

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

РАСЧЁТ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ТУРБОКОМПРЕССОРАХ ГТД

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве практикума для обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 24.03.05 Двигатели летательных аппаратов, 24.04.05 Двигатели летательных аппаратов и специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей

САМАРА
Издательство Самарского университета
2023

УДК 621.452.32(075)
ББК О551.41я7
Б157

Рецензенты: канд. техн. наук А.Ю. Тисарев,
д-р техн. наук, доц. Д.А. Угланов

Бадыков, Ренат Раисович

Б157 **Расчёт радиальных зазоров в турбокомпрессорах ГТД: практикум / Р.Р. Бадыков, М.А. Бенедюк, А.С. Виноградов, А.А. Юртаев.** – Самара: Издательство Самарского университета, 2023. – 104 с.

ISBN 978-5-7883-2002-1

В практикуме изложены основные приемы сопряженного моделирования (газодинамического, теплового и напряжённо-деформированного) состояния элементов рабочих колес центробежного компрессора и осевых турбин малоразмерных газотурбинных установок. Однако приемы, описанные в данном пособии, могут применяться для расчетов рабочих колес любых лопаточных машин. Сведения по работе с программным комплексом ANSYS, приведенные в пособии, позволяют студентам проводить самостоятельные исследования газодинамических процессов в турбомашинах, напряженно-деформированного состояния рабочих колес и статорных деталей, нагруженных центробежными, газодинамическими и термическими нагрузками. Приведенные сведения позволят улучшить понимание процессов, происходящих при работе ГТД, повысить качество усвоения материала, а также дальнейших исследований и работ с использованием ANSYS.

Предназначено для обучающихся по направлениям подготовки 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей, 24.03.05 Двигатели летательных аппаратов и 24.04.05 Двигатели летательных аппаратов профиль Искусственный интеллект и большие данные в двигателестроении.

Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

УДК 621.452.32(075)
ББК О551.41я7

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
1 Теоретические основы регулирования радиальных зазоров в турбокомпрессоре	8
2 Лабораторная работа № 1. Подготовка геометрии	17
2.1 Разбиение модели на сектора	17
2.2 Импорт геометрии в <i>Ansys Workbench</i>	18
2.3 Подготовка геометрии к созданию сеточной модели в <i>Design Modeler</i>	21
3 Лабораторная работа № 2. Создание конечно-элементной модели в <i>TurboGrid</i>	27
3.1 Создание сеточной модели в <i>TurboGrid</i>	27
3.2 Требования к качеству сеточной модели	32
4 Лабораторная работа № 3. Создание сеточной модели твердотельной геометрии	34
4.1 Создание материалов	34
4.2 Подготовка модели к созданию сетки.....	37
4.3 Создание конечно-элементной модели ротора.....	41
4.4 Создание конечно-элементной модели статора	42
4.5 Создание конечно-элементной модели проточной части центробежного компрессора	44
4.6 Требования к качеству созданной сетки конечных элементов.....	46
5 Лабораторная работа № 4. Настройка газодинамического расчета	48
5.1 Добавление модуля Fluid Flow (CFX)	48
5.2 Настройка материалов и рабочего тела.....	49
5.3 Создание и настройка доменов	53
5.4 Наложение граничных условий	55
5.5 Создание интерфейсов между доменами	59
5.6 Настройка решателя.....	64
5.7 Проведение расчета.....	67
5.8 Возможные ошибки при расчетах в CFX.....	70
5.9 Просмотр и оценка результатов газодинамического расчета в CFX	72
6 Лабораторная работа № 5. Расчет напряженно-деформированного состояния ротора и статора турбины	76
6.1 Описание модуля Static-Structural.....	76
6.2 Импорт результатов газодинамического расчета	77
6.3 Задание граничных условий.....	80
6.4 Проведение расчета и просмотр результатов	83
6.5 Определение радиального зазора	89

7 Лабораторная работа № 6. Определение коэффициентов теплоотдачи в ANSYS CFX	91
7.1 Влияние параметра y^+ на результаты расчетов	91
7.2 Определение распределения коэффициентов теплоотдачи по лопаткам турбины	94
7.3 Оценка полученных коэффициентов теплоотдачи	97
Заключение.....	99
Список литературы	100

ВВЕДЕНИЕ

Для современных авиационных двигателей и энергетических установок важным фактором, влияющим на стоимость эксплуатации, является топливная экономичность, определяемая удельным расходом топлива. Для уменьшения удельного расхода топлива необходимо одновременное повышение температуры газа перед турбиной и увеличение степени повышения давления в компрессоре. Увеличение указанных параметров сопровождается падением КПД узлов за счет потерь и увеличением расхода воздуха на охлаждение [1, 2]. Поэтому необходимо повышать КПД узлов, минимизируя потери, например путем уменьшения радиальных зазоров в турбокомпрессоре и введением системы регулирования этих зазоров.

Одним из главных факторов, влияющих на КПД турбокомпрессора, является величина его радиальных зазоров между ротором и статором. Установлено, что 1% изменения относительных величин радиальных зазоров по концам лопаток турбины ВД может приводить к уменьшению КПД примерно на 1,5–2,8% [3].

Радиальный зазор оказывает существенное влияние на обтекание концевой части лопаток. В результате разности давлений на спинке и корытце лопатки, получаемое при течении воздуха в решетке, и воздействия конца вращающейся лопатки на пограничный слой у стенки корпуса, происходит перетекание воздуха через зазор со стороны корытца к спинке лопатки (рисунок 1,а).

Под воздействием вращающегося в противоположную сторону парного вихря и основного течения воздуха вдоль межлопаточного канала в концевой части лопаток образуется вихревое течение, вызванное радиальным зазором (рисунок 1,б). Этот вихрь имеет направление вращения, противоположное прилегающему к нему парному вихрю. Кроме того, перетекание в радиальном зазоре приводит к снижению разности давлений на профиле и уменьшению работы, передаваемой воздуху в концевой части лопатки [4].

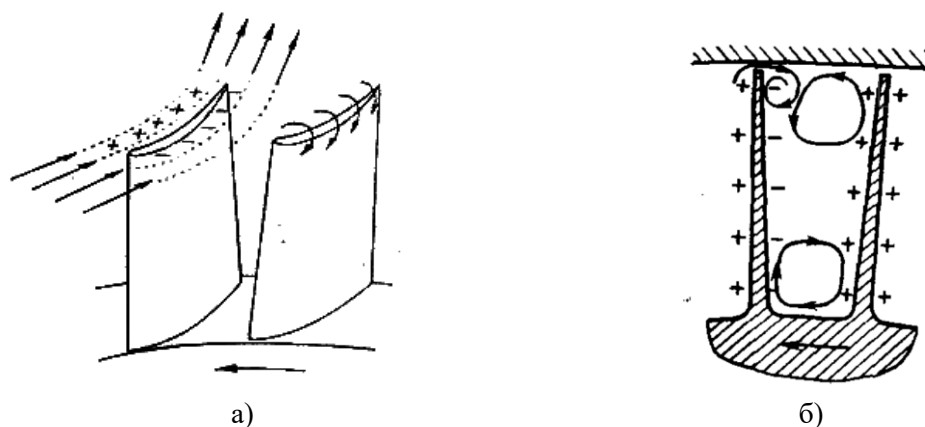


Рисунок 1 – Вторичные потери в межлопаточном канале рабочих колес

Рост потерь из-за перетеканий в радиальном зазоре и уменьшение подводимой работы в концевой части лопатки приводят к снижению напора и КПД ступени.

Значимость обеспечения минимального значения относительного радиального зазора возрастает в связи с уменьшением приведенного расхода воздуха через газогенератор двигателя и связанным с этим уменьшением высоты лопаток. Уменьшение высоты лопатки приводит к росту относительного зазора, а, следовательно, к снижению КПД [5].

Однако в целях предотвращения касания лопаток о корпус и заклинивания ротора необходимо выбрать оптимальный монтажный радиальный зазор между лопатками и корпусом, величина которого зависит от конструктивных размеров, нагруженности и режима работы.

При выборе величины радиального зазора учитываются деформации статорных деталей под действием давления воздуха и градиента температур по длине и радиусу, а также деформация ротора, вызываемая центробежными силами, перепадом давлений на спинке и корытце лопаток и температурным расширением. Также учитываются производственные допуски при изготовлении деталей. Задача по точному определению влияния всех параметров на величину зазора является трудоёмкой. На начальных этапах проектирования двигателя величина радиальных зазоров обычно определяется приближённо, а затем при доводке двигателя величины зазоров корректируются.

Особенностью многорежимных турбомашин является различная тепловая инерционность ротора и статора. При относительно высоких уровнях температур рабочего тела, специфика конструкций и теплообмена с рабочим телом деталей ротора и статора приводят к существенно разным скоростям их нагрева и охлаждения и, соответственно, к разному характеру изменения радиальных тепловых перемещений их деталей. Основные массы металла и большая часть поверхностей конвективного теплообмена со средой ротора находятся в замкнутых, слабо вентилируемых полостях с низким коэффициентом теплоотдачи и прогреваются медленно, преимущественно за счет теплопроводности металла тепловым потоком со стороны тракта. Оболочечная же конструкция статора с малой толщиной и большой поверхностью теплообмена с трактовым воздухом прогревается существенно быстрее ротора. Это приводит к увеличению радиального зазора на этапе старта и резкому уменьшению при останове двигателя [6].

В данном методическом пособии описывается сопряженное моделирование, включающее в себя моделирование газодинамических процессов и напряженно-деформированного состояния, для определения радиальных зазоров на максимальном режиме работы двигателя. Данная технология именуется *Fluid-Structure Interaction (FSI)* [7, 8]. Структура расчета имеет следующий вид:

- подготовка и импорт геометрии в Ansys;
- создание сетки конечных элементов:
 - создание сеточных моделей для газодинамического расчета (ротора и статора);
 - создание сеточной модели для расчета напряженно-деформированного состояния (структурный расчет);
- создание материалов;
- газодинамический расчет:
 - задание граничных условий;
 - расчет;
 - анализ и импорт результатов;
- структурный расчет ротора:

- импорт и задание граничных условий;
- расчет;
- анализ результатов;
- структурный расчет статора;
- общий анализ результатов.

Дополнительно может проводиться тепловой расчет для уточнения распределения температур по деталям.

В качестве примера использованы центробежный компрессор и осевая турбина ГТД тягой 220 Н. Внешний вид секторов рассчитываемых моделей представлен на рисунке 2.

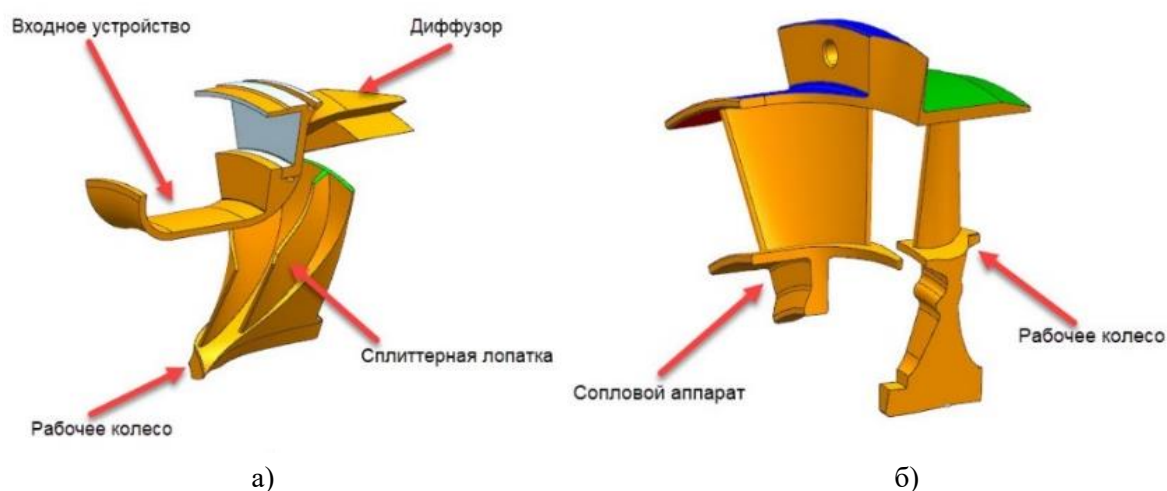


Рисунок 2 – Твёрдотельные модели секторов
а – компрессор; б – турбина

В качестве рабочего тела в компрессоре используется воздух, поступающий из атмосферы. Рабочим телом турбины является генераторный газ, полученный в результате горения топливовоздушной смеси в камере сгорания. На расчетном режиме компрессор и турбина обеспечивают параметры [9], приведенные в табл. 1.

Таблица 1 – Параметры компрессора и турбины МГТД

Параметр	Обозначение	Значение	
		Компрессор	Турбина
Полное давление воздуха (газа) на входе	P_0^* , Па	101325	373907
Полная температура воздуха (газа) на входе	T_0^* , К	288,15	1020
Расход воздуха	G , кг/с	0,642	0,651
Статическое давление воздуха (газа) на выходе	P_2 , Па	358193	133709,1
Частота вращения ротора	n , об/мин	120000	
Показатель адиабаты воздуха (газа)	k	1,4	1,33
Степень повышения давления (расширения газа)	π_m^*	3,62	2,2

1 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ТУРБОКОМПРЕССОРЕ

Величина радиальных зазоров существенно влияет на КПД компрессора и турбины, а также на запасы устойчивой работы компрессора. Экспериментальные данные для двигателей RB-199 и E³ 1% показывают, что 1% изменения величины радиального зазора приводит к снижению КПД компрессора на 1-2%; к снижению КПД турбины примерно на такую же величину – 1,5–2,8%; и к уменьшению запасов устойчивой работы – ΔK_y на 3%. Зависимости указанных величин от радиальных зазоров носят линейный характер. Наиболее сильным является влияние радиальных зазоров на КПД компрессора (рисунок 1.1). Под относительным радиальным зазором (δ_{pz}) понимается отношение величины радиального зазора к высоте лопатки. Это влияние может быть еще большим при малых высотах лопаток (около 20 мм). При высоте лопаток компрессора $h_{л} = 19$ мм увеличение радиального зазора на 1% снижает ΔK_y на 8% [10].

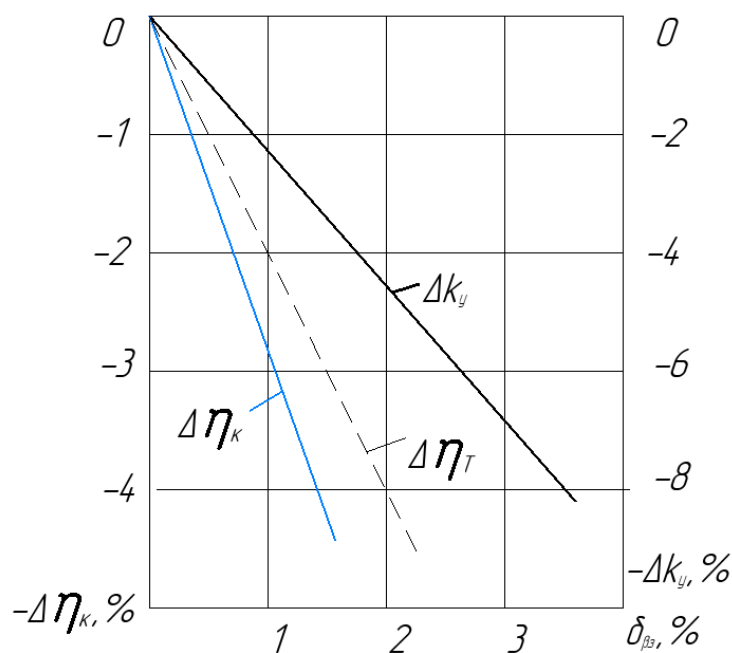


Рисунок 1.1 – Влияние изменения относительного радиального зазора в компрессоре на КПД компрессора и турбины и запасы устойчивой работы

Аналогично изменение радиального зазора от 0,5 до 4,0 мм в турбине снижает КПД до 7% (в случае бесступенчатого внутреннего корпуса). При значении зазора 1–1,2 мм потери КПД компрессора и турбины могут достичь значений 2,5–4,0%.

Величина зазора ($\delta_{хол}$) определяется высотой лопаток. Ее можно приблизительно определить по следующему соотношению:

$$\delta_{хол} = (0,015 - 0,03)l, \tag{1.1}$$

где l – высота лопатки. Индекс «хол» в формуле (1.1) говорит о том, что формула применима для холодного состояния двигателя. Во время полета (т.е. в горячем состоянии) величина зазоров изменится. В подавляющем большинстве случаев величина зазоров станет меньшей. Определение величины радиального зазора по всему полетному циклу является сложной инженерной задачей, так как тепловые и силовые деформации ротора и статора нужно исследовать в нестационарной постановке. С одной стороны, зазор должен быть минимальным, а, с другой стороны, достаточным для гарантированного исключения касания ротора о статор.

Чтобы проиллюстрировать обозначенную проблему нужно рассмотреть изменение радиальных зазоров по полетному циклу авиационного двигателя.

Изменение размеров деталей во время работы вызвано в основном влиянием температурного расширения и силовыми деформациями от центробежных сил и сил давления. Для более точного анализа необходимо рассматривать и другие виды нагрузок (эксплуатационные перегрузки, вибрационные нагрузки и т.д.).

Корпус является тонкой оболочкой и поэтому обладает малой тепловой инерционностью. Ротор, напротив, представляет собой массивную конструкцию, находящуюся, преимущественно, в среде охлаждающего воздуха. Это приводит к тому, что статор всегда быстрее нагревается и быстрее остывает. Динамика изменения радиального зазора показана на рисунке 1.2.

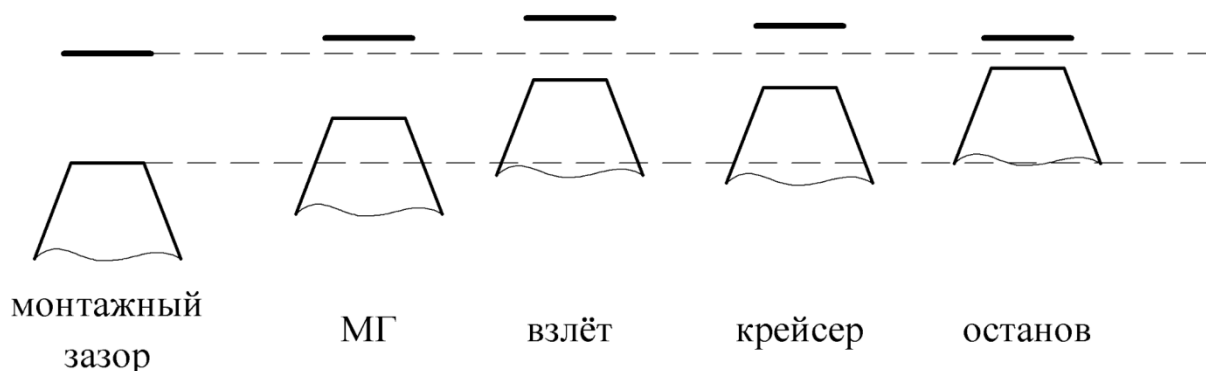


Рисунок 1.2 – Изменение радиального зазора в течение полетного цикла авиационного двигателя

При запуске статор расширяется сильнее, чем ротор, и во время малого газа зазор несколько увеличивается. При взлете температура достигает максимальных значений, ротор и статор прогреваются и радиальный зазор уменьшается. На крейсерском режиме зазор стабилизируется. Здесь необходимо обеспечить его минимальное значение. При останове двигателя статор охлаждается быстрее и возможно касание между ротором и статором.

При анализе изменения величины радиальных зазоров удобно рассматривать и анализировать отдельно деформации ротора и статора (рисунок 1.3). Их разность будет равна действительному значению радиального зазора. Рисунок 1.3 наглядно показывает необходимость активного воздействия на величину радиальных зазоров в течение крейсерского режима. Это воздействие обеспечивается системой активного управления зазорами – САУЗ.

Без использования САУЗ невозможно минимизировать радиальный зазор в течение крейсерского режима. Поэтому в современных авиационных двигателях гражданского назначения регулирование радиальных зазоров является обязательным.

Помимо обеспечения максимального КПД и исключения касания ротора о статор существуют еще две специфические проблемы, относящиеся непосредственно к авиационным двигателям. Первые два аспекта справедливы и для наземных энергетических установок.

Первая проблема заключается в следующем. Нестационарное изменение величины зазора приводит к изменению основных параметров двигателя (в т.ч. тяги). Тяга изменяется от малого газа до максимальной величины очень быстро, а далее наблюдается провал тяги, связанный с увеличением радиальных зазоров. Тяга может уменьшиться на 3–15% и происходит это в конце взлетной полосы.

Так как провал тяги не допустим, то он компенсируется кратковременным увеличением режима работы (т.е. увеличением температуры газа перед турбиной) в течение примерно 5 минут. Понятно, что и уменьшение тяги, и увеличение температуры должны быть минимизированы из условия обеспечения взлета и ресурса двигателя.

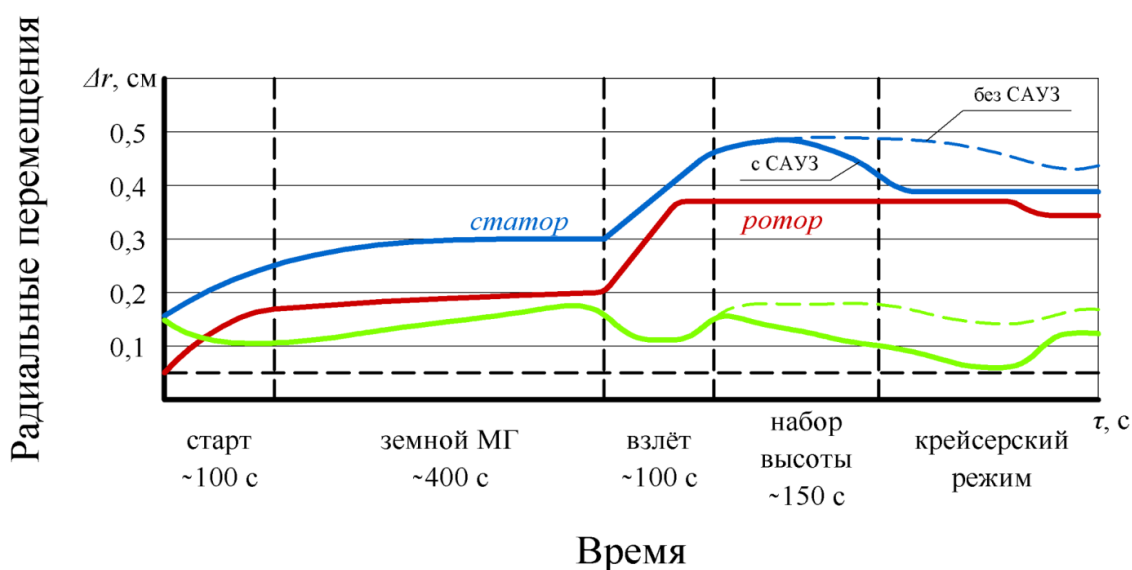


Рисунок 1.3 – Изменение радиальных деформаций и радиального зазора в турбокомпрессоре

Вторая проблема связана с задачей регулирования радиальных зазоров при повторном запуске. Также как при снижении частоты вращения при останове, при повторной приемистости возможно касание ротора о статор. Изменение радиального зазора при повторной приемистости показано на рисунке 1.4. Именно с этой проблемой связано требование достаточного времени охлаждения двигателя перед повторным запуском.

Как уже отмечалось, величина радиального зазора должна иметь минимальное, но достаточное значение. Однако проблема заключается еще и в том, что при назначении минимального радиального зазора (δ_r) необходимо учитывать следующие факторы:

- производственные допуски: δ_r = от 0,15 мм (для ТВД) до 0,40 мм (для ТНД). Производственный допуск выше для лопаток ТНД из-за их большей длины;
- изгиб ротора за счет допустимого дисбаланса δ_r = 0,05 – 0,15 мм;
- изменения зазора из-за маневренных нагрузок, которые особенно важны при взлете. Эти изменения составляют величину до δ_r = 0,05 – 0,1 мм;
- термический изгиб ротора (верхняя часть двигателя сохраняет тепло дольше). Увеличение δ_r в этом случае может достигать 0,5мм, что особенно важно для режима малого газа.

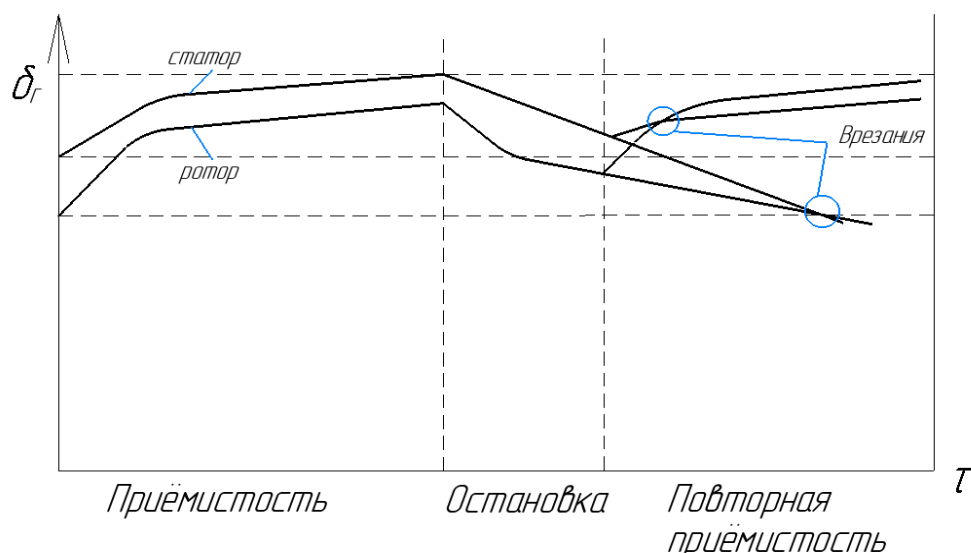


Рисунок 1.4 – Изменение радиального зазора при останове двигателя и повторной приёмистости

Легко видеть, что даже суммируя минимальные приведенные значения, получим минимальную величину увеличения «холодного» радиального зазора равную 0,7–0,8мм. Данная величина может быть увеличена еще больше, если принять во внимание действующие нагрузки.

Между величинами «холодного» монтажного и «горячего» рабочего ($\delta_{рз}$) радиальных зазоров существует связь (1.2):

$$\delta_{рз} = \delta_{хол} - \Delta\delta_{рз}, \quad (1.2)$$

где $\Delta\delta_{рз}$ – изменение радиального зазора.

Изменение радиального зазора в турбокомпрессоре определяется как алгебраическая сумма отдельных составляющих изменений зазора, которые последовательно рассматриваются ниже.

1. Упругая деформация диска (U_d^c):

$$U_d^c = \frac{r_n}{E_d} (\sigma_\varphi - \mu\sigma_r), \quad (1.3)$$

где r_n – наружный радиус обода диска;

E_d – модуль упругости;

σ_φ и σ_r – окружные и радиальные напряжения;

μ – модуль упругости.

2. Тепловое расширение диска (U_d^t):

$$U_d^t = \alpha_d r_n (-20^\circ\text{C}), \quad (1.4)$$

где α_d – коэффициент температурного линейного расширения материала диска;

t_d – температура обода диска.

3. Упругая вытяжка лопатки (U_l^c):

$$U_l^c = \frac{\sigma_{ср} l_l}{E_l}, \quad (1.5)$$

где σ_{cp} – среднее значение напряжений;

l_l – высота лопатки;

E_l – модуль упругости материала лопатки.

4. Тепловое удлинение лопатки (U_l^t):

$$U_l^t = \alpha_l l_l (t_l - 20^\circ\text{C}), \quad (1.6)$$

где α_l – коэффициент температурного линейного расширения материала лопатки;

t_l – температура лопатки.

5. Упругая вытяжка лопатки из замка (U_3^c) для соединения типа «ласточкин хвост»:

$$U_3^c = \frac{C_l \cdot \cos \gamma \cdot \sin \alpha_3}{b \cdot l_{cp} \cdot E_l \cdot \sin \alpha}, \quad (1.7)$$

где C_l – центробежная сила лопатки;

b – ширина замка;

l_{cp} – длина замка;

γ – угол установки лопатки в диск;

α_3 и α – углы паза и хвостовика лопатки соответственно.

6. Прогиб трактовых колец ротора от центробежных сил – $U_{тр}$.

7. Прогиб ротора от действия его массы – U_B^G .

8. Радиальный зазор в подшипниках – U_n .

9. Радиальный ход в демпферах – $U_{дем}$.

10. Производственные отклонения, включающие биения по рабочим лопаткам и кольцам – U_{nn} .

11. Тепловое расширение корпуса (U_k^t):

$$U_k^t = \alpha_k R_k (t_k - 20^\circ\text{C}), \quad (1.8)$$

где α_k – коэффициент температурного линейного расширения материала корпуса;

t_k – температура корпуса;

R_k – радиус корпуса.

12. Упругое расширение статора, связанное с силовым воздействием рабочего тела на внутреннюю часть корпуса статора (U_k^c):

$$U_k^c = \frac{\rho \cdot R_k^2}{\delta_k E}, \quad (1.9)$$

где ρ – плотность материала корпуса;

E – модуль упругости материала корпуса;

δ_k – толщина корпуса.

Формулы 1.2–1.9 являются упрощенными и в реальной практике деформации определяются расчетами в программных комплексах на основе метода конечных элементов.

Суммарное изменение радиальных зазоров по концам рабочих лопаток определяется по следующему уравнению, путем учета всех двенадцати факторов:

$$\Delta\delta_{pz} = U_d^c + U_d^t + U_l^c + U_l^t + U_3^c + U_B^G + U_n + U_{дем} + U_{nn} + U_{тр} - U_k^t - U_k^c. \quad (1.10)$$

Величины деформаций в формуле 1.10 берутся с разными знаками в зависимости от того, какое действие: уменьшающее или увеличивающее, они оказывают.

В реальной практике в конструкциях авиационных двигателей обеспечение минимальных радиальных зазоров достигается активным или пассивным регулированием, тепловым согласованием материалов, применением срабатываемых покрытий и сотовых вставок.

Активное управление радиальными зазорами заключается либо в принудительном охлаждении статора, либо в подогреве ротора. Монтажные зазоры выполняются увеличенными. Управление работает при крейсерском полете. При остановке система отключается и задевания не происходит. Возможная схема активного управления радиальными зазорами в ТРДД традиционной схемы показана на рисунке 1.5. В данной схеме статор ТВД охлаждается воздухом из-за КВД, а статор ТНД охлаждается воздухом из-за вентилятора. Ротор обеих турбин и ротор компрессора обогревается воздухом, отбираемым из-за КВД. Также воздухом из-за вентилятора может охлаждаться и статор КВД. Ступень, из-за которой производится отбор, назначается сходя из необходимого значения температуры охлаждающего (обогревающего) воздуха.

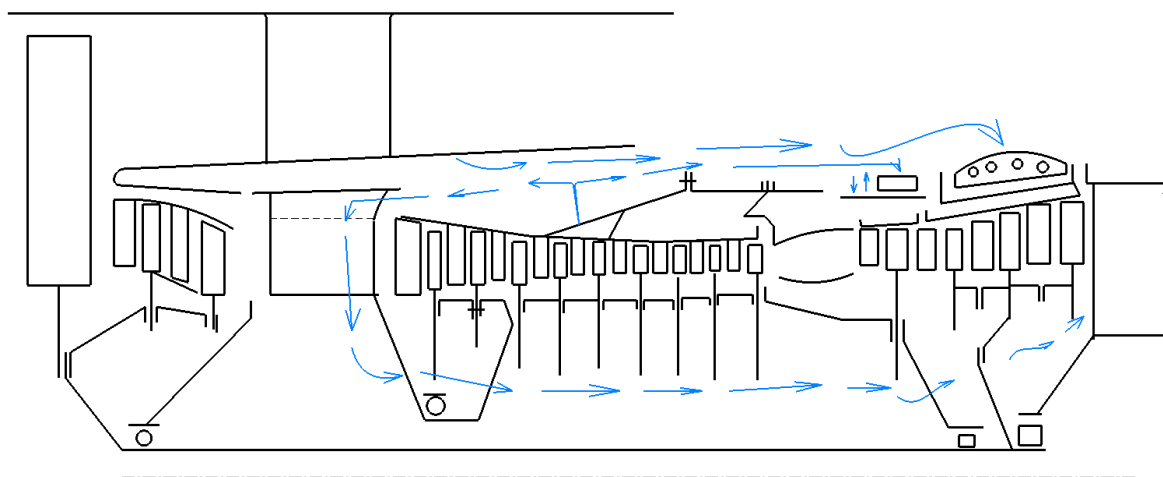


Рисунок 1.5 – Изменение радиального зазора

Как уже отмечалось, САУЗ используются на всех современных гражданских авиационных двигателях. В зависимости от конструктивного исполнения такие системы могут быть открытыми и закрытыми. В частности, активное регулирование радиальных зазоров используется в ТВД двигателей таких двигателей как CFM56, PW 6000, GE-90, LearX, Trent1000 и т.д.

Пример закрытой конструкции САУЗ ТВД будет рассмотрен ниже на примере ТВД двигателя CFM56-7B [11]. Схема системы показана на рисунке 1.6.

Воздух, охлаждающий корпус, может подводиться из-за четвертой или из-за девятой ступени. Для увеличения тепловой инерционности на корпусе выполнены три ребра (2), положение которых соответствует местам прикрепления внутренних деталей. Для усиления эффекта применены теплозащитные экраны (1). Полость под наружным корпусом разделена на две секции: первая для регулирования зазоров; вторая для подвода охлаждающего воздуха по второму СА. Конструкция с закрытой системой необходима для экономичного использования охлаждающего воздуха и подвода его на внутреннее охлаждение корпуса ТНД. Воздух в трубопроводы подводится от общего ресивера. Т.к. недостаточно эффективное охлаждение ребер

приводит к увеличению напряжений [10], то в конструкции предусмотрено их интенсивное охлаждение.

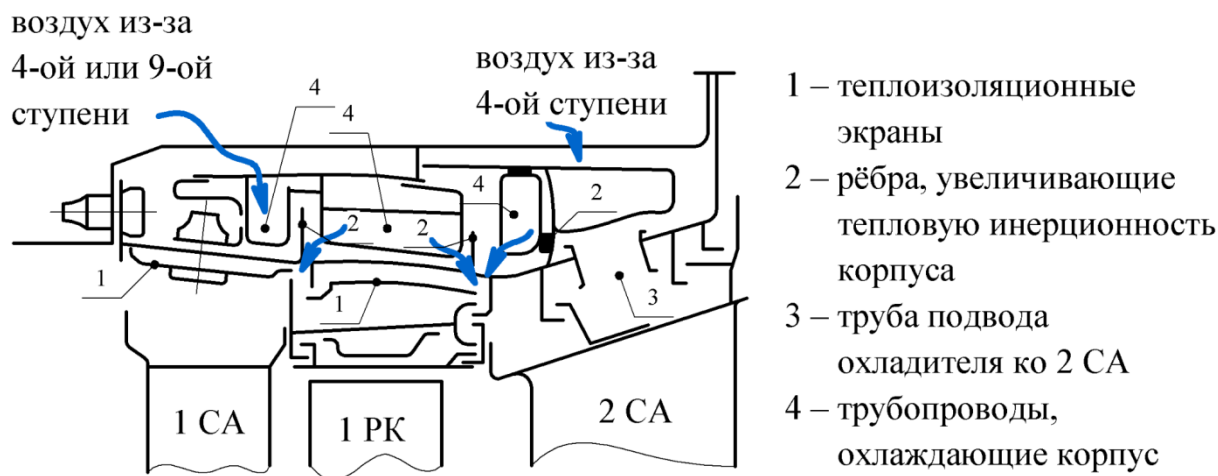


Рисунок 1.6 – Схема САУЗ ТВД двигателя CFM56-7B

Примером открытой САУЗ является САУЗ ТНД того же двигателя CFM56-7B [11]. Ее схема показана на рисунке 1.7.

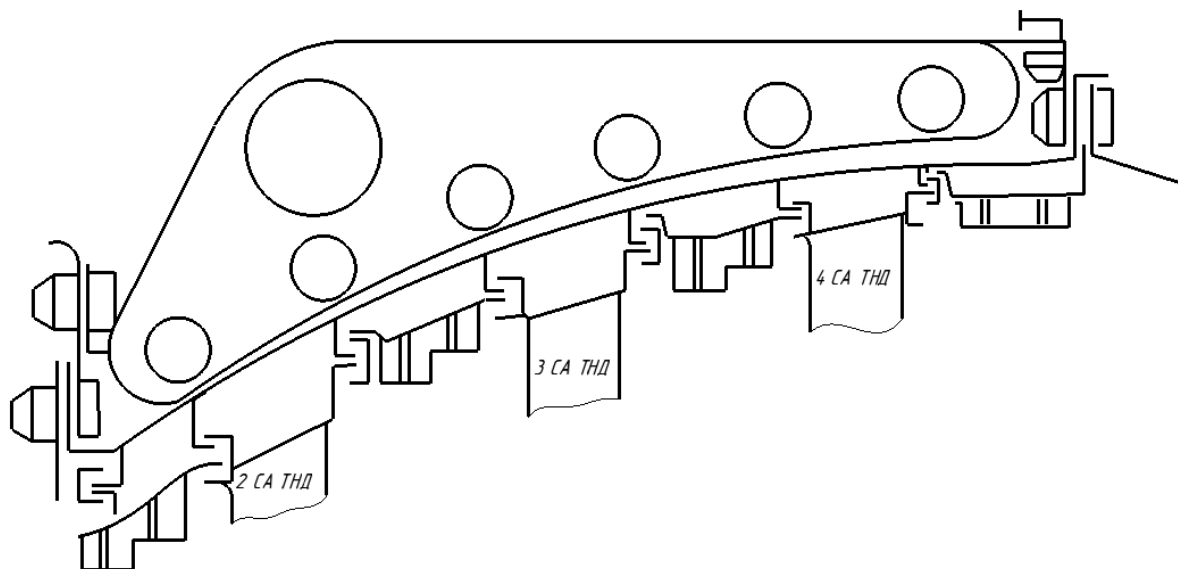


Рисунок 1.7 – Схема САУЗ ТНД двигателя CFM56-7B

Система управления зазорами устанавливается на собранный статор турбины. Положение трубопроводов четко соответствует местам с увеличенной тепловой инерционностью. Применение открытой системы связано с применением более «дешёвого» воздуха от вентилятора и отсутствием необходимости охлаждать корпус сопла. Система представляет собой совокупность кольцевых коллекторов. Воздух в систему подается через ресивер.

В общем случае активное управление зазорами может быть:

- двухпозиционным;

- управляющим расходом воздуха по модели, откалиброванной в процессе доводки;
- управляющим расходом воздуха при использовании системы обратной связи на основании информации о реальной температуре корпуса.

Пассивное регулирование зазоров, как правило, применяется в сочетании с активным регулированием в современных двигателях. Такое управление способно скорректировать величину радиальных зазоров на 0,25 мм в условиях резкого набора или сброса оборотов.

В качестве примера системы пассивного регулирования радиальных зазоров может быть рассмотрена конструкция системы ТВД двигателя АЛ-31Ф [12]. Данная система приведена на рисунке 1.8.

Состояние кольца 1 стабилизируется охлаждением вторичным воздухом, поступающим из-за КВД. Охлаждающий воздух подается через специальные жиклеры. Кольцо 1 имеет возможность расширяться в радиальном направлении, перемещаясь по направляющим штифтам. Вставка 2 с сотами имеет сегментную конструкцию, сотовые уплотнения и в окружном направлении фиксируется штифтами 3. Для уменьшения нагрева кольца от вставок и эффективного распределения охлаждающего воздуха используется экран 4. Воздух выходит в проточную часть через зазоры и отверстия во вставке. Подбирая величину радиальных тепловых деформаций относительно массивного кольца 1 можно минимизировать величину радиального зазора между статором и ротором.

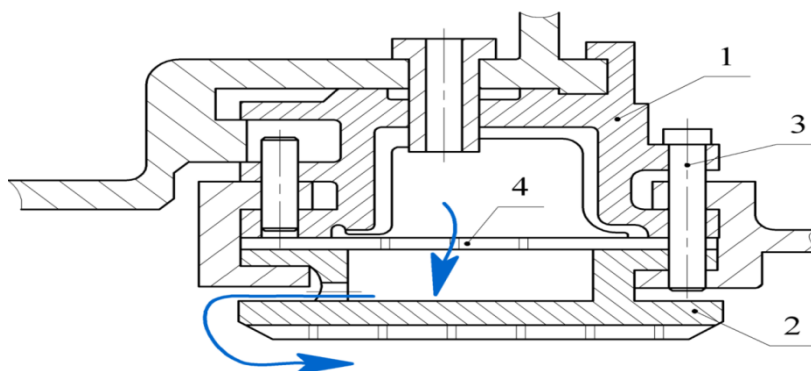


Рисунок 1.8 – Система пассивного регулирования зазоров ТВД двигателя АЛ-31Ф

Другой вариант системы пассивного регулирования состоит в возможности изменения расхода охлаждающего воздуха. В этом случае реализуется принцип саморегулирующейся системы. Идея реализовать саморегулирование радиального зазора исследовалось фирмой Rolls-Royce [12]. Под действием теплового расширения кольца 1 открываются каналы охлаждающего воздуха 2 и зазор стабилизируется.

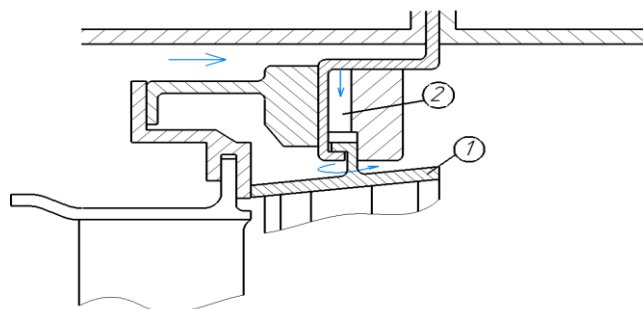


Рисунок 1.9 – Система саморегулирующегося пассивного регулирования зазоров ТВД

Тепловое согласование материалов имеет большое значение при конструировании систем регулирования зазоров. Для перспективных ГТД характерно увеличение температуры. Это приводит к необходимости использования для роторных деталей в последних ступенях КВД жаропрочных сплавов вместо титановых. Титановые сплавы имеют малый коэффициент линейного расширения (таблица 1.1) и это может привести к ещё большему тепловому рассогласованию. Если выполнить роторные детали из титана, а корпус из никеля, то можно добиться обратного эффекта: на переходных режимах зазор будет увеличиваться, а на крейсерском режиме – уменьшаться. Подбор материалов не обеспечивает полного теплового согласования ротора и статора.

**Таблица 1.1 – Сравнение величин коэффициентов
линейного температурного расширения**

$\alpha, 1/^\circ\text{C}$	Температура, $^\circ\text{C}$		
	100	400	600
BT9	8,3	9,28	9,6
ЭП719	12,8	14,0	14,5

2 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1. ПОДГОТОВКА ГЕОМЕТРИИ

2.1 Разбиение модели на сектора

Для проведения сопряженного расчета в *Ansys Workbench* необходимо создание 3-х различных сеточных моделей: модели тракта двигателя с лопатками ротора и статора для проведения газодинамического расчета и модель для структурного расчета. При этом все три сеточные модели можно создать на основе одной твердотельной геометрии.

Для расчета используются сектора рабочего колеса и статора турбины. Расчет сектора модели позволяет быстрее получить решение, которое будет применимо ко всей модели. Также для упрощения исключается геометрия, не оказывающая существенного влияния на результаты расчета (отверстия, фаски, проточки, скругления и пр.). Ребра (грани) симметрии могут иметь любую форму и не обязательно должны быть «плоскими» в цилиндрическом координатном пространстве. Однако, чем сложнее геометрия граней симметрии, тем сложнее программе найти соответствующие точки на противоположных гранях, что может привести к ошибкам или повлиять на точность решения. [13]

Для облегчения наложения сетки модель разбивается на характерные части. Итоговый вариант импортируемой геометрии представлен на рисунке 2.1, включающей в себя сектор рабочего колеса (РК) и сектор соплового аппарата (СА) турбины.

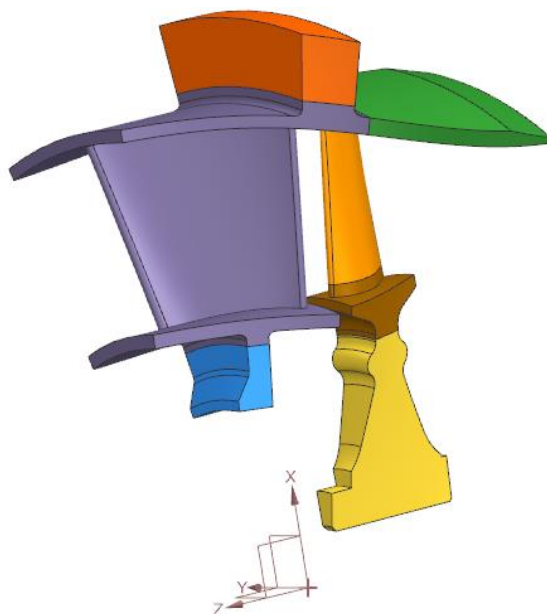


Рисунок 2.1 – Импортируемая геометрия расчетной модели

Твердотельные модели могут быть созданы в любой *CAD*-программе и сохраняются в одном из универсальных форматов записи (*Parasolid* – *.x_t).

2.2 Импорт геометрии в *Ansys Workbench*

Создается проект в *Ansys Workbench*. Для импорта геометрии на главный экран, перетягиванием из списка доступных моделей (*Toolbox*), добавляется модуль *Geometry* (рисунок 2.2). Далее все необходимые модули будут добавляться таким же образом. Чтобы загрузить модель необходимо нажать правой кнопкой мыши по вкладке *Geometry* и выбрать пункт *Import Geometry – Browse* (рисунок 2.3). После чего выбрать файл импортируемой геометрии на рабочем компьютере.

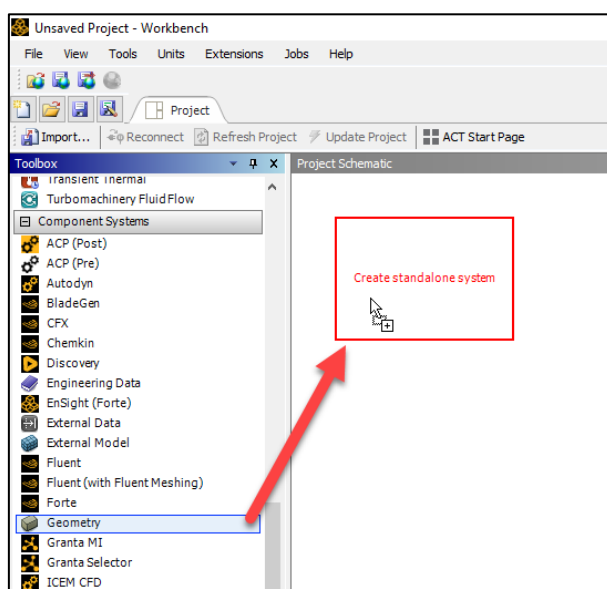


Рисунок 2.2 – Добавление модуля *Geometry*

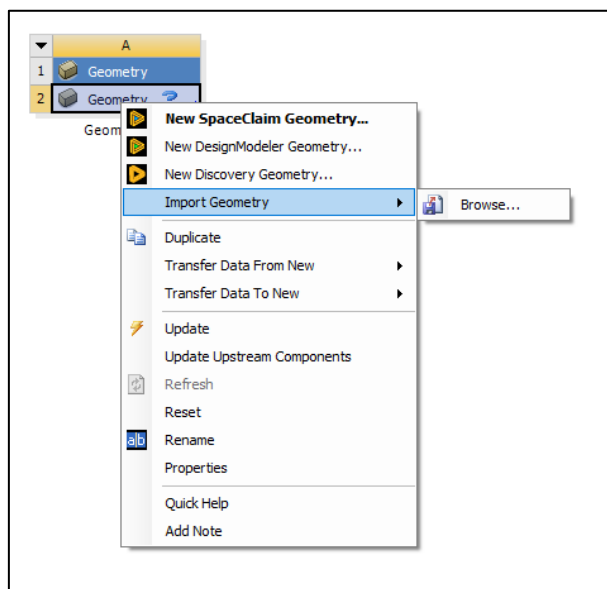


Рисунок 2.3 – Импорт геометрии

Перед запуском *Design Modeler*, необходимо зайти в настройки (*Tools – Options*) и выбрать в качестве модуля редактирования геометрии *Design Modeler* (рисунок 2.4). Двойным нажатием по вкладке *Geometry* запускаем модуль *Design Modeler*.

