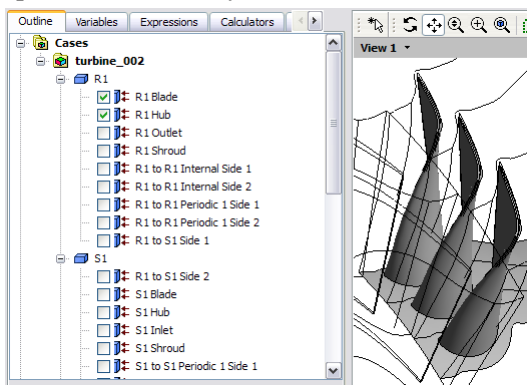


Рис. 2.69. Включение отображения границ на вкладке *Outline*

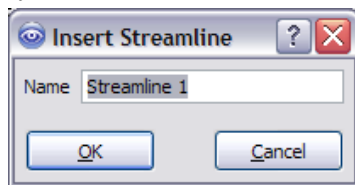


Рис. 2.70. Задание имени элемента отображения линий тока

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

- в поле *Domains* (область) выбрать *R1* (линии тока будут построены только в области РК);

- в поле *Start From* (начать от ...) выбрать *R1 to R1 Internal Side 1*;
- в поле *Direction* (направление) выбрать *Forward and Backward* (вперед и назад);
- отключить опцию (снять галочку) *Cross Periodics*. Данное действие будет обрывать линии тока на периодических границах;
- принять сделанные настройки нажатием кнопки *Apply*.

В результате выполнения описанных действий изображение в окне визуализации примет вид, показанный на рис. 2.71.

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

Mass Flow on R1 to R1 Internal Side 1
 $-0.00988804 \text{ [kg s}^{-1}\text{]}.$

Если в меню *Streamline* оставить включенной опцию *Cross Periodics*, то можно увидеть, как ведет себя рабочее тело, прошедшее радиальный зазор за выходными кромками РК (рис. 2.72).

ШАГ 49. Просмотр информации о сетке конечных элементов

Также на вкладке *Outline* можно просмотреть информацию о сетке. Для этого нужно дважды щелкнуть ЛКМ на соответствующей зоне (*R1* или *S1*) и в окне свойств перейти на вкладку *Info* (рис. 2.73).