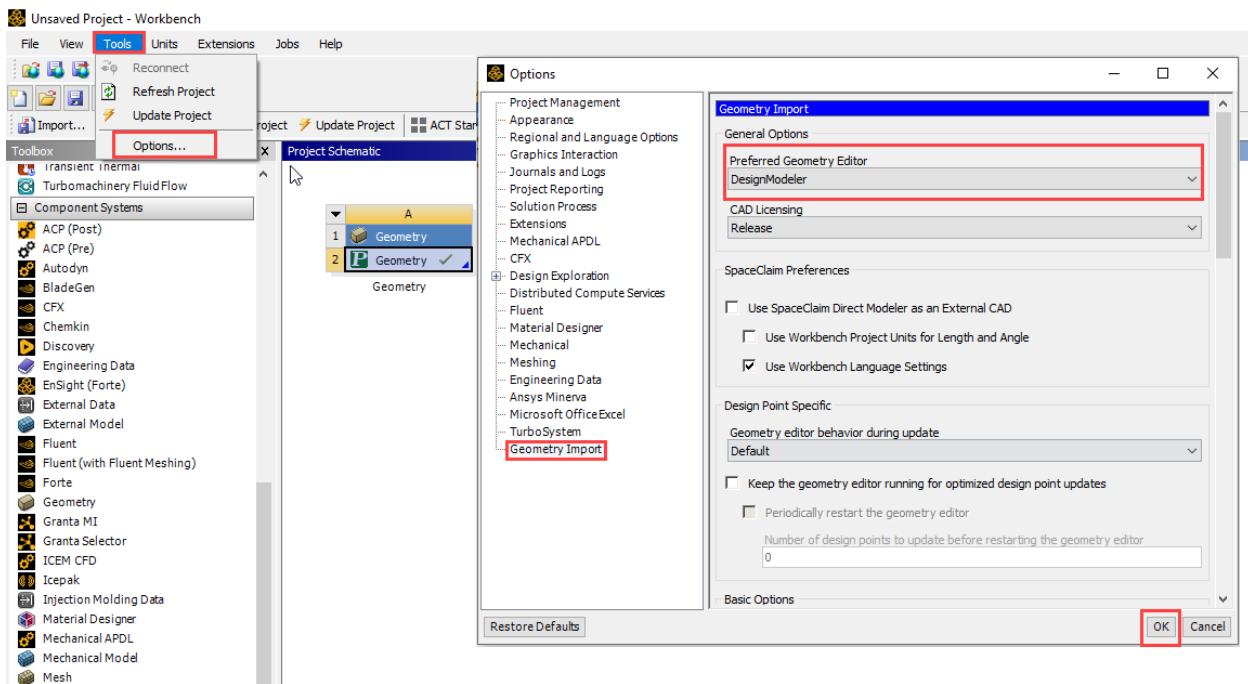


Рисунок 2.4 – Выбор редактора геометрии в Ansys

После запуска *Design Modeler* нажмем кнопки *Generate* на главной панели, строится импортированная геометрия.

На рисунке 2.5 представлено окно *Design Modeler* с импортированной твердотельной геометрией рабочего колеса и соплового аппарата турбины. В левой части в дереве модели отображаются части этой геометрии (*Solid*), которые можно подавить, объединить в группы, переименовать и переместить.

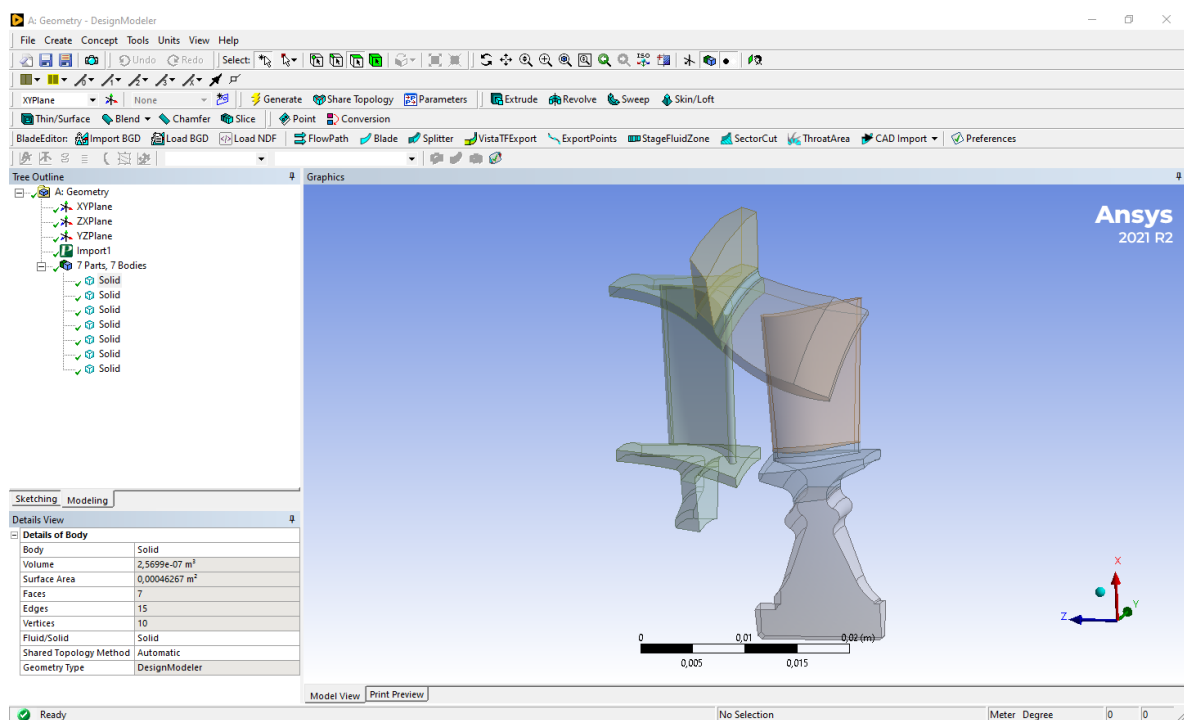


Рисунок 2.5 – Геометрия, импортированная в *Design Modeler*

Так как сначала будет создаваться сеточная модель проточной части межлопаточного канала рабочего колеса турбины, то необходимо подавить все детали, не относящиеся к рабочему колесу (рисунок 2.6).

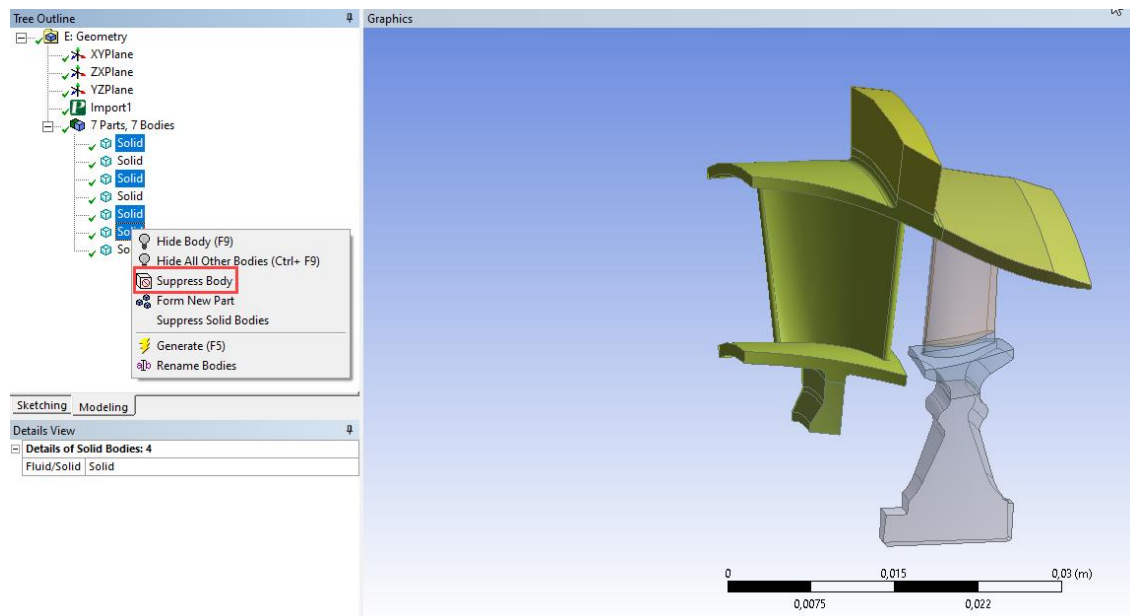


Рисунок 2.6 – Подавление геометрии

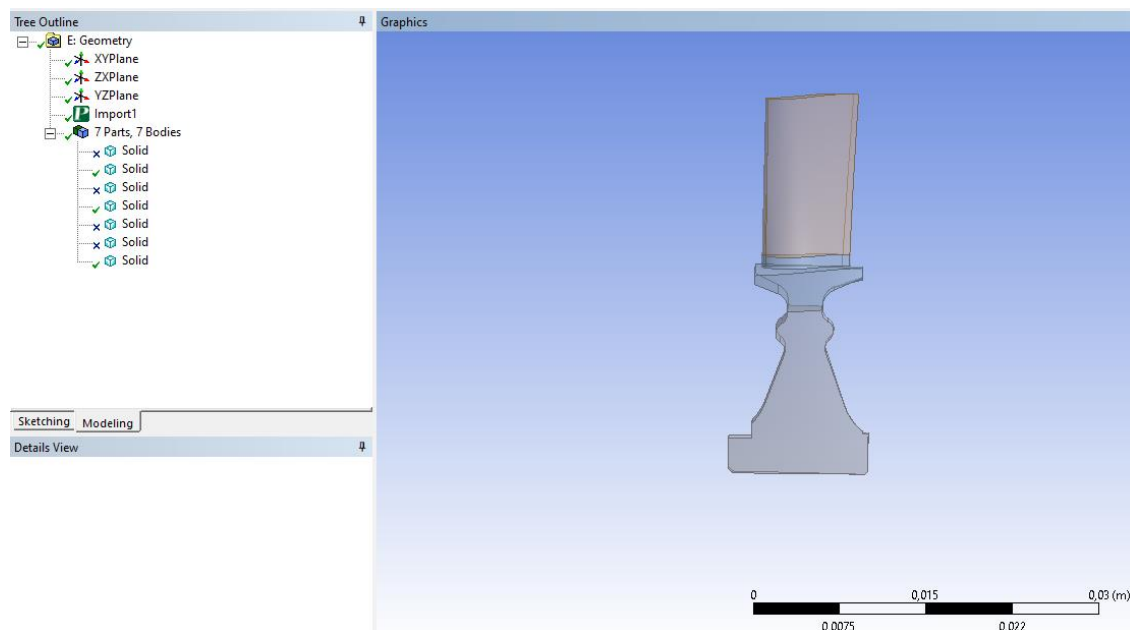


Рисунок 2.7 – Геометрия рабочего колеса турбины

Таким образом, геометрия расчетной модели рабочего колеса турбины была импортирована в *Ansys Workbench – Geometry* (рисунок 2.7). Для проведения газодинамического расчета необходима геометрия и сеточная модель проточной части межлопаточных каналов. Так как у нас уже имеется импортированная геометрия рабочего колеса, то воспользуемся встроенным модулем *Ansys Workbench*, позволяющим на основе уже имеющейся геометрии лопаток построить сектор расчетной области межлопаточного канала.

2.3 Подготовка геометрии к созданию сеточной модели в *Design Modeler*

Сеточная модель межлопаточного канала строится с помощью модуля *TurboGrid*. Чтобы в нем построить область межлопаточного канала и наложить сетку, в него необходимо передать геометрию лопатки. Для этого в модуле *Design Modeler* с помощью специальных команд создаются сечения импортированной лопатки, которые и будут передаваться в *TurboGrid*.

Сначала необходимо включить дополнительную панель *BladeEditor*. Для этого нужно в раскрывающемся списке *Tools-Options-Addins-BladeModeler Licensing* выбрать *Yes* (рисунок 2.8). После включения данной опции появится панель, показанная на рисунке 2.9, позволяющая работать с геометрией турбомашин.

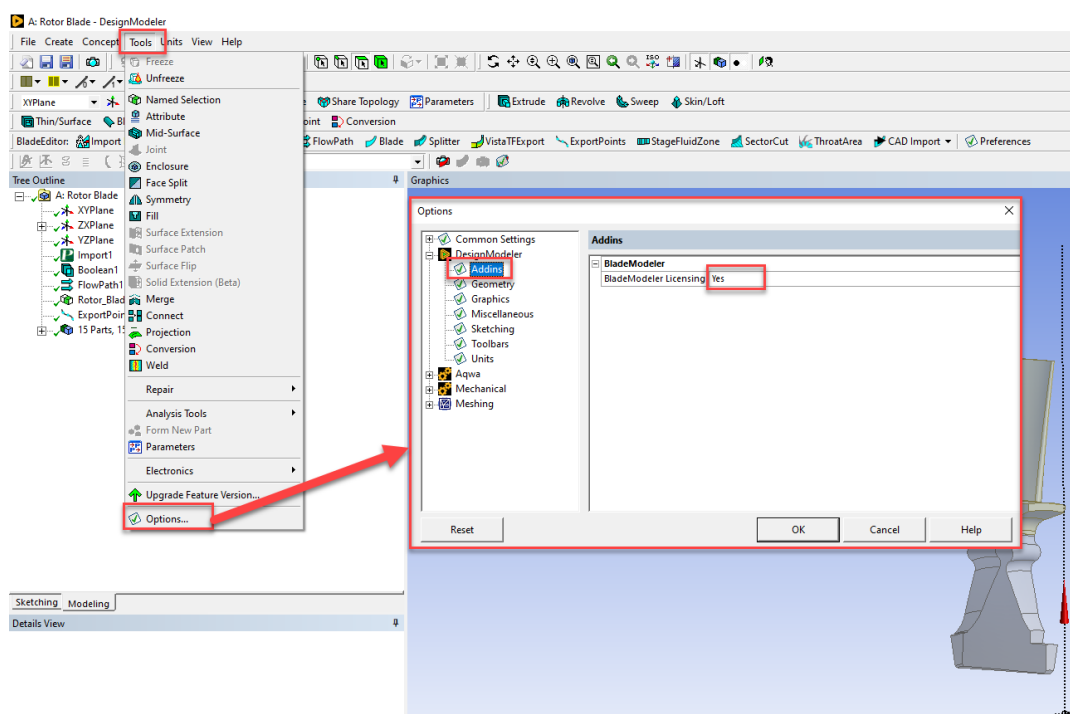


Рисунок 2.8 – Добавление панели *BladeEditor*

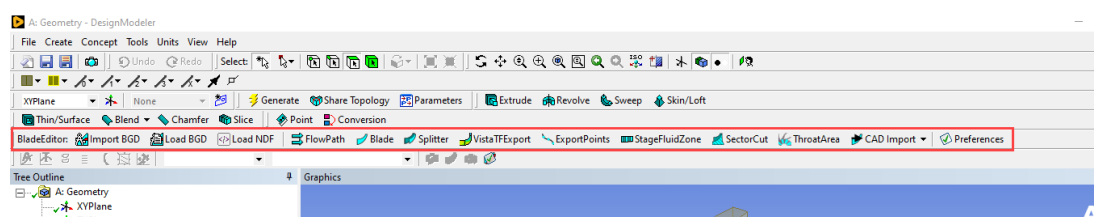


Рисунок 2.9 – Панель *BladeEditor*

Вначале создается эскиз проточной части (меридиональный обвод). Он должен состоять из 4 отдельных эскизов, каждый может включать до нескольких линий:

- *Inlet* – который будет задавать вход в межлопаточный канал;
- *Outlet* – выход из межлопаточного канала;
- *Hub* – втулочное сечение;
- *Shroud* – периферийное сечение.

Перед созданием эскиза необходимо выбрать соответствующие единицы измерения: миллиметры (рисунок 2.10 а). Затем переключиться на плоскость ZX (рисунок 2.10 б). Важно чтобы геометрия находилась также в плоскости ZX (рисунок 2.11), так как импорт с помощью описанных далее функций возможен только в данной плоскости.

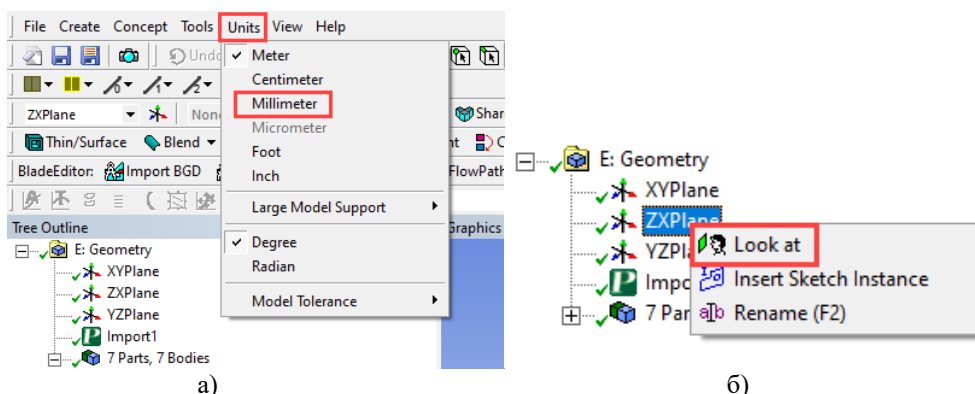


Рисунок 2.10 – Подготовка к созданию эскизов:
а – выбор единиц измерения; б – переключение на плоскость ZX

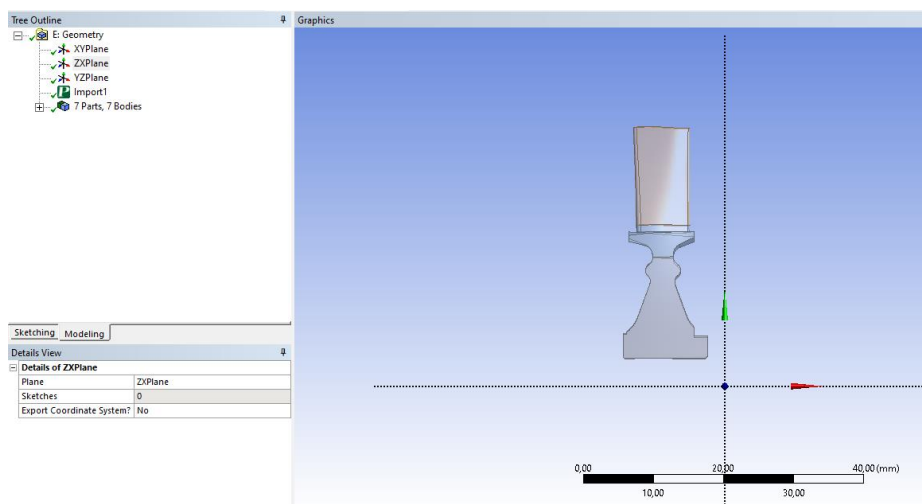


Рисунок 2.11 – Начало создания эскизов

Если геометрия находится в другой плоскости, ее можно переместить с помощью команд *Create – Body Transformation* (рисунок 2.12):

- *Move* – перенос тела из одной плоскости в другую. Указываются тела для переноса (*Bodies*), исходная плоскость (*Source Plane*) и плоскость, в которую необходимо переместить (*Destination Plane*).

- *Translate* – перемещение тела на заданное расстояние (*Distance*).

- *Rotate* – поворот вокруг выбранной оси. В *Axis Selection* указывается плоскость, внутри которой будет осуществляться поворот (вокруг нормали к этой плоскости). *Angle* – угол поворота.

- *Mirror* – отражение: *Mirror Plane* – плоскость отражения.

- *Scale* – масштабирование. *Global Scaling Factor* – коэффициент масштабирования. Также можно указать *Scaling Type – Non-Uniform* и задать разные коэффициенты масштабирования для каждой оси.

Для применения булевых операций можно воспользоваться командой *Create – Boolean*: объединения, вычитания и пересечения. В нашем случае нужно объединить лопатку с ее втулочной частью.

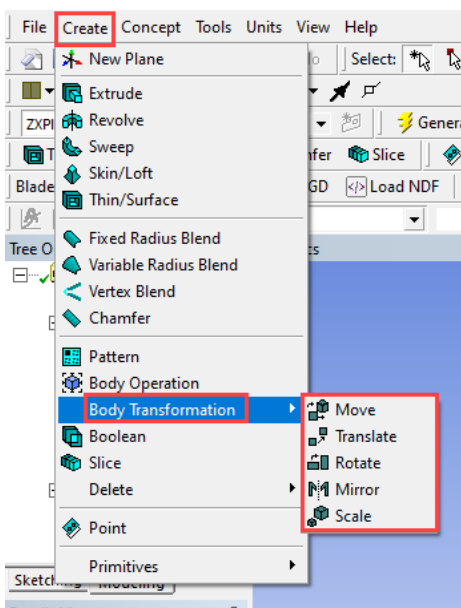


Рисунок 2.12 – Команды *Body Transformation*

Чтобы перейти к созданию эскиза необходимо его добавить нажав на значок, показанный на рисунке 2.13, после чего перейти в раздел *Sketching*. Чтобы переименовать эскиз необходимо нажатием ПКМ на *Sketch1* и выбрать *Rename*, после чего ввести новое название эскиза (все названия в ANSYS должны быть на английском языке).

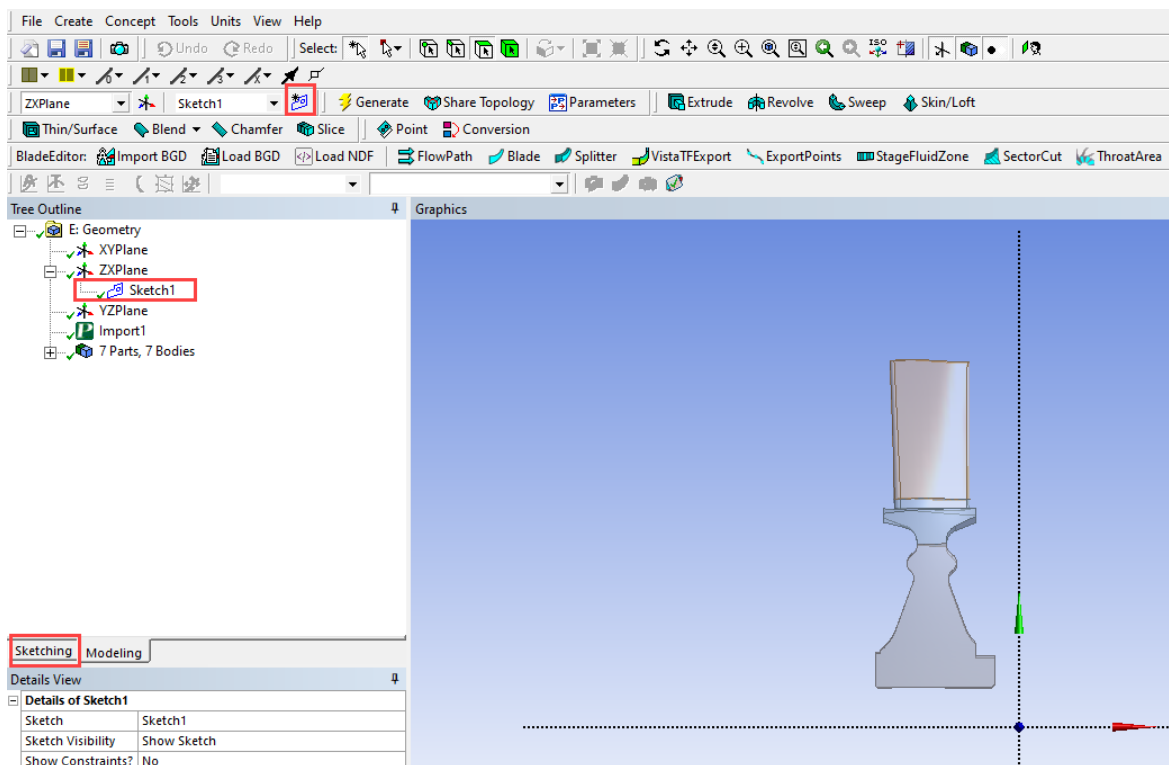


Рисунок 2.13 – Добавление эскиза

Так как проточная часть должна описываться плавно, без резких переходов, то втулочный и периферийный диаметры, описывающие вход в межлопаточный канал рабочего колеса, должны соответствовать втулочному и периферийному диаметрам выхода из межлопаточного канала соплового аппарата. Осевые размеры также должны соответствовать. Поэтому все размеры необходимо задавать от исходной системы координат, чтобы при создании эскизов для последующих моделей размеры откладывались от общего начала координат и их было проще вычислить и указать (рисунок 2.14).

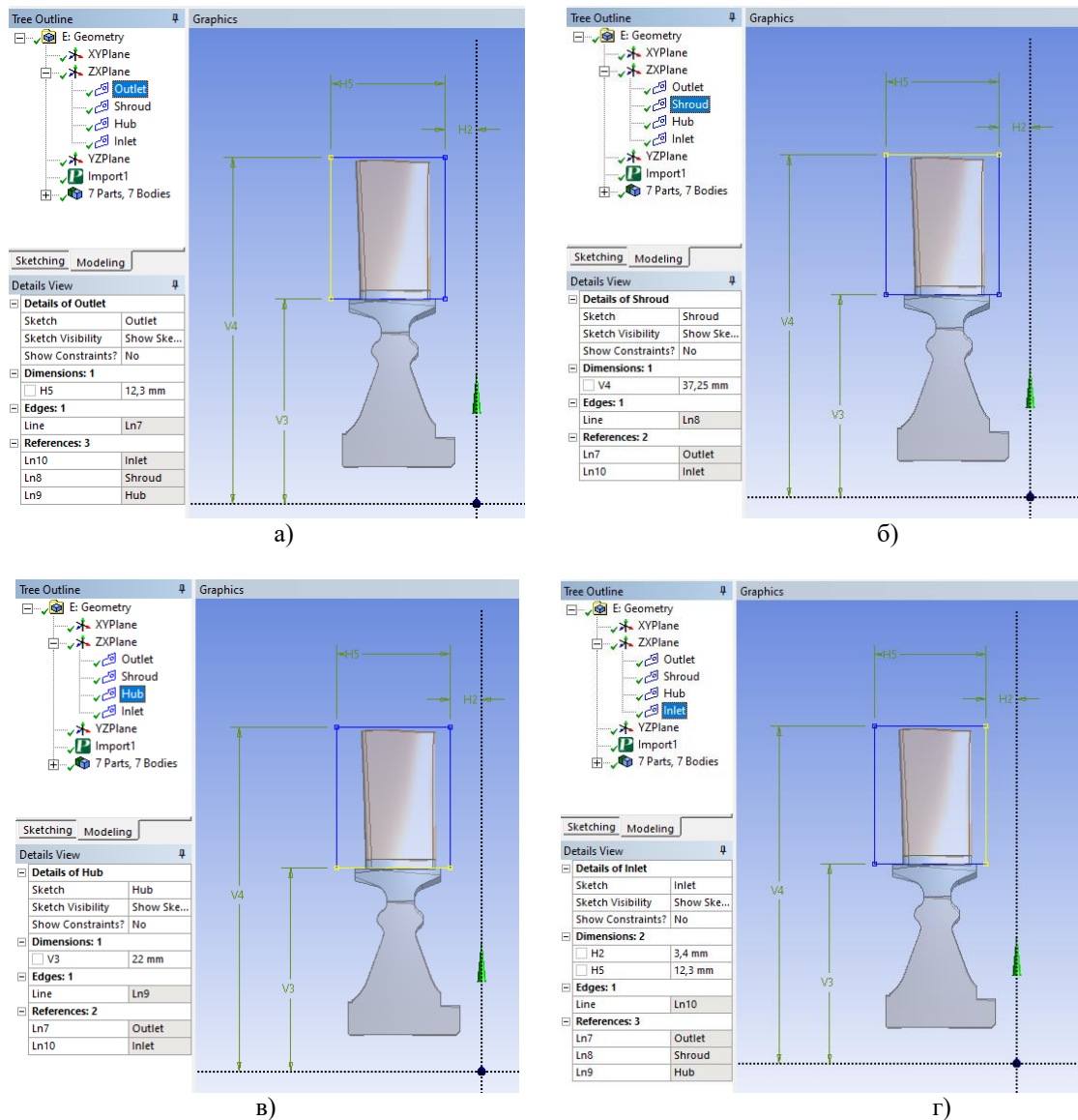


Рисунок 2.14 – Эскизы и размеры проточной части рабочего колеса:

а – Outlet; б – Shroud; в – Hub; г – Inlet

Теперь с помощью команды *Flow Path*, создаются слои, которые будут задавать экспортируемые сечения. Указывается тип лопаточной машины: *Axial Turbine* – осевая турбина. Последовательно выбираются ранее созданные эскизы в соответствующих окнах. После нажатия *Generate* появится возможность добавить дополнительные сечения, нажатием правой кнопкой мыши на *Layer* (рисунок 2.15). В окне *Span Fraction* указывается часть от высоты лопатки.

Details View	
[-] Details of FlowPath1	
Flow Path	FlowPath1
Machine Type	Axial Turbine
Theta Direction	Right Handed
Hub Contour	Hub
Shroud Contour	Shroud
Inlet Contour	Inlet
Outlet Contour	Outlet
Hub Cut?	No
Shroud Cut?	No
Number of Layers	5
Sketches for Defined Layer	0
[-] Layer Details: 1	
Layer Type	Fixed Span
Span Fraction 1	0
[-] Layer Details: 2	
Layer Type	Fixed Span
<input type="checkbox"/> Span Fraction 2	0.25
[-] Layer Details: 3	
Layer Type	Fixed Span
<input type="checkbox"/> Span Fraction 3	0.5
[-] Layer Details: 4	
Layer Type	Fixed Span
<input type="checkbox"/> Span Fraction 4	0.75
[-] Layer Details: 5	
Layer Type	Fixed Span
Span Fraction 5	1

Рисунок 2.15 – Настройки *Flow Path*

Затем необходимо объединить поверхности лопатки (поверхности корытца, спинки, входной и выходной кромок) в *Named Selection*. Необходимые поверхности выделяются и после нажатия ПКМ в окне выбирается *Named Selection* (рисунок 2.16). В окне *Details* изменяется название.

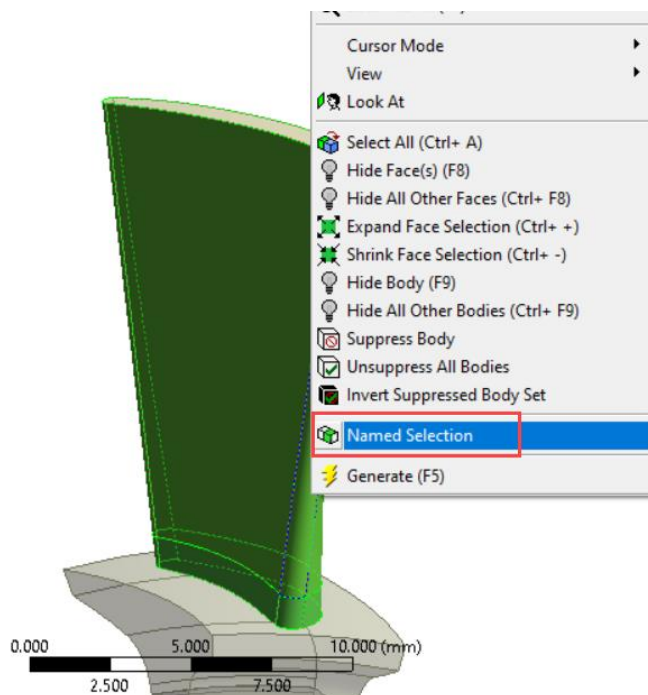


Рисунок 2.16 – Объединение поверхностей в *Named Selection*

Теперь необходимо построить сами сечения нашей лопатки. Выбирается команда *ExportPoints*. В окне *Details* указывается:

- *Export Type* – *TurboGrid*;
- *Blade or FlowPath* – Flow Path созданный ранее;
- *Number of Blades* – вводится количество лопаток рабочего колеса (не сектора);
- *Blade Row Number* – номер лопаточного венца;
- *Blade Surface* – поверхность лопатки, объединенная в *Named Selection*;
- *Hub/Shroud Offset %* – погрешность создаваемого сечения у втулки и на периферии.

После задания всех настроек и нажатия кнопки *Generate* рядом с созданным *ExportPoints* должна появиться зеленая галочка (рисунок 2.17). Если этого не произошло, то необходимо увеличить значение *Hub/Shroud Offset*.

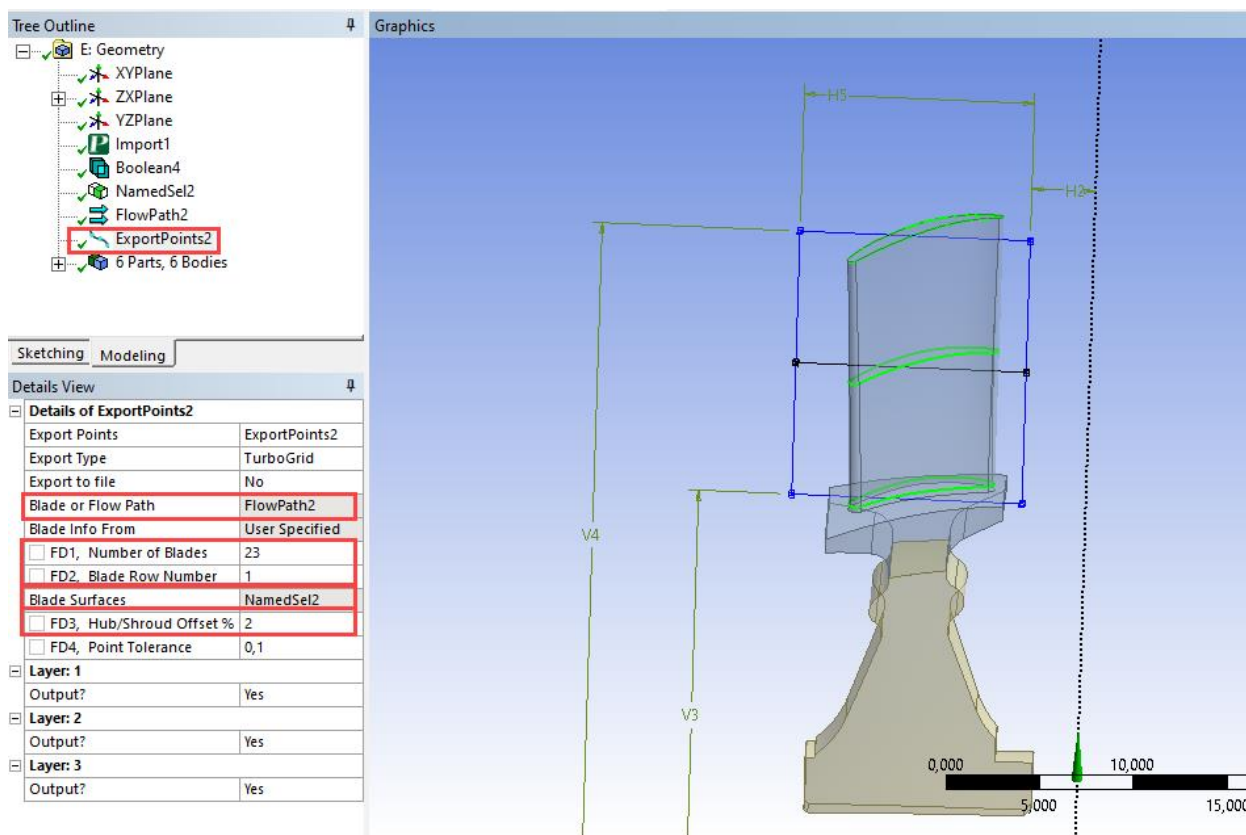


Рисунок 2.17 – Результат выполнения *ExportPoints*

Для лопатки СА необходимо также подготовить сечения лопатки к импорту в *TurboGrid*. На этом заканчивается подготовка лопатки к созданию конечно-элементной модели проточной части межлопаточного канала рабочего колеса турбины.

3 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2. СОЗДАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ В *TURBOGRID*

3.1 Создание сеточной модели в *TurboGrid*

Для создания конечно-элементной модели проточной части используется модель *TurboGrid*, который позволяет в полуавтоматическом режиме быстро создать сеточную модели, учитывая сложную геометрию лопаток (рисунок 3.1). *ANSYS TurboGrid* — это специализированный сеточный генератор, предназначенный для работы с геометрией лопаток турбомашин. Данный модуль позволяет создавать высококачественные гексаэдрические сетки, предназначенные для решения задач динамики жидкостей и газов во вращающихся машинах.

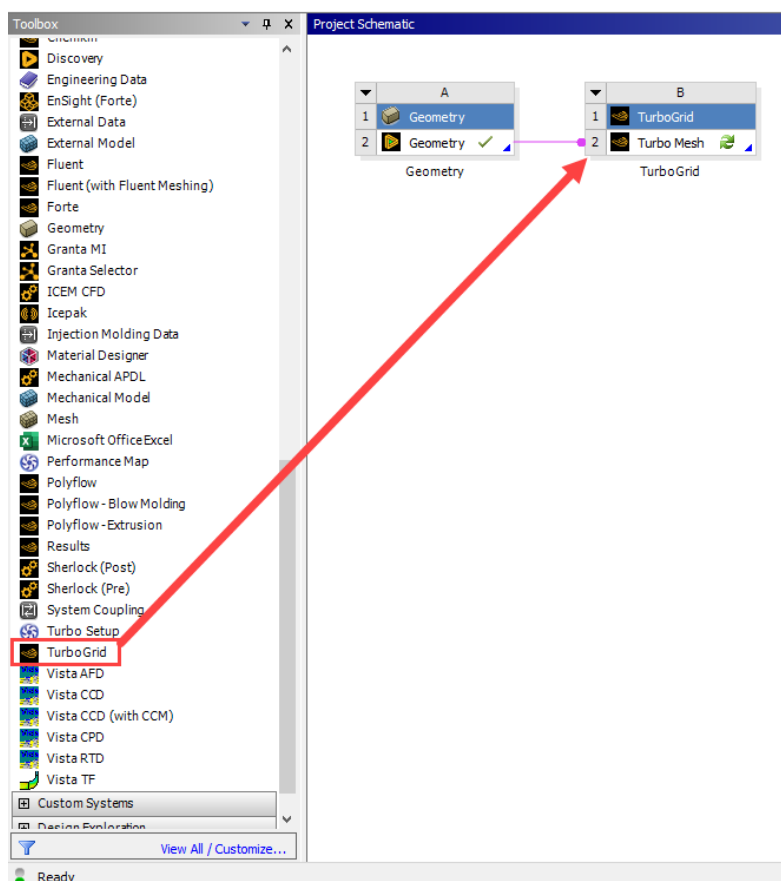


Рисунок 3.1 – Добавление модуля *TurboGrid*

После добавления данного модуля на главный экран (его необходимо связать с ранее добавленным модулем *Geometry*) и запуска, откроется окно *TurboGrid*, в котором отобразится уже построенная по импортированным сечениям лопатка (рисунок 3.2). Также здесь отображаются ребра и грани, образующие сектор проточной части, размеры которого соответствуют ранее указанным в *Design Modeler* при создании эскиза.

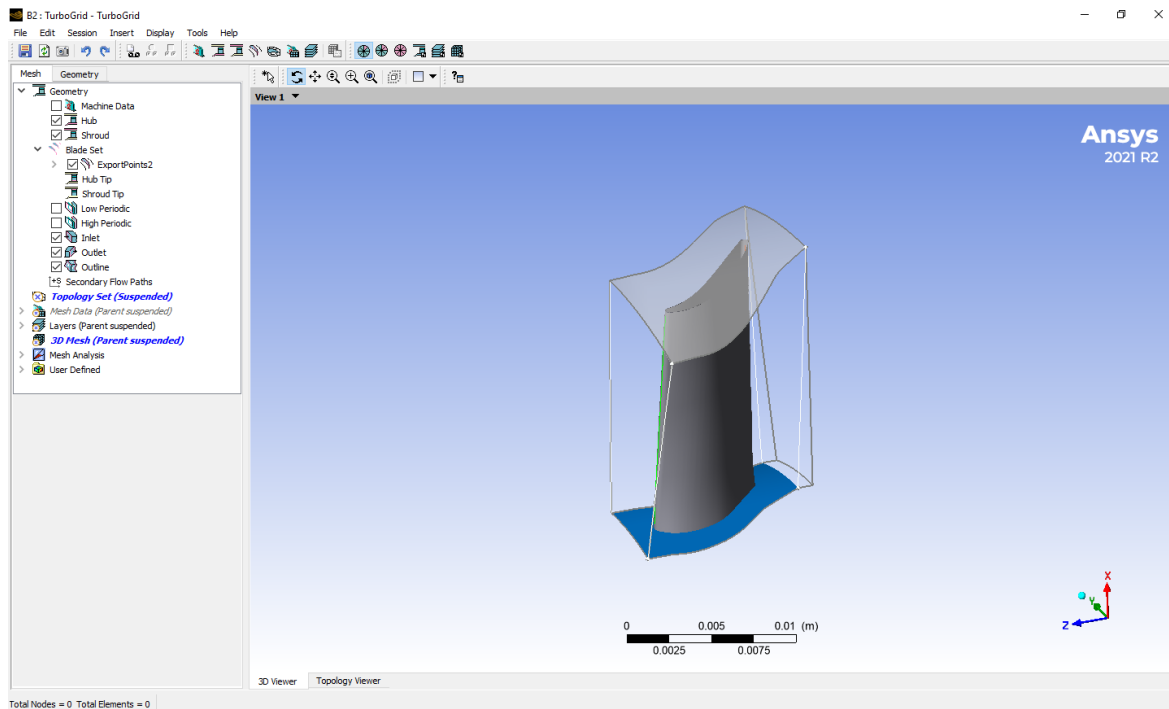


Рисунок 3.2 – Окно модуля *TurboGrid*

Перед созданием сеточной модели можно указать величину радиального зазора на втулке или на периферии, если есть необходимость моделирования перетеканий в радиальных зазорах. Чтобы это сделать нужно перейти в *Hub Tip* (втулка) или *Shroud Tip* (периферия) и включить опцию *Override Upstream Geometry Options*, показанную на рисунке 3.3, указать *Tip Options* (вариант задания величины зазора) и в поле *Distance* указать величину зазора, также выбрав единицы измерения (0,3 mm).

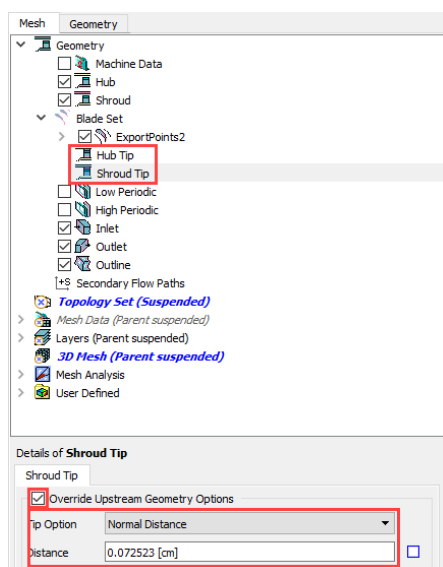


Рисунок 3.3 – Задание величины радиального зазора

Также необходимо убедиться, что входная и выходная границы установлены верно. Это можно сделать по отображающейся модели лопатки (рисунок 3.4). Синим цветом показана

втулочная область просточной части; серым полупрозрачным – периферийная область. На рисунке 2.4 а видно, что выходная граница на втулочной области смещена в сторону лопатки.

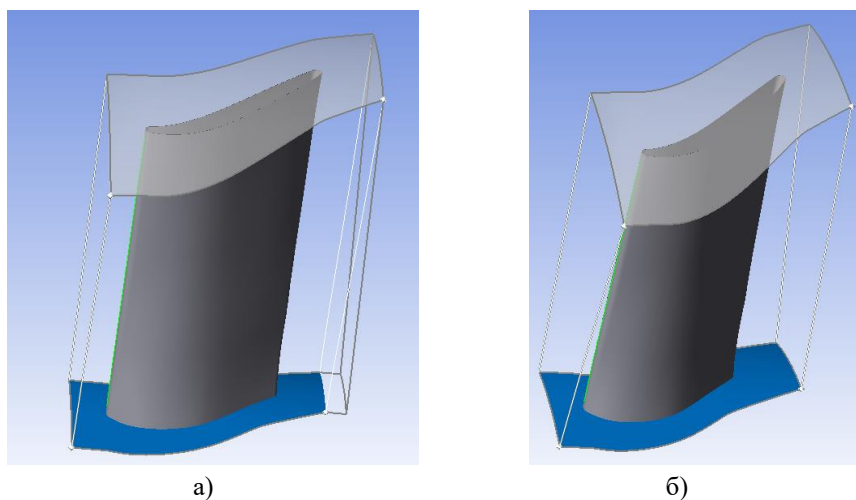


Рисунок 3.4 – Модель лопатки и проточной части межлопаточного канала:
а – до перемещения; б – после перемещения

Чтобы изменить выходную границу необходимо открыть меню редактирования свойств входной области двойным щелчком ЛКМ на пункте *Inlet* в дереве проекта.

Основную часть занимает таблица (рисунок 3.5), содержащая координаты точек входной границы. В самом простом случае точек две – *Low Hub Point* и *Low Shroud Point*. Это точки, лежащие на втулочной и периферийной поверхностях проточной части. Положения точек задаются указываются в соответствующих полях под таблицей: *A* – осевая, *R* – радиальная координат. Положение точек задается в абсолютной системе координат в выбранных единицах. Чтобы задать точку, достаточно задать одну из координат, при этом вторая будет определена автоматически.

Если требуется установить входную зону в крайнее положение, а точное значение осевой координаты при этом неизвестно, то можно задать значение, гарантированно меньшее крайнего (например, нулевое: $A = 0$). При этом будет автоматически найдена минимальная осевая координата, а также соответствующая ей радиальная [14]. После нажатия кнопки *Apply* втулочная точка займет крайнее положение (рисунок 3.4 б).

Чтобы построить предварительную сетку необходимо нажать правой кнопкой мыши на *Topology Set* и отключить *Suspend Object Updates*. Если данная функция включена, то сетка будет каждый раз перестраиваться при изменении настроек. После отключения данной функции будет построена предварительная сеточная модель проточной части межлопаточного канала.

Так как межлопаточные каналы имеют сложную геометрию, то их сложно разбить качественной ортогональной сеткой. Поэтому расчетная область бьется на блоки, которые могут быть разбиты структурной сеткой. Принципиальная схема разделения геометрии на блоки в программе носит название топологии (*Topology*). В результате появляется предупреждение о том, что изначальная геометрия была изменена. На рисунке 3.6 фиолетовыми линиями показаны созданные программой блоки и можно увидеть изменения в геометрии проточной части межлопаточного канала. Чтобы посмотреть топологию необходимо в дереве построения выбрать пункт *Layers* (слои) и поставить галочки у *Hub* и *Shroud*.

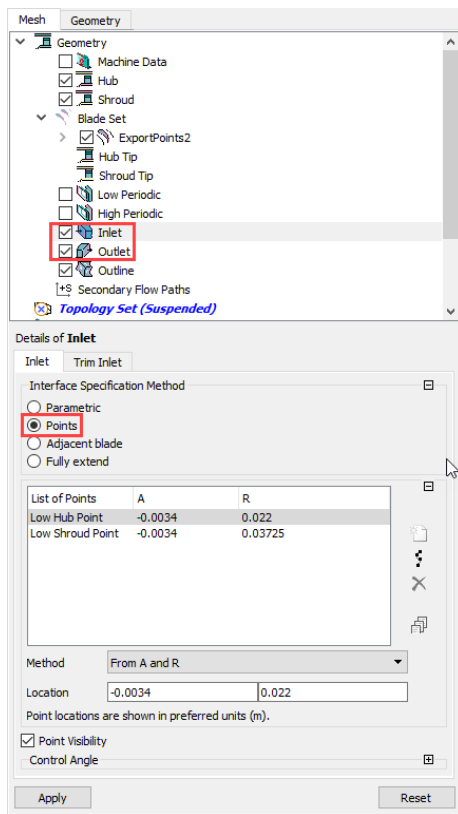


Рисунок 3.5 – Редактирование входной и выходной границ

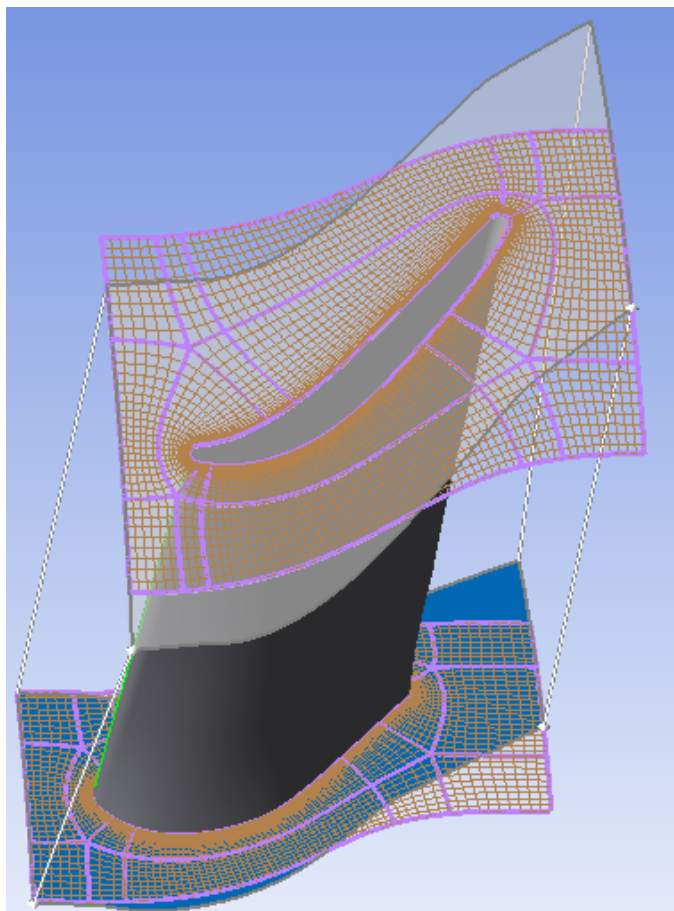


Рисунок 3.6 – Разбиение области на блоки и построение сеточной модели

Далее переходим к настройкам сетки. В окне *Mesh Data* (рисунок 3.7) необходимо указать количество элементов, образующих сетку:

- *Coarse* (20000) – грубая сетка с крупными элементами (20 тыс. узлов);
- *Medium* (100000) – средняя сетка (100 тыс. узлов);
- *Fine* (250000) – хорошая сетка (250 тыс. узлов);
- *Specify* – возможность задать свое количество узлов.

Количество элементов и узлов зависит от конкретной модели и подбирается под определенные задачи, таким образом, чтобы время и точность расчета были оптимальными.

В настройках ниже необходимо выбрать опцию *Near Wall Element Size Specification* (описание размера пограничного элемента). В качестве метода создания сеточной модели (*Method*) рекомендуется использовать y^+ . Значение числа Рейнольдса, характерного для данного венца – 510000. Данная опция позволяет сгустить сетку конечных элементов в области пограничного слоя, для более качественного его описания [14]. Подробнее параметр y^+ , будет разобран в лабораторной работе № 6.

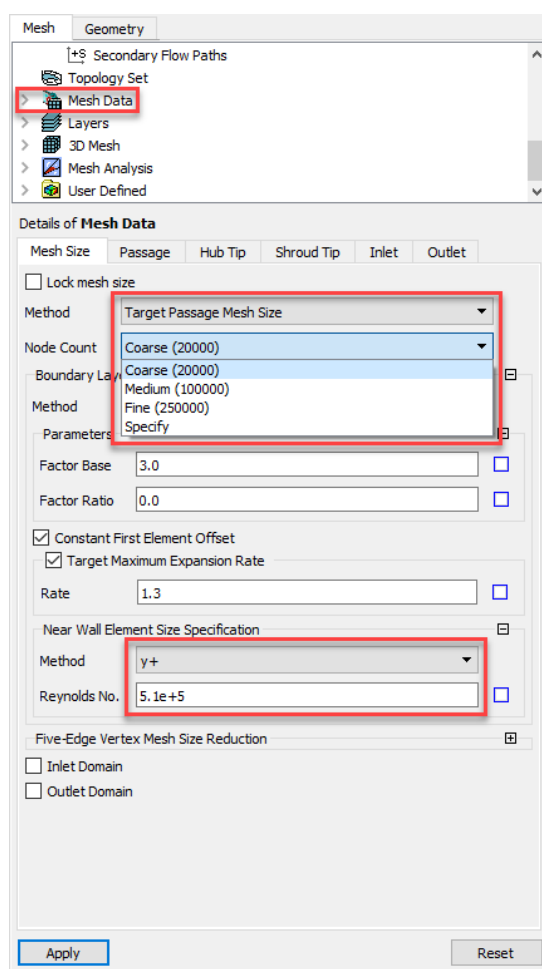


Рисунок 3.7 – Настройка сеточной модели

После задания всех настроек нажимается *Apply* и сеточная модель перестраивается. В меню *3D Mesh* можно посмотреть сетку на границах проточной части, а также посмотреть точную информацию о количестве узлов (*Node Count*) и элементов (*Element Count*) в расчетной области и ее отдельных элементах.

3.2 Требования к качеству сеточной модели

В окне *Mesh Statistics* (рисунок 3.8) отображаются параметры, определяющие качество полученной сеточной модели. Красным цветом будут выделены те из них, которые выбиваются из рекомендации.

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. Максимальное значение – 165; минимальное – 15.

– *Maximum Element Volume Ratio* – отношение объемов максимальной и минимальной ячеек, касающихся узла. Не является обязательным.

– *Minimum Volume* – минимальный объем ячейки, должен иметь неотрицательное значение. Всегда должен быть неотрицательным.

– *Maximum Edge Length Ratio* – отношение длин наибольшего и наименьшего ребер ячеек, касающихся узла. Допустим перебор свыше 100 единиц.

– *Maximum Connectivity Number* – максимальное количество соединений ячейки. Также не является обязательным.

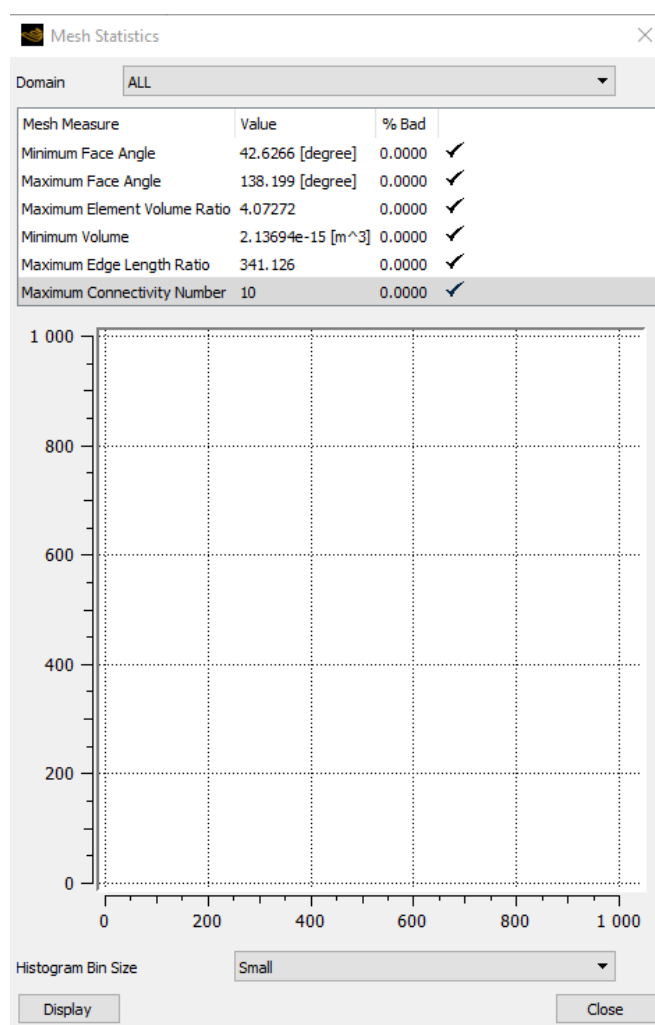


Рисунок 3.8 – Окно *Mesh Statistics*

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 [14].

На этом заканчивается построение сетки конечных элементов проточной части межлопаточных каналов. Для ротора и статора все шаги аналогичны.

4 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3. СОЗДАНИЕ СЕТОЧНОЙ МОДЕЛИ ТВЕРДОТЕЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ

4.1 Создание материалов

Создание сетки конечных элементов твердотельной геометрии производится с помощью модуля *Mechanical Model*. Созданная таким образом модель будет использоваться для проведения как газодинамического расчета, так и структурного расчета. Перед созданием сеточной модели необходимо создать материалы и добавить их в библиотеку *Ansys*.

Материалы добавляются в модуле *Engineering Data*. Данный модуль добавляется на главный экран. Можно использовать *Engineering Data* уже связанный с модулем *Mechanical Model*. Двойным щелчком ЛКМ открывается окно создания и редактирования свойств материалов. Создается материал турбины. Материалом для СА и РК турбины служит высокопрочный жаропрочный гранулируемый никелевый сплав ЭП881 со следующими характеристиками [15]: плотность 8300 кг/м³, коэффициент температурного расширения, $1,5 \cdot 10^{-5} [C]^{-1}$, модуль Юнга, $1,94 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона 0,3. Для проведения теплового расчета необходимо задать свойства теплопроводности и теплоемкости, зависимые от температуры (табл. 4.1) [9].

Таблица 4.1 – Теплопроводность и теплоемкость сплава ЭП881
в зависимости от температуры

$T, ^\circ\text{C}$	25-50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1050
$c,$ Дж/кг · К	417	434	456	471	486	500	523	560	598	630	657	668
$\lambda,$ Вт/м · К	13,8	14,6	15,9	16,7	18,0	19,3	20,9	22,2	23,9	25,5	-	-

Для добавления нового материала необходимо двойным нажатием ЛКМ кликнуть на «*Click here to add a new material*» (рисунок 4.1). После чего ввести название нового материала: *EP881* (название не должно содержать букв русского алфавита). Также возможно редактирование свойств уже имеющихся в библиотеке материалов. В качестве стандартного материала в *Ansys* используется сталь *Structural Steel*.

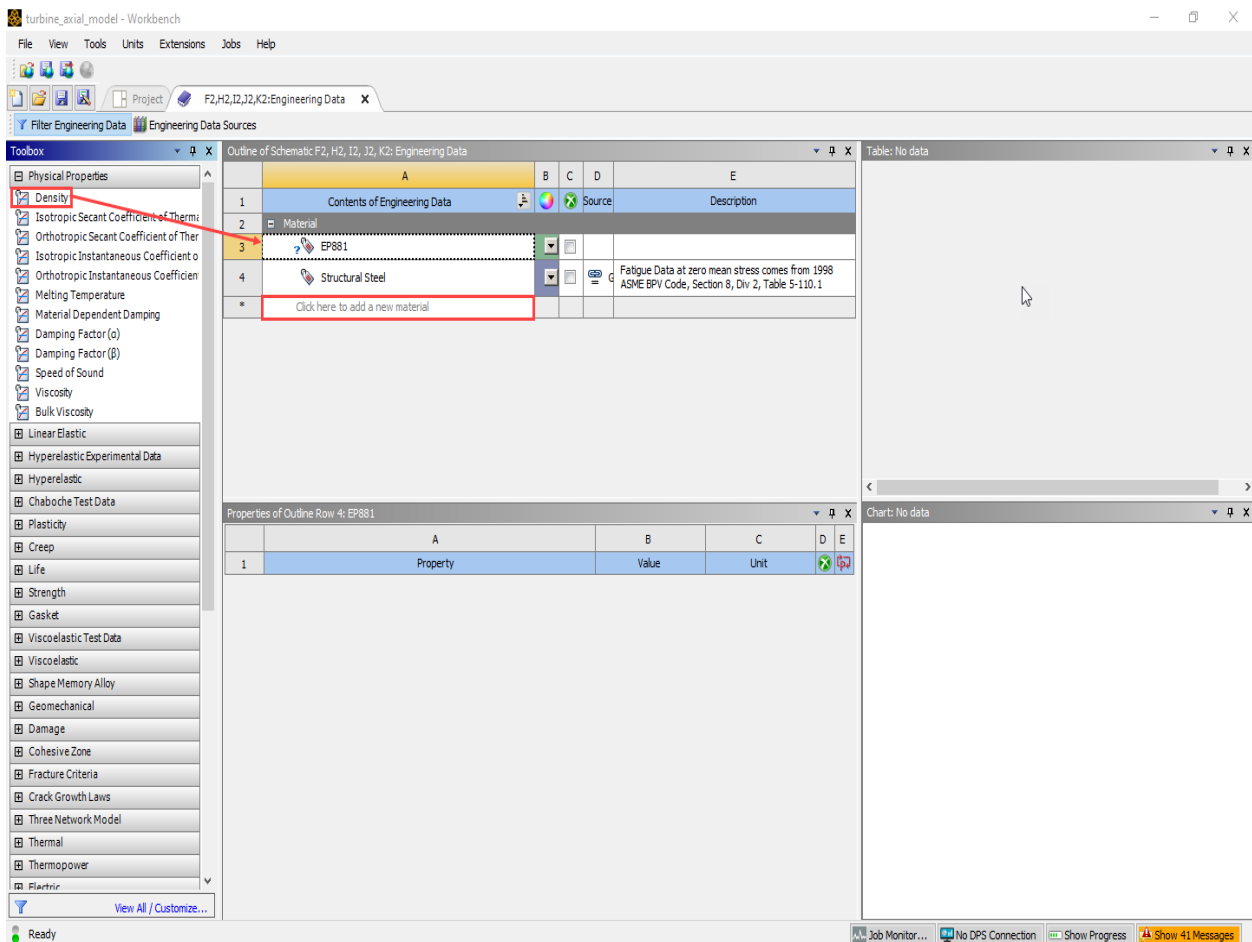


Рисунок 4.1 – Создание нового материала

Затем необходимо из левого списка свойств материалов перетащить в созданный *EP881*. Для проведения расчетов необходимо добавить:

Из *Physical Properties*:

- *Density* – плотность материала;
- *Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion* – коэффициент температурного расширения;

Из *Linear Elastic*:

- *Isotropic Elasticity* – включает в себя задание модуля Юнга (*Young's Modulus*) и коэффициент Пуассона (*Poisson's Ratio*);

Из *Thermal*:

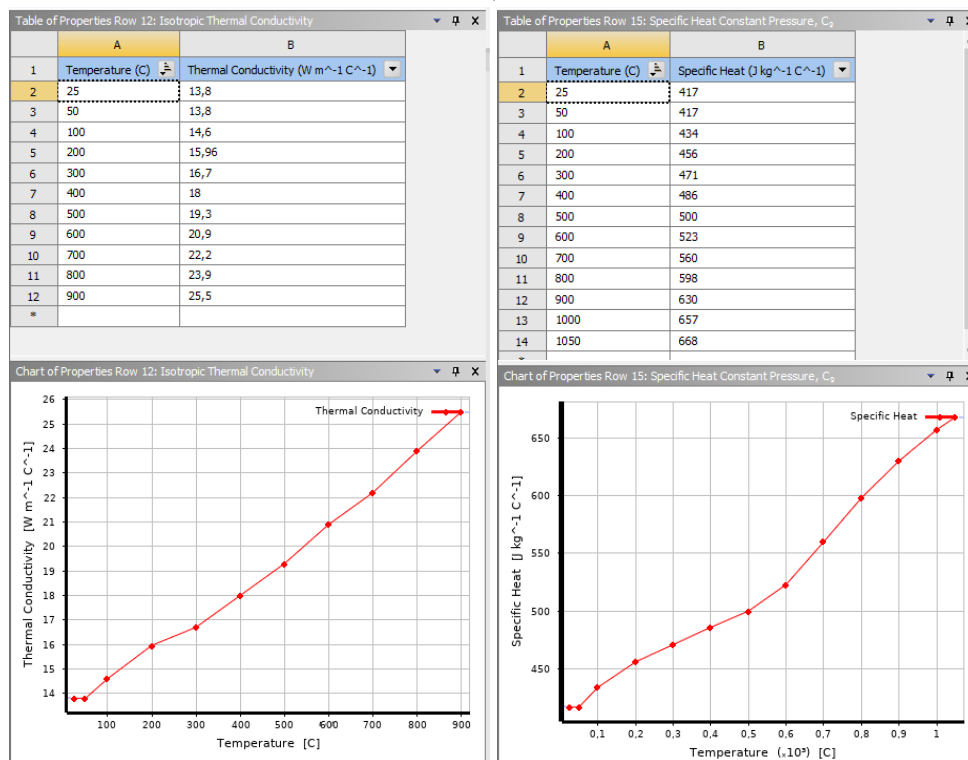
- *Isotropic Thermal Conductivity* – теплопроводность материала;
- *Specific Heat Constant Pressure* – теплоемкость материала.

На рисунке 4.2 показаны характеристики материала *EP881*, заданные в *ANSYS*.

Outline of Schematic F2, H2, I2, J2, K2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data		Source		Description
2	Material				
3	EP881				
4	Structural Steel				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: EP881					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	8300	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,5E-05	C ⁻¹		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modulus...			
8	Young's Modulus	1,94E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,6167E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,4615E+10	Pa		
12	Isotropic Thermal Conductivity	Tabular			
15	Specific Heat Constant Pressure, C _p	Tabular			

a)



б)

в)

Рисунок 4.2 – Задание свойств материала EP881 в ANSYS

Указываемые данные свойств материалов зависят от проводимого расчета. А точность и достоверность данных может сильно влиять на результаты.

4.2 Подготовка модели к созданию сетки

Еще раз добавляем модуль *Geometry* и импортируем в него модель. Характерные части модели объединяем в области *Part* таким образом, чтобы область *Part* содержала детали только ротора или статора (рисунок 4.3).

К модулю *Geometry* подключается модуль *Mechanical Model*. Также к модулю *Mechanical Model* нужно подключить модуль *Engineering Data* с созданным материалом турбины. Двойным нажатием ЛКМ запускается *Mesh*. Так как используется общий модуль *Geometry*, содержащий как детали ротора, так и детали статора, то сначала один из них необходимо подавить. Для этого раскрывается вкладка *Geometry* и после нажатия ПКМ по *Rotor* или *Stator* выбирается *Suppress Body*. Для оставшейся модели указывается ранее созданный материал: *EP881* (рисунок 4.4).

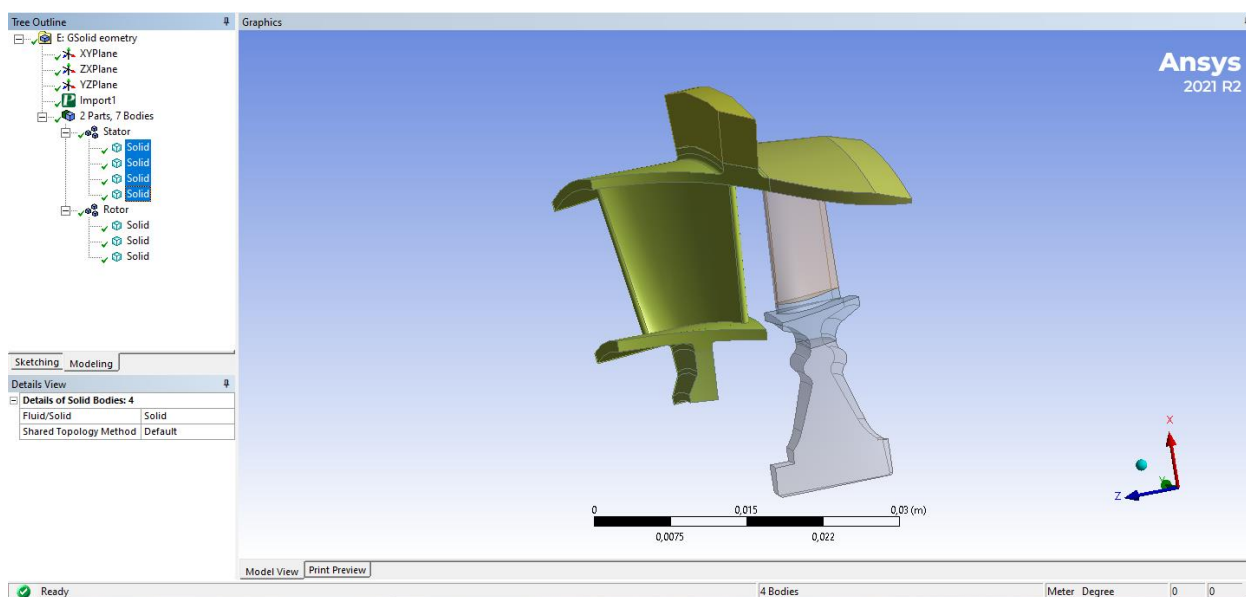


Рисунок 4.3 – Объединение деталей в *Part*

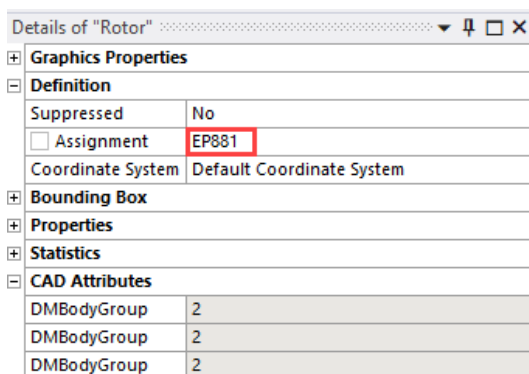
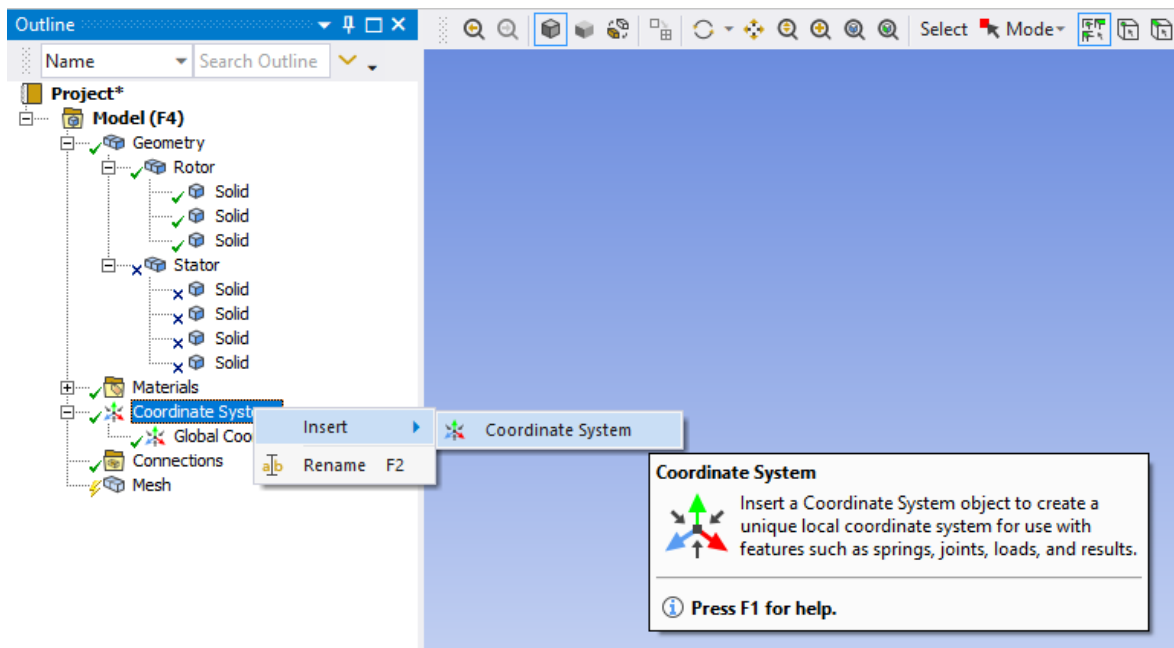
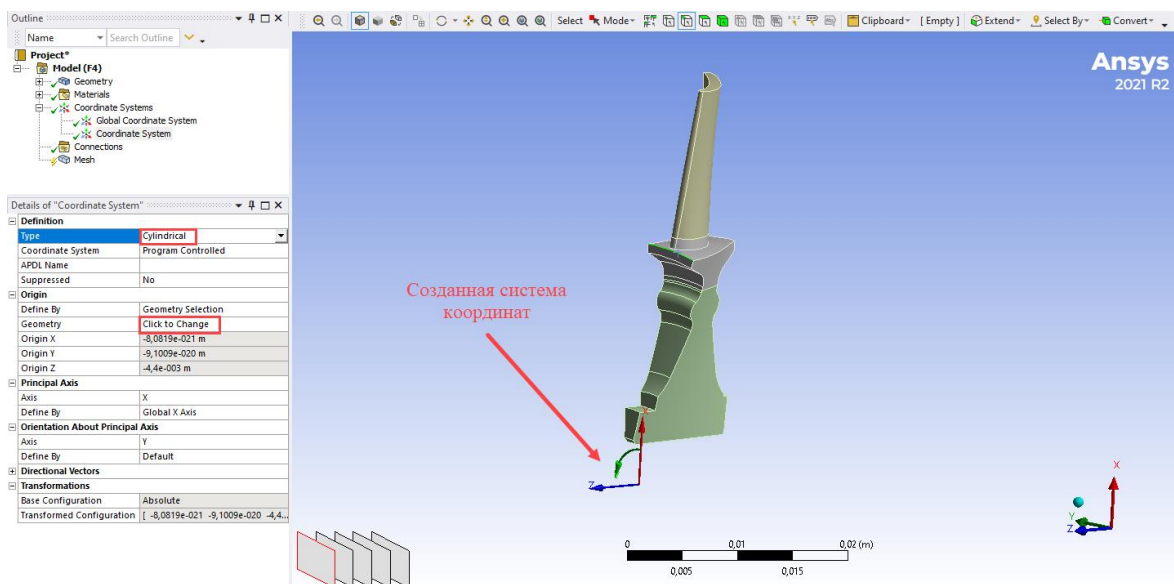


Рисунок 4.4 – Указание материала ротора

Поскольку расчёт проводится на секторе модели, необходимо чтобы сетка на гранях симметрии совпадала. Для этого сначала необходимо создать цилиндрическую систему координат с осью вращения *Z* (рисунок 4.5).



a)



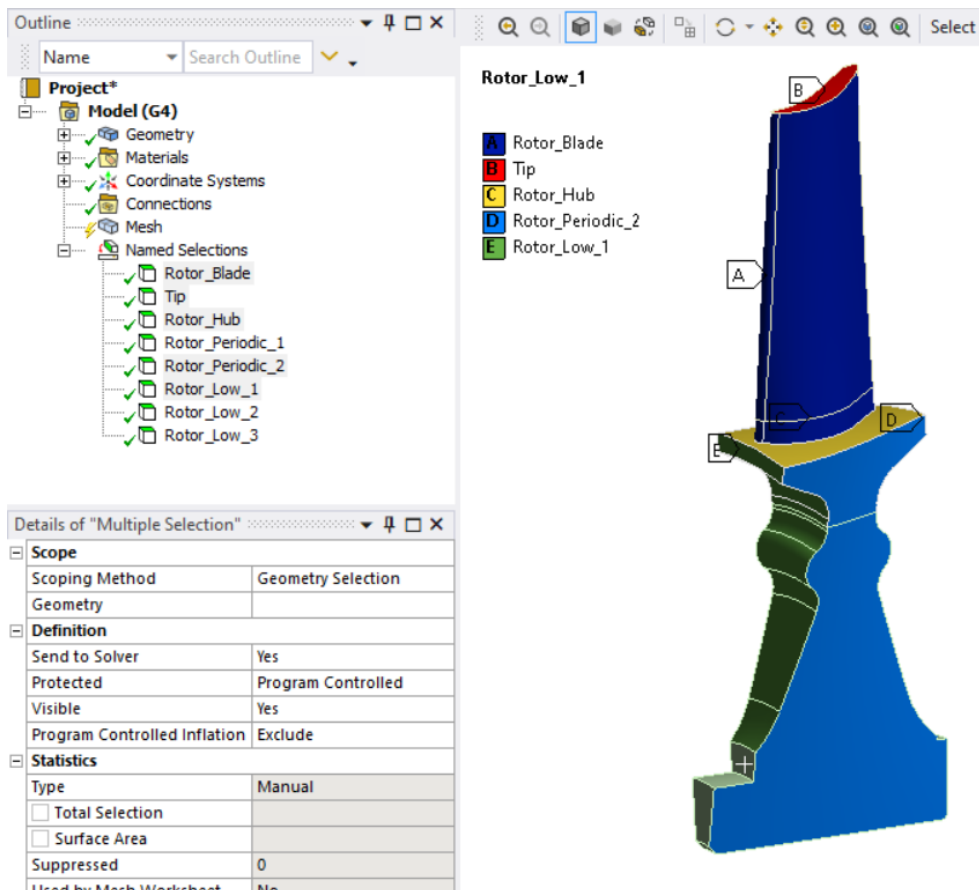
б)

Рисунок 4.5 – Создание цилиндрической системы координат

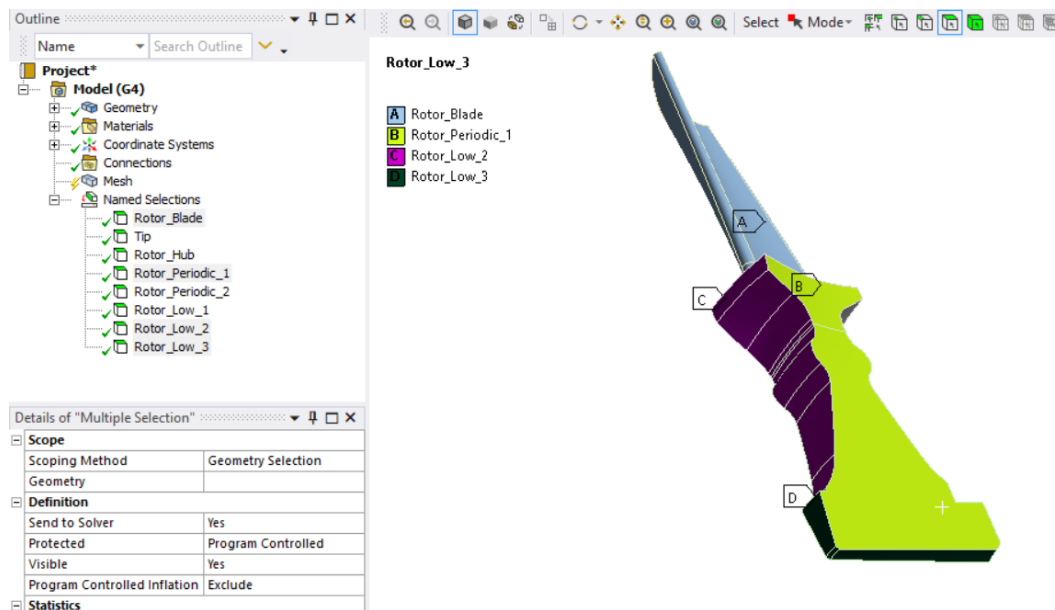
В *Type* выбирается *Cylindrical* (цилиндрическая), в *Geometry* необходимо выбрать геометрию, которая будет определять точку начала системы координат. В качестве этой геометрии выбирается ребро полки, так как центр дуги этого ребра находится на оси вращения.

Таким образом, у созданной системы координат ось *Z* совпадает с осью вращения, ось *Y* – показывает направление вращения, а ось *X* – имеет радиальное направление. Если направление осей отличается от необходимого, то его нужно изменить, указав в разделе *Principal Axis: Axis* – ось, направление которой хотим задать, а в *Define By* – ось глобальной системы координат, с которой должно совпадать направление выбранной ранее оси.

Предварительно для удобства поиска и дальнейшего указания в настройках, все поверхности рабочего колеса можно объединить в *Named Selection* (рисунок 4.6).



a)



б)

Рисунок 4.6 – Объединение поверхностей рабочего колеса в *Named Selection*

Теперь необходимо добавить симметрию. Для этого нажатием ПКМ по *Model* добавляется *Symmetry* (рисунок 4.7), а затем нажатием ПКМ по *Symmetry* добавить *Cycle Region* (рисунок 4.8,а). В настройках выбираются грани (*Low* и *High Boundary*), между которыми будет настроена периодичность. Также выбирается ранее созданная система координат, которая будет определять направление периодичности (рисунок 4.8,б).

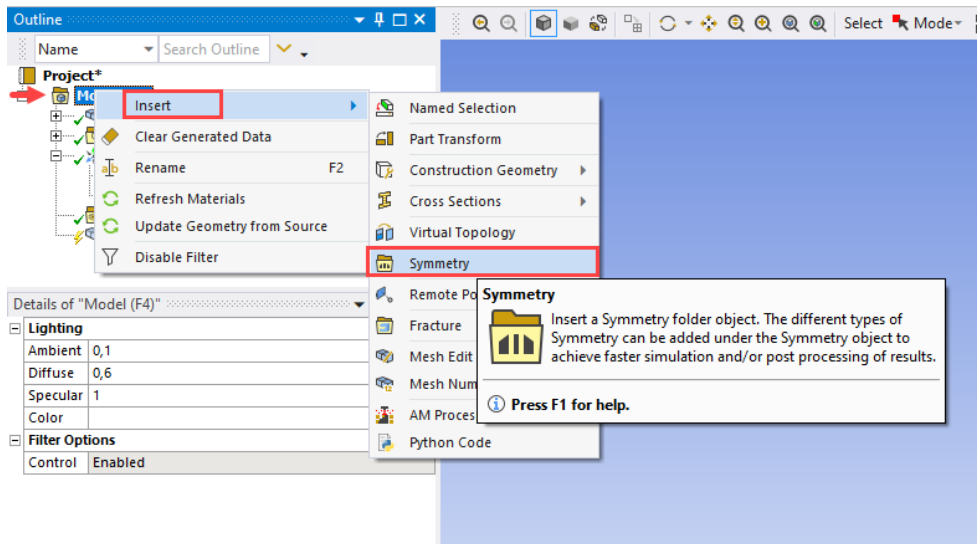
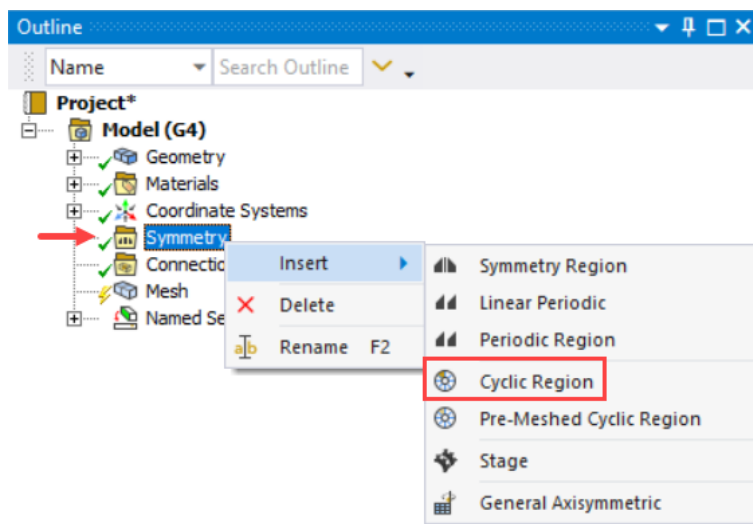
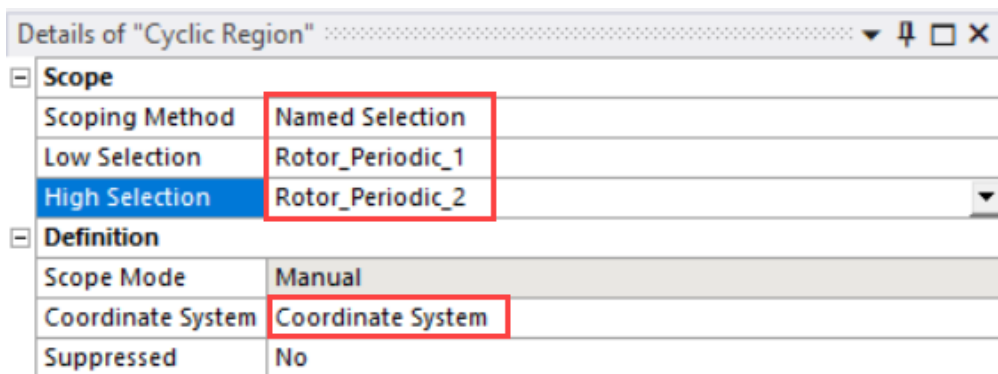


Рисунок 4.7 – Задание симметрии



a)



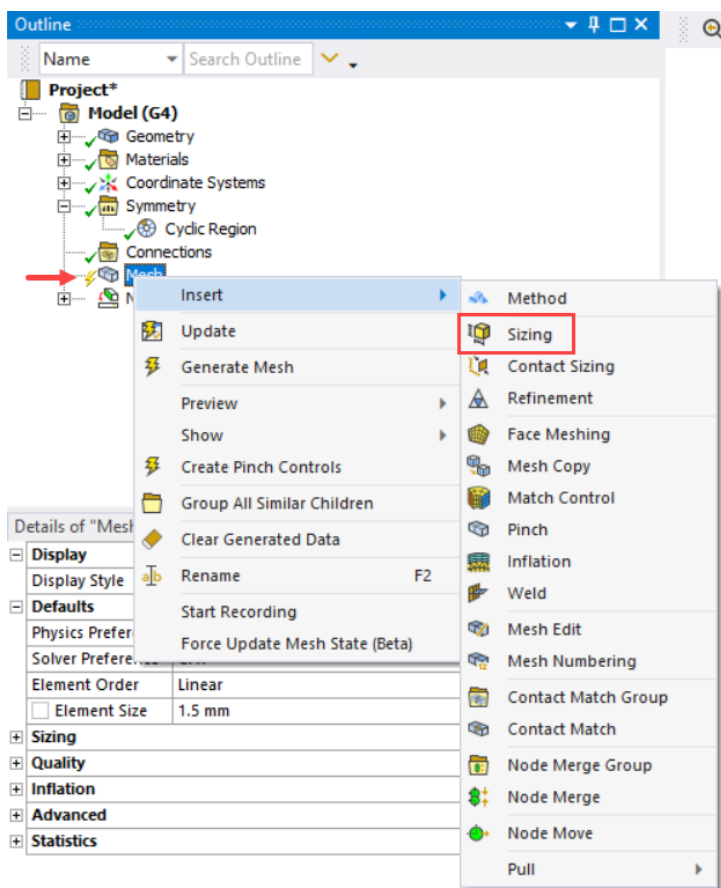
б)

Рисунок 4.8 – Задание периодичности

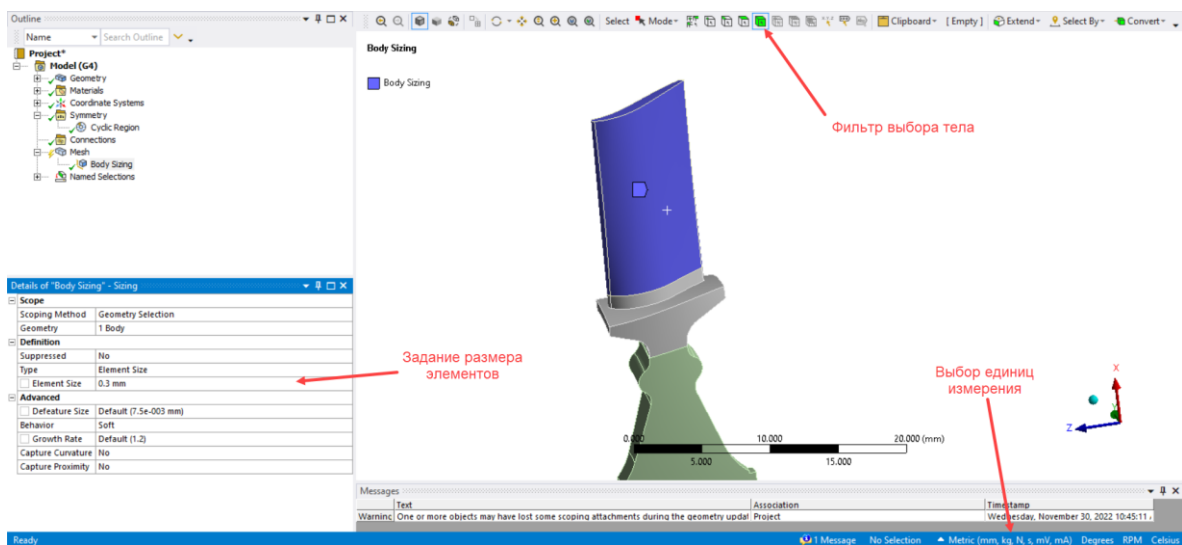
Далее переходим к заданию общих настроек и наложению сетки конечных элементов на модель.

4.3 Создание конечно-элементной модели ротора

В окне *Details of «Mesh»* выставляется *Physics Preference – CFD* и *Solver Preference – CFX*; в окне *Element Size* необходимо определить размер элемента: 1,5 mm. Отдельно необходимо добавить размер элементов сетки лопатки, так как по толщине должно быть не менее 3 элементов. Нажатием ПКМ выбирается *Sizing* и в окне настроек задается размер: 0,3 mm (рисунок 4.9).



a)



b)

Рисунок 4.9 – Задание размера элементов тела лопатки

После задания всех необходимых настроек нажатием ПКМ по *Mesh* выбирается пункт *Generate Mesh* (или *Update Mesh* – если сетка уже создавалась ранее). Полученная сеточная модель показана на рисунке 4.10.

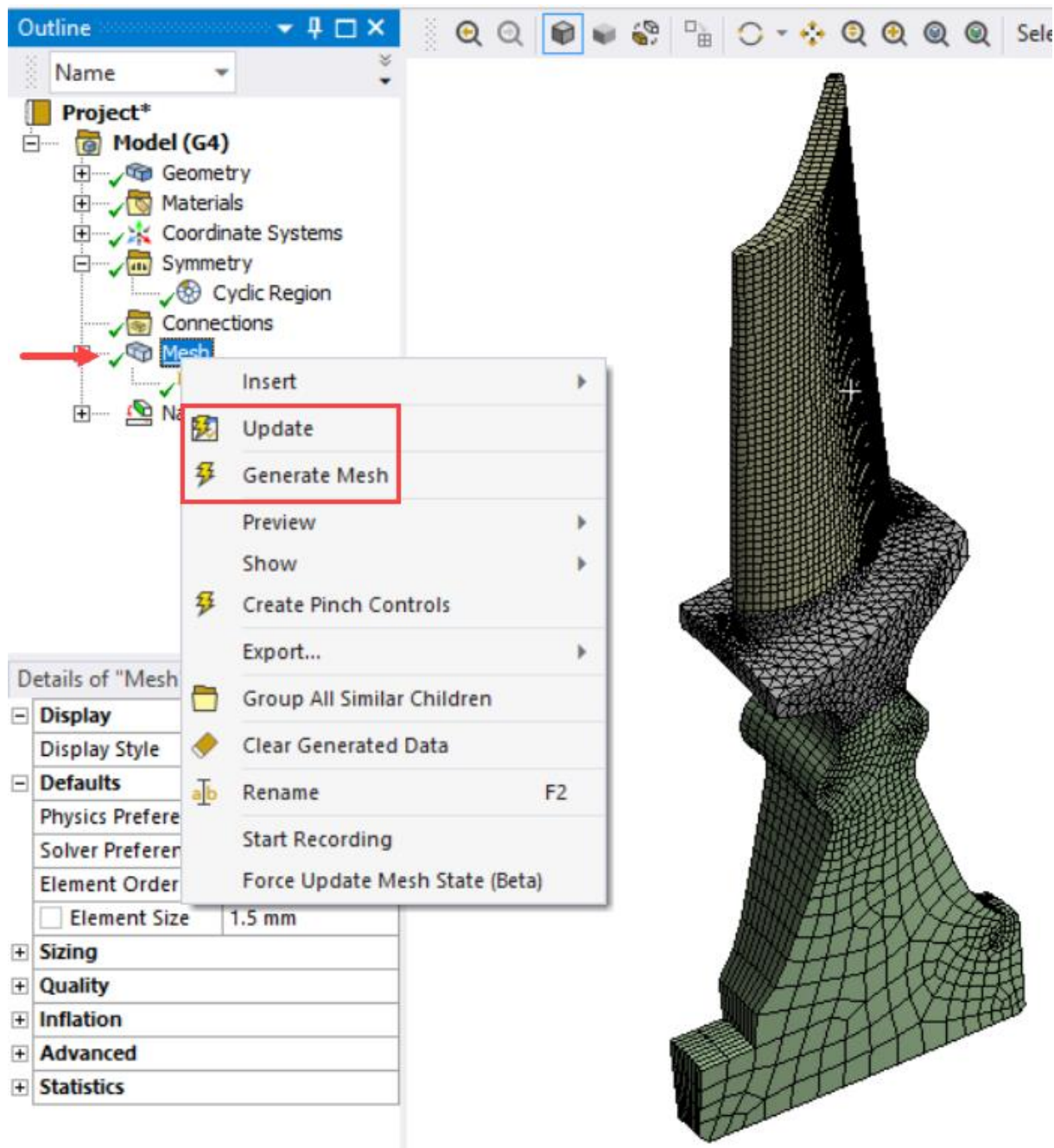
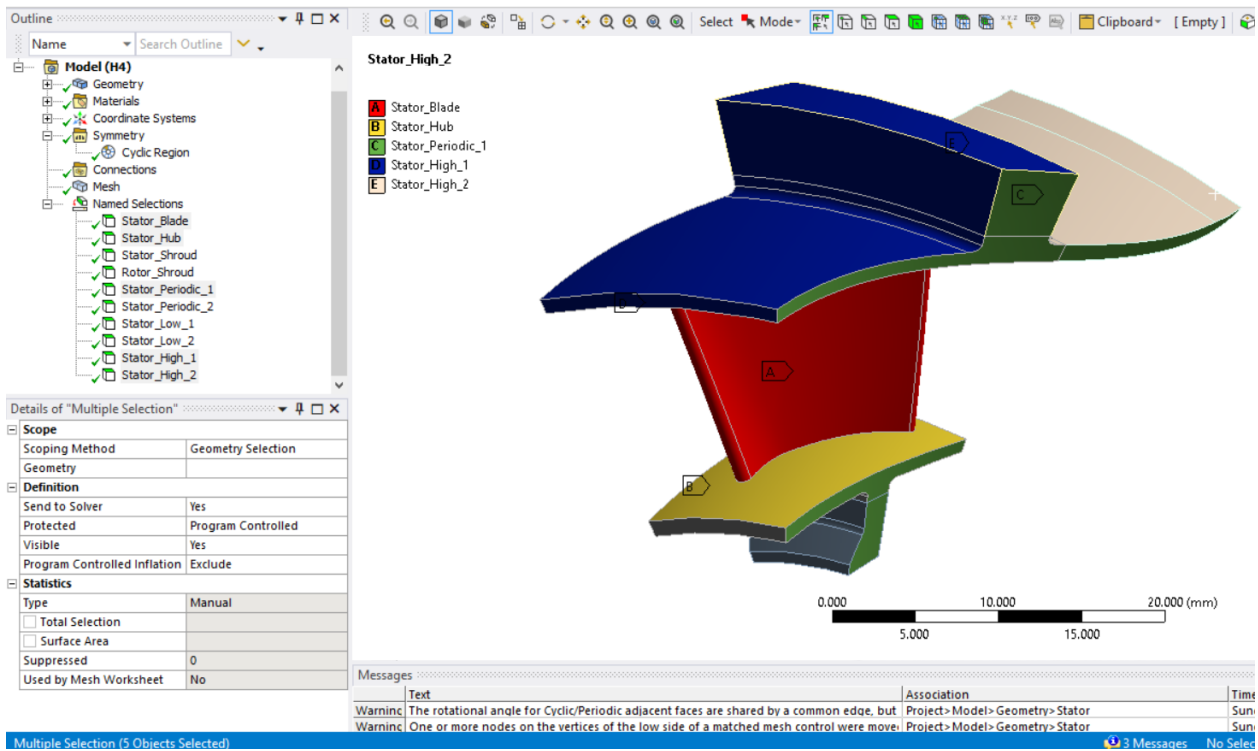


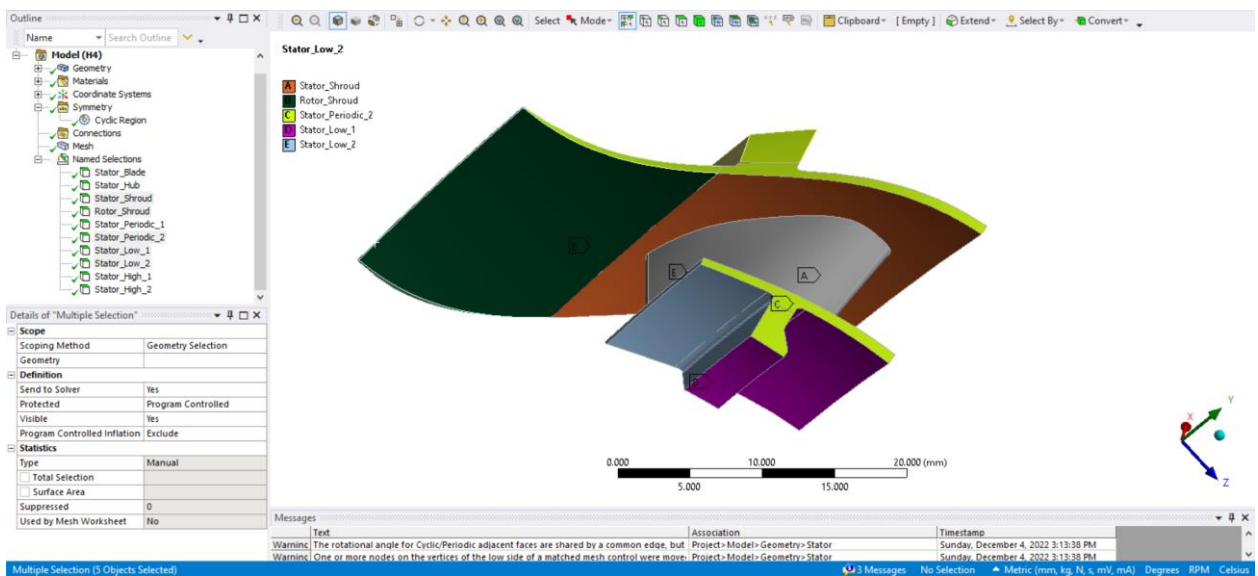
Рисунок 4.10 – Полученная сеточная модель рабочего колеса турбины

4.4 Создание конечно-элементной модели статора

Настройки сеточной модели статора аналогичны сеточной модели ротора. На рисунке 4.11 показаны поверхности статора объединенные в *Named Selection*; на рисунке 4.12 – полученная сеточная модель статора турбины.



a)



b)

Рисунок 4.11 – Поверхности *Named Selection* статора турбины

В результате проделанных шагов были получены все необходимые сеточные модели для проведения газодинамического и структурного расчетов (рисунок 4.13).