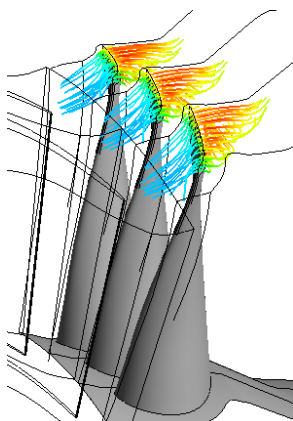


Рис. 2.71 Отображение линий тока в радиальном зазоре

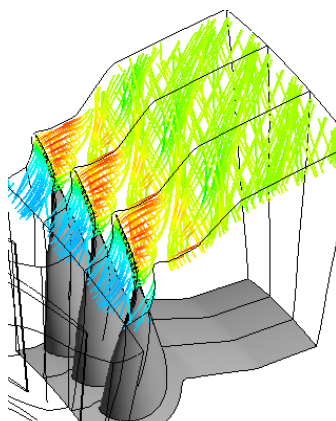


Рис. 2.21. Отображение линий тока в зазоре и за выходными кромками

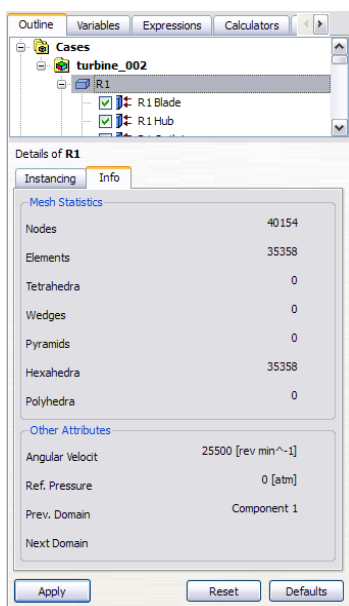


Рис. 2.73. Отображение информации о сетке на вкладке *Info*

3. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ И ФОРМИРОВАНИЯ ОТЧЕТА

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Что такое турбина?
2. Какие функции выполняет турбина?
3. Какие элементы входят в состав ступени турбины?
4. Почему РК турбины вращается?
5. Как возникает сила, заставляющая вращаться РК турбины?
6. Почему в турбине снижается давление?
7. Какие функции выполняет СА?
8. Почему на входе в турбину поток необходимо закручивать?
9. Какие конструктивные особенности позволяют организовать процесс расширения в турбине?
10. Почему проточная часть турбины расширяется к выходу?
11. Изобразите график изменения абсолютной скорости c по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.
12. Изобразите график изменения относительной скорости w по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.
13. Изобразите график изменения статического давления p по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.
14. Изобразите график изменения полного давления p^* по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.
15. Изобразите график изменения статической температуры T по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.

16. Изобразите график изменения полной температуры T^* по длине проточной части ступени турбины. Поясните его протекание.
17. Поясните сущность потерь с выходной скоростью?
18. При каких условиях потери с выходной скоростью будут минимальны?
19. Каким образом повлияет на мощность турбины увеличение температуры газа перед турбиной T_0^* при прочих равных условиях? Поясните ответ.
20. Каким образом повлияет на мощность турбины увеличение полного давления газа перед турбиной p_0^* при прочих равных условиях? Поясните ответ.
21. Каким образом повлияет на мощность турбины увеличение частоты вращения РК турбины при прочих равных условиях? Поясните ответ.
22. Поясните, что показывает величина степени расширения газа в турбине?
23. Чем определяется величина работы расширения газа в турбине?
24. Изобразите схематично процесс преобразования энергии расширения газа в турбине.
25. Поясните физический смысл идеальной работы ступени турбины?
26. Поясните физический смысл полезной работы ступени турбины?
27. Что такое КПД турбины?
28. Что такое адиабатическое КПД турбины? Что оно характеризует?
29. Что такое внутреннее КПД турбины? Что оно характеризует?
30. Что такое окружное КПД турбины? Что оно характеризует?
31. Что такое полный КПД турбины? Что оно характеризует?
32. Поясните физический смысл термина степень реактивности?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

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

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ФОРМА ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

Лабораторная работа

«Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины»

Студент __Иванов Н.Н.____ Группа __2405____

Преподаватель __Сидоров А.А.____ Общая оценка _____

Структура оценки

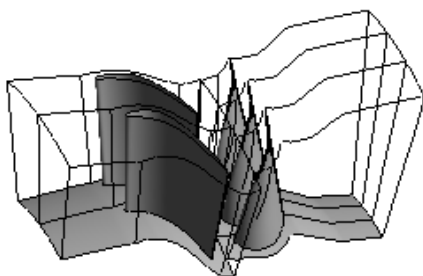
	Качество выполнения работы	Контрольный вопрос №1	Контрольный вопрос №1	Контрольный вопрос №1
Максимум	2	1	1	1
Оценка				

Задание на лабораторную работу

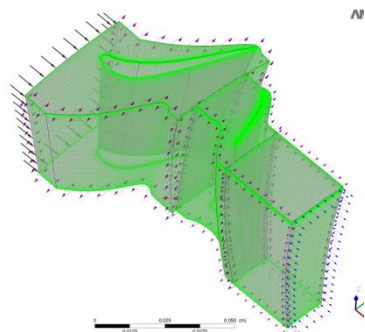
Исходные данные и граничные условия	
Вариант геометрии турбины	Вариант 1
Частота вращения РК n , об/мин	25000
Полная температура рабочего тела на входе, T_0^* , К	773
Полное давление рабочего тела на входе, p_0^* , Па	317093
Статическое давление на выходе из РК, p_2 , Па	100500
Изобарная теплоемкость газа, c_p , Дж/кг	1110
Показатель адиабаты газа, k	1,35
Универсальная газовая постоянная, R , Дж/ кгК	288
Перечень результатов, которые необходимо получить	
Осредненные значения основных переменных	
Расход рабочего тела через входную границу, G_0 , кг/с	5,1
Расход рабочего тела через выходную границу, G_2 , кг/с	5,1
Крутящий момент, $M_{кр}$, Н·м	343
Мощность турбины, N , Вт	916000
КПД турбины	0,81