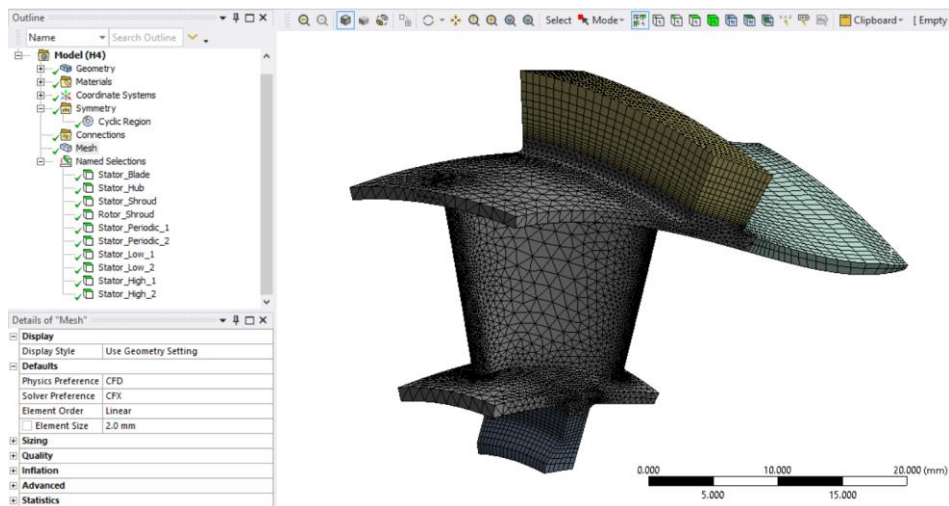


Рисунок 4.12 – Сеточная модель статора турбины

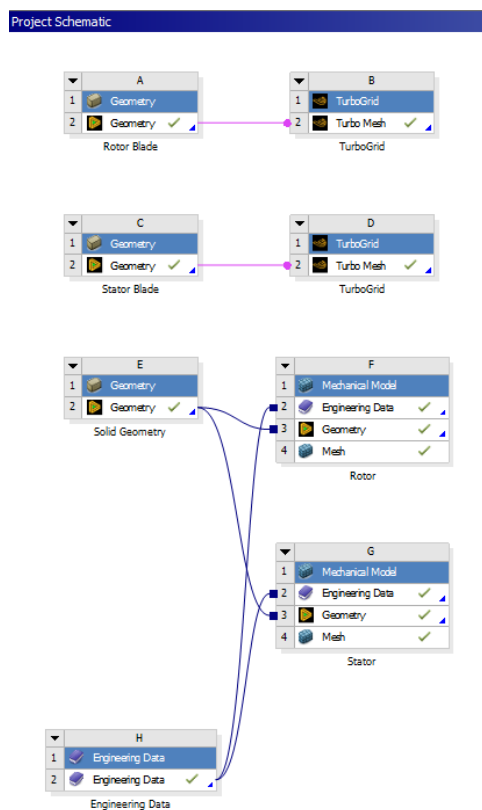


Рисунок 4.13 – Схема проекта с созданными сеточными моделями

4.5 Создание конечно-элементной модели проточной части центробежного компрессора

В модуле *Mesh* задаются настройки для создания сеточной модели центробежного компрессора. На рисунке 4.14 представлена трехмерная модель проточной части центробежного компрессора, на которую будет накладываться сетка.

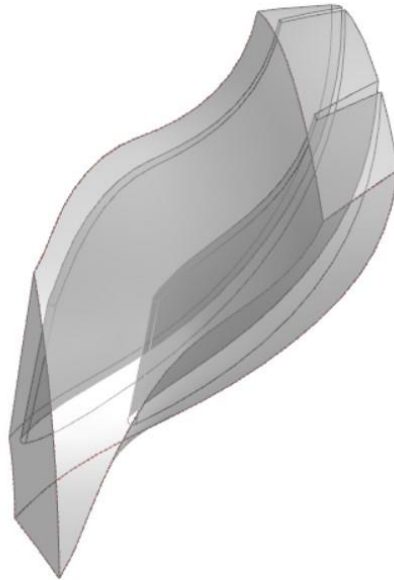


Рисунок 4.14 – Трехмерная модель проточной части центробежного компрессора

В окне *Details of «Mesh»* выставляется *Physics Preference – CFD* и *Solver Preference – CFX*. Ниже можно задать опцию для измельчения сетки в местах кривизны геометрии (*Curvature*) или на узких участках модели (*Proximity*). Также здесь определяется максимальный размер элемента (рисунок 4.15).

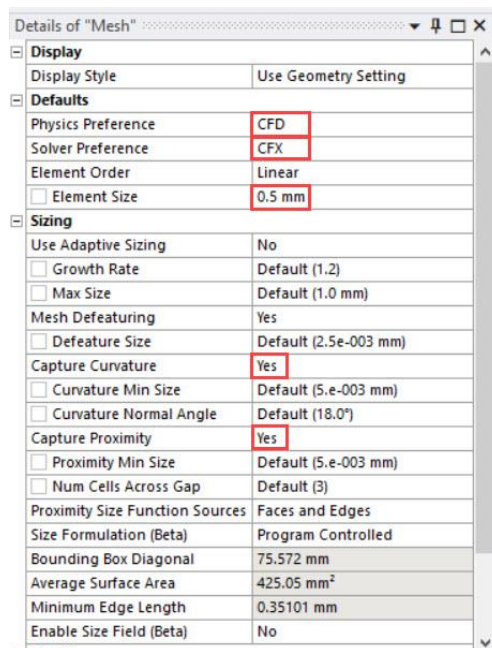
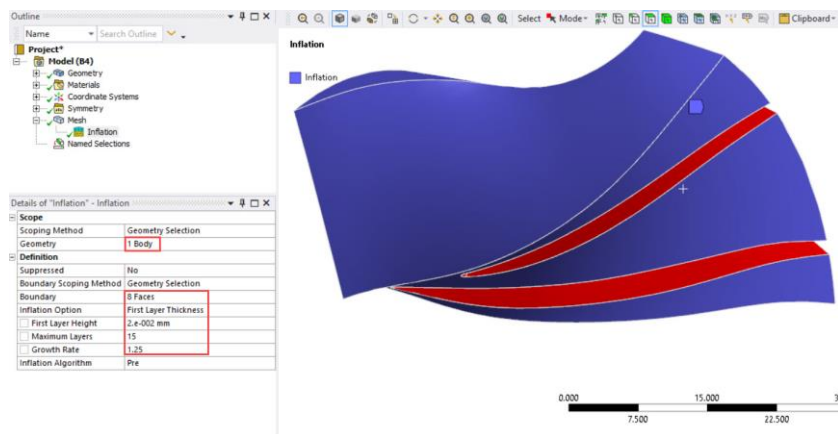
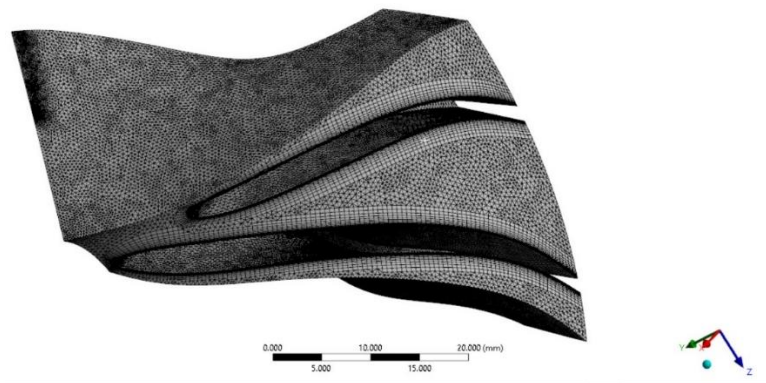


Рисунок 4.15 – Настройки в окне *Details of «Mesh»*

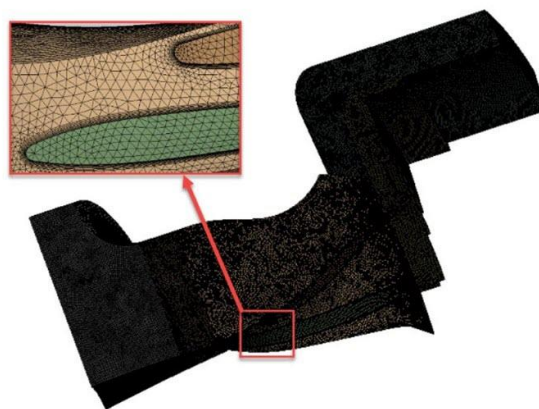
Кроме того, были определены параметры сетки: *Sizing* и *Inflation* (места сгущения сетки, пристеночный слой), для ее измельчения вблизи лопаток. Так как расчет проводится на секторах моделей, то необходимо, чтобы сетка на гранях симметрии совпадала, для этого на соответствующих гранях задается симметрия [9]. На рисунке 4.16 приведены настройки *Inflation* и полученные сеточные модели.



а)



б)



в)

Рисунок 4.16 – Сеточная модель проточной части центробежного компрессора:
 а – настройки *Inflation*; б – предварительная сеточная модель; в – уточненная сеточная модель, включающая входную и выходную области

4.6 Требования к качеству созданной сетки конечных элементов

После построения сетки необходимо проверить качество её элементов. Это осуществляется в *Details of «Mesh»* в разделе *Statistics*. Наиболее важными факторами сетки для *Fluent (CFX)* являются:

- *Element Quality* – качество элементов, оцениваемое *ANSYS*.
- *Skewness* – скошенность, определяется для *Quad* и *Hexa* сеток по следующей формуле:

$$Skewness = \max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{max}}{\theta_e} \right], \quad (4.1)$$

где θ_e составляет для *Quad* и *Hexa* элементов составляет 90. Идеальная величина 0.

- *Aspect Ratio* – соотношение сторон, равное отношению длиной стороны элемента к короткой стороне (идеальная величина – 1).

Рекомендуются следующие ограничения для данных факторов [7]:

- Для *Skewness*:
 - Для *Hexa*, *Tri* и *Quad*: должен быть меньше 0.8
 - Для *Tetrahedral*: должен быть меньше 0.9.
 - Необходимо стараться держать максимальное значение *Skewness* менее 0.95.
- Для *Aspect Ratio*:
 - Должен быть меньше 80, но это зависит от характеристик потока
 - Больше 80 допускается для слоёв *Inflation*.

На рисунке 4.17 приведены скриншоты с распределением параметров, определяющих качество сеточной модели.

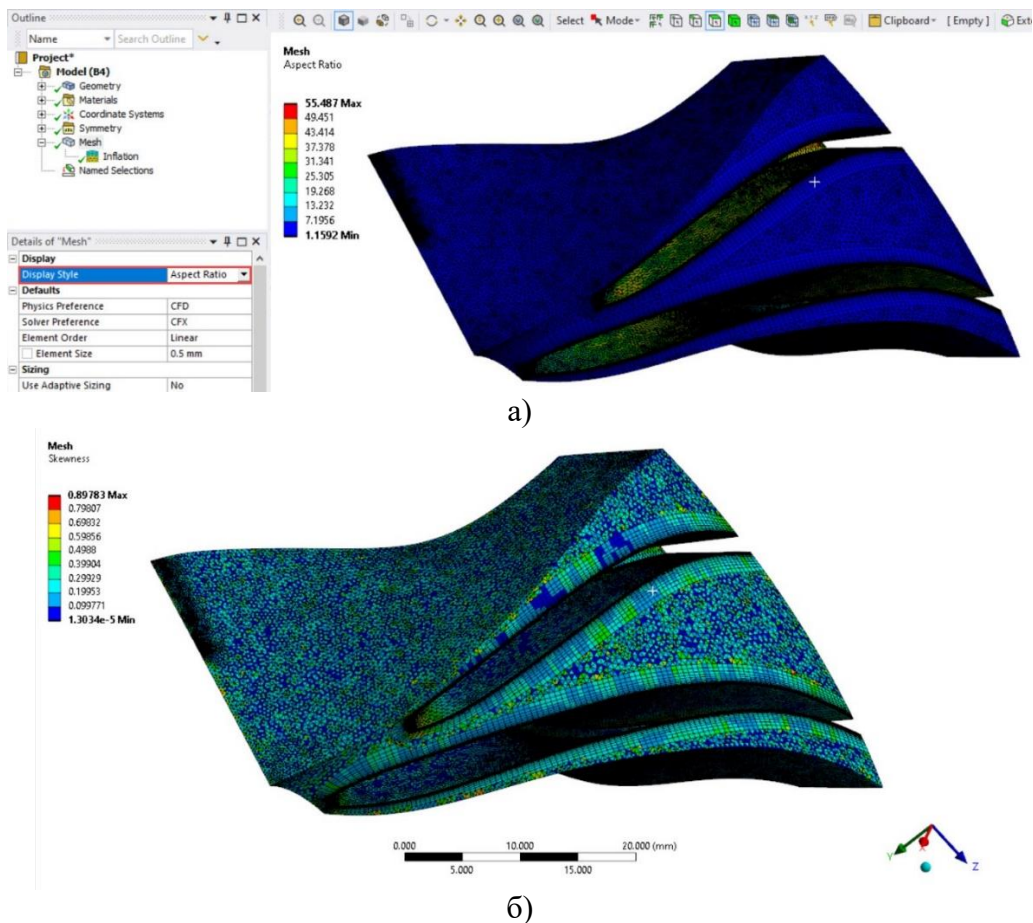


Рисунок 4.17 – Качество сеточной модели:
а – *Aspect Ratio*; б – *Skewness*

Таким образом, были рассмотрены основные особенности построения конечно-элементной модели проточной части центробежного компрессора для проведения дальнейшего сопряженного расчета.

5 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4. НАСТРОЙКА ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

5.1 Добавление модуля *Fluid Flow (CFX)*

Для проведения газодинамического расчета используется модуль *Fluid Flow (CFX)*. Данный модуль предназначен для гидро- и газодинамических расчетов с применением турбомашин и позволяет получить решение загруженной модели.

Модуль *Fluid Flow (CFX)* также необходимо добавить на главный экран и подключить к нему модули с построенными сетками конечных элементов (рисунок 5.1). После чего в *Mechanical Model* у сеток появится значок, что их нужно обновить. Для этого необходимо нажать на них ПКМ и выбрать *Update*.

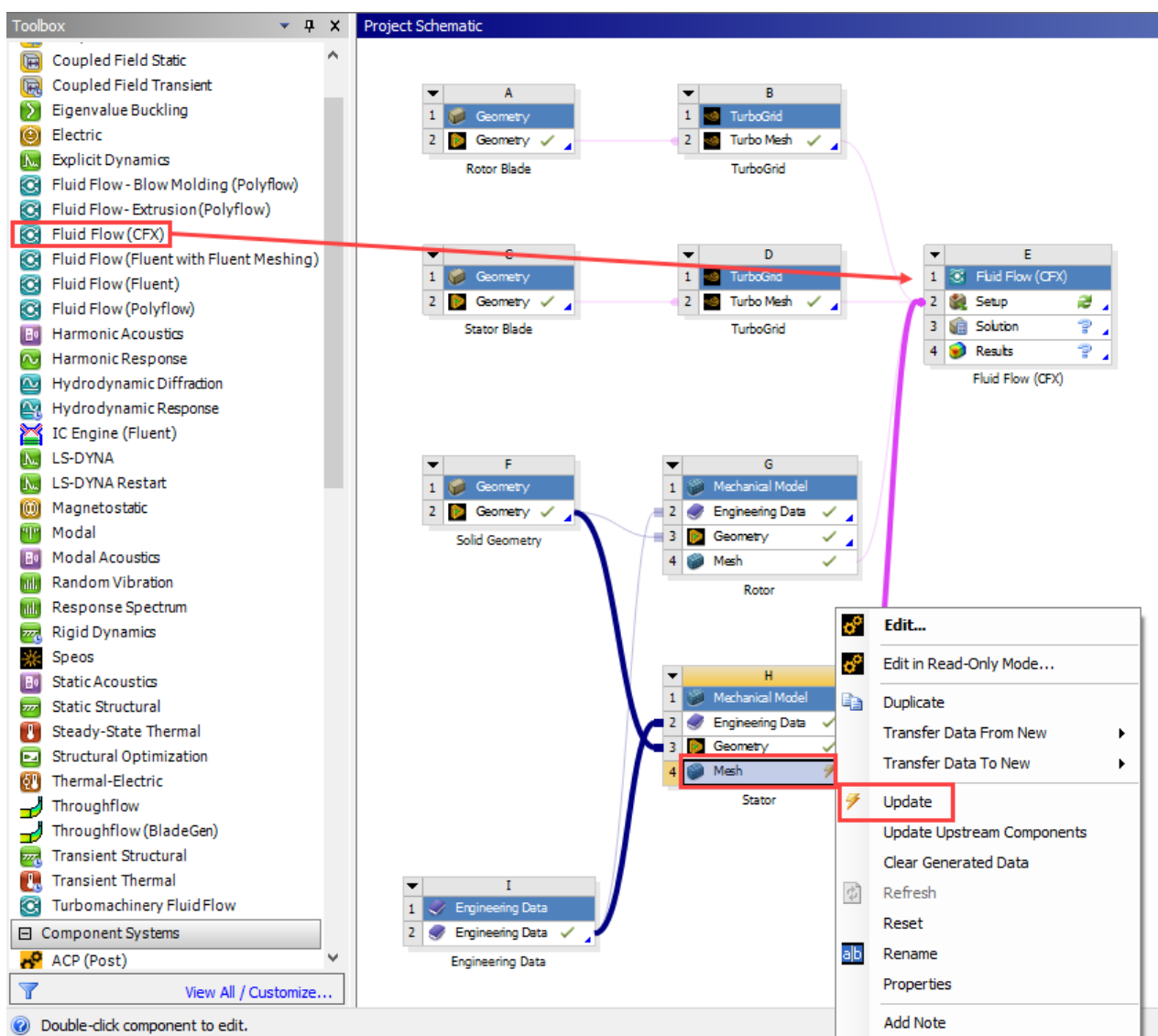


Рисунок 5.1 – Добавление модуля *Fluid Flow (CFX)*

После обновления всех модулей запускаем *CFX* двойным нажатием ЛКМ по *Setup*. Открывается окно препроцессора *CFX (ANSYS CFX-PRE)*, в который подгружаются все подключенные сеточные модели (рисунок 5.2). В препроцессоре настраиваются свойства рабочего тела, граничные условия, задаются настройки различных моделей турбулентности, настраиваются параметры решателя, а также вывод справочных данных во время расчета, по которым оценивается степень схождения задачи.

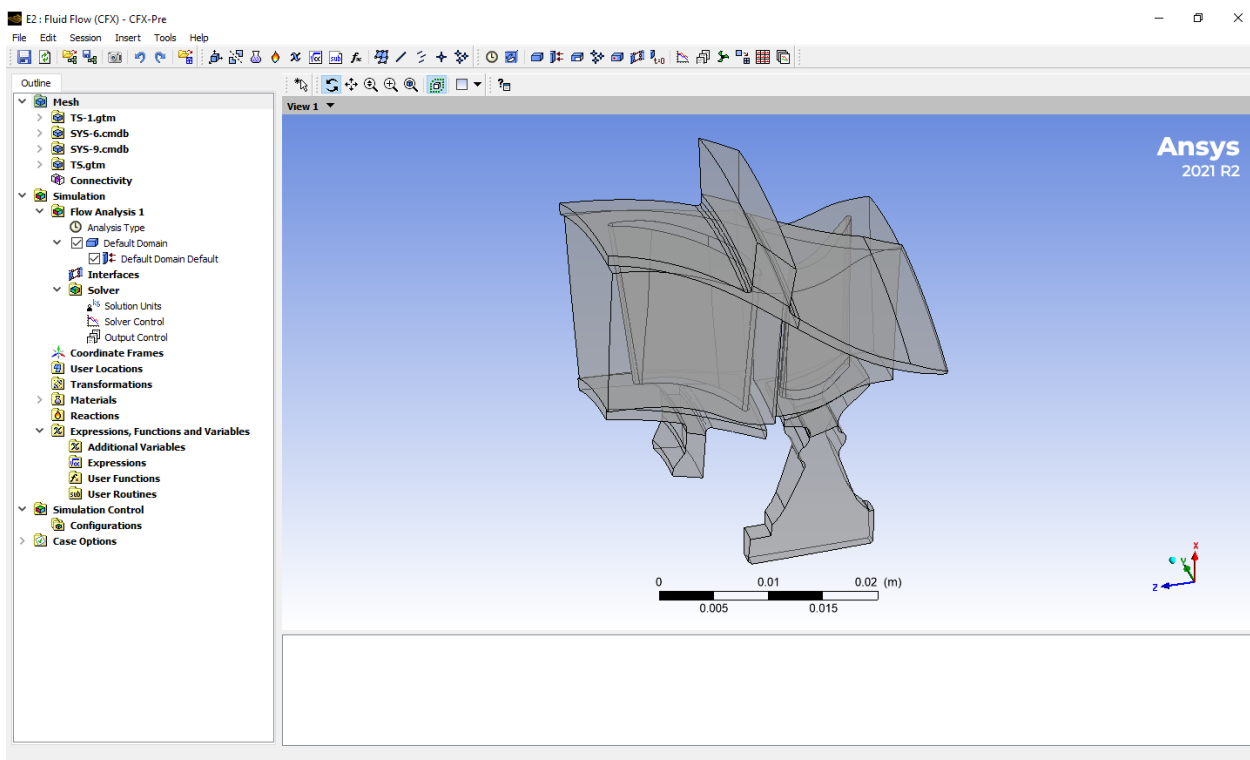


Рисунок 5.2 – Окно *ANSYS CFX-PRE* с загруженной моделью

В меню типа анализа *Analysis Type* выбирается режим стационарного расчета течения – *Steady State*. Расчет в стационарной постановке позволяет существенно сократить потребные вычислительные и временные ресурсы, обеспечивая при этом достаточную точность решения [7]. Однако в некоторых случаях проведение стационарного расчета недостаточно и необходимо проведение нестационарного расчета *Transient*, так как он позволяет определить параметры на переходных режимах работы.

5.2 Настройка материалов и рабочего тела

При импортировании сеточных моделей не импортируются материалы, которые были заданы для соответствующих деталей, поэтому в *CFX-Pre* их необходимо создать заново.

Чтобы задать теплопроводность и теплоемкость, зависящие от температуры, сначала необходимо создать пользовательские функции, в которых будут храниться значения температур и соответствующие им значения теплопроводности и теплоемкости материала. На рисунке 5.3 показано как создать данную функцию, после чего необходимо указать название этой функции (например, для теплоёмкости – *C1*; для теплопроводности – *L1*) [7].

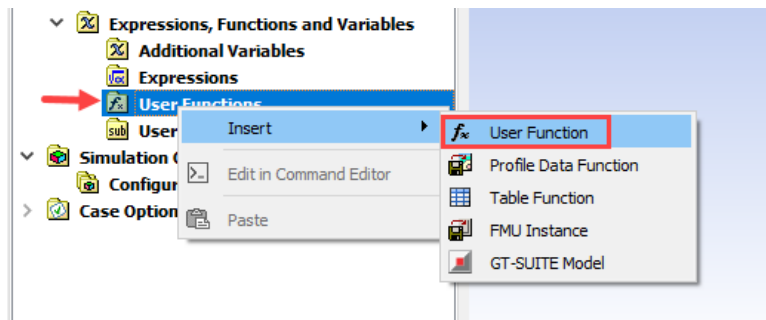


Рисунок 5.3 – Создание пользовательской функции

Далее необходимо ввести значения аргумента (температуры) и соответствующие им значения функции (теплоемкости) (рисунок 5.4). После внесения всех значений нажимается *ОК*.

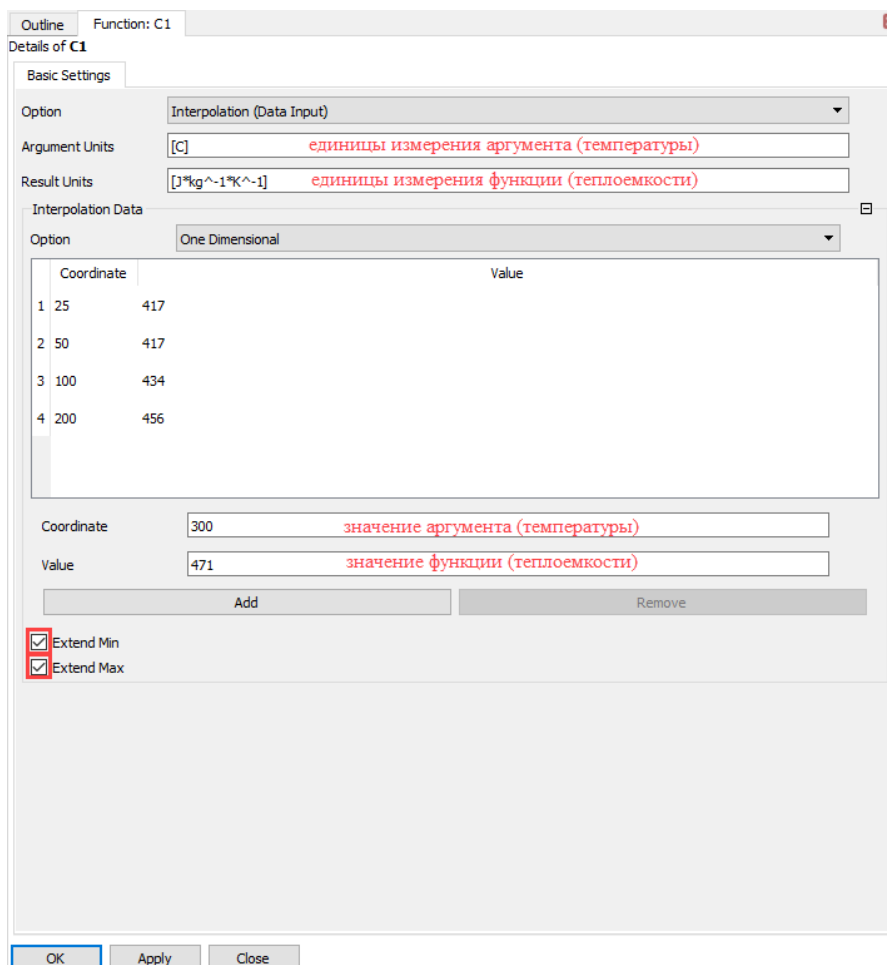
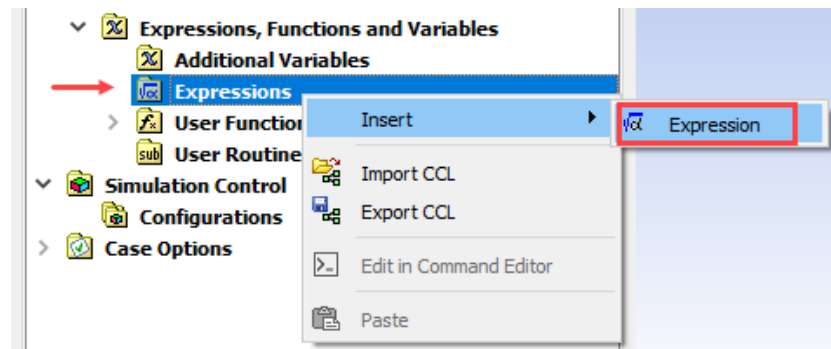


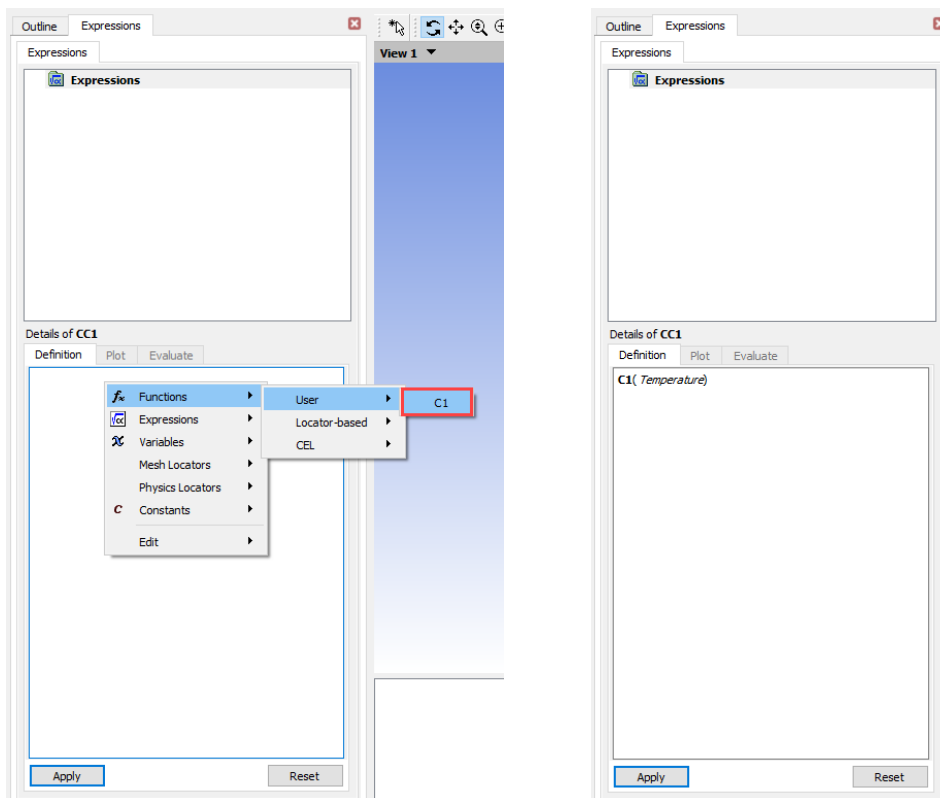
Рисунок 5.4 – Создание функции теплоемкости, зависимой от температуры

Точно также создается функция, характеризующая теплопроводность материала *L1* с размерностью $[W * m^{-1} * K^{-1}]$. Обязательно должны стоять галочки у *Extend Min* и *Extend Max*, так как если значения температур в процессе расчета выйдут из введенного диапазона, то им не найдется соответствующего значения теплоемкости и теплопроводности и расчет не будет завершен. Если галочки установлены, то значения функций будут экстраполированы по линейному закону.

После создания функций необходимо установить зависимость между значениями введенных функций и температурой, которая определяется в процессе расчета программой ANSYS. Для этого нужно создать выражение (*Expressions*) и указать название (например, *CC1* – для теплоемкости; *LL1* – для теплопроводности) (рисунок 5.5,а).



а)



б)

в)

Рисунок 5.5 – Создание выражения зависимости функции (теплоемкости) от температуры

Далее в поле *Details of CC1* необходимо нажатием ПКМ вызвать контекстное меню и выбрать созданную функцию *C1* (рисунок 5.5,б). Далее необходимо указать, что теплоёмкость является функцией от температуры. Для этого нужно вести в круглых скобках *Temperature* (рисунок 5.5,в). Для теплопроводности аналогично.

Теперь создается сам материал, нажатием ПКМ по вкладке *Materials* (рисунок 5.6,а). В окне *Basic Settings* необходимо поставить галочку *Thermodynamic State* и выбрать в появившемся выпадающем меню вкладку *Solid* (рисунок 5.6,б). Во вкладке *Material Properties*

необходимо задать плотность, поставить галочку напротив *Specific Heat Capacity* и ввести выражение теплоёмкости *CC1* и поставить галочку напротив *Thermal Conductivity* и ввести выражение теплопроводности *LL1* (рисунок 5.6,в).

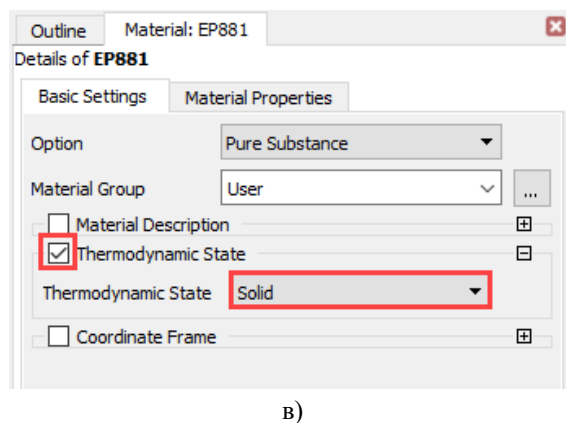
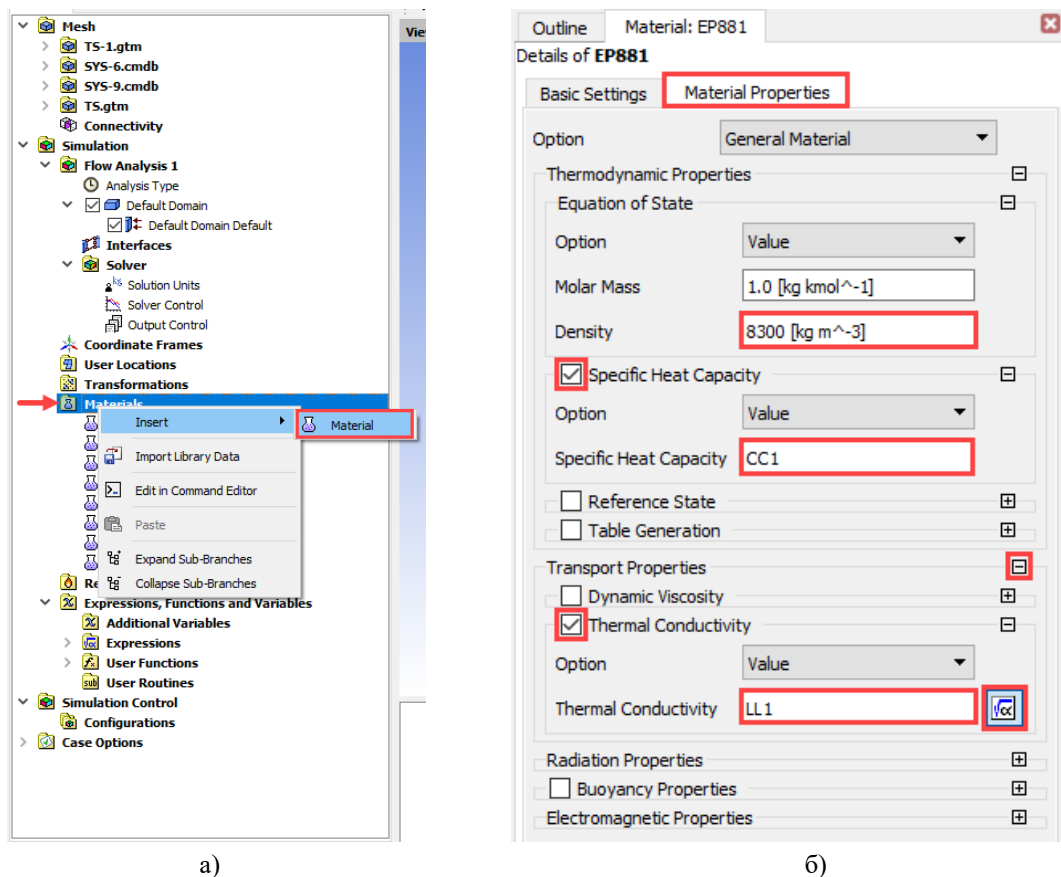


Рисунок 5.6 – Создание нового материала *EP881*

Также во вкладке *Materials* необходимо задать настройки рабочего тела. В турбине – это газ из камеры сгорания. Для этого не будет создаваться новый материал, а отредактируются свойства уже имеющегося в библиотеке свойства идеального газа (*Air Ideal Gas*). Сначала продублируем его нажатием ПКМ и выбрав пункт *Duplicate*. После в списке появится: *Copy of Air Ideal Gas*. Переименуем его, нажатием по нему ПКМ, выбрав *Rename* и введя имя: *Generator Gas*. Двойным нажатием ЛКМ по нему, заходим в редактирование свойств материала. На рисунке 5.7 показаны настройки рабочего тела турбины.

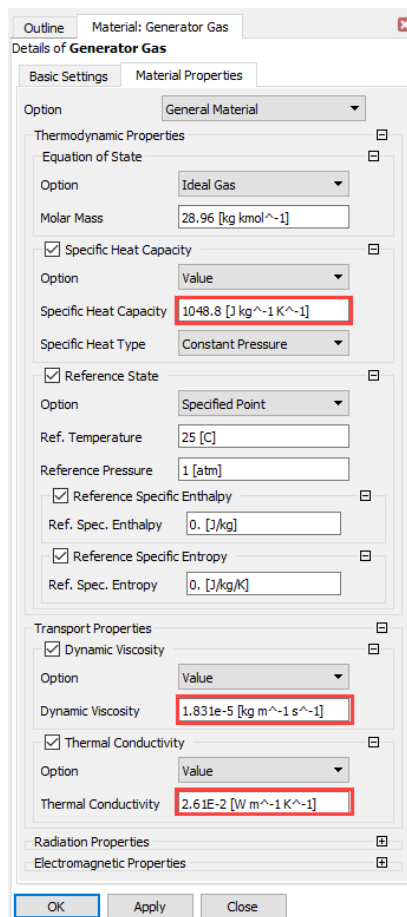


Рисунок 5.7 – Свойства рабочего тела в турбине

5.3 Создание и настройка доменов

Следующим этап является создание доменов из тел (рисунок 5.8).

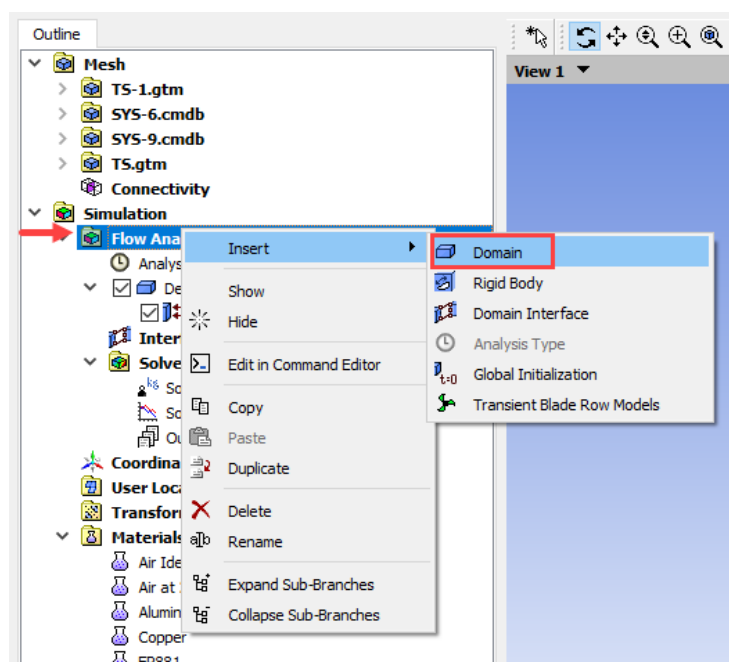


Рисунок 5.8 – Создание доменов

Необходимо создать следующие домены:

- *Solid_RK* – твердотельная модель рабочего колеса;
- *Solid_SA* – твердотельная модель статора (соплового аппарата);
- *Air_RK* – модель проточной части межлопаточного канал в рабочем колесе;
- *Air_SA* – модель проточной части межлопаточного канал в сопловом аппарате.

На рисунке 5.9 показаны настройки задаваемые для доменов типа *Solid*. На рисунке 5.10 – для доменов типа *Fluid*. Выбираются части модели, принадлежащие домену: это можно сделать непосредственно в рабочем окне выбрав эти части или из списка, открыв его нажатием на значок троеочия. Затем указывается тип (*Solid* или *Fluid*). Из списка выбирается созданный материал *EP881*. Указывается тип домена: *Stationary* (неподвижный) или *Rotating* (вращающийся). Для вращающихся доменов указывается частота вращения ($= 120000 \text{ rev} * \text{min}^{-1}$) и ось вращения – *Z*.

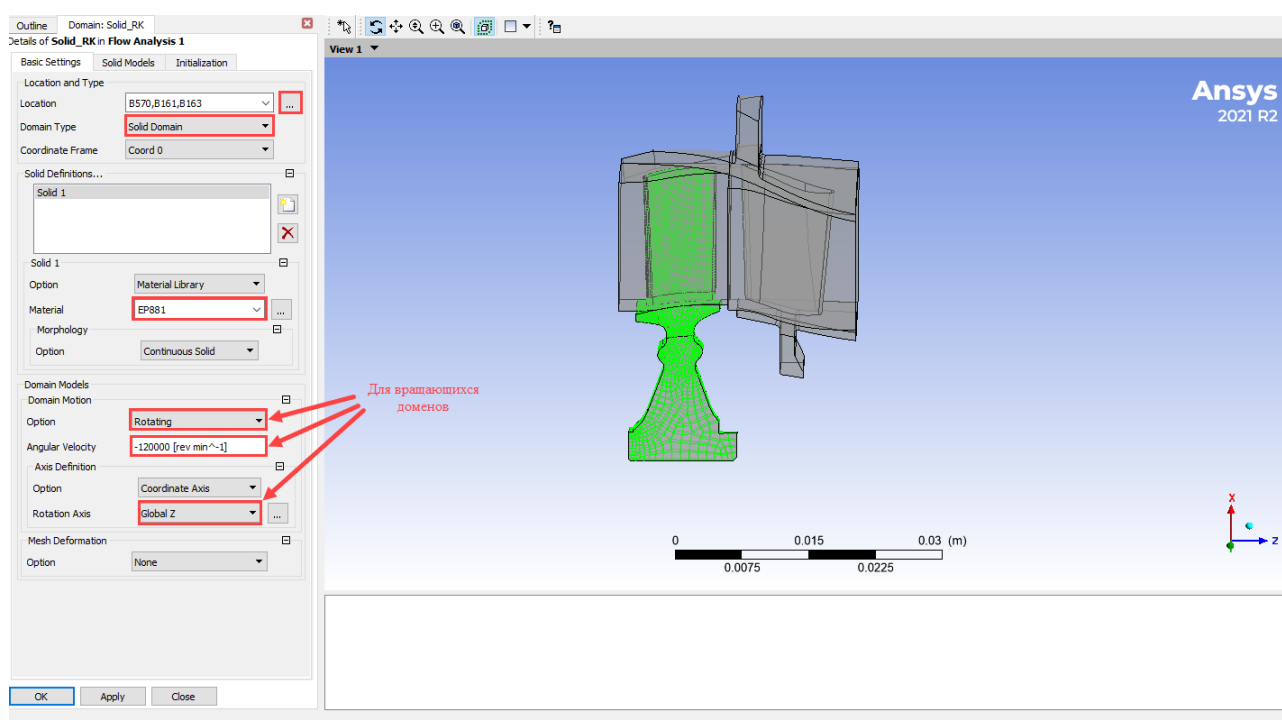


Рисунок 5.9 – Настройки для доменов типа *Solid*

Для доменов типа *Fluid* устанавливается равным нулю справочное давление (*Reference Pressure*). Во вкладке *Fluid Models* включается учет теплообмена *Options – Total Energy*, а также выбирается модель турбулентности. Модель турбулентности *k-Epsilon* является наиболее универсальной, обладает широкой обла-стью применения и достаточно хорошо апробирована в инженерных расчетах. Однако для сопряженного расчета более предпочтительно использование модели *Shear Stress Transport (SST)*. Модель *SST* работает путем решения модели турбулентности *k- ω* на стенке и *k- ϵ* в объемном потоке. В техническом меморандуме НАСА *SST* модель была признана самой точной моделью для аэродинамических приложений [16].

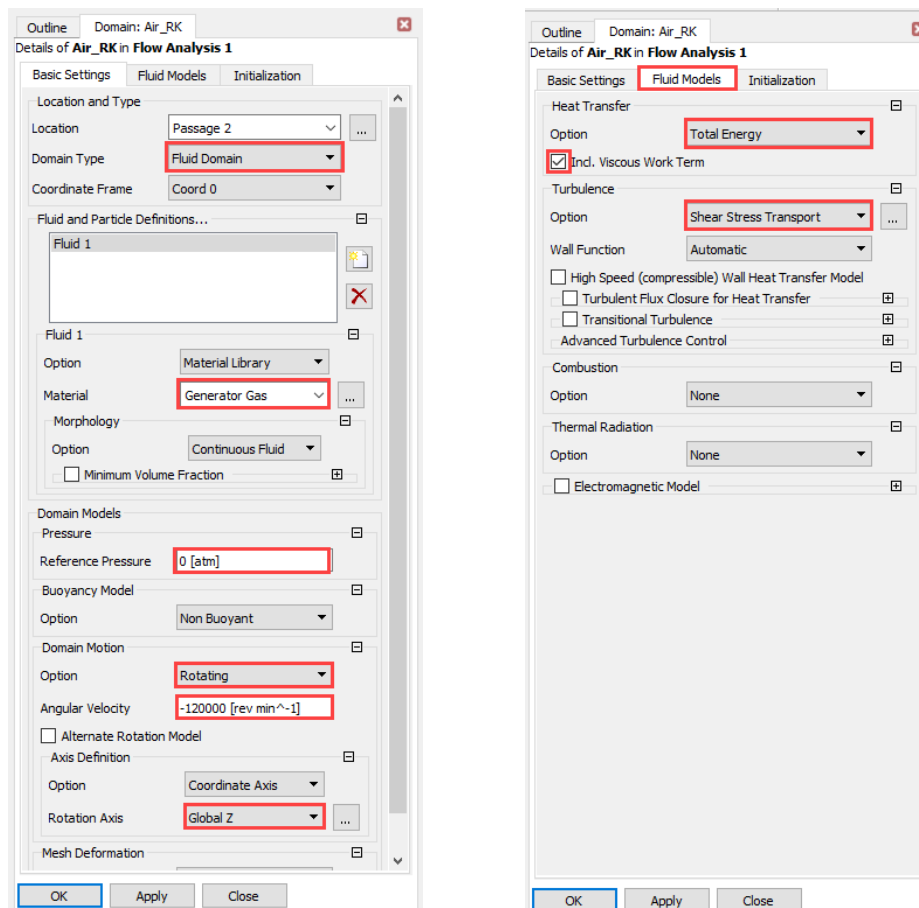


Рисунок 5.10 – Настройки для доменов типа *Fluid*

5.4 Наложение граничных условий

Для неопределенных граней автоматически создается условие непроницаемой адиабатной стенки. Для домена типа *Fluid* нужно задать граничные условия на входе и на выходе из канала. Ниже представлены все допустимые в *ANSYS CFX* комбинации граничных условий в порядке уменьшения устойчивости [7, 17]:

- **Наиболее устойчивое:** скорость или массовый расход на входе, статическое давление на выходе. Полное давление на входе получается в результате расчёта.
- **Устойчивое:** полное давление на входе, скорость или массовый расход на выходе. Статическое давление на выходе и скорость на входе получаются в результате расчёта.
- **Чувствительное к начальным условиям:** полное давление на входе, статическое давление на выходе. В результате расчёта определяется массовый расход.
- **Очень не надёжное:** статическое давление на входе и статическое давление на выходе. Не рекомендуется использовать такую комбинацию ГУ, т.к. полное давление на входе и массовый расход оба являются результатом расчёта (граничные условия очень слабо определяют систему).
- **Невозможное:** полное давление не может быть задано на выходе.

В данном расчёте была выбрана устойчивая комбинация граничных условий: на входе задаются полное давление и температура, а на выходе статическое давление (рисунок 5.11).

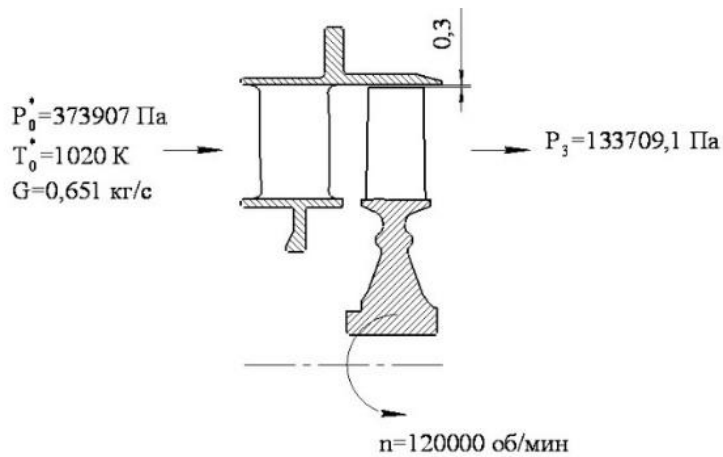
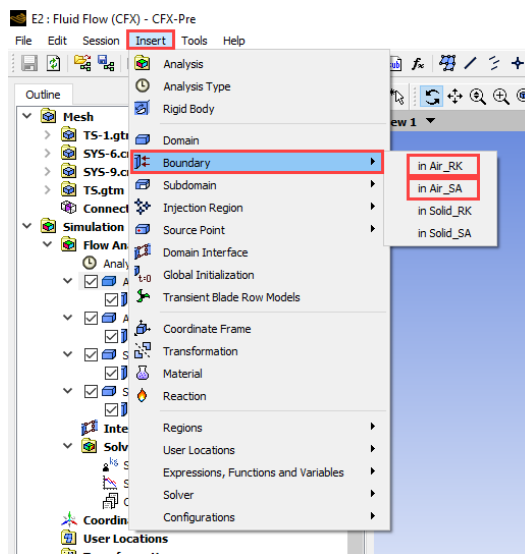
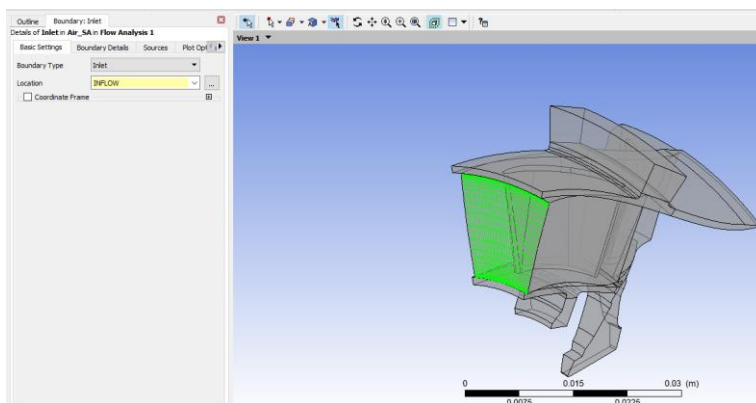


Рисунок 5.11 – Граничные условия, задаваемые в турбине

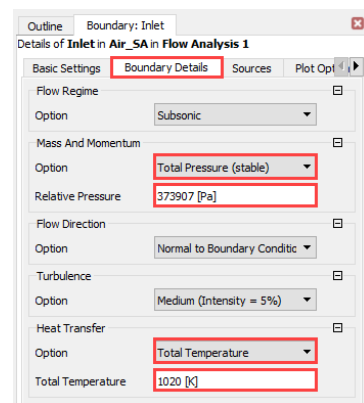
На рисунок 5.12 а показано как добавить граничные условия. Указывается имя: для входа – *Inlet*. В появившемся окне настроек выбирается грань, через которую будет подводиться газ – передняя грань проточной части межлопаточного канала СА (рисунок 5.12 б). Затем во вкладке *Boundary Details* указываются необходимые граничные условия (рисунок 5.12 в).



а)



б)



в)

Рисунок 5.12 – Задание граничных условий на входе в турбину

Для выходной поверхности – задней грани проточной части межлопаточного канала РК – добавление граничных условий аналогично входной поверхности и показано на рисунке 5.13: имя – *Outlet*; *Average Static Pressure* – 133709,1 Pa.

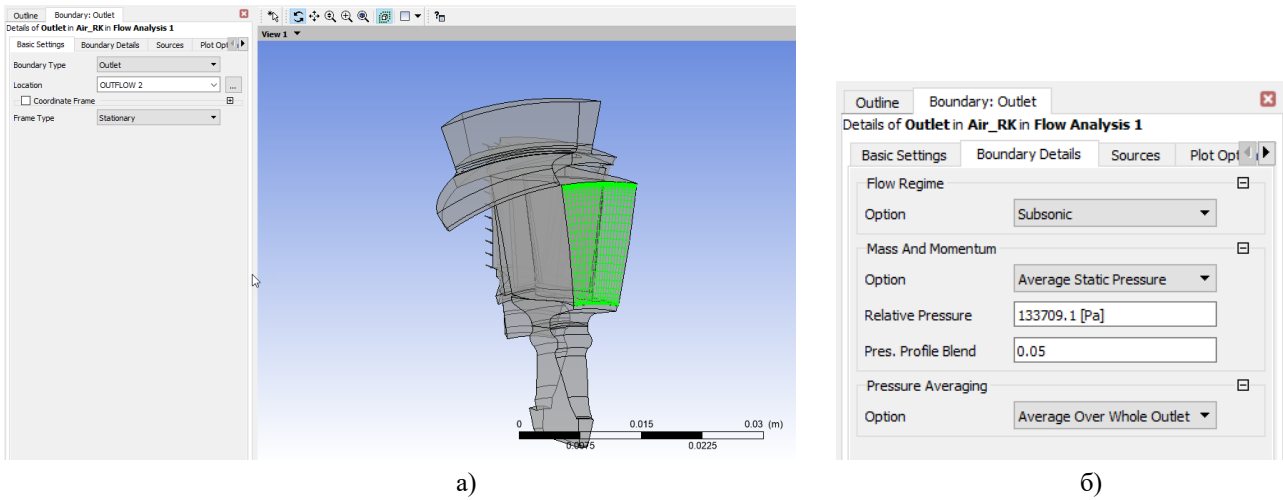


Рисунок 5.13 – Задание граничных условия на выходе из турбины

Чтобы учесть влияние окружающей среды и получить более реалистичные результаты, необходимо приложить дополнительные граничные условия – коэффициенты теплоотдачи и температуры на стенки твердотельной геометрии взаимодействующие с окружающей средой. Для этого указывается *Boundary Type* – *Wall*. На рисунках 5.14 и 5.15 показаны настройки данных граничных условий.

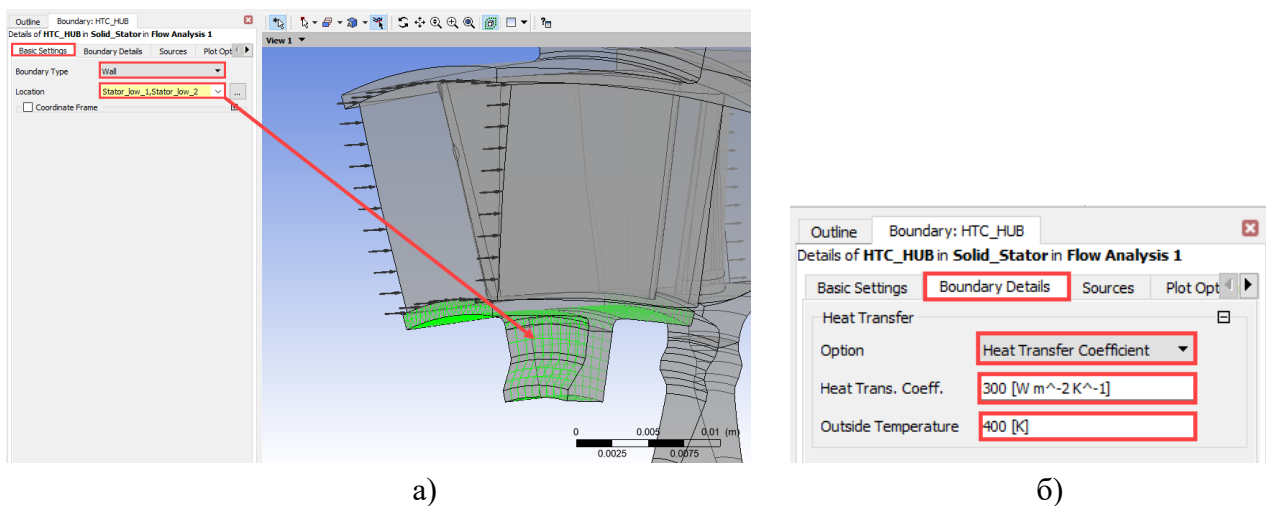
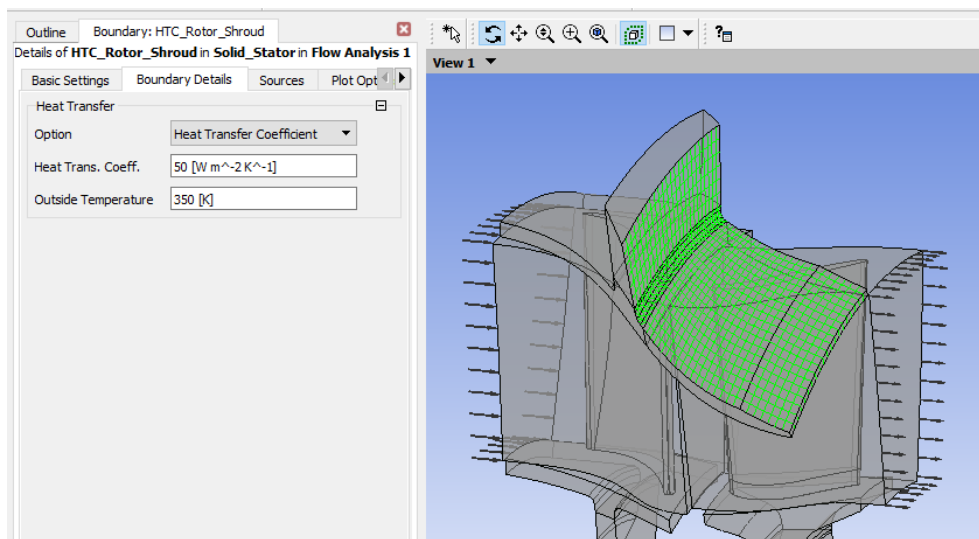
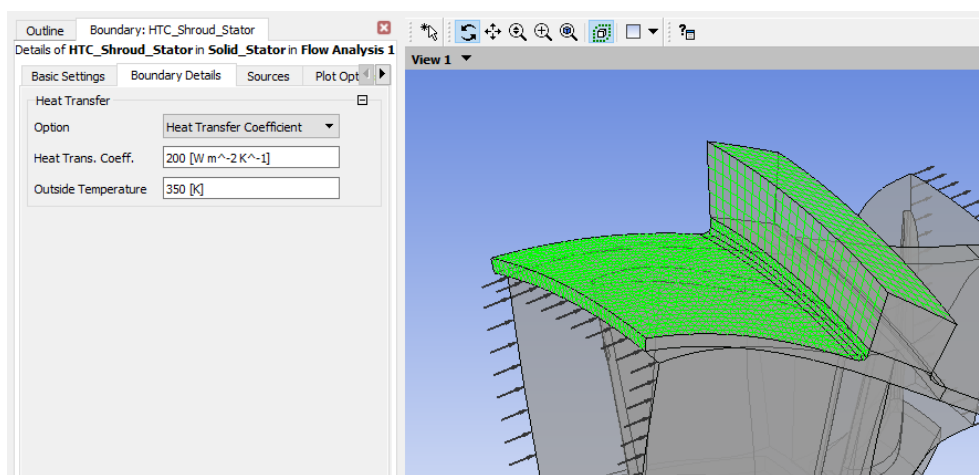


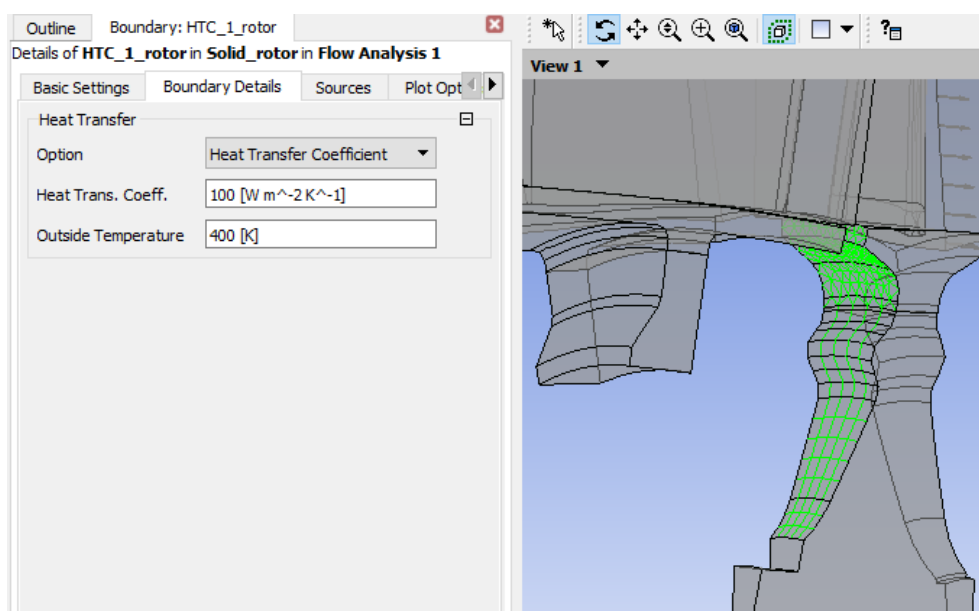
Рисунок 5.14 – Задание коэффициента теплоотдачи на нижней части статора



a)

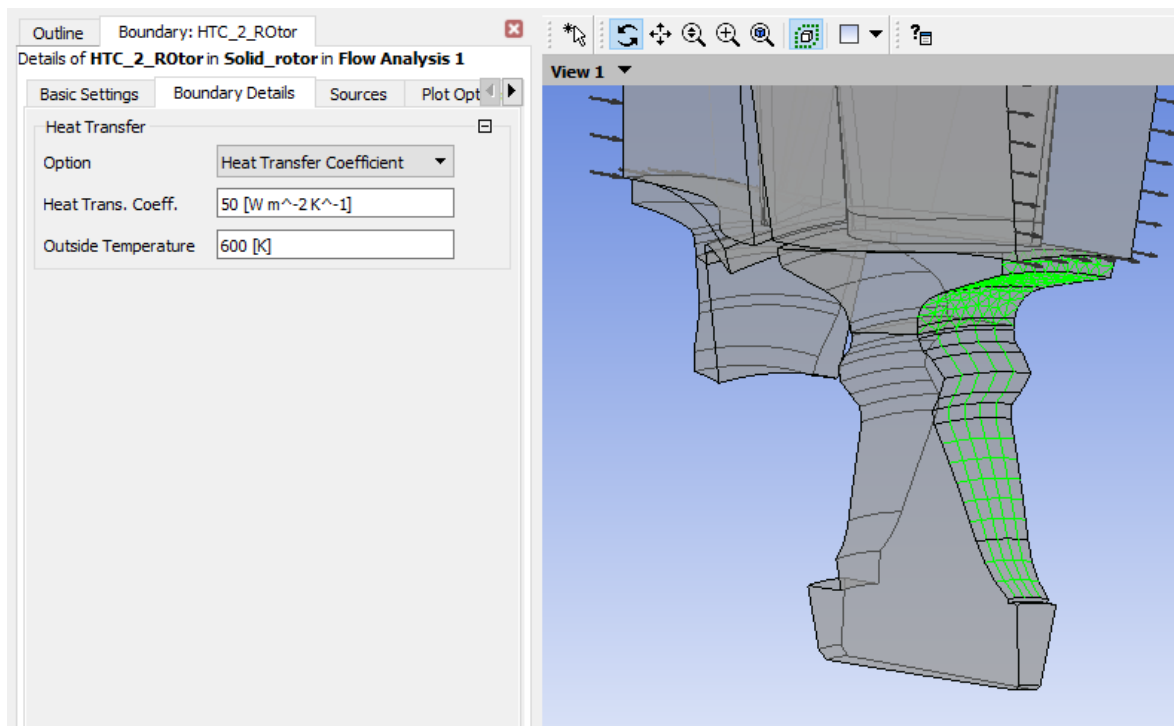


б)

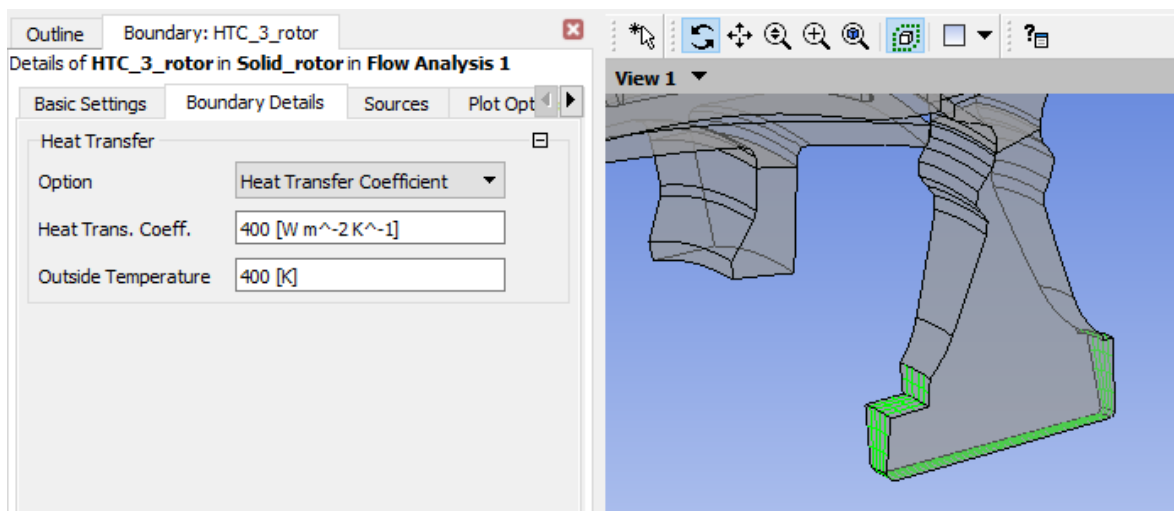


в)

Рисунок 5.15 – Коэффициенты теплоотдачи на стенках твердотельной геометрии (начало рисунка)



г)

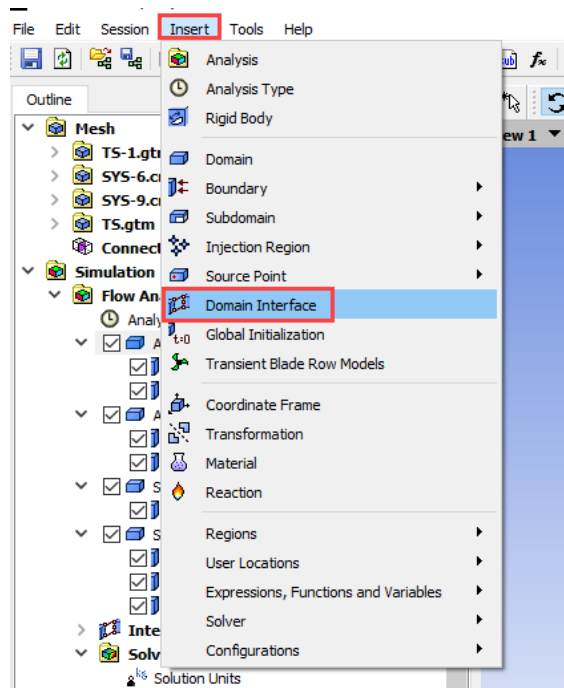


д)

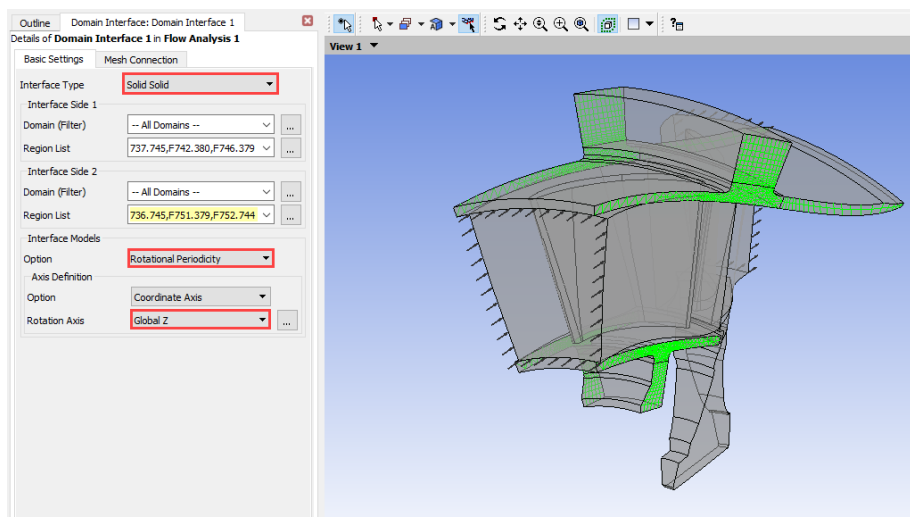
Рисунок 5.15 – Коэффициенты теплоотдачи на стенках твердотельной геометрии (окончание)

5.5 Создание интерфейсов между доменами

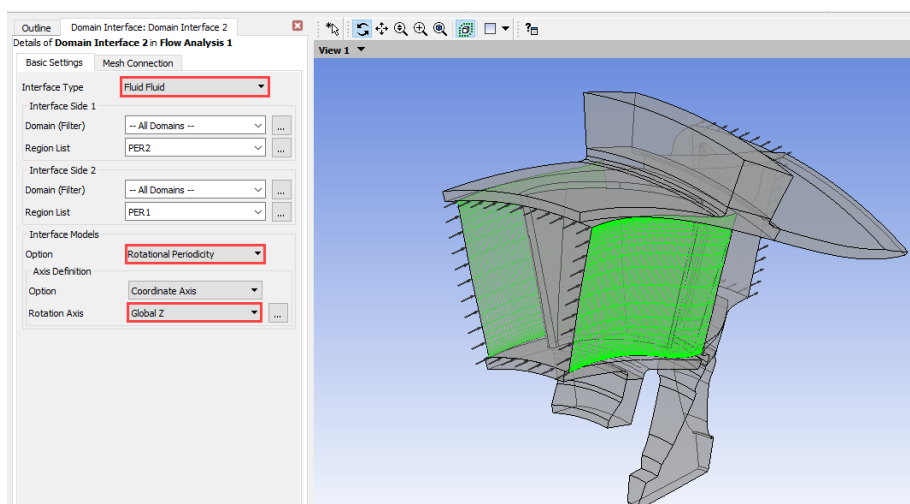
Теперь необходимо добавить интерфейсы, которые служат для передачи данных между областями. На рисунке 5.16 показано создание интерфейса, моделирующего периодичность сектора. Лучше всего изменять название домена, чтобы потом его проще было найти. В настройках указывается между какими типами доменов создается интерфейс: *Solid Solid* – для твердотельной геометрии СА и РК (рисунок 5.16 б); *Fluid Fluid* – для межлопаточных (рисунок 5.16 в). Далее выбираются домены и принадлежащие к ним грани, на которые будет накладываться условие периодичности. Выбирается опция *Rotational Periodicity* и ось вращения.



a)



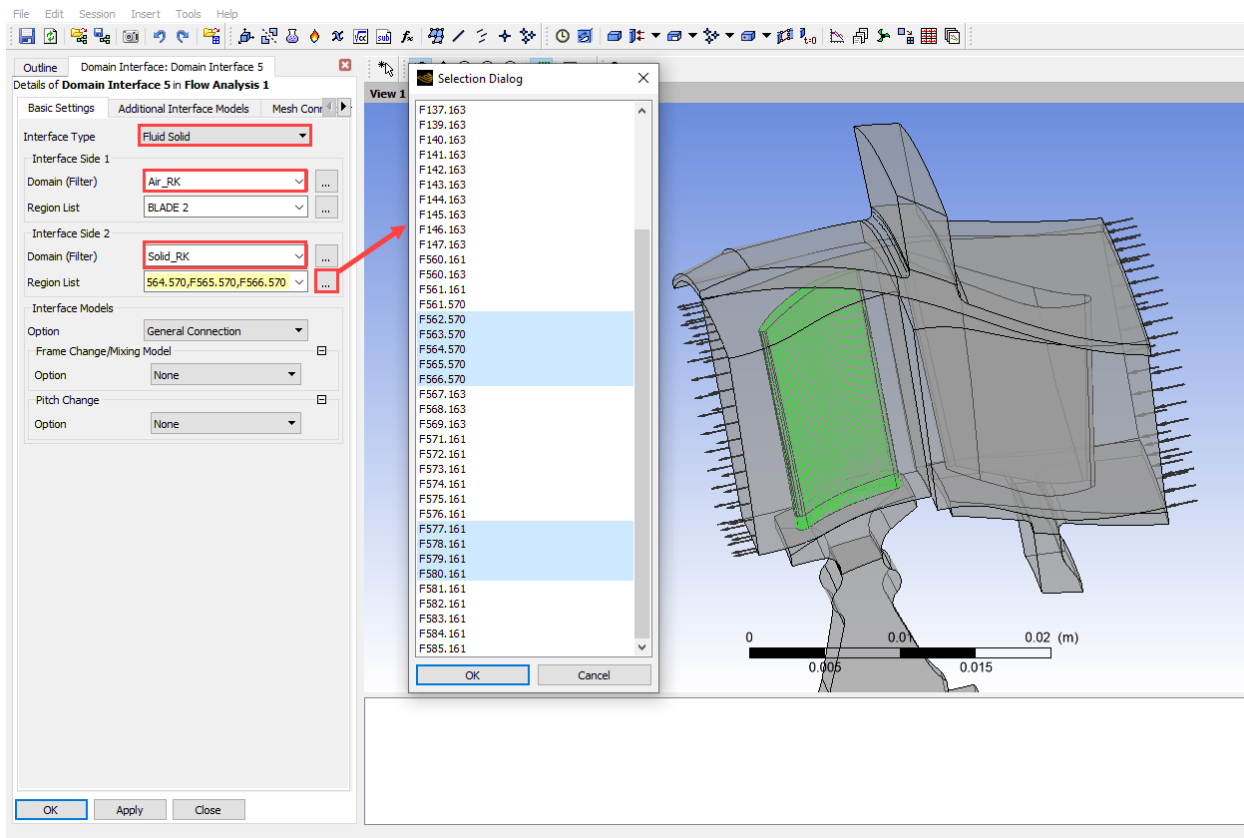
б)



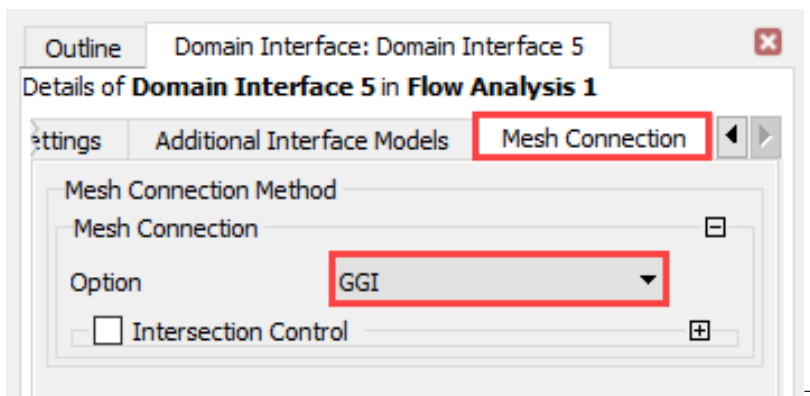
в)

Рисунок 5.16 – Создание интерфейсов, моделирующих периодичность секторов

Для проведения сопряжённого теплового анализа необходимо создать интерфейсы между газом и твёрдым телом, передающие тепловую нагрузку (рисунок 5.17). Эти интерфейсы нужно создать для каждой пары граней (рисунок 5.18).

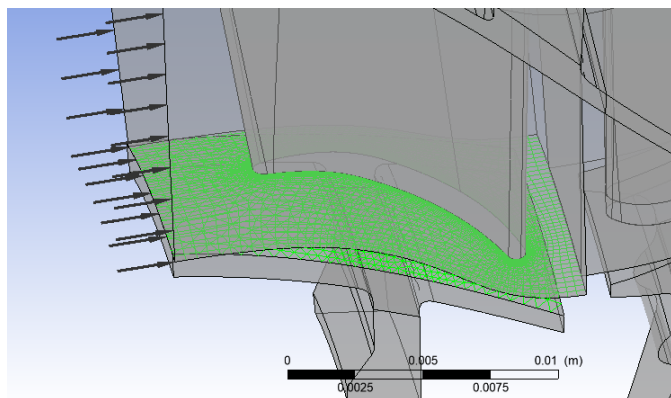


а)

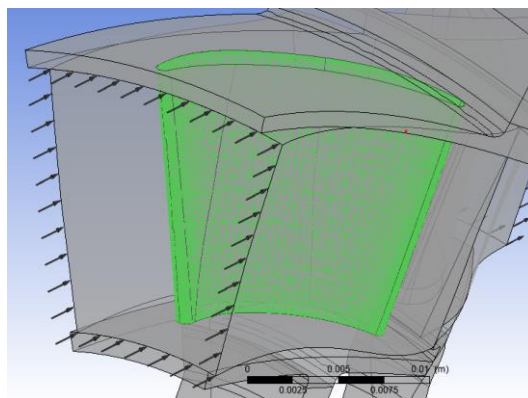


б)

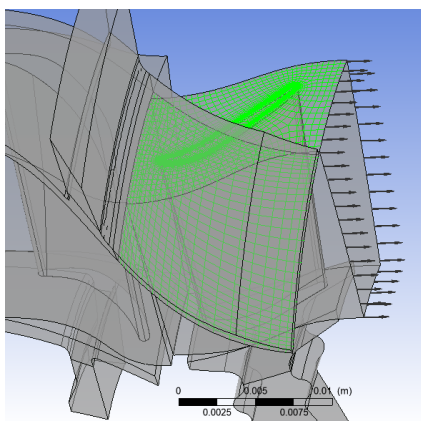
Рисунок 5.17 – Создание интерфейса между газом и твердым телом



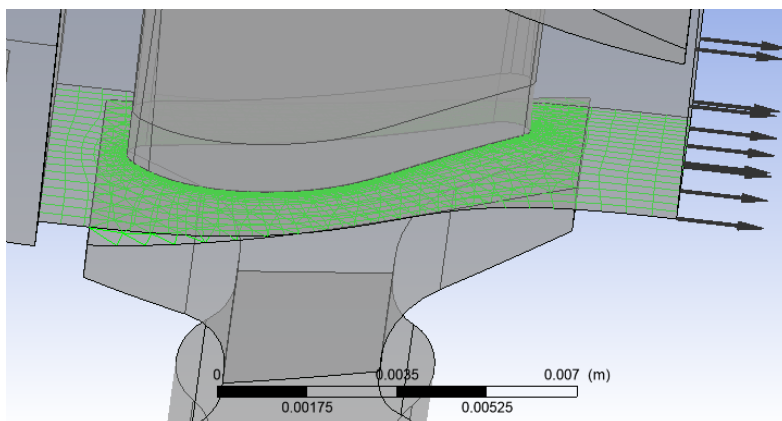
а)



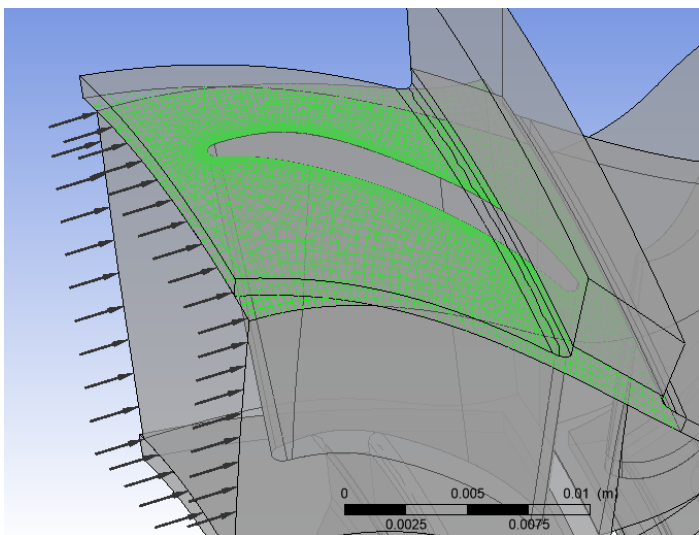
б)



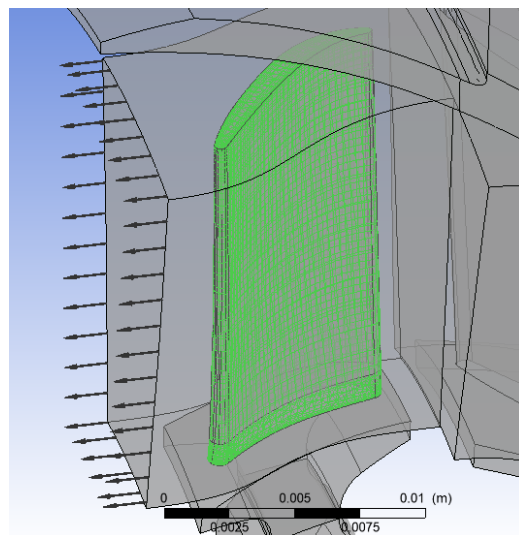
в)



г)



д)



е)

Рисунок 5.18 – Пары граней интерфейсов между газом и твердым телом

Для пары граней взаимодействия между периферией межлопаточного канала и твердотельной геометрией полки над РК создается такой же интерфейс, но так как для межлопаточного канала задано вращение, то необходимо включение дополнительной опции: *Frozen Rotor* (рисунок 5.19).

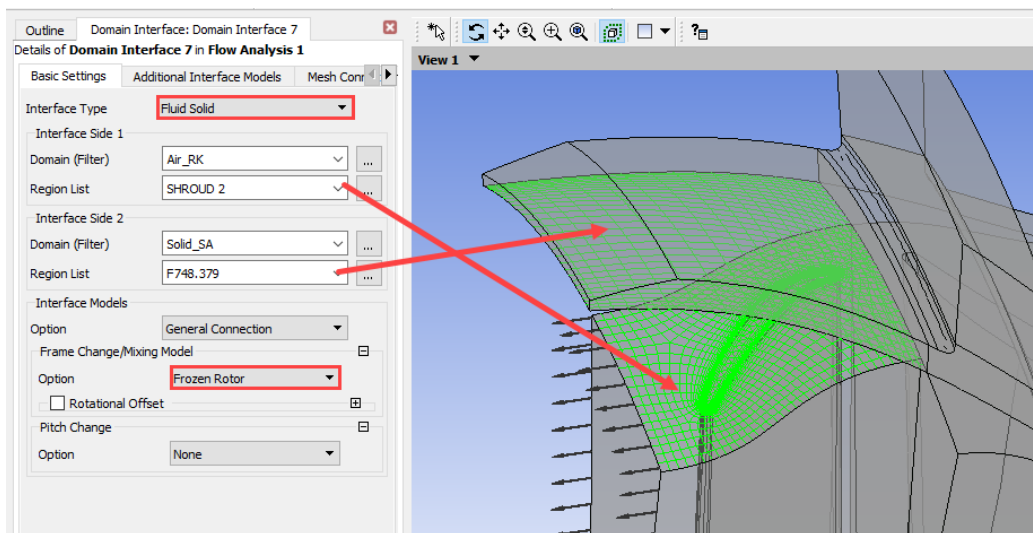


Рисунок 5.19 – Включение опции *Frozen Rotor*

Поскольку данная модель для построения структурированной сетки была предварительно разделена на части, то необходимо описать взаимодействие прилегающих друг к другу частей. В случае, когда создаётся домен, состоящий из нескольких тел (домены *Solid_RK*, *Solid_SA*), то в этом случае интерфейсы, описывающие взаимодействие тел внутри домена, создавать нет необходимости. В случае, когда происходит взаимодействие двух отдельных доменов, то создание *Solid Solid* интерфейсов происходит автоматически.

Также необходимо создать интерфейс передачи данных из невращающегося межлопаточного канала СА во вращающийся межлопаточный канал РК. Для этого создается интерфейс типа *Fluid Fluid – Stage (Mixing Plane)* и вводится параметр *Pitch Ratio*, обозначающий соотношение углов секторов сопряженных доменов (рисунок 5.20). В лопаточных машинах обычно угол периодического сектора напрямую связан с числом лопаток – 15/23 (лопаток СА – 15; лопаток РК – 23). При использовании интерфейса *Stage* данные из предыдущего блока осредняются в окружном направлении и передаются в следующий блок в качестве граничного условия [9].

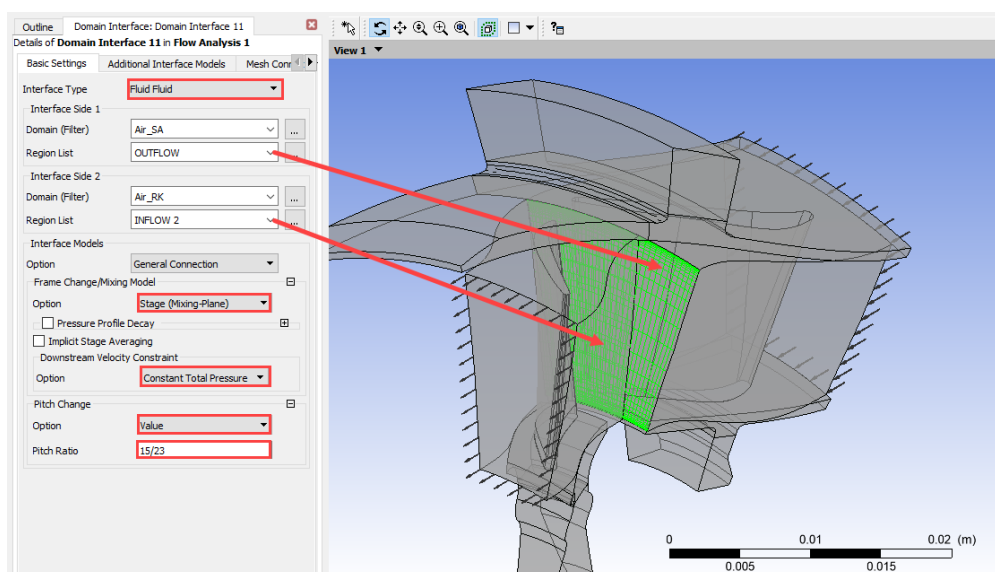


Рисунок 5.20 – Интерфейс между межлопаточными каналами СА и РК

5.6 Настройка решателя

Настройка осуществляется в дереве проекта во вкладке *Solver – Solver Control*. Здесь указываются схема решения (*Advection Scheme – High Resolution*), порядок точности решения турбулентности (*Turbulence Numerics – High Resolution*), критерии остановки расчета (максимальное количество итераций, требуемый уровень невязок), а также вводятся настройки масштаба времени моделирования (*Timescale Control*). В основном используются два варианта задания временного шага: автоматический (*Auto Timescale Control*) и фактический (*Physical Timescale Control*). При автоматическом режиме решатель сам определяет масштаб временного шага, а пользователь может лишь менять множители (*Timescale Factor*) коэффициента временного шага. При фактическом режиме пользователь непосредственно указывает протяженность процесса во времени в секундах. При первых расчетах газодинамической модели необходимо использовать пониженные значения временного шага, чтобы избежать расхождения решения [7]. В процессе расчета можно изменять введенные параметры, по анализу графиков невязок и устанавливать более оптимальные значения для уменьшения времени расчета. Величину Timescale фактора рекомендуется сначала устанавливать заниженной = 1, а далее при установлении невязок постепенно повышать вплоть до 10. На рисунке 5.21 показаны настройки решателя рекомендуемые для проведения данного расчета.

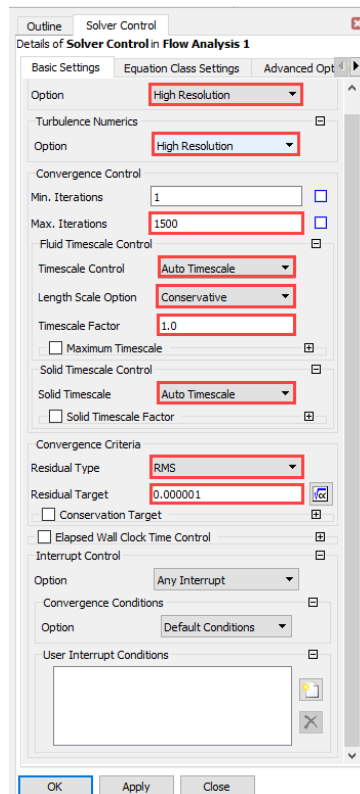


Рисунок 5.21 – Настройки решателя

При моделировании турбулентных течений в каналах сложной формы, к которым относятся турбомшины, стандартный критерий схождения решения – значение невязок, зачастую недостаточен. Оценку схождения решения удобно производить по графику

изменения интегральных параметров потока во время расчета. Если решение установилось, то значение интегрального параметра потока меняться не будет, или будет меняться со строгой цикличностью. Для модели рабочего процесса такими параметрами удобно принять значение степени понижения давления в турбине, давление или температуру в интересующих сечениях [18]. Для того чтобы в процессе решения была возможность отслеживать изменения интересующих параметров необходимо в меню выражений (*Expressions*) создать переменные позволяющие рассчитывать интересующие нас параметры (табл. 5.1; рисунок 5.22).

Таблица 5.1 – **Выражения для интегральных параметров потока**

Название выражения	Описание выражения (в одну строку)
<i>Pit</i> – степень понижения давления	<i>massFlowAve(Total Pressure in Stn Frame) @Inlet/massFlowAve(Total Pressure in Stn Frame)@Outlet</i>
<i>Tout</i> – температура на выходе из турбины	<i>areaAve(Total Temperature)@Outlet</i>

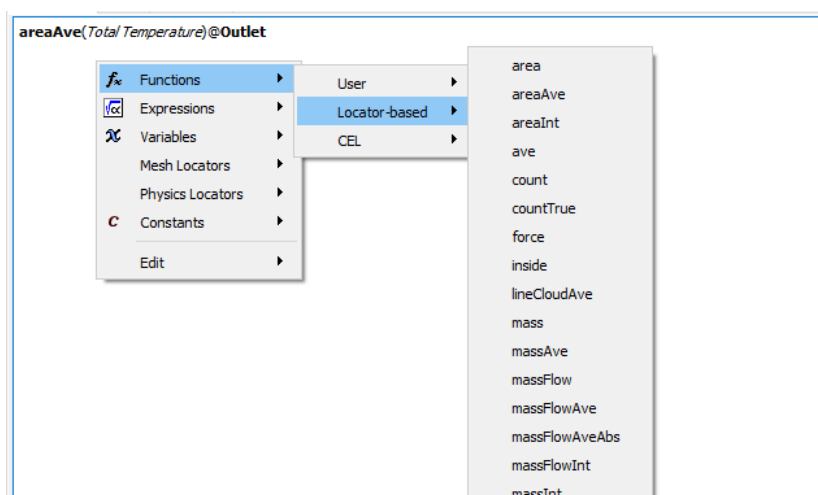


Рисунок 5.22 – Добавление функций в окне Definition

Выражение, записываемое в *Definition*, должно иметь следующую структуру на языке *CEL (CFX Expression Language)*. В общем случае оно состоит из 3-х частей: сначала указывается как измеряется параметр, метод определения параметра: как среднее по расходу – *massFlowAve* или как среднее по площади – *areaAve*. Затем в скобках указывается измеряемый параметр: *Total Pressure in Stn Frame* – полное давление в неподвижной системе координат; *Total Temperature* – полная температура. В конце после @ указывается сечение или имеющаяся поверхность, на которой будет измеряться выбранный параметр (место определения параметра). Для упрощения ввода используется быстрое меню, которое можно активировать, нажав ПКМ в области окна *Definition* (рисунок 5.23).