Поля распределения параметров потока в элементарной решетке в сечении <u>50%</u> высоты лопатки			
☒	Полное давление, p^*	☐	Статическое давление, p
☒	Полная температура, T^*	☐	Статическая температура, T
☐	Скорость в абсолютной СК, c	☐	Скорость в относительной СК, w
☐	Число Маха, M	☐	Плотность, ρ
Поля распределения параметров потока осредненных в окружном направлении в меридиональном сечении			
☐	Полное давление, p^*	☒	Статическое давление, p
☐	Полная температура, T^*	☐	Статическая температура, T
☐	Скорость в абсолютной СК, c	☐	Скорость в относительной СК, w
☐	Число Маха, M	☐	Плотность, ρ
График изменения параметров потока по длине проточной части			
☐	Полное давление, p^*	☒	Статическое давление, p
☒	Полная температура, T^*	☒	Статическая температура, T
☒	Скорость в абсолютной СК, c	☒	Скорость в относительной СК, w
☐	Число Маха, M	☐	Плотность, ρ

Сведения о расчетной модели



Внешний вид модели

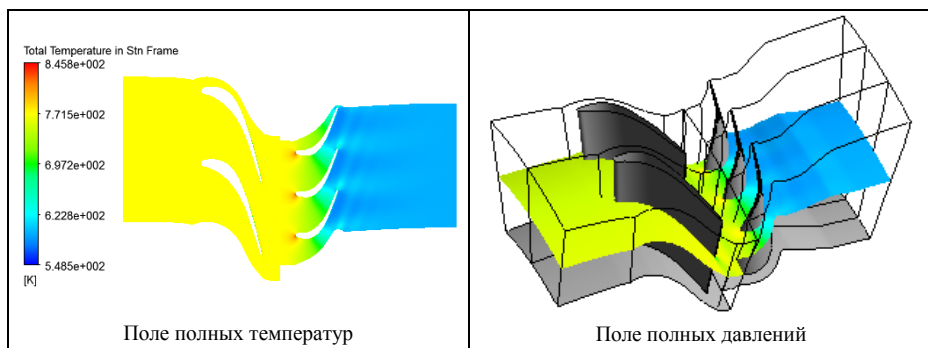


Внешний вид сетки конечных элементов

Основные сведения о расчетной модели

Число конечных элементов области СА, шт	47000
Число конечных элементов области РК, шт	35000
Время расчета	5 мин
Используемая модель турбулентности	$k-\varepsilon$

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



Поля распределения параметров потока осредненных в окружном направлении в меридиональном сечении