Далее необходимо создать график (монитор), который будет отображать изменение интегральных параметров в процессе расчета. Необходимо перейти во вкладку *Solver – Output Control*. Далее необходимо перейти во вкладку *Monitor* и поставить галочку напротив *Monitor Objects*. Затем необходимо создать новые переменные для отображения. Создаем переменную (название переменной не должно полностью совпадать с названием соответствующего выражения), выбираем в *Option – Expression* и вводим имя соответствующего ему выражения (рисунок 5.24).

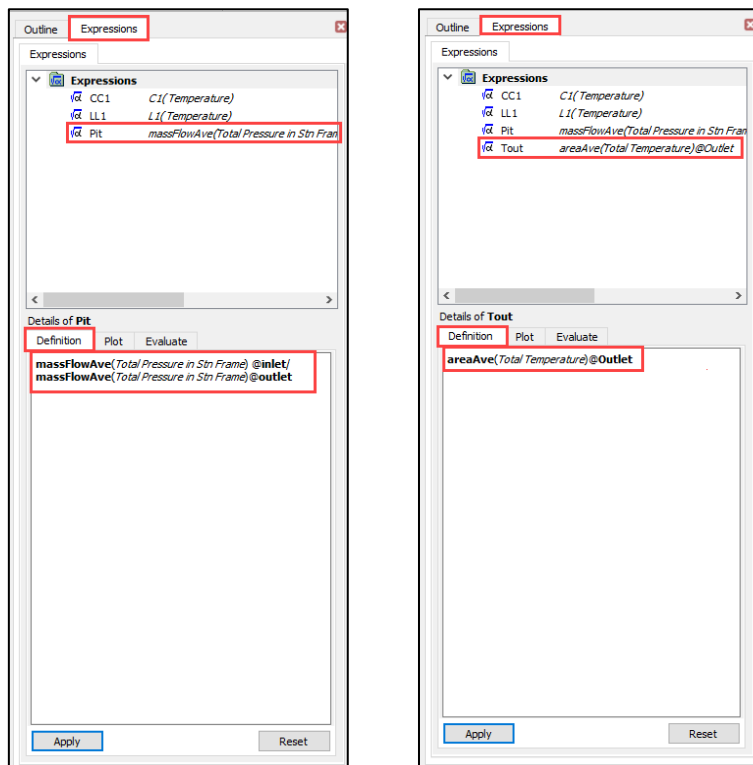


Рисунок 5.23 – Выражение для интегрального параметра – степени понижения давления в турбине

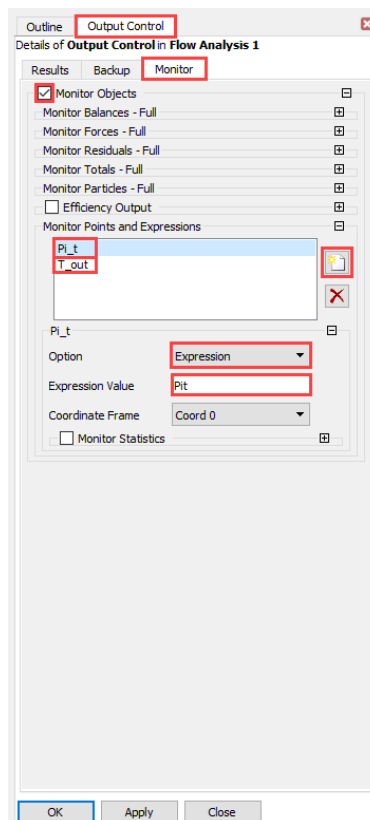


Рисунок 5.24 – Создание монитора для отображения интегральных параметров

На этом заканчивается настройка газодинамического расчета. Модель сохраняется и окно *CFX-Pre* закрывается.

5.7 Проведение расчета

Чтобы запустить расчет необходимо в дереве проекта *ANSYS Workbench* в модуле *Fluid Flow (CFX)* запустить *Solution*. После запуска появится окно *CFX-Solver Manager*, в котором выбирается режим распараллеливания: *MSI Local Parallel* и указывается число доступных для работы ядер процессора (рисунок 5.25,а). В окне *Initial Values* выбирается параметр инициализации (*Initialization Option*). По умолчанию установлен запуск, используя результаты предыдущих расчетов, если это возможно – *Current Solution Data (if possible)* (рисунок 5.25,б).

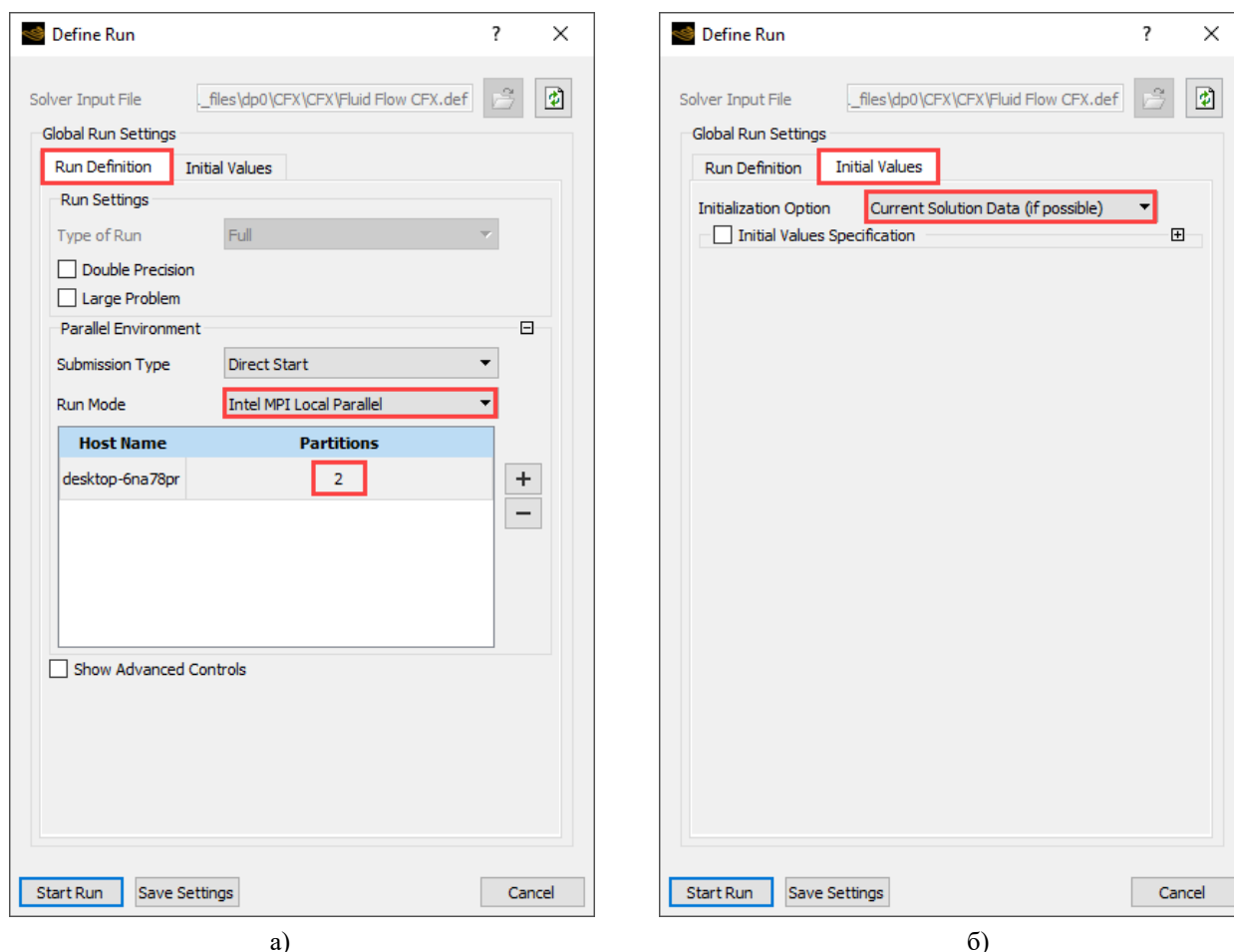


Рисунок 5.25 – Настройке в окне *CFX-Solver Manager*

Запуск решения осуществляется нажатием кнопки *Start Run*. Начнётся процесс решения. Ход процесса решения будет отражаться в окне решателя в виде графика «невязок» и информационных сообщений.

После запуска решателя в процессе расчета автоматически будут отображаться пользовательские переменные в окне *User Points*. Однако в данном окне отображаются сразу все интегральные переменные, выбранные для отслеживания, поэтому нужно создать отдельные вкладки для разных выражений. Нажав ПКМ в области монитора *User Points* открывается *Monitor Properties*, в котором указывается параметр, который будет отслеживаться данным монитором (рисунок 5.26). На рисунке 5.27 показан процесс создания нового монитора.

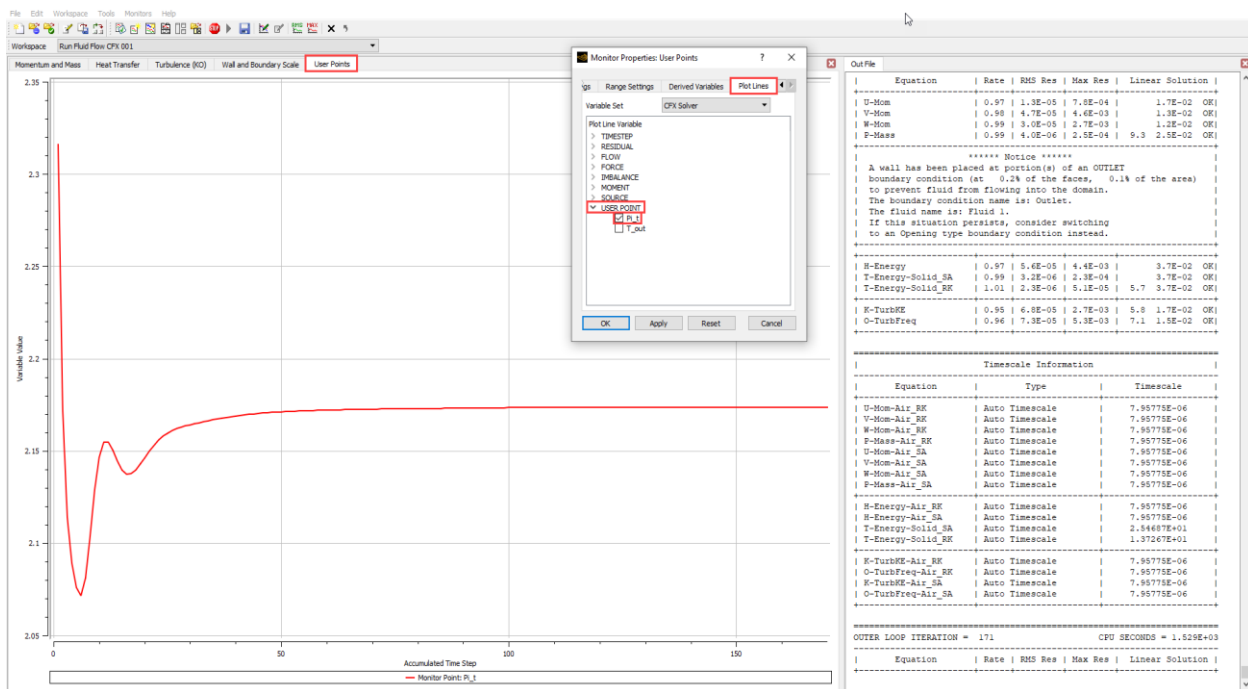


Рисунок 5.26 – Выбор параметра для отслеживания монитором *User Points*

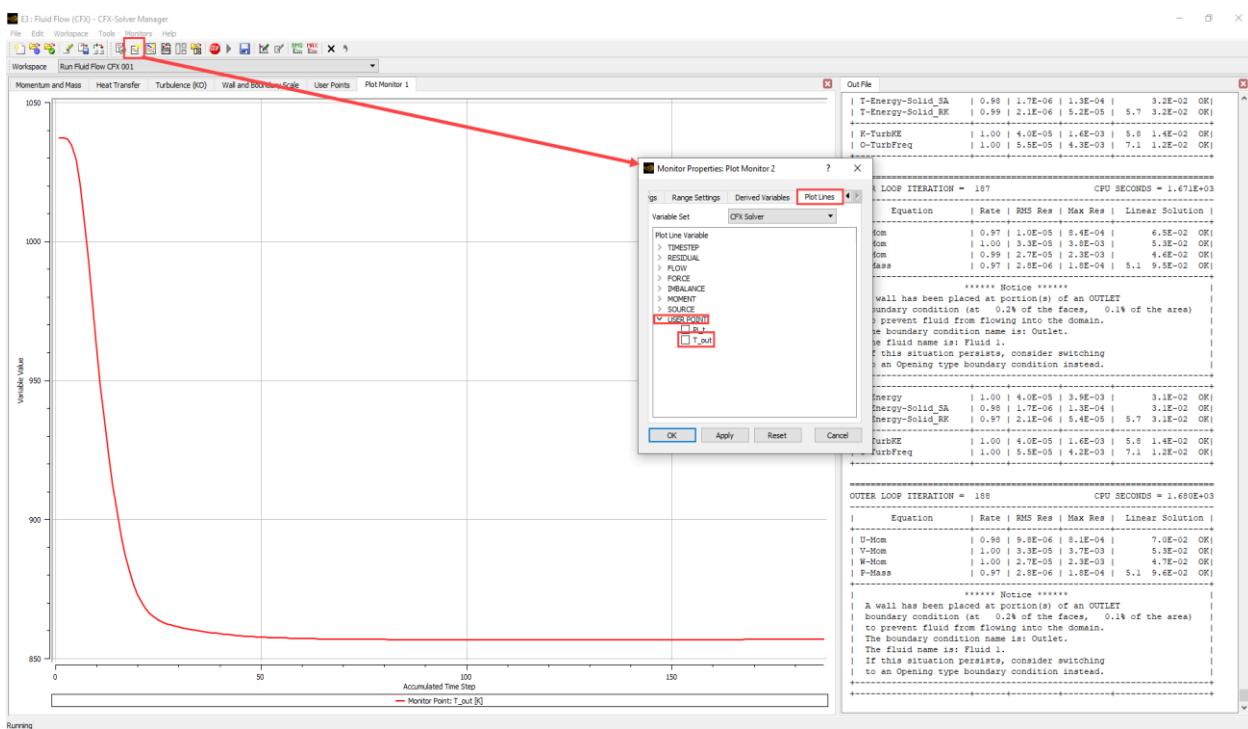


Рисунок 5.27 – Создание нового монитора *Plot Monitor*

Для удобного отображения параметров следует вручную задать масштаб и диапазон значений по оси ординат (рисунок 5.28) и по оси абсцисс (рисунок 5.29) для установившегося режима. Для оси ординат указываются нижний (*Lower Bound*) и верхний (*Upper Bound*) пределы. Для оси абсцисс по умолчанию установлено *Display All* – показывать все. Можно установить свой диапазон последних значений *Most Recent* и указать количество последних шагов для отображения.

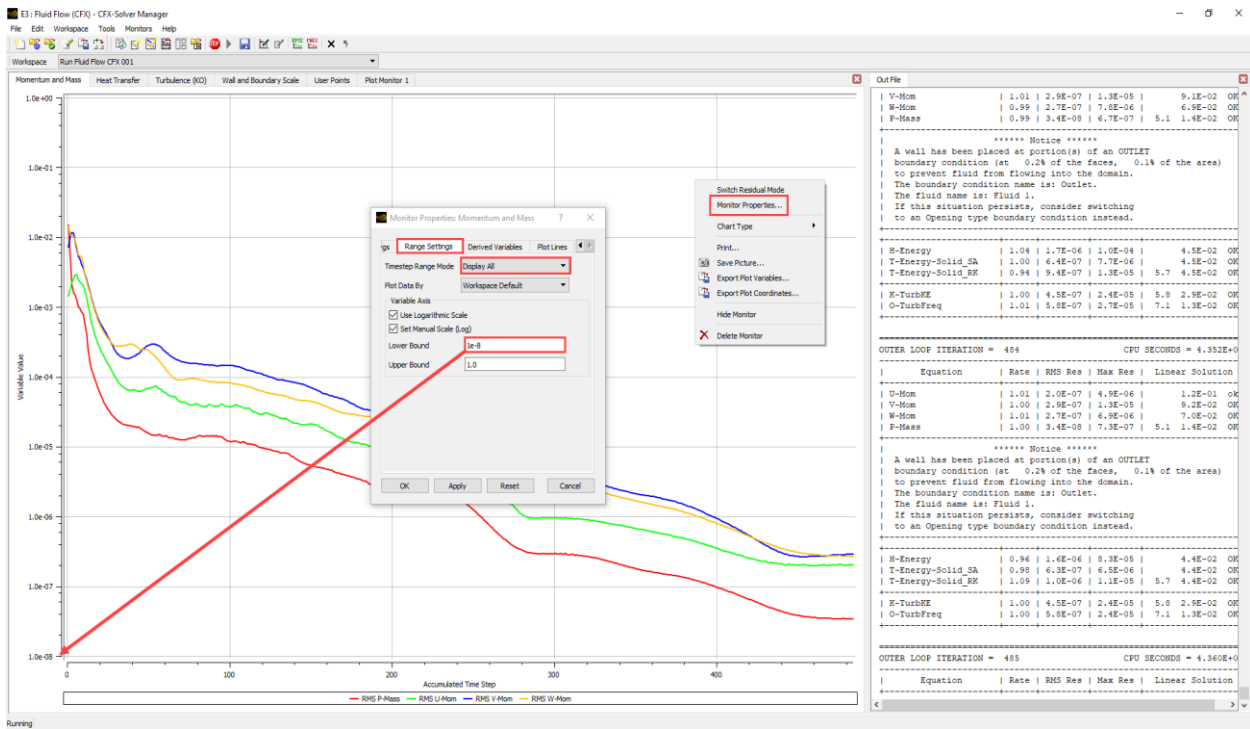


Рисунок 5.28 – Увеличение диапазона отображаемых значений невязок по оси ординат

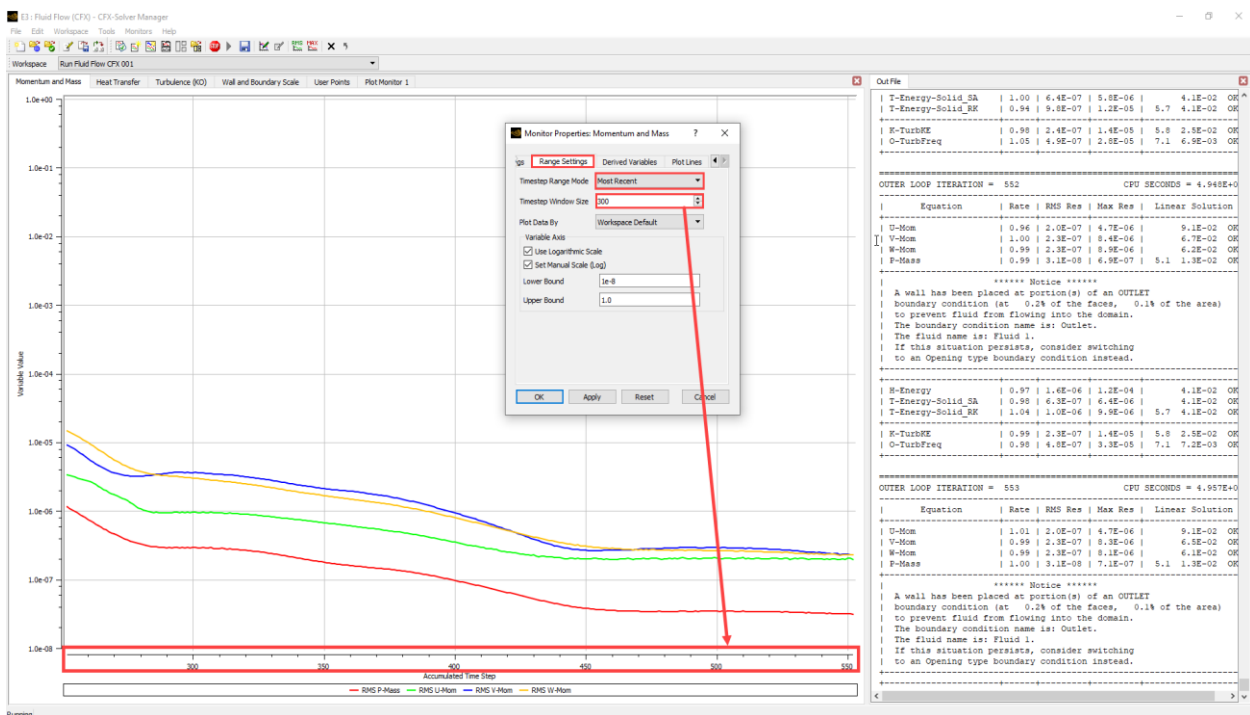


Рисунок 5.29 – Изменение диапазона отображаемых значений невязок по оси абсцисс

После того, как невязки будут стабилизироваться, следует повысить значение *Timescale Factor*. Это можно осуществить при помощи команды *Dynamically edit setting of the run in progress* (рисунок 5.30). При закрытии меню необходимо сохранить изменения, чтобы они вступили в силу. Повышать значение временного шага рекомендуется не больше чем в 10 раз за одну операцию. Повышение временного шага приводит к снижению времени вычисления, но на начальных этапах может привести к развалу решения.

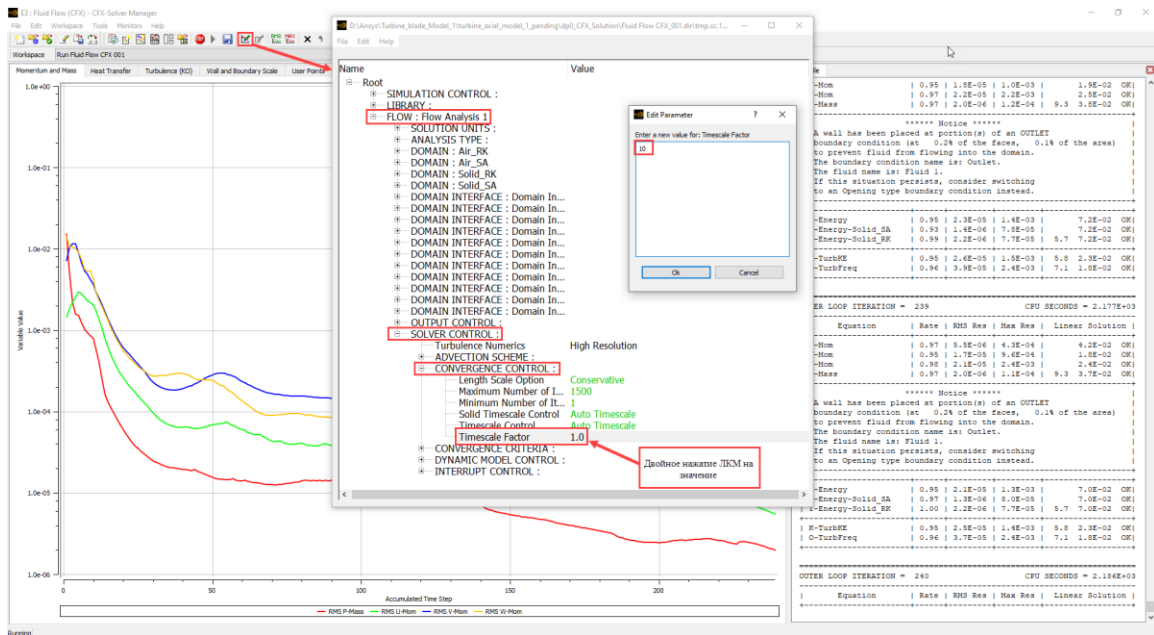


Рисунок 5.30 – Увеличение значения *Timescale Factor*

Завершение расчёта происходит автоматически при достижении уровня указанных невязок, либо установленного максимального числа итераций. Для принудительной остановки расчёта можно воспользоваться иконкой *Stop* (рисунок 4.31) При завершении расчёта создаётся файл результатов *.res.



Рисунок 5.31 – Принудительная остановка расчёта

5.8 Возможные ошибки при расчетах в CFX

Далеко не всегда расчёт запускается и выполняется успешно с первого раза. В случае возникновения проблем все сообщения об ошибках или предупреждения о потенциальных проблемах решатель выводит в текстовое окно сообщений и лог-файл расчёта. Пример стандартного текста сообщения представлен на рисунке 5.32.

На начальных этапах расчёта задачи, особенно без инициализации с предыдущего расчёта, в лог-файле выводятся сообщения, представленные на рисунке 5.33. Эти сообщения указывают на то, что на части выходного граничного условия *Outlet* было обнаружено обратное втекание потока, которое было предотвращено установкой фиктивных «стенок» на пути потока. Иными словами, это значит, что решатель на данном этапе решения закрывает часть границ, но обычно в ходе решения поток выстраивается правильно, возвратные зоны исчезают и в конце расчёта, когда по интегральным параметрам задачу можно считать решенной, присутствуют только малые закрытые области или их нет совсем.

```

=====
OUTER LOOP ITERATION = 276                      CPU SECONDS = 5.070E+04
-----
|      Equation      | Rate | RMS Res | Max Res | Linear Solution |
|-----|-----|-----|-----|-----|
| U-Mom              | 1.01 | 2.7E-06 | 8.4E-04 | 1.8E-01 ok|
| V-Mom              | 1.02 | 1.8E-06 | 4.0E-04 | 1.6E-01 ok|
| W-Mom              | 1.02 | 2.8E-06 | 3.3E-04 | 1.5E-01 ok|
| P-Mass              | 0.89 | 1.9E-07 | 6.0E-05 | 4.9 8.4E-02 OK|
|-----|-----|-----|-----|-----|
| H-Energy           | 0.83 | 5.5E-05 | 4.9E-03 | 1.3E-02 OK|
| T-Energy           | 0.88 | 3.3E-06 | 1.4E-04 | 5.7 1.3E-02 OK|
|-----|-----|-----|-----|-----|
| K-TurbKE           | 0.94 | 2.6E-06 | 5.8E-04 | 5.7 5.6E-02 OK|
| O-TurbFreq         | 0.88 | 2.3E-05 | 7.3E-03 | 11.9 1.3E-02 OK|
|-----|-----|-----|-----|-----|
| H-Mass Fraction    | 0.97 | 9.6E-05 | 1.8E-02 | 5.7 2.5E-03 OK|
| HO2-Mass Fraction  | 2.29 | 1.1E-03 | 6.0E-01 | 5.7 6.4E-04 OK|
| OH-Mass Fraction   | 0.99 | 2.2E-04 | 1.1E-01 | 5.7 5.1E-04 OK|
| H2-Mass Fraction   | 1.03 | 9.0E-05 | 1.7E-02 | 5.7 2.2E-02 OK|
| O2-Mass Fraction   | 0.99 | 1.1E-04 | 4.5E-02 | 5.7 8.5E-03 OK|
| O-Mass Fraction    | 1.00 | 8.2E-05 | 1.7E-02 | 5.7 9.6E-03 OK|
| H2O2-Mass Fraction | 1.05 | 3.1E-03 | 6.1E-01 | 5.7 2.0E-03 OK|
|-----|-----|-----|-----|-----|
| Notice: The maximum Mach number is 4.979E+00.
|-----

```

Рисунок 5.32 – Пример сообщения о большом числе Маха

```

=====
OUTER LOOP ITERATION = 11                      CPU SECONDS = 1.548E+03
-----
|      Equation      | Rate | RMS Res | Max Res | Linear Solution |
|-----|-----|-----|-----|-----|
| U-Mom              | 0.72 | 1.4E-03 | 6.0E-02 | 1.9E-01 ok|
| V-Mom              | 0.86 | 1.3E-02 | 9.6E-01 | 1.4E-02 OK|
| W-Mom              | 0.80 | 1.2E-03 | 4.2E-02 | 2.2E-01 ok|
| P-Mass              | 0.66 | 5.7E-04 | 2.0E-02 | 4.9 7.8E-02 OK|
|-----|-----|-----|-----|-----|
| ***** Notice *****
| A wall has been placed at portion(s) of an OUTLET
| boundary condition (at 1.5% of the faces, 1.1% of the area)
| to prevent fluid from flowing into the domain.
| The boundary condition name is: outlet.
| The fluid name is: mix.
| If this situation persists, consider switching
| to an Opening type boundary condition instead.
|-----|-----|-----|-----|-----|
| H-Energy           | 1.02 | 5.9E-03 | 2.5E-01 | 5.7 5.9E-02 OK|
|-----|-----|-----|-----|-----|
| K-TurbKE           | 1.10 | 3.0E-03 | 4.8E-01 | 5.8 1.5E-02 OK|
| O-TurbFreq         | 1.01 | 2.9E-03 | 1.7E-01 | 11.9 2.0E-03 OK|
|-----|-----|-----|-----|-----|
| H-Mass Fraction    | 1.09 | 3.9E-03 | 1.8E-01 | 5.7 2.2E-04 OK|
| HO2-Mass Fraction  | 0.90 | 4.1E-03 | 1.7E-01 | 5.7 3.3E-05 OK|
| OH-Mass Fraction   | 0.93 | 2.8E-03 | 1.3E-01 | 5.7 3.4E-04 OK|
| H2-Mass Fraction   | 1.07 | 5.6E-03 | 2.3E-01 | 5.7 7.6E-02 OK|
| O2-Mass Fraction   | 0.92 | 3.1E-03 | 1.9E-01 | 5.7 5.7E-02 OK|
| O-Mass Fraction    | 0.71 | 2.0E-03 | 1.8E-01 | 5.7 2.9E-02 OK|
| H2O2-Mass Fraction | 0.36 | 3.4E-03 | 8.7E-01 | 5.7 1.6E-03 OK|
|-----|-----|-----|-----|-----|

```

Рисунок 5.33 – Пример возможного сообщения об ошибке

При использовании типа граничного условия *Opening* таких сообщений не будет, поскольку это условие позволяет обратное втекание в явном виде.

Иногда решатель не запускается. Причиной этому могут быть ошибки в модели, неправильная работа алгоритмов или даже проблемы операционной системы (неправильная размерность константы реакции, лицензионные ошибки, ограничение доступа к диску и т.п.). Все сообщения об ошибках выводятся в окно решателя. Наиболее часто встречающейся ошибкой при решении задач в параллельном режиме является неправильное выделение памяти. Решатель при этом выдаёт сообщение о том, какого количества памяти не хватило для работы алгоритма. Выделение памяти можно пропорционально увеличить, используя повышающий коэффициент *Memory Alloc(ate) Factor*: 1.2, 1.5, 2 и т.д.

Иногда задача запускается (начинаются итерации), но затем задача завершается некорректно («разваливается»). Это происходит из-за слишком больших градиентов параметров на начальном этапе счёта. Причиной этого могут быть как ошибки в создании модели (сетка с плохим качеством, неправильно введенные числовые параметры), так и слишком высокая скорость решения задач с большими перепадами параметров.

В случае, если модель не содержит ошибок и не может математически решиться, можно снизить скорость решения, поставив на начальном этапе решения параметр *Timescale Factor* менее 1 (0,1; 0,01; 0,001 и т.д.). По мере стабилизации расчёта данный параметр можно ступенчато возвращать к первоначальному значению.

Для скорейшего достижения правильного решения рекомендуется придерживаться следующих правил:

1. Увеличивать сложность задачи постепенно. Так, например, если требуется посчитать задачу с переменной плотностью, зависящей от давления и температуры, то рациональнее выполнять решение в несколько этапов. Сначала посчитать задачу с постоянной плотностью 85 без учёта изменения температуры, затем посчитать аналогичную задачу с учётом температуры, затем – с зависимостью плотности только от давления и, наконец, – с зависимостью плотности от давления и температуры. Поэтапное движение позволяет локализовать возможную область возникновения ошибки и сократить общее время решения задачи.

2. При старте усложненной задачи желательно инициализироваться с результатов предыдущей, поскольку старт «с нуля» (с поля параметров, полученного стандартной инициализацией) крайне затруднителен и даже верно поставленная задача может «разваливаться», вводя в заблуждение.

Нельзя продолжать решение задачи на низком *Timescale Factor*, например 0,001, с инициализацией с промежуточного решения, которое было получено на высоком *Timescale Factor*, например 10. Это может привести к развалу задачи. Особенно это актуально при продолжении расчёта, *Timescale Factor* которого изменялся динамически в процессе расчёта в сторону повышения [19].

5.9 Просмотр и оценка результатов газодинамического расчета в CFX

Для просмотра результатов запускается *CFX-Post* двойным щелчком ЛКМ по *Results* модуля *Fluid Flow (CFX)*.

Модуль постпроцессора позволяет отображать результаты в виде контуров, векторов, линий тока и др. на имеющихся геометрических объектах, либо на созданных вспомогательных геометрических объектах.

Для первоначальной и быстрой проверки результатов можно воспользоваться графическим отображением основных параметров: полей распределения давлений и температур по проточной части турбины. На рисунке 5.34 показано поле распределения полного давления по проточной части турбины.

Также можно посмотреть и оценить распределение температур по статору и ротору. Для этого в меню «*Details of Contour*» в строке *Domains* выбирается домен *Solid_SA* или *Solid_RK*. Во вкладке *Locations* – выбираются все поверхности, принадлежащие данному домену (рисунок 5.35)

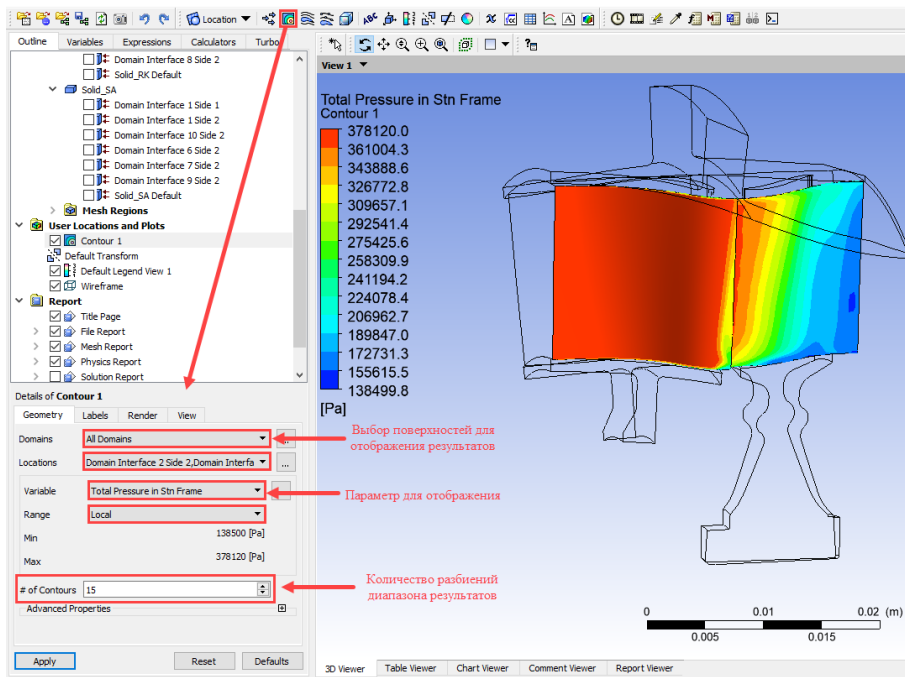
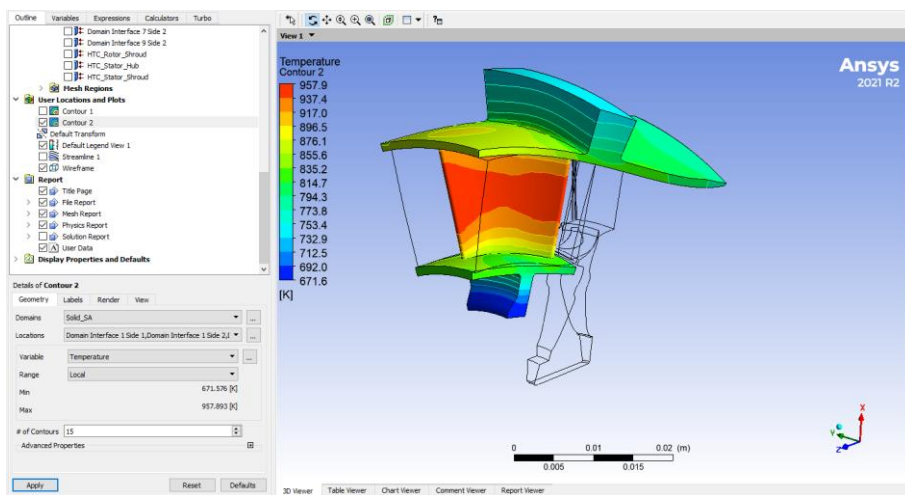
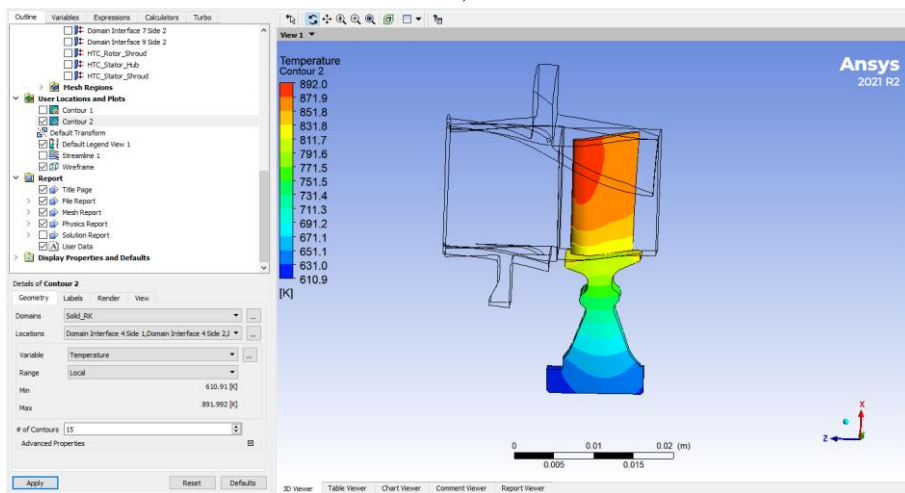


Рисунок 5.34 – Поле распределения полного давления по проточной части



а)



б)

Рисунок 5.35 – Распределение температур:
а) по статору; б) по ротору

Для просмотра течения газа в проточной части межлопаточных каналов можно отобразить линии тока, показывающие линии движения потока в канале и его скорость (рисунок 5.36).

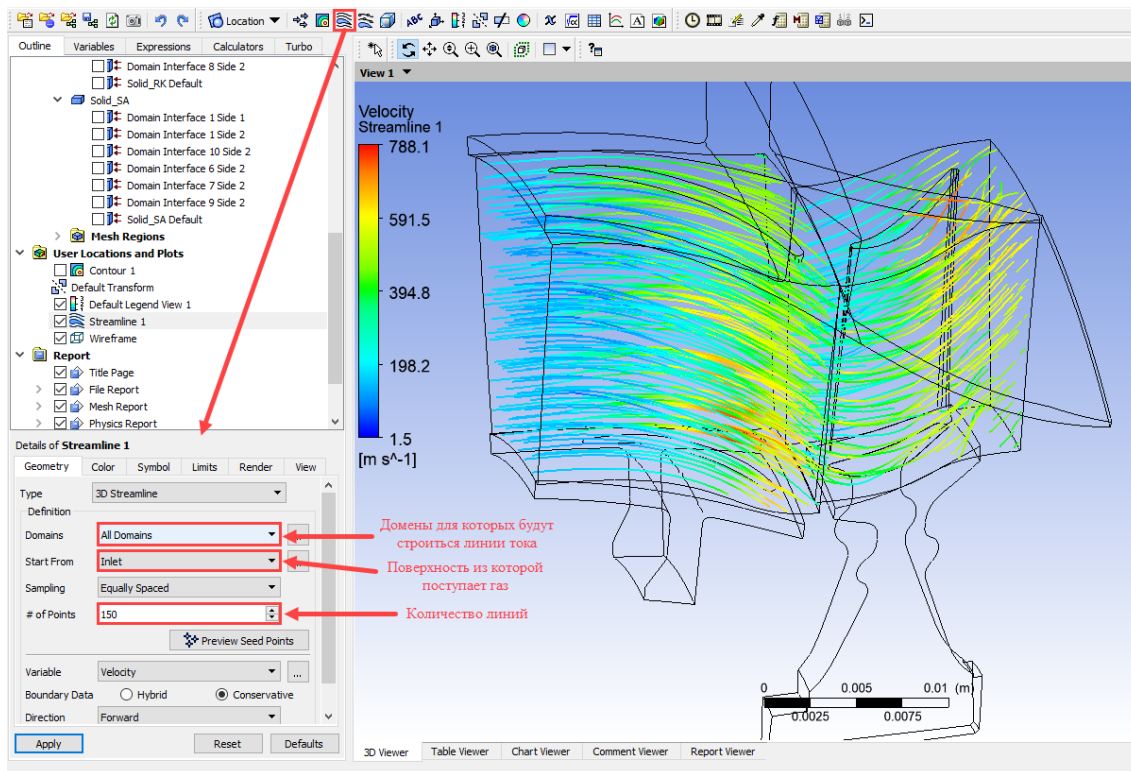


Рисунок 5.36 – Линии тока в турбине

Также можно проводить вычисление интегральных параметров характерных сечений при помощи функции калькулятора (*Calculators*) и создание новых выражений (*Expressions*) (рисунки 5.37 и 5.38).

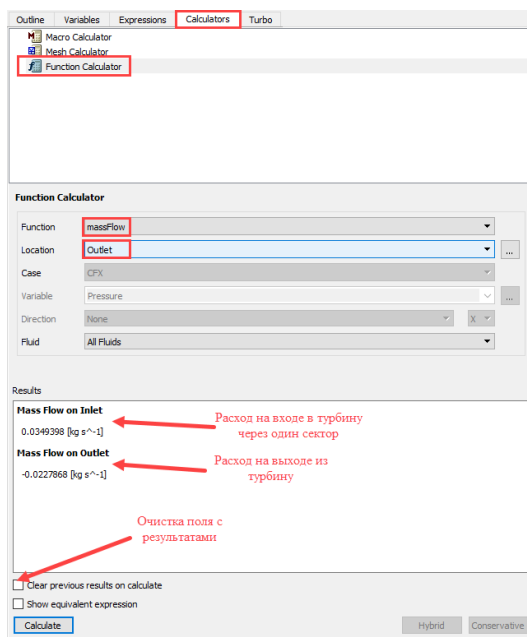


Рисунок 5.37 – Отображение результатов расчета с помощью *Calculators*

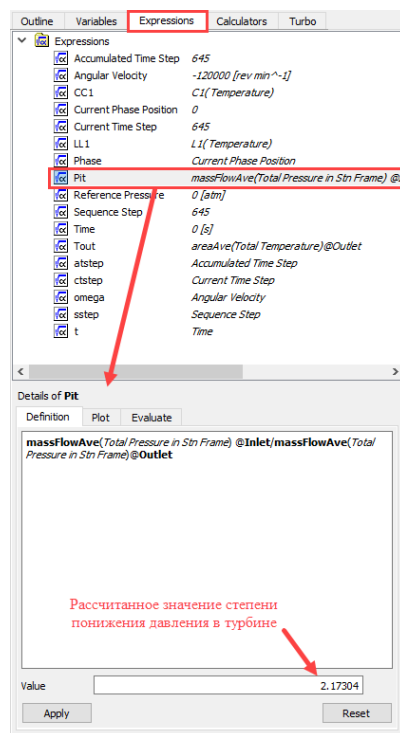


Рисунок 5.38 – Отображение результатов расчета с помощью *Expressions*

На рисунке 5.38 показано отображение расходов через один сектор на входе и на выходе из турбины. Для того чтобы узнать расход через всю турбину, необходимо умножить полученные значения на количество секторов (количество лопаток).

$$G_{\text{вход}} = 0,035 \cdot 15 = 0,525 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$G_{\text{выход}} = -0,023 \cdot 23 = -0,529 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Также можно заметить, что расход на выходе из турбины отрицательный, что говорит о том, что рабочее тело вытекает из турбины.

6. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5. РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА И СТАТОРА ТУРБИНЫ

6.1 Описание модуля *Static-Structural*

Для структурного расчета или расчета напряженно-деформированного состояния ротора и статора турбины используется модуль *Static Structural*. Добавляется 2 модуля, так как в одном будет рассчитываться НДС статора, а следовательно его необходимо соединить с сеточной моделью твердотельной геометрии статора, а в другом – расчет НДС ротора (рисунок 6.1). Еще к данным модулям подключаются результаты газодинамического расчета.

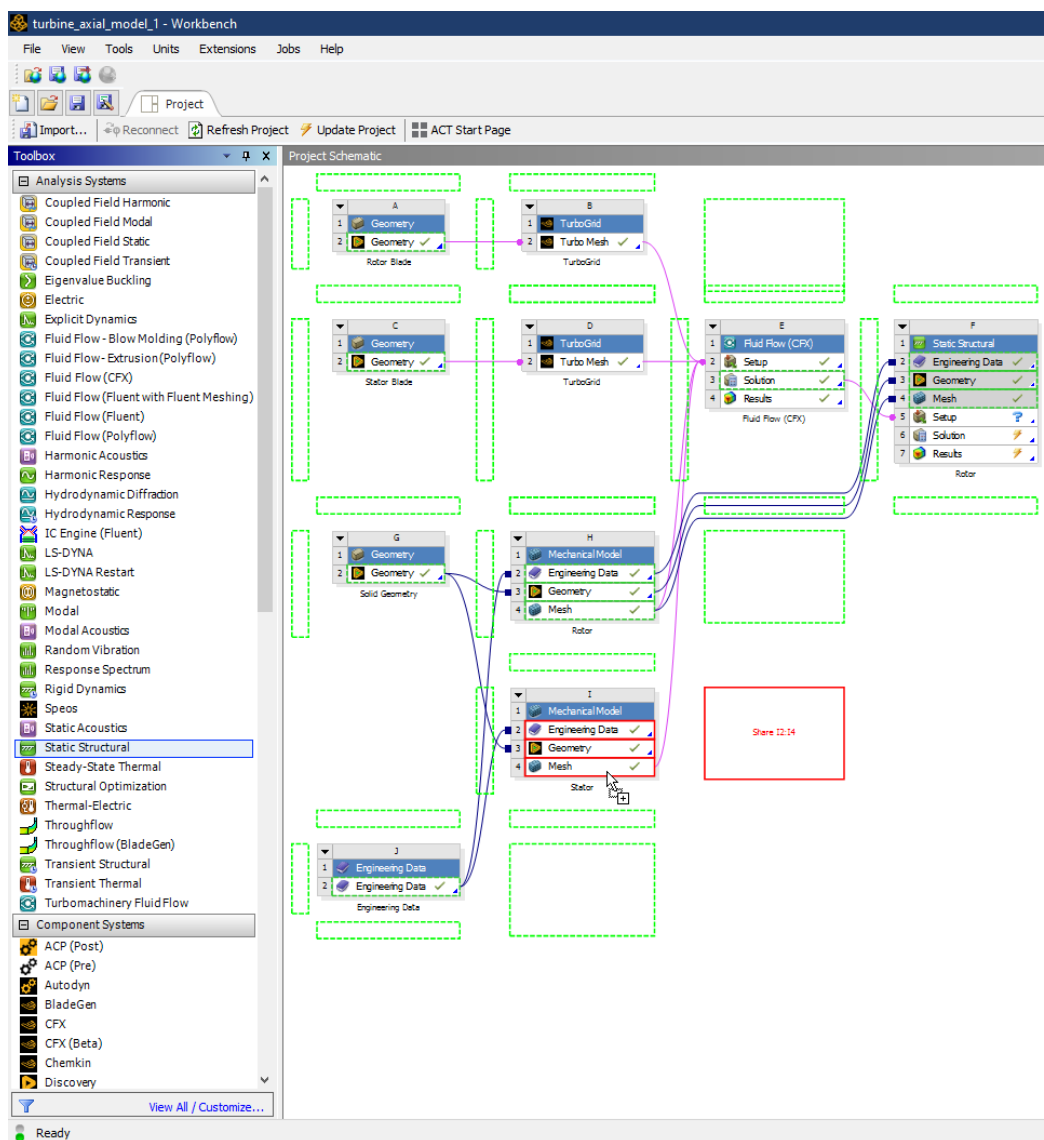


Рисунок 6.1 – Добавление модуля *Static Structural*

Теперь запускаем данный модуль двойным нажатием на *Setup*. Если все сделано правильно, откроется окно *Static Structural*, с подгруженными настройками, которые были заданы в *Mechanical Model*. Необходимо обратить внимание на материал, систему координат, сеточную модель и вкладку импортируемые нагрузки (*Imported Load*), через которую результаты газодинамического расчета будут прикладываться к данной модели, как граничные условия (рисунок 6.2).

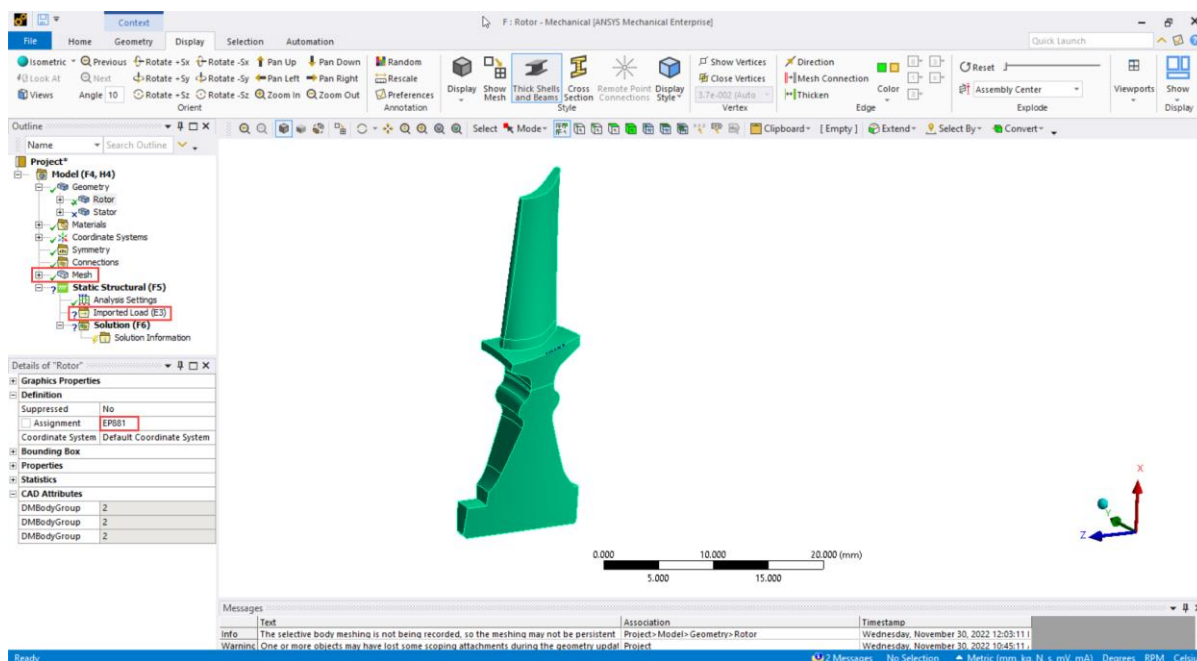


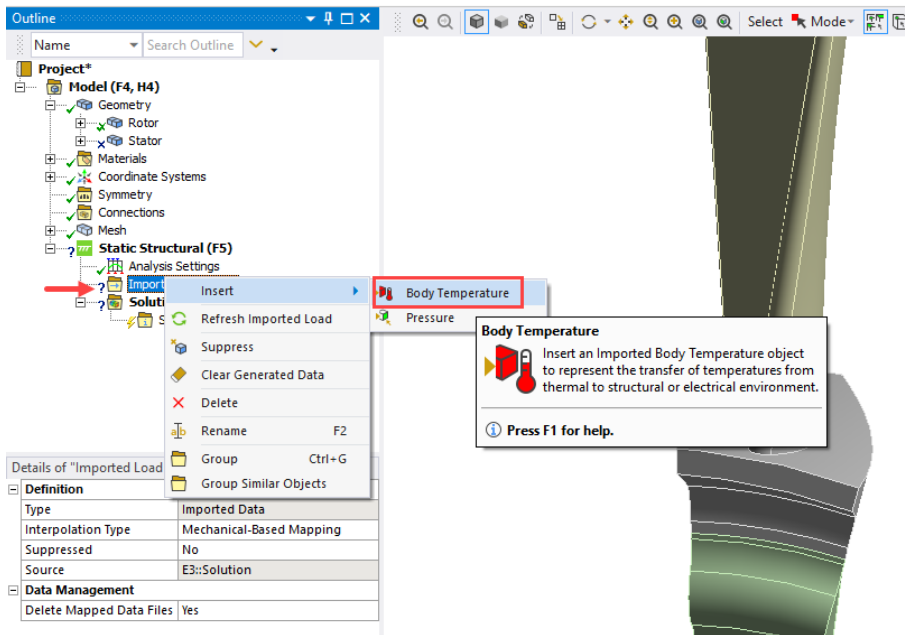
Рисунок 6.2 – Окно модуля *Static Structural*

6.2 Импорт результатов газодинамического расчета

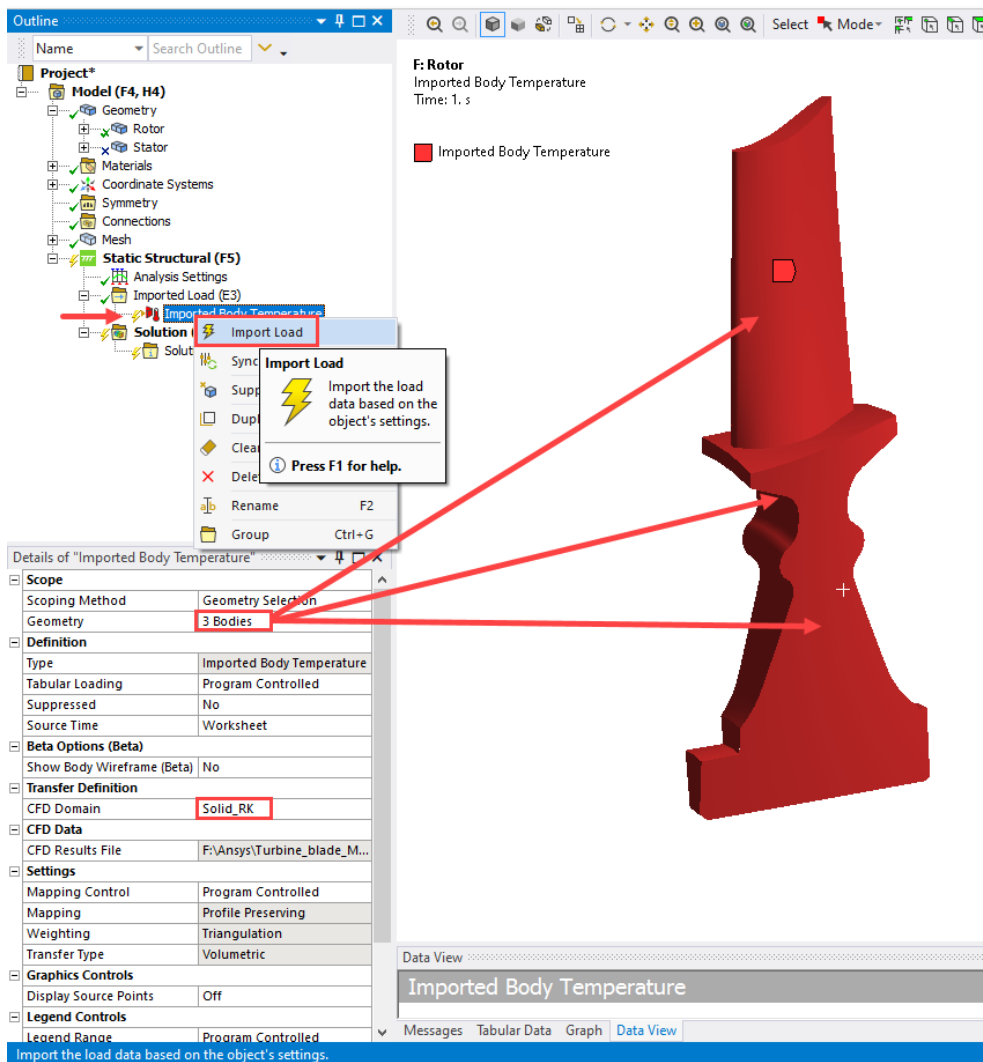
Сначала импортируем температуру рабочего колеса. Нажатием ПКМ по *Imported Load* открывается контекстное меню, в котором выбирается вкладка *Insert – Body Temperature* (рисунок 6.3,а). Появляется вкладка *Imported Body Temperature*. Переходим в данную вкладку и в настройках выбираем части ротора, а также *Domain CFD*, то есть домен, с которого будут импортироваться значения температур (рисунок 6.3 б). После чего необходимо нажать ПКМ на вкладку *Imported Body Temperature* и выбрать *Import Load*. В результате отобразиться то же распределение температур по ротору, которое было получено по результатам *CFD* расчета (рисунок 5.35,б).

Далее импортируем распределение давлений, действующих на лопатку и диск газом в проточной части. Для этого также нажатием ПКМ по *Imported Load* выбираем *Insert – Pressure*. В *Details of «Imported Pressure»* указываются поверхности, на которые будут импортироваться давления, а также поверхности интерфейса *CFD* расчета (рисунок 6.4). В качестве поверхности интерфейса выбирается поверхность *Fluid_Solid_RK_Blade* принадлежащая *Air_RK* (в данном случае *Slide 1*).

Также необходимо импортировать давление на периферийную часть лопатки и на диск со стороны проточной части (рисунок 6.5).



a)



b)

Рисунок 6.3 – Импорт распределения температур из CFD расчета

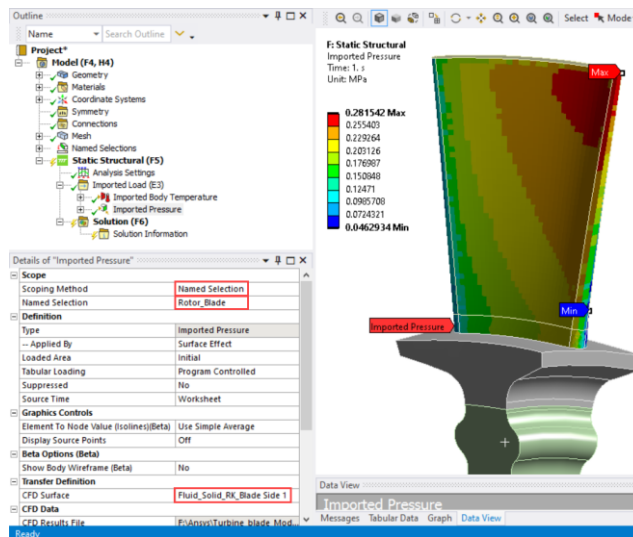
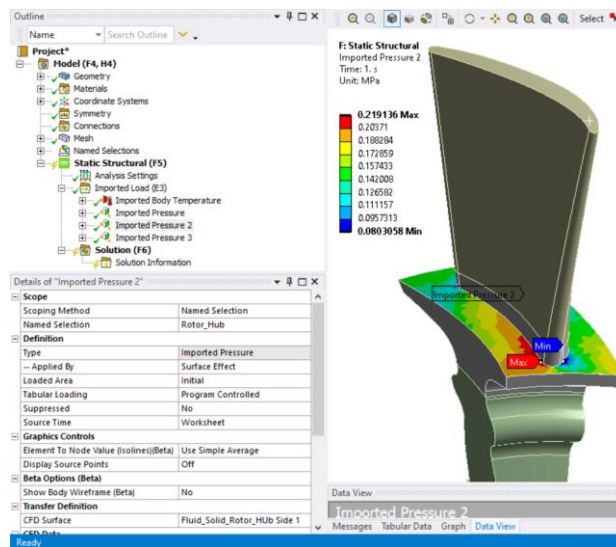
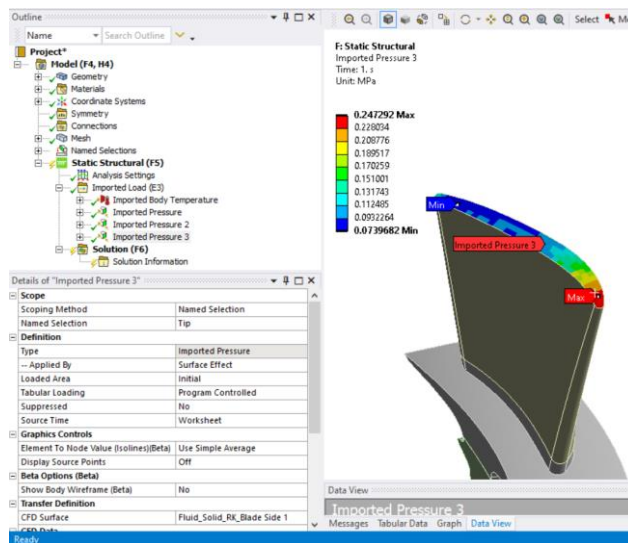


Рисунок 6.4 – Импорт давлений на лопатку



a)

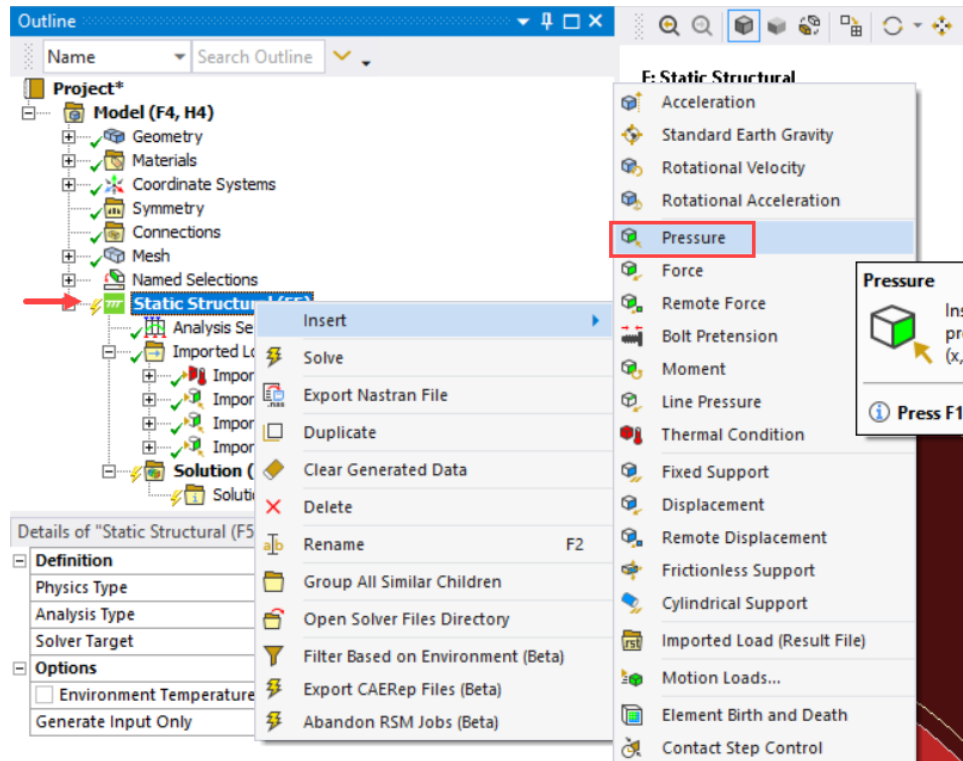


b)

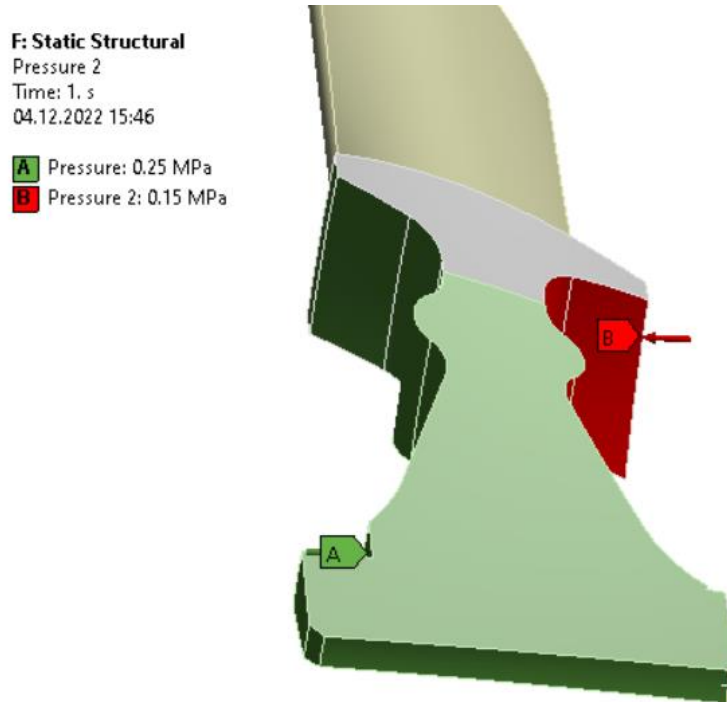
Рисунок 6.5 – Импортированные давления:
а – диск со стороны проточной части; б – периферия лопатки

6.3 Задание граничных условий

Необходимо самостоятельно указать давления на диск. Для этого после нажатия ПКМ по *Static Structural* выбирается *Pressure* (рисунок 6.6). В *Details* выбирается *Named Selection*:



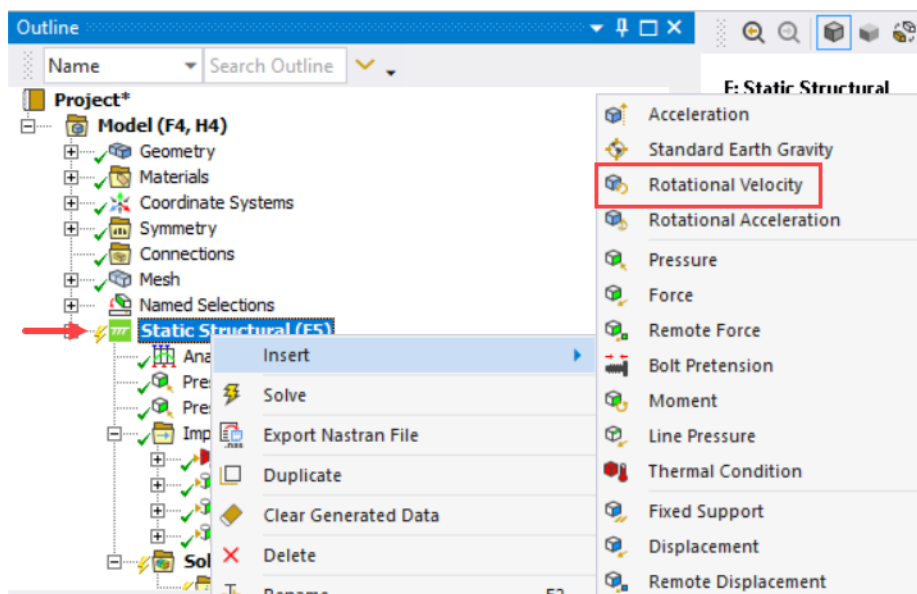
a)



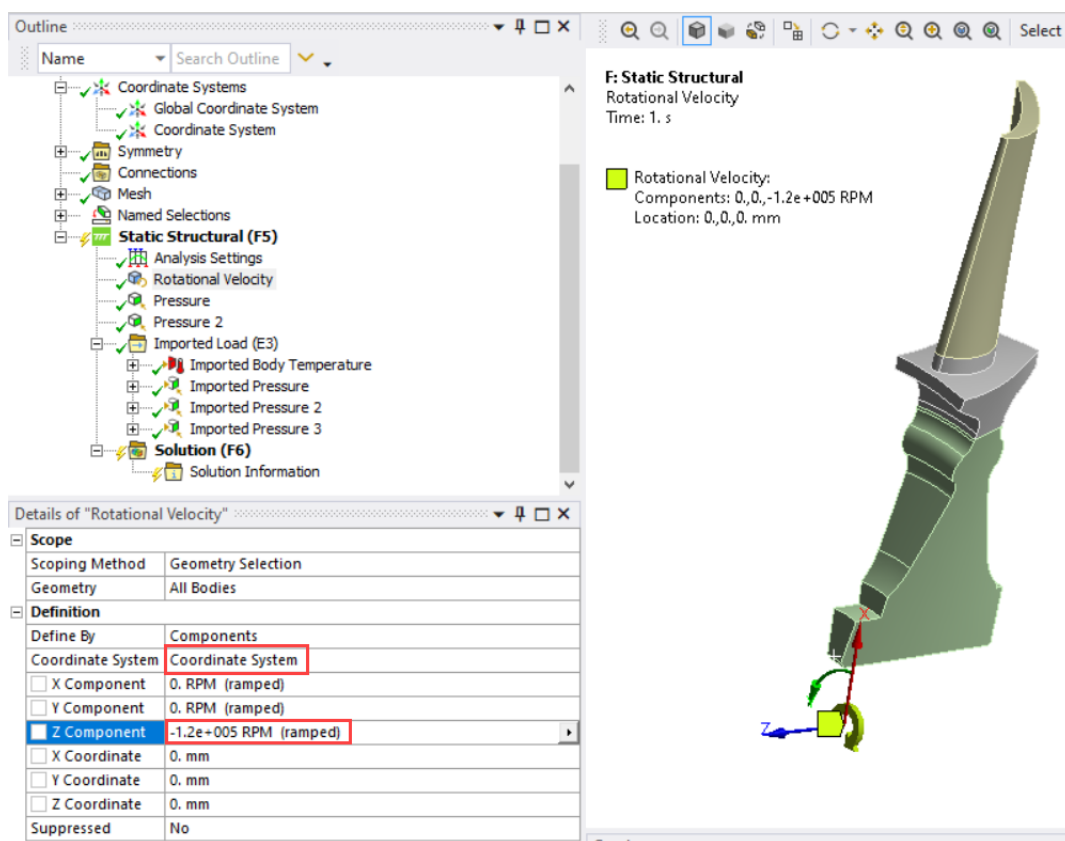
б)

Рисунок 6.6 – Задание давления на диск

Также для ротора необходимо приложить центробежную нагрузку, указав частоту вращения (рисунок 6.7). Направление вращения для турбины должно быть в сторону спинки лопатки.



а)



б)

Рисунок 6.7 – Задание частоты вращения ротора

Теперь необходимо закрепить рабочее колесо. Для определения радиальных перемещений необходимо закрепить рабочее колесо в окружном и осевом направлении с использованием команды *Displacement* (рисунки 6.8 и 6.9).

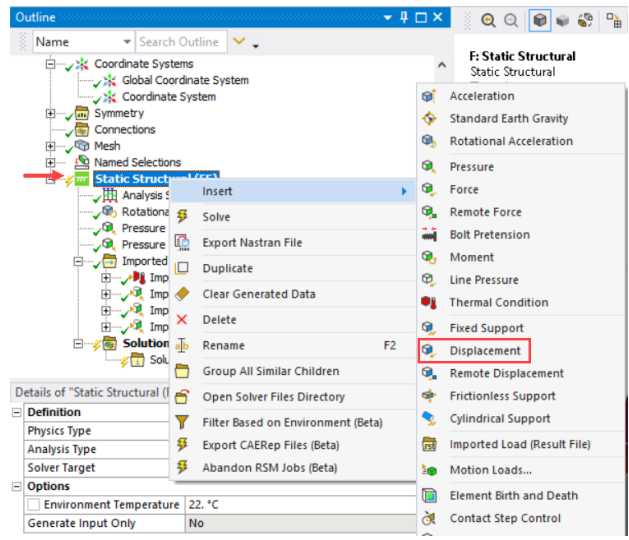
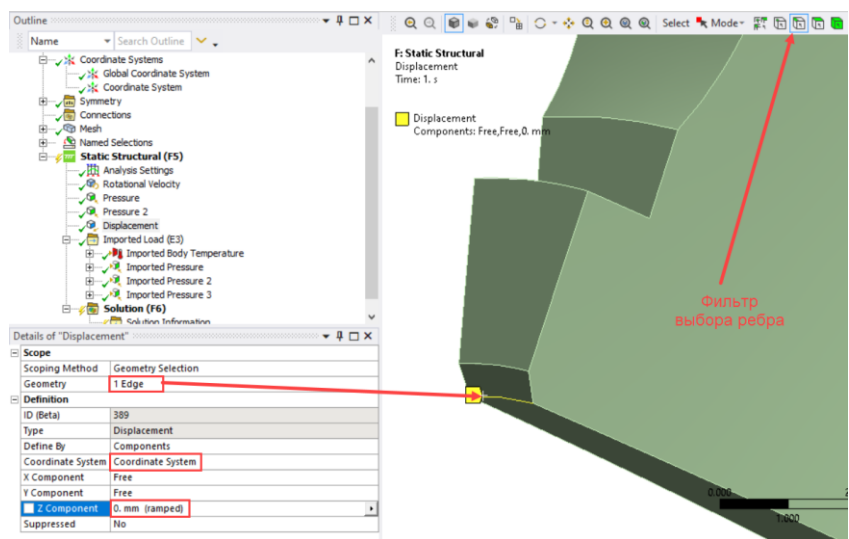
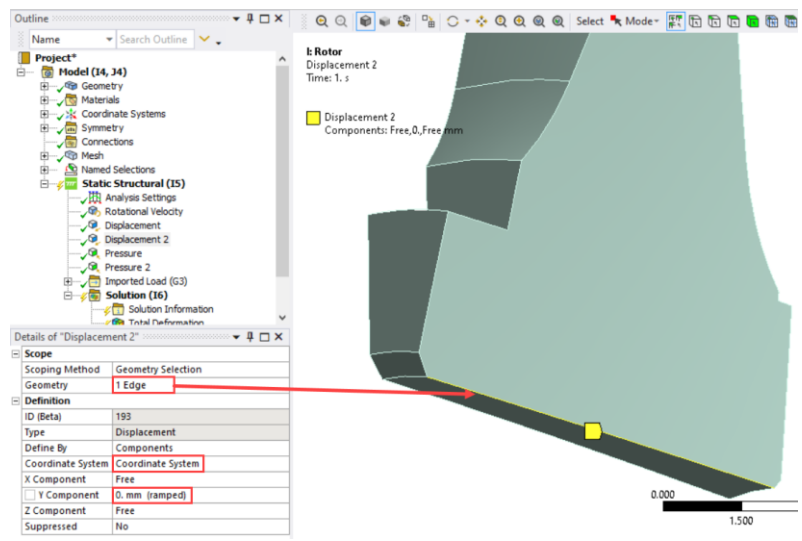


Рисунок 6.8 – Добавление закреплений



а)



б)

Рисунок 6.9 – Задание закреплений

а) в осевом направлении; б) в окружном направлении

6.4 Проведение расчета и просмотр результатов

Все граничные условия заданы. Далее необходимо настроить расчет. Для этого переключаемся на вкладку *Analysis Settings*, в которой нужно включить функцию *Weak Springs* (рисунок 6.10). Данная функция позволяет системе автоматически создать упругие закрепления с малой жесткостью, чтобы ограничить перемещение модели как абсолютно жёсткого тела.

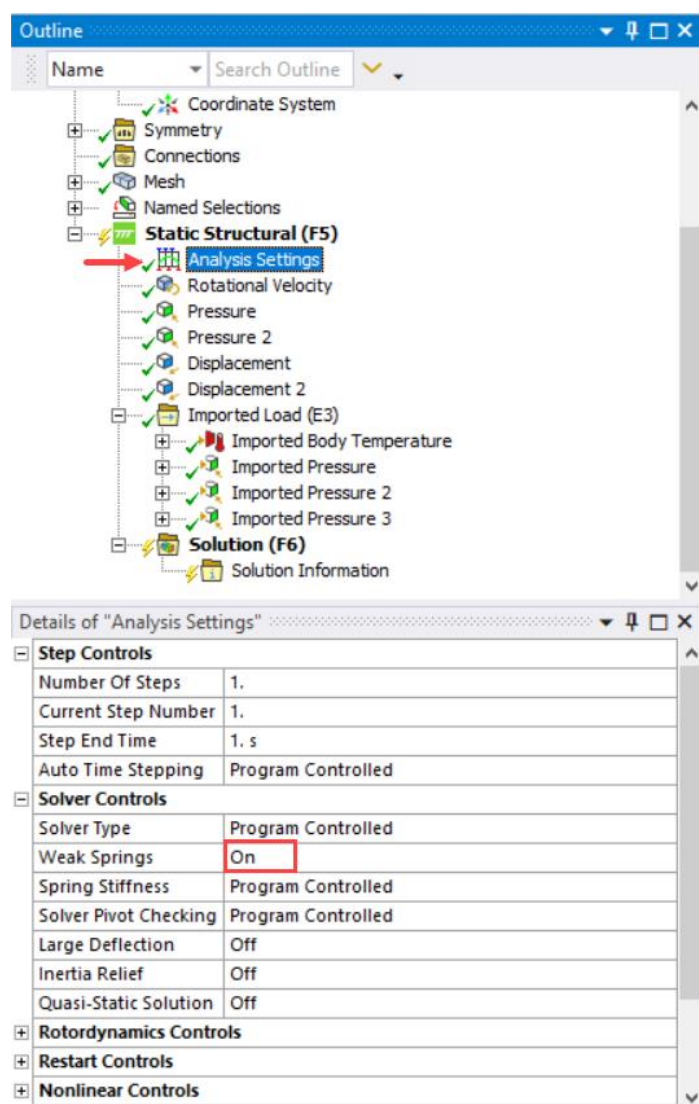


Рисунок 6.10 – Включение функции *Weak Springs*

Таким образом, модель была полностью настроена и можно запускать расчет напряженно-деформированного состояния (рисунок 6.11). Предварительно можно добавить средства просмотра результатов: напряжения, деформации и др. Так как нас интересует изменение радиальных зазоров, то необходимо отобразить перемещения лопатки, в частности, периферийной поверхности (рисунок 6.12). Для этого в Details указывается поверхность (может быть любая поверхность, ребро, тело), перемещение которой будет отслеживаться; система координат и ось этой системы, которая будет определять направление отслеживаемых перемещений (рисунок 6.13). Для оценки точности полученных результатов можно отобразить напряжения (*Equivalent Stress*) и глобальные деформации (*Total Deformation*).

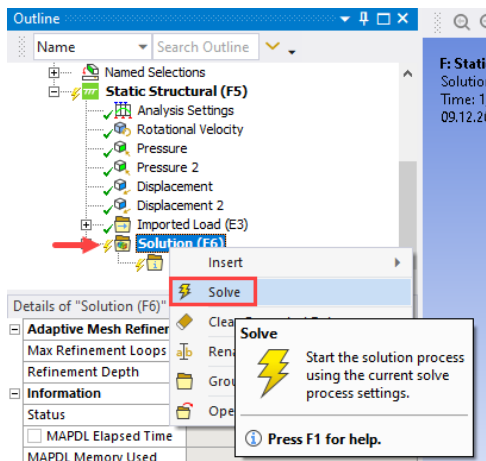


Рисунок 6.11 – Запуск расчета

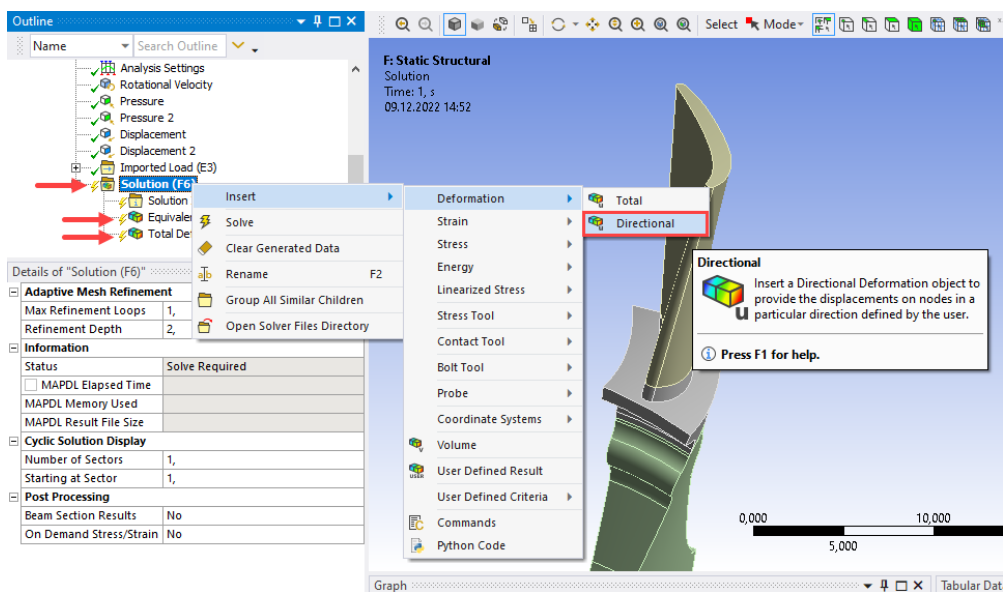


Рисунок 6.12 – Добавление *Directional Deformation*

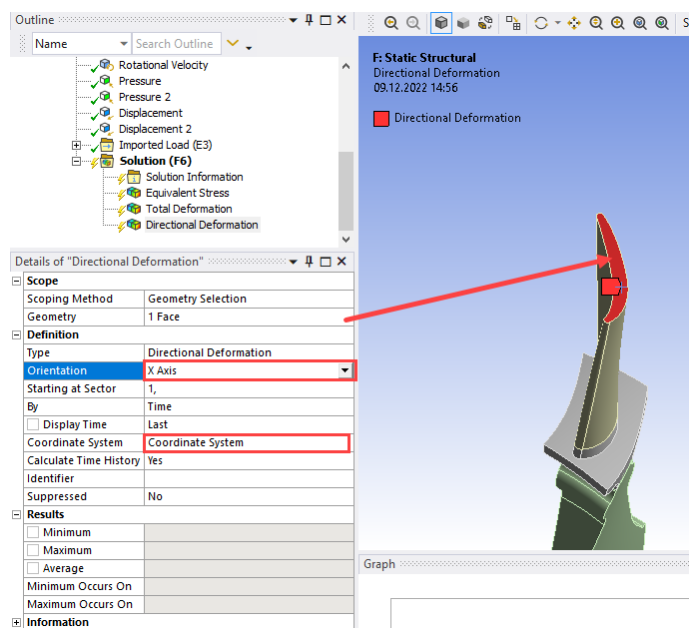


Рисунок 6.13 – Настройки в *Details of «Directional Deformation»*

На рисунках 6.14 и 6.15 показаны полученные напряжения и деформация рабочего колеса турбины. На рисунке 6.16 показаны радиальные перемещения периферийной поверхности лопатки.

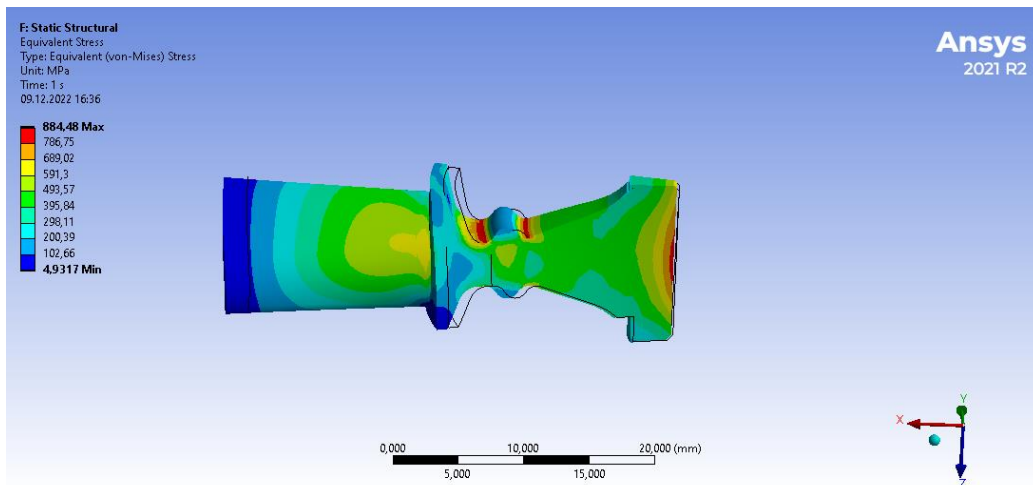


Рисунок 6.14 – Напряжения, полученные в результате расчета

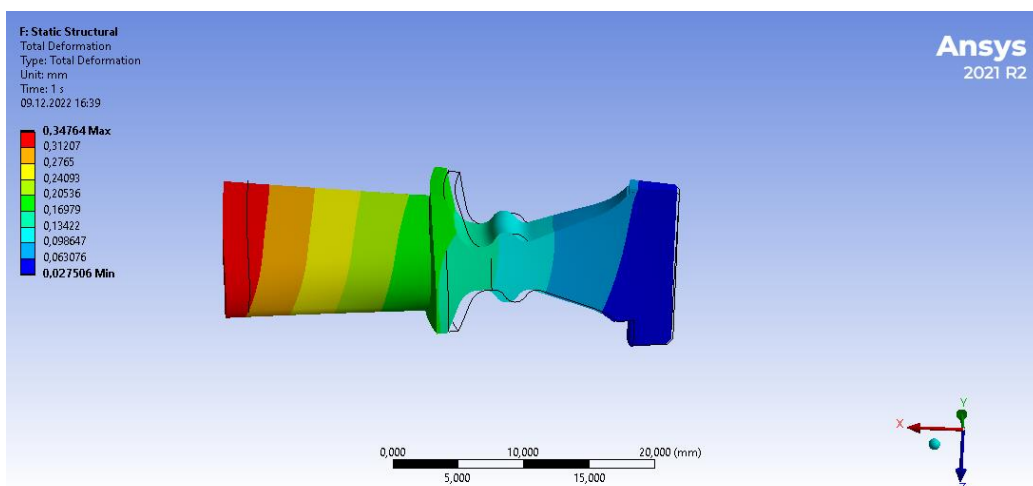


Рисунок 6.15 – Деформации, полученные в результате расчета

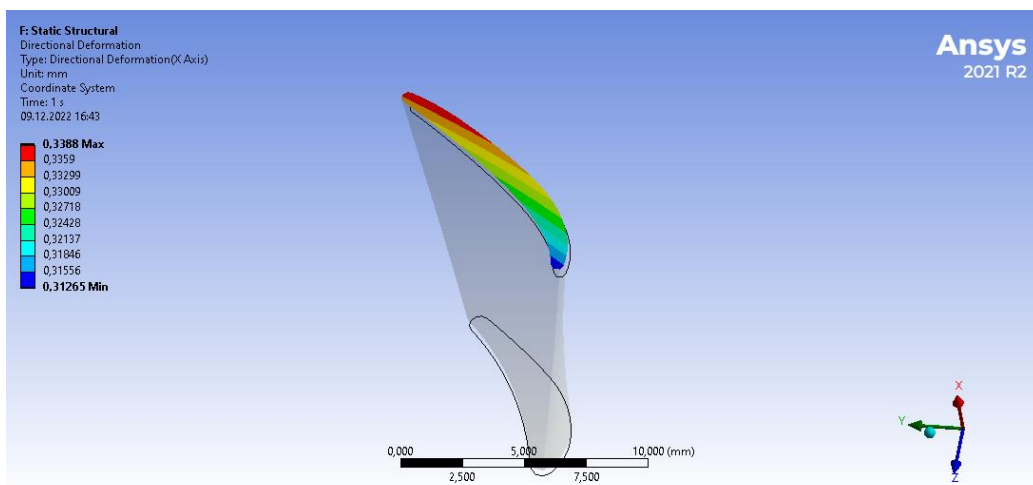


Рисунок 6.16 – Радиальные перемещения, полученные в результате расчета

Из последнего рисунка видно, что максимальные радиальные деформации наблюдаются на выходной кромке лопатки = 0,34 мм, а минимальные на входной кромке = 0,313 мм.

Те же настройки необходимо задать для расчета соплового аппарата. Но так как сопловой аппарат неподвижен, то для него не указывается частота вращения. На рисунках 6.17–6.23 показаны прикладываемые граничные условия и результаты расчета соплового аппарата турбины.

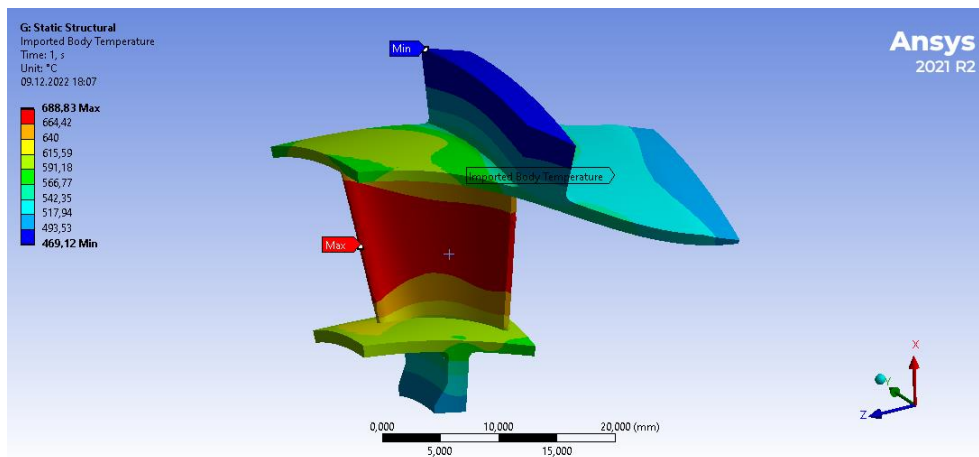
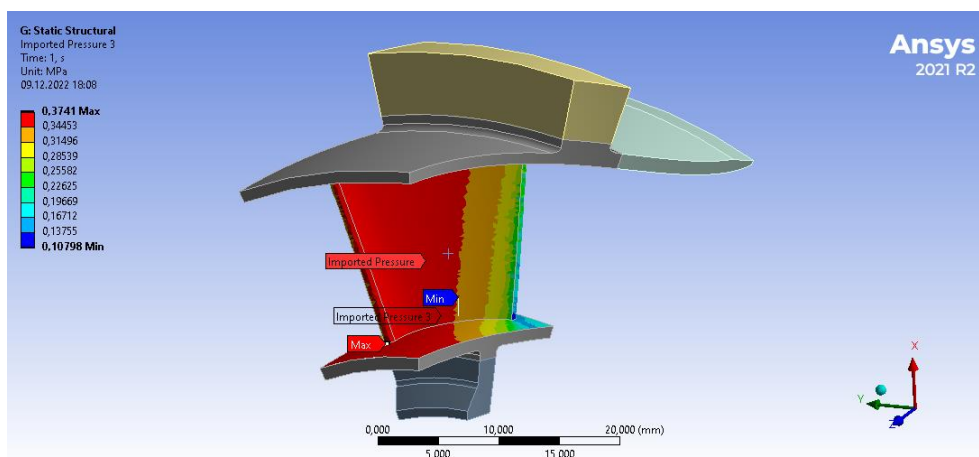
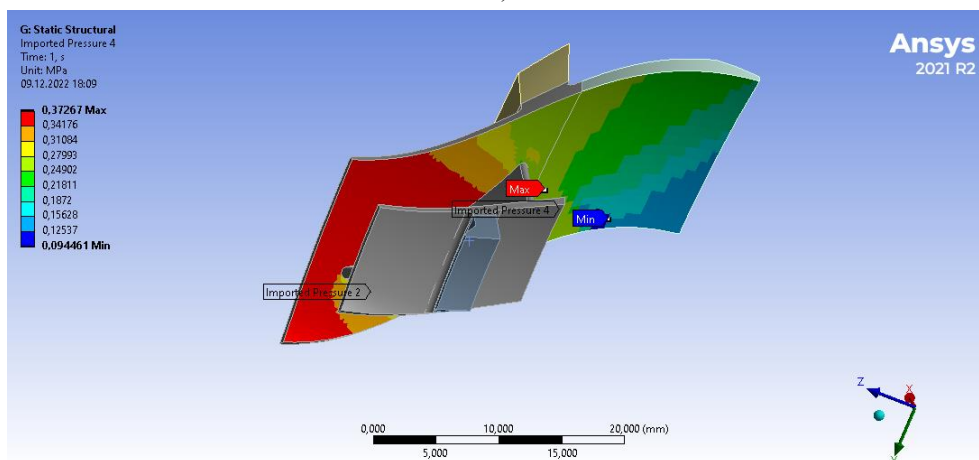


Рисунок 6.17 – Импортированная температура статора

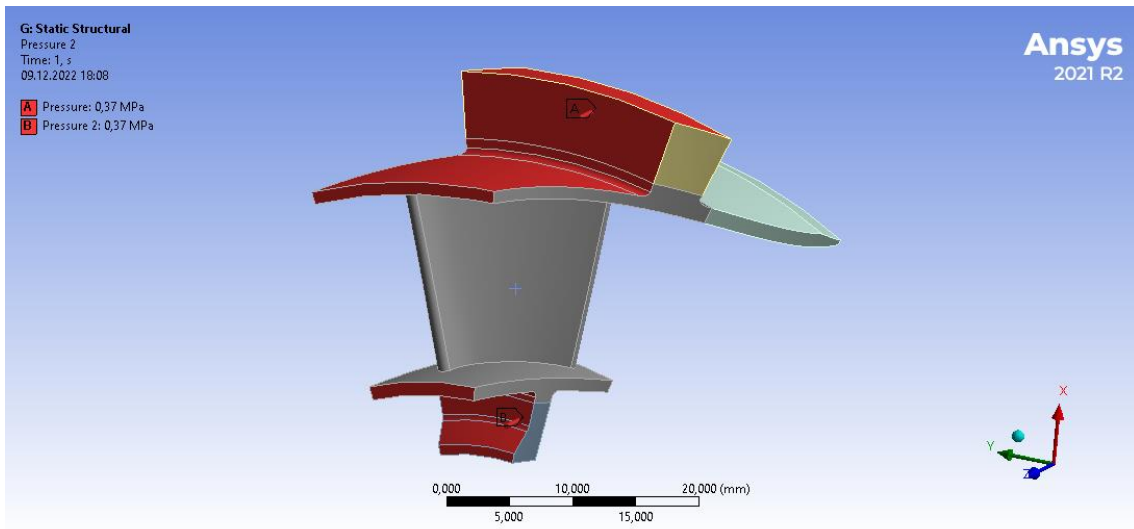


а)

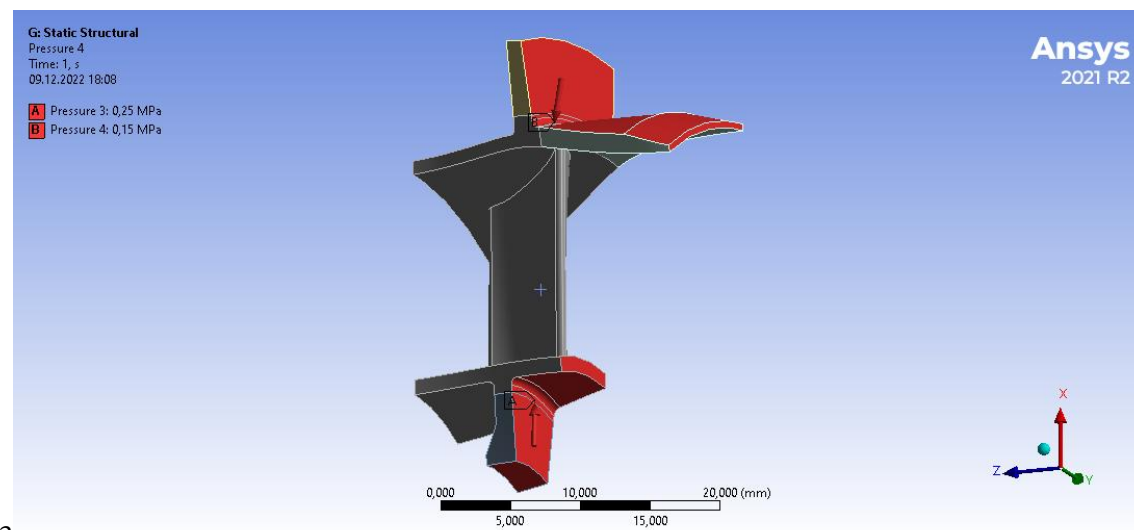


б)