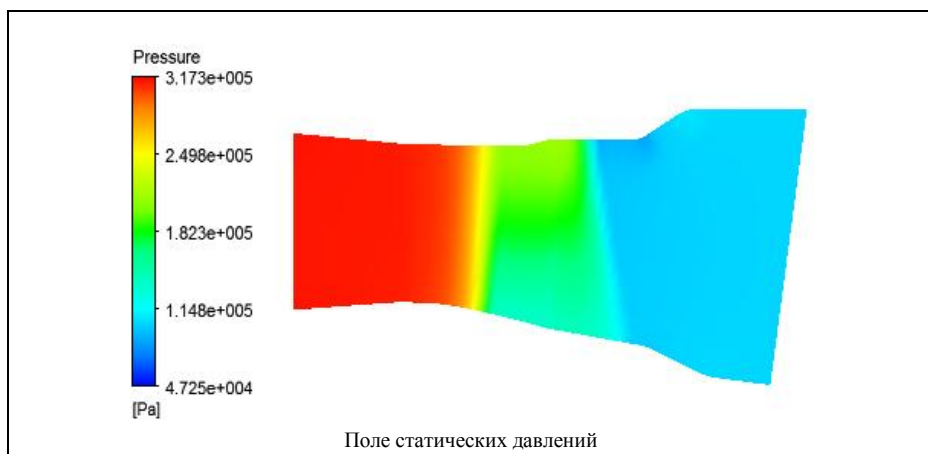
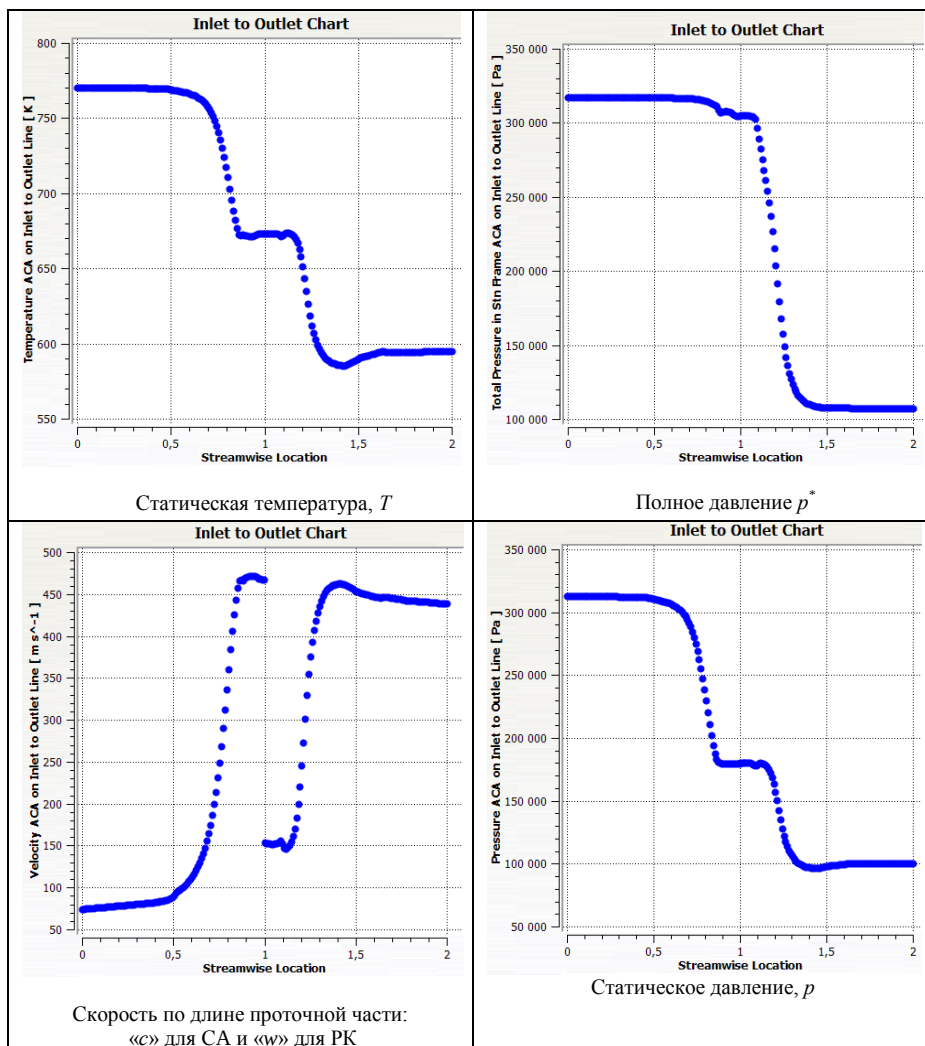


График изменения параметров потока по длине проточной части



Контрольный вопрос №1:

Место для ответа

Контрольный вопрос №2:

Место для ответа

Контрольный вопрос №3:

Место для ответа

Учебное издание

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ
ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ УНИВЕРСАЛЬНОГО
ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS CFX**

Методические указания

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

Редактор
Доверстка

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Печ. л. .

Тираж экз. Заказ . Арт. С- /2011

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

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