Рисунок 6.18 – Импортированные давления на статор



a)



б)

3

Рисунок 6.19 – Задаваемые давления на статор

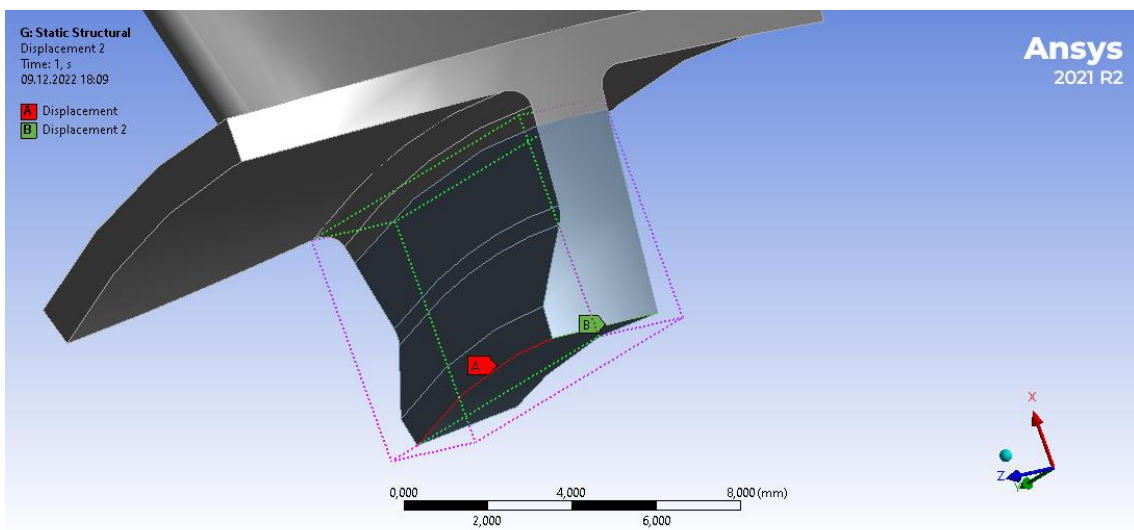


Рисунок 6.20 – Фиксация статора:

A – в осевом направлении (ось Z); B – в окружном направлении (ось Y)

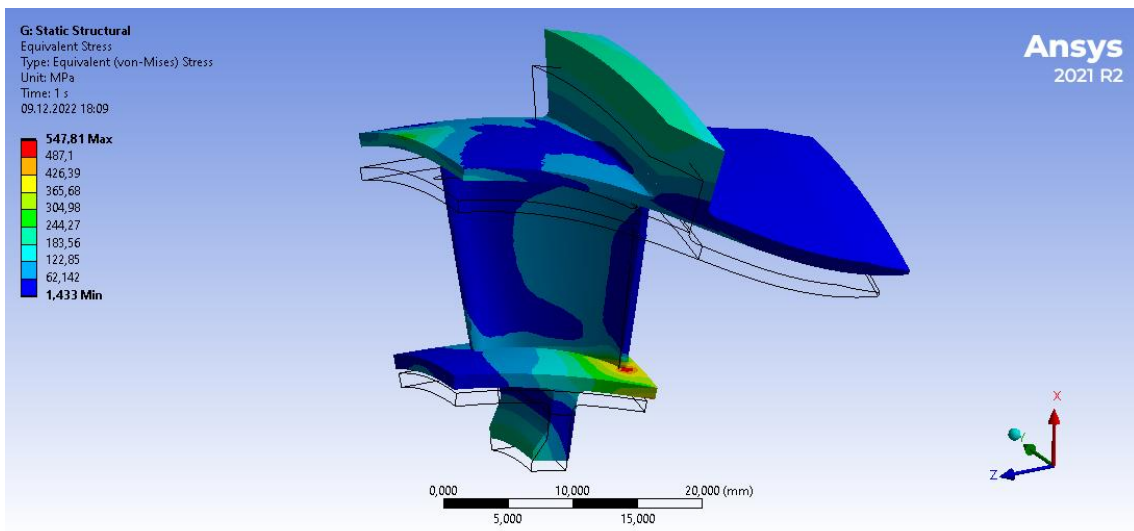


Рисунок 6.21 – Напряжения полученные в результате расчета

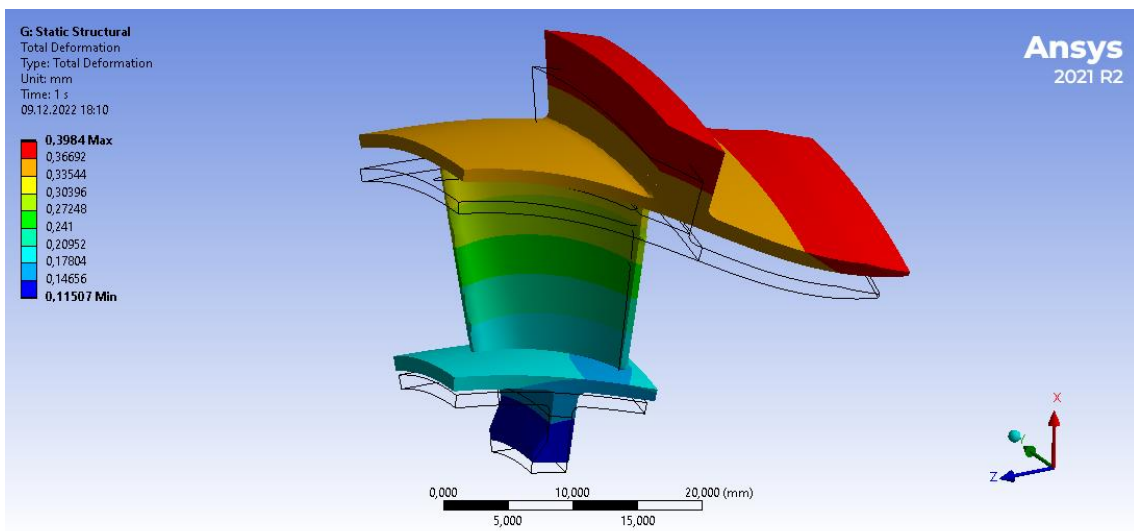


Рисунок 6.22 – Деформации полученные в результате расчета

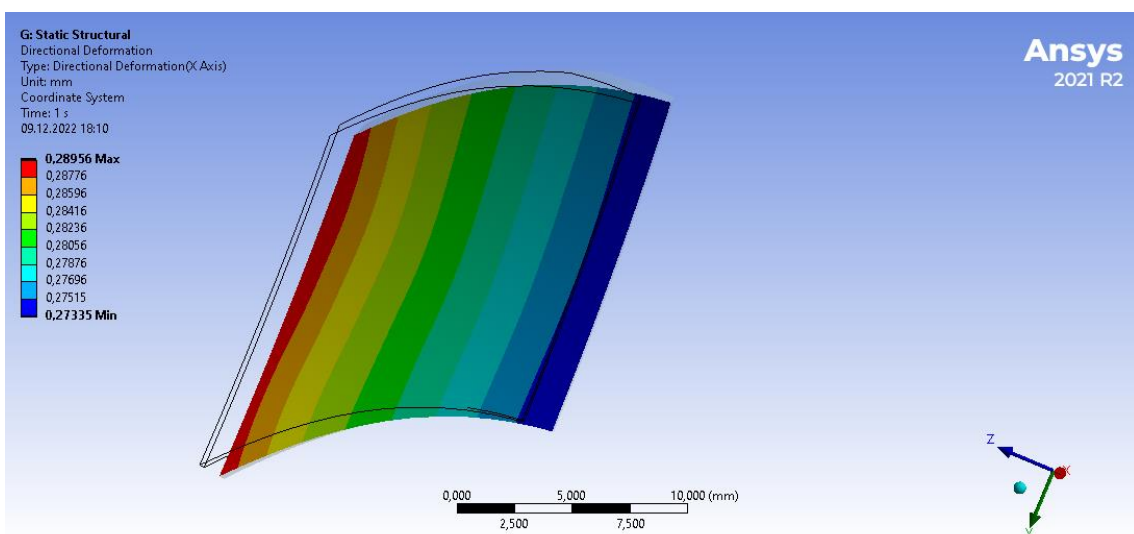


Рисунок 6.23 – Радиальные перемещения полки статора над рабочим колесом турбины

6.5 Определение радиального зазора

Из рисунка 6.23 видно, что радиальные перемещения полки над рабочим колесом турбины принимают максимальные значения у входной кромки и составляют приблизительно 0,286 мм, а минимальные ближе к выходной кромке и составляют 0,277 мм.

Таким образом, зная монтажный радиальный зазор (0,3 мм) и перемещения поверхностей можно определить величину радиального зазора на максимальном режиме работы. Перемещения статорной полки над рабочим колесом будут иметь положительные значения, так как деформации полки увеличивают радиальный зазор, а перемещения периферийной поверхности лопатки рабочего колеса – отрицательные значения, так как при деформировании диска и лопатки радиальный зазор уменьшается (рисунок 6.24).

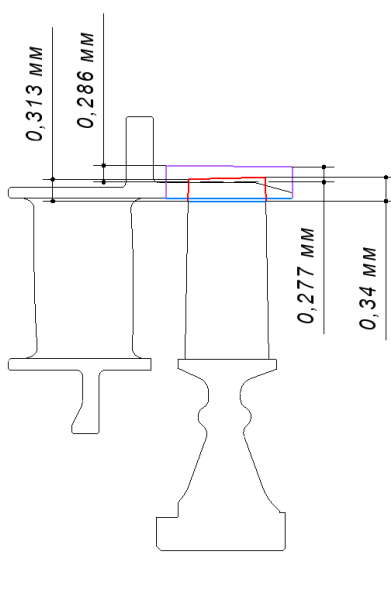


Рисунок 6.24 – Радиальные перемещения рабочего колеса и полки соплового аппарата

В результате получим следующие радиальные зазоры. Над входной кромкой рабочей лопатки:

$$\delta_{\text{вх.}} = 0,3 - 0,313 + 0,286 = 0,273 \text{ мм.}$$

Над выходной кромкой рабочей лопатки:

$$\delta_{\text{вых.}} = 0,3 - 0,34 + 0,277 = 0,237 \text{ мм.}$$

Чтобы определить какое влияние оказывают различные факторы на изменение радиального зазора, необходимо изменить граничные условия и пересчитать радиальные перемещения [9]. То есть если необходимо, например определить влияние центробежных сил на радиальный зазор, то нужно оставить *Rotational Velocity*, *Pressure*, *Pressure 2*, *Displacement*, *Displacement 2* в расчете НДС рабочего колеса, а остальные прикладываемые граничные условия подавить (ПКМ – *Suppress*) и пересчитать радиальные перемещения периферии лопатки. Результаты расчетов приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1 – Радиальные перемещения в турбине

Радиальные перемещения, мкм	Ротор турбины		Статор СА	
	Min	Max	Min	Max
Термическое расширение	283,88	286,77	272,6	284,93
Центробежные силы	38,52	67,91	—	—
Перепад давления	-1,36	1,62	-1,27	-0,1
Суммарные перемещения, мкм	312,65	338,8	273,35	289,6

В соответствии с результатами расчета установлено, что максимальное влияние на величину радиального зазора оказывает термическое расширение (75% для ротора и 99% для статора), а минимальное – центробежные силы (около 24%) и перепад давлений (менее 1%). Отрицательное значение от перепада давлений вызвано изгибом лопаток и компенсируется центробежными силами.

Таким образом, в результате проделанной работы были рассчитаны радиальные зазор в осевой турбине на максимальном режиме работы двигателя и определено влияние различных факторов: термического расширения, центробежных сил и перепада давления на величину радиального зазора с применением сопряженного моделирования.

7. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ В ANSYS CFX

7.1 Влияние параметра y^+ на результаты расчетов

Для определения теплового состояния и точной оценки напряженно-деформированного состояния элементов конструкции двигателя необходимы значения температуры и коэффициенты теплообмена на поверхности тел. Эти значения можно получить в ходе эксперимента, но его подготовка, проведение и обработка результатов – трудоемкий процесс, требующий больших затрат времени и денежных средств. Также данные значения можно получить в ходе расчета, однако правильность и точность их определения таким способом может сильно отличаться от результатов, полученных в ходе эксперимента.

Коэффициент теплоотдачи α – характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой [19]. В *Ansys CFX* есть встроенная функция для определения коэффициента теплоотдачи: *Wall Heat Transfer Coefficient* [20]. Однако значения, полученные таким способом, сильно завышены (рисунок 7.1).

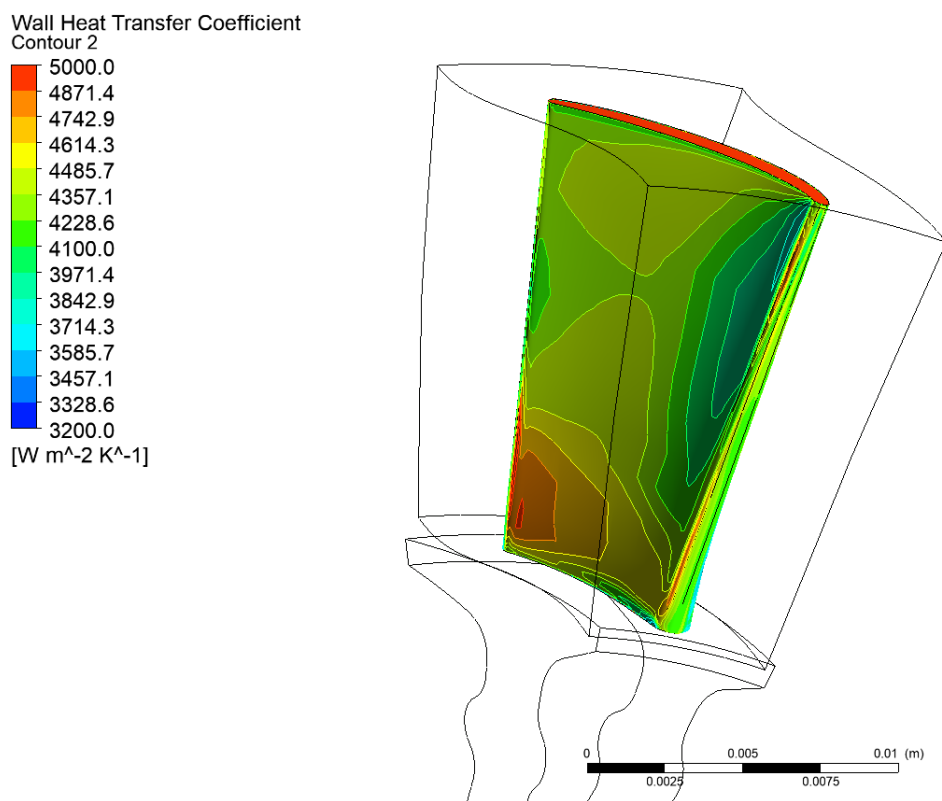


Рисунок 7.1 – Распределение коэффициентов теплоотдачи по рабочей лопатке, полученное функцией *Wall Heat Transfer Coefficient*

Значение коэффициента теплоотдачи стенки сильно зависит от y^+ – параметра, характеризующего качество сеточной модели. Проблема определения коэффициентов теплоотдачи связана с турбулентными потоками у стенок модели, так как эти области подвержены влиянию вязкости (рисунок 7.2).

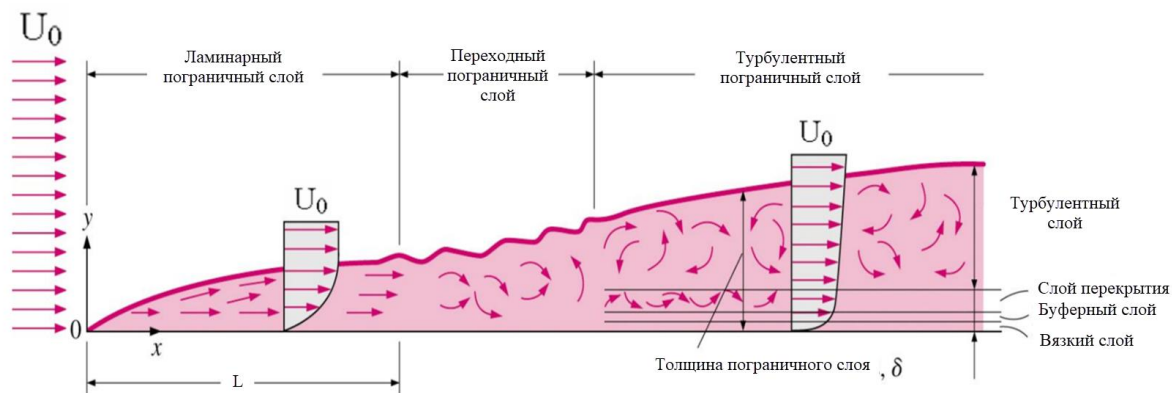


Рисунок 7.2 – Пограничный слой потока у стенки

Поэтому точное представление пристеночной области определяет успешное предсказание турбулентных течений, ограниченных стенкой. Параметр пристеночного слоя y^+ – это безразмерное расстояние между стенками для ограниченного стенкой потока, которое можно определить с помощью формулы:

$$y^+ = \frac{U_{fric} \cdot y}{\mu}, \quad (7.1)$$

где U_{fric} – скорость трения у ближайшей стенки, y – расстояние до ближайшей стенки, μ – динамическая вязкость жидкости или газа.

Существуют определенные рекомендации по значению параметра y^+ для различных моделей турбулентности. Рекомендованное значение параметра y^+ для модели турбулентности SST (*Shear Stress Transport*) ≈ 1 (рисунок 7.3), а для модели $k-\varepsilon$ (*k-epsilon*) — от 30 до 300 [21].

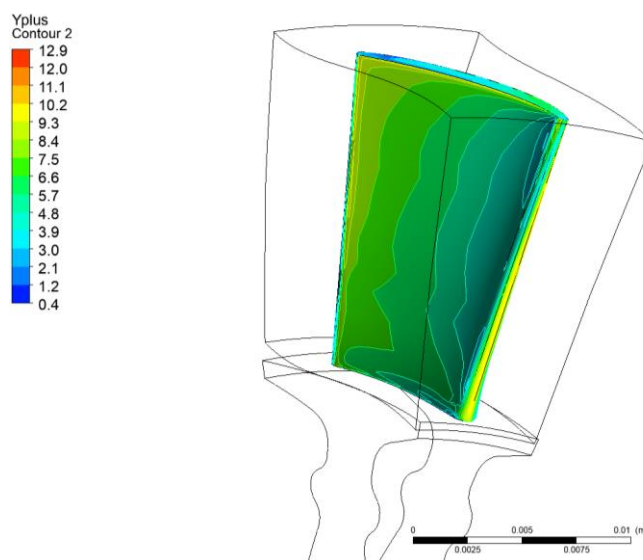


Рисунок 7.3 – Распределение параметра y^+ по рабочей лопатке

Оно зависит от скорости v , плотности ρ и динамической вязкости μ потока у стенки, числа Рейнольдса. С другой стороны, чтобы обеспечить $y^+ \approx 1$, для сеточной модели для пристеночного слоя необходимо знать минимальную высоту элементов y у стенки. Для этого рассчитывается число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu}, \quad (7.2)$$

где L – длина рассматриваемой области приграничного слоя.

Поверхностное трение:

$$C_f = \frac{0.026}{Re^{1/4}}; \quad (7.3)$$

Напряжение сдвига стенки:

$$\tau_{wall} = \frac{C_f \cdot \rho \cdot v^2}{2}; \quad (7.4)$$

Скорость трения:

$$U_{fric} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}; \quad (7.5)$$

Минимальная высота первого пристеночного элемента:

$$y = \frac{y^+ \cdot \mu}{U_{fric} \cdot \rho}, \quad (7.6)$$

где y^+ – желаемое значение параметра.

Также при моделировании пристеночного слоя указывается коэффициент роста, показывающий как изменяется высота элементов при удалении от стенки. Обычно это значение равно 1,25 – 1,3. Для уменьшения количества элементов можно задать количество пристеночных слоев (от 5 до 30).

При создании сеточной модели в *Ansys TurboGrid*, пристеночный слой формируется автоматически, однако можно редактировать настройки под конкретную модель (рисунок 7.4).

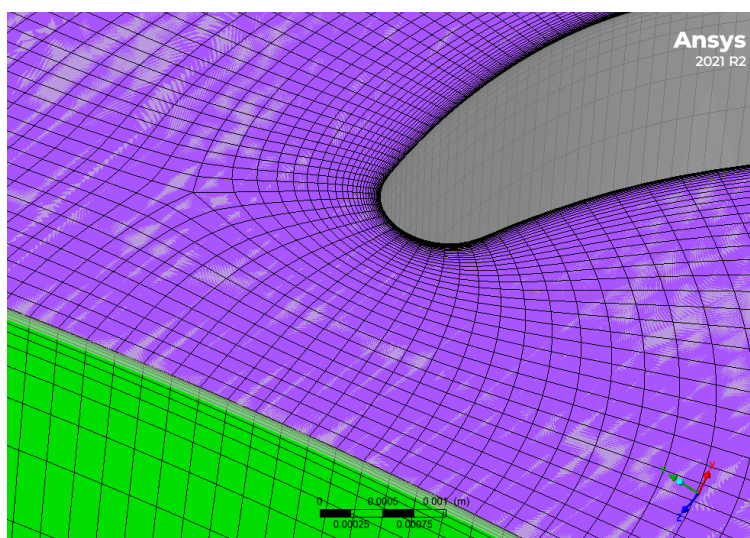


Рисунок 7.4 – Пристеночные слои в сеточной модели соплового аппарата, построенной в *TurboGrid*

Но не всегда удается построить сеточную модель в *TurboGrid* и настраивать пристеночный слой необходимо вручную. Создание сеточной модели в *Mesh* было описано в лабораторной работе №3 на примере сеточной модели проточной части центробежного компрессора.

7.2 Определение распределения коэффициентов теплоотдачи по лопаткам турбины

Для точного определения коэффициентов теплоотдачи на стенках необходимо проведение двух расчетов.

1) Расчет потока, в котором стенка – адиабатическая. Используются только домены проточной части, построенные до этого в *TurboGrid* (рисунок 7.5).

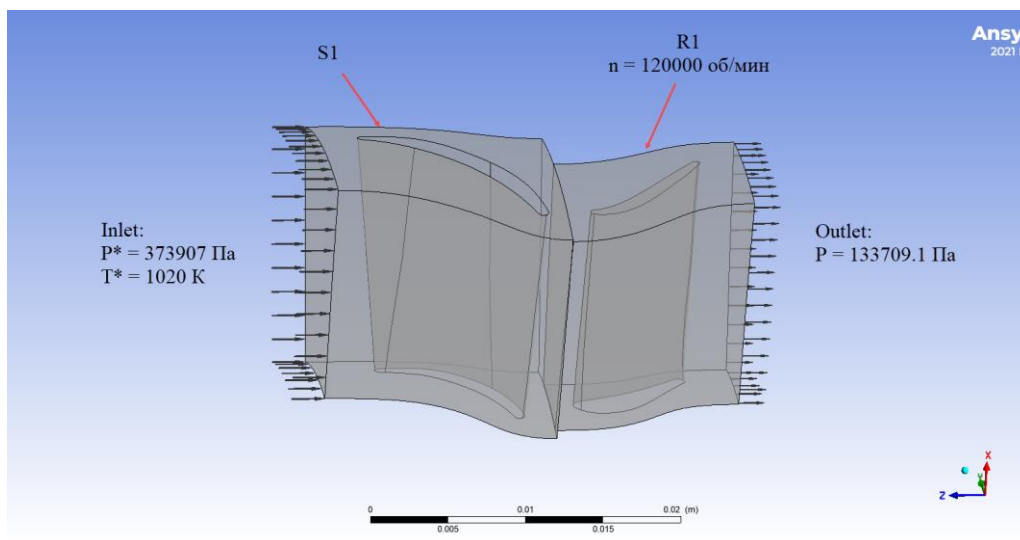


Рисунок 7.5 – Граничные условия для расчета потока с адиабатической стенкой

2) Создается дубликат расчета с адиабатической стенкой и задается температура стенки (рисунок 7.6).

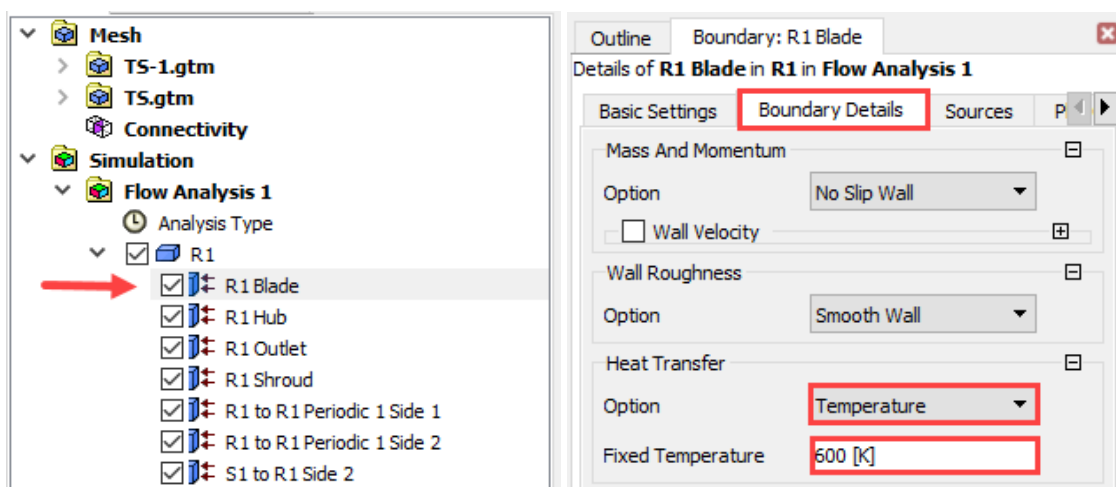


Рисунок 7.6 – Задание температуры стенки

На рисунке 7.7 приведено распределение параметра y^+ для данной модели, полученной в лабораторной работе №4 по результатам газодинамического расчета.

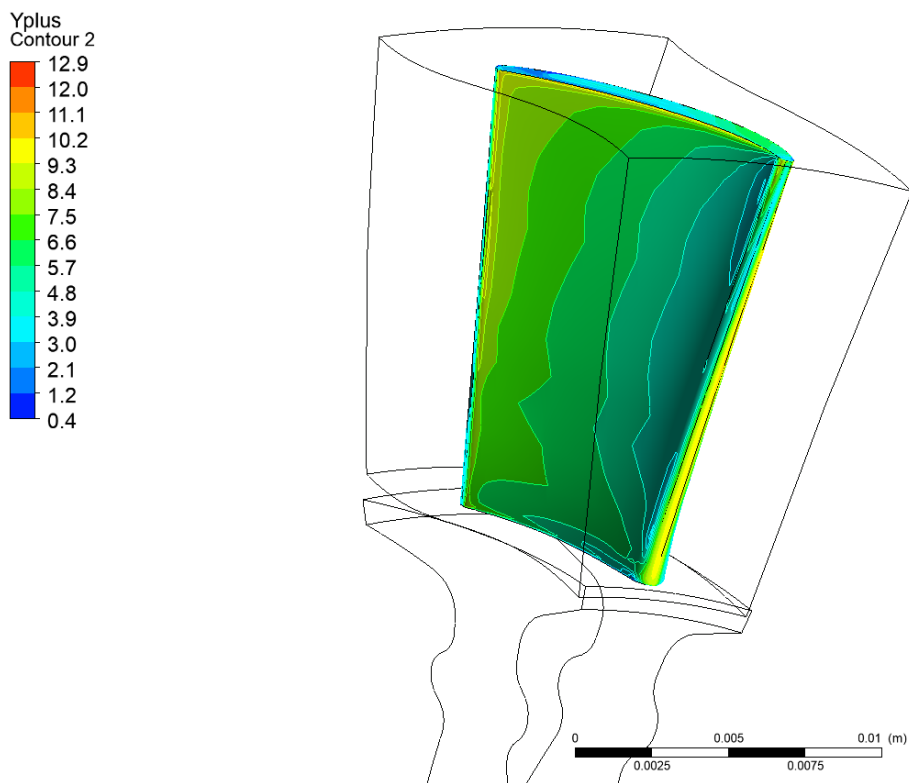


Рисунок 7.7 – Распределение параметра y^+ по лопатке рабочего колеса турбины

Затем после проведения расчетов, необходимо связать их в рабочем окне *Ansys Workbench* и открыть просмотр результатов расчета *CFX-Post*. В окне *CFX-Post* включить сравнение двух связанных расчетов с помощью *Case Comparison* (рисунок 7.8).

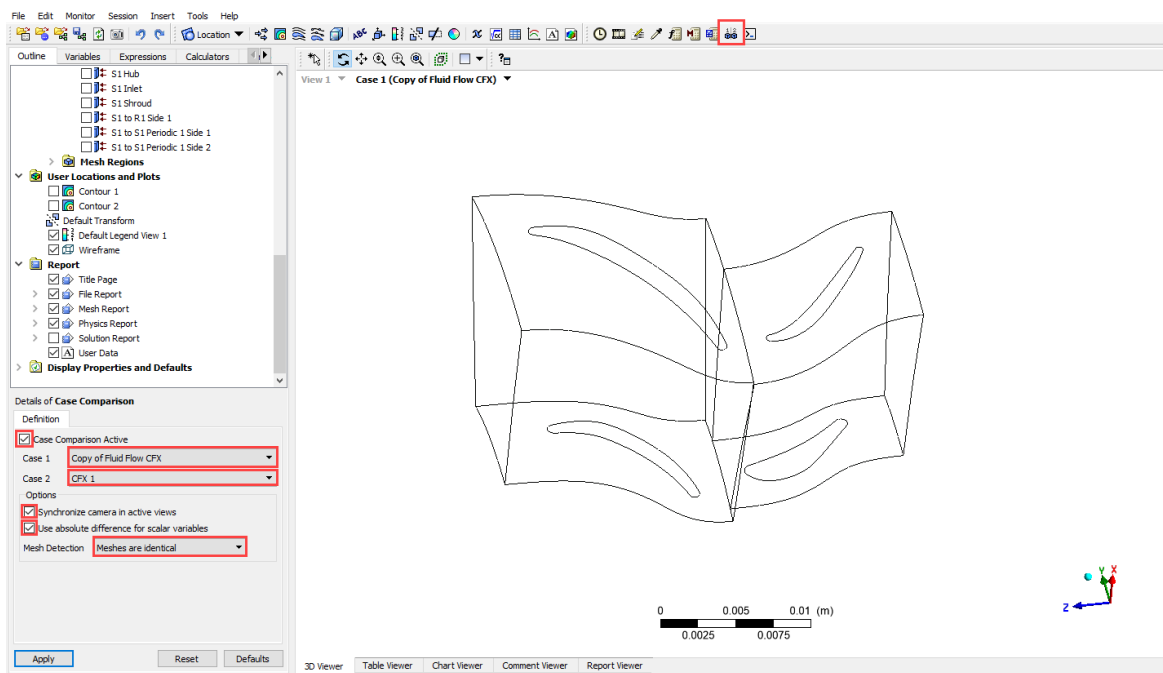


Рисунок 7.8 – Функция сравнения результатов расчета

Чтобы получить распределение коэффициента теплоотдачи по стенке, из первого расчета берется полная температура потока у стенки *Total Temperature 1*, а из второго – тепловой поток *Wall Heat Flux* и полная температура потока у стенки *Total Temperature 2*.

$$\alpha = \frac{Wall\ Heat\ Flux}{Total\ Temperature\ 2 - Total\ Temperature\ 1}. \quad (7.7)$$

Создается новое выражение во вкладке *Expressions* (рисунок 7.9).

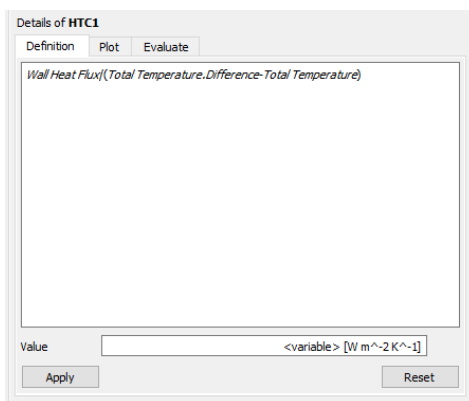


Рисунок 7.9 – Выражение расчета коэффициента теплоотдачи стенки

Далее создается пользовательская переменная во вкладке *Variables* (рисунок 7.10).

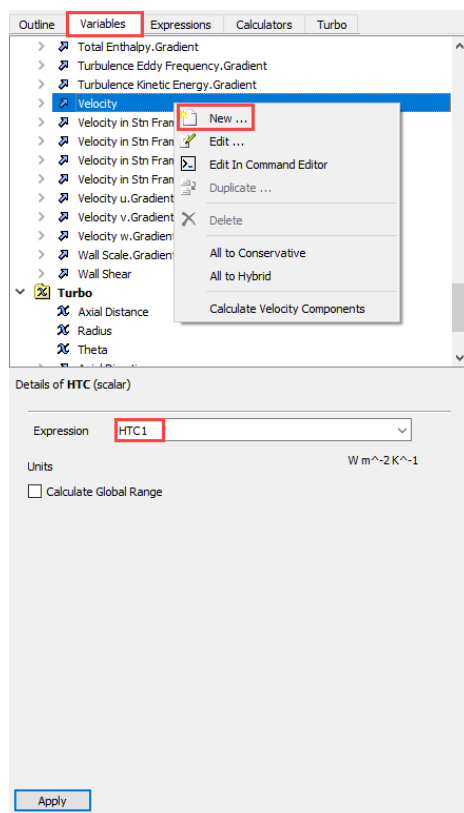


Рисунок 7.10 – Создание пользовательской переменной

Чтобы отобразить полученные коэффициенты теплоотдачи, создается *Contour*, распределение будет отображено в окне *Difference* (рисунки 7.11 и 7.12).

7.3 Оценка полученных коэффициентов теплоотдачи

На рисунках ниже 7.11 и 7.12 приведено распределение коэффициентов теплоотдачи по лопатке рабочего колеса и соплового аппарата соответственно. Можно заметить, значительное снижение по сравнению со значениями, полученными с помощью встроенной функции *Wall Heat Transfer Coefficient* (рисунок 7.11).

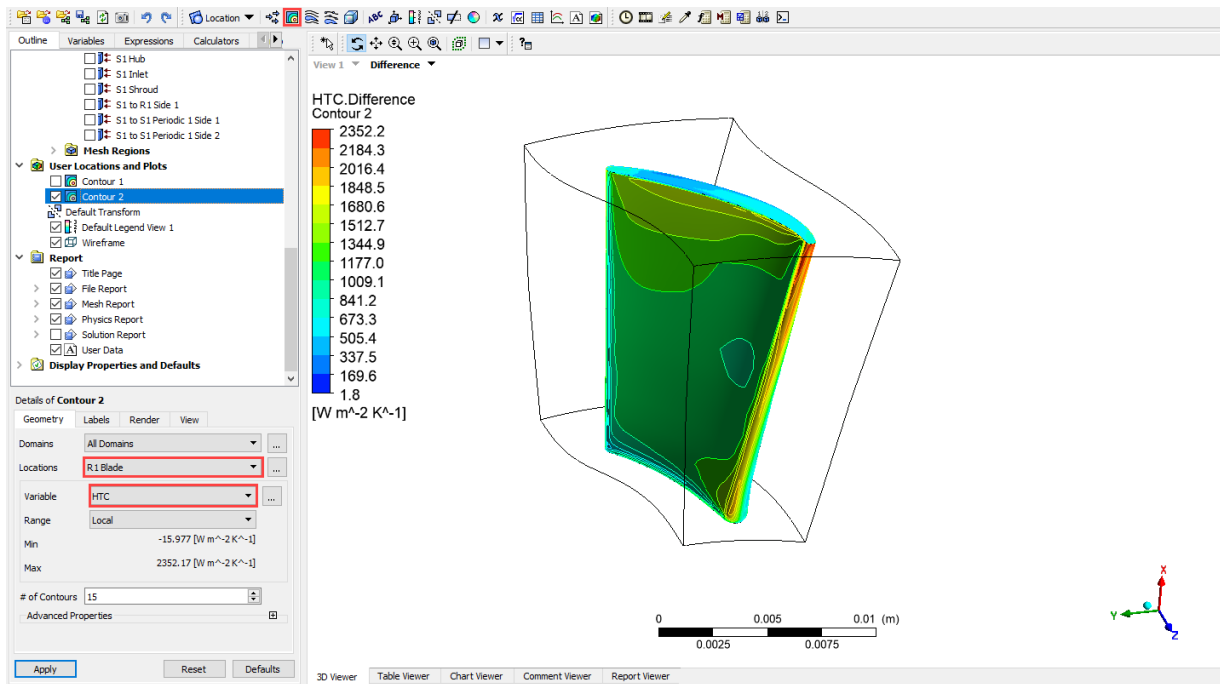


Рисунок 7.11 – Полученное распределение коэффициентов теплоотдачи по рабочей лопатке турбины

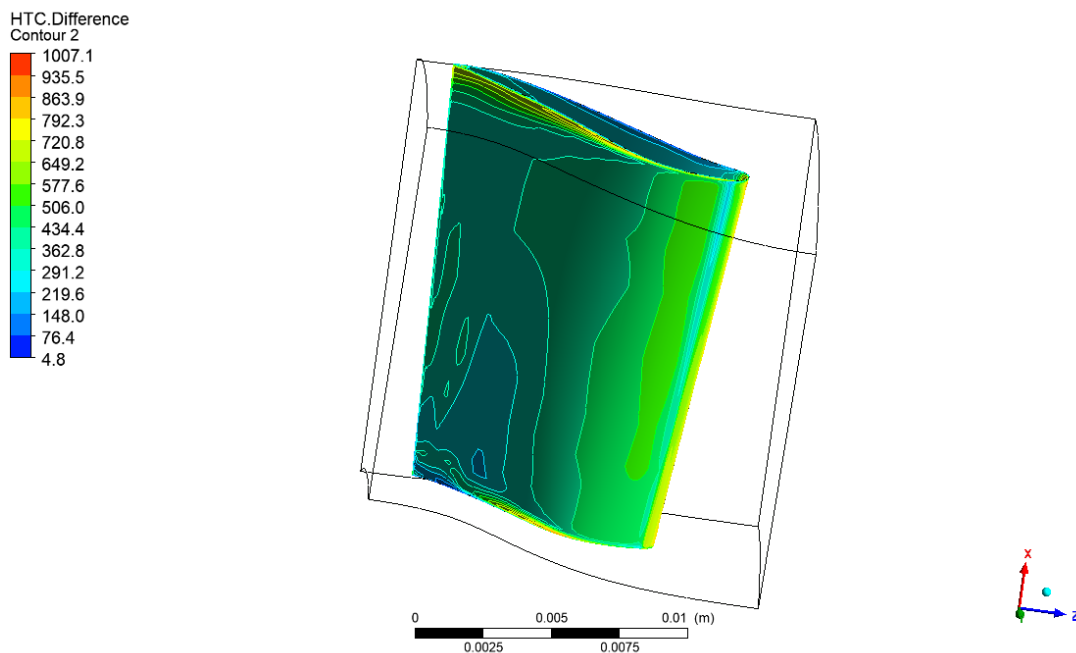


Рисунок 7.12 – Полученное распределение коэффициентов теплоотдачи по сопловой лопатке турбины

При этом полученные значения коэффициентов теплоотдачи приближены к реальным значениям. На рисунке 7.13 приведена эюра распределения коэффициента теплоотдачи по профилю турбинной лопатки [22].

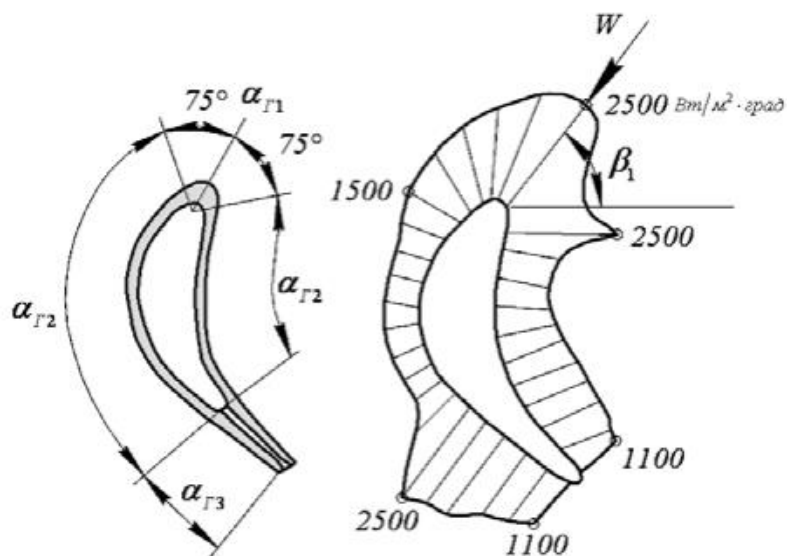


Рисунок 7.13 – Эюры распределения коэффициента теплоотдачи по профилю турбинной лопатки

Таким образом, был рассмотрен метод определения коэффициентов теплоотдачи в *Ansys CFX*, позволяющий получить значения, которые будут приближены к реальным. Однако для этого необходимо проведение нескольких расчетов и качественная сеточная модель с пристеночными слоями, обеспечивающими $y^+ \approx 1$. Данная задача решается, если есть необходимость точного определения теплового состояния деталей и может решаться итерационно, постепенно повышая точность расчетов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящем практикуме изложены основные положения решения сопряженных задач газодинамического, теплового и прочностного проектирования осевой турбины МГТД для определения радиальных зазоров на максимальном режиме работы двигателя.

Применение основных приемов работы с газодинамическим пакетом *ANSYS CFX* и прочностным пакетом *ANSYS Static Structural* для моделирования работы турбин и компрессоров авиационных двигателей в сопряженной постановке и определение радиальных зазоров, содержащихся в настоящем пособии, будет способствовать модернизации образования на факультете КиПДИА Самарского университета. В настоящем практикуме подробно рассмотрены особенности проведения газодинамического, теплового и прочностного анализа, создание конечно-элементных моделей проточной части и твердотельных моделей конструкции, методика определения коэффициентов теплоотдачи лопаток турбины.

При рассмотрении решения данных задач были получены следующие результаты:

- проведен анализ возникновения потерь в радиальных зазорах турбомашин и их влияние на работу двигателя;
- рассмотрены особенности работы турбомашин;
- разработана методика численного моделирования с применением сопряженного моделирования для определения радиальных зазоров в турбомашинах;
- рассмотрены проблемы и способы определения коэффициентов теплоотдачи при численном моделировании в ANSYS;
- рассмотрены особенности создания конечно-элементной модели центробежного компрессора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Старцев, Н.И. Конструкция узлов авиационных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Н.И. Старцев, С.В. Фалалеев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 112 с.
2. Кулагин, В.В. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн.1. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. Кн. 2. [Текст]. – М.: Машиностроение, 2003. – 616 с.
3. Фалалеев, С.В. Метод определения реальных радиальных зазоров в компрессоре на основе решения сопряженных задач деформирования роторных и статорных элементов [Текст]: учеб. пособие / С.В. Фалалеев [и др.]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 99 с.
4. Казанджан, П.К. Теория авиационных двигателей. Теория лопаточных машин [Текст]: учебник для студентов, обучающихся по специальности «Эксплуатация летательных аппаратов и двигателей» / П.К. Казанджана; под ред. П.К. Казанджана. – М.: Машиностроение, 1983. – 217 с.
5. Крылов, Б.А. Влияние радиального зазора на КПД осевых турбин с рабочим колесом с бандажом [Текст] / Б.А. Крылов // Вестник Московского авиационного института – 2011. – Т. 18, № 2. – С. 117–122.
6. Бондарчук, П.В. Моделирование процессов и проектирование системы управления радиальными зазорами в турбине ГТД [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / П.В. Бондарчук, А.Ю. Тисарев; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электротекстовые граф. дан. (20,1 Мбайт). – Самара, 2012. – 1 эл. опт. диск (CD ROM).
7. Кривцов, А.В. Сопряжённое моделирование рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата ЖРД [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / А.В. Кривцов, А.Ю. Тисарев, А.О. Шкловец, Л.С. Шаблий, А.И. Белоусов; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электротекстовые граф. дан. (10,1 Мбайт). – Самара, 2013. – 1эл. опт. диск (CD ROM).
8. Плыкин, М. FSI-технологии ANSYS [Текст] / М. Плыкин // САПР и графика. – 2006. – № 7. – С. 38–39.
9. Юртаев, А.А. Определение величины радиальных зазоров центробежного компрессора и турбины малоразмерного газотурбинного двигателя на максимальном режиме работы [Текст] / А.А. Юртаев, Р.Р. Бадыков, М.А. Бенедюк, М.Н. Сеньчев // Вестник московского авиационного института. – 2022. – Т. 29, № 1. – С. 131–143.
10. Кузнецов, Н.Д. Управление радиальными зазорами в турбокомпрессорах авиационных ГТД [Текст]: учеб. пособие / Н.Д. Кузнецов, В.П. Данильченко, В.Е. Резник. – Самара: Самарский авиационный институт, 1991. – 109 с.
11. CFM56-7B. Basic engine [Электронный ресурс]: CFMI Customer Training Center Snecma Services, 2002 (дата обращения: 08.02.2023).

12. Старцев, Н.И. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей и приводов энергетических установок [Текст]: учебник / Н.И. Старцев. – М.: Изд-во Двигатель, 2018. – 400 с.
13. Руководство по анализу циклической симметрии / пер. с англ. [Электронный ресурс]. – URL: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/prod_page.html?pn=Mechanical%20APDL&prodver=23.1&lang=en (дата обращения: 08.02.2023).
14. Батулин, О.В. Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса Ansys CFX [Текст]: метод. указания / О.В. Батулин [и др.]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 100 с.
15. Шалин, Р.Е. Авиационные материалы, Том 3: Жаропрочные стали и сплавы. Сплавы на основе тугоплавких металлов [Текст] / Р.Е. Шалин. – М.: ВИАМ, 1989 – 566 с.
16. Бардина, Дж. Э. Моделирование, валидация, тестирование и разработка турбулентности: пер. с англ. [Текст] / Дж.Э. Бардина, П.Г. Хуанг, Т.Дж. Коакли // Технический меморандум НАСА. – 1997. – С. 88.
17. Безменова, Н.В. Сопряженное моделирование тепловых, гидродинамических и прочностных процессов в системе охлаждения камеры ЖРД [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / Н.В. Безменова, В.А. Борисов, А.Ю. Тисарев, С.А. Шустов; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электротекстовые граф. дан. (3,25 Мбайт). – Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD ROM).
18. Егорычев, В.С. Моделирование внутрикамерного рабочего процесса РДМТ на газообразных кислороде и водороде в ANSYS CFX [Текст]: учеб. пособие / В.С. Егорычев, Л.С. Шаблий, В.М. Зубанов. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2016. – 136 с.
19. Горелов, Ю.Г. Анализ закономерностей расчета коэффициента теплоотдачи от газа на входных кромках сопловых лопаток турбин высокого давления [Текст] / Ю.Г. Горелов // Вестник Московского авиационного института. – 2016. – Т. 23, № 1. – С. 80–85.
20. Щербаков, М.А. Определение коэффициентов теплоотдачи при моделировании задач в ANSYS CFX [Текст] / М.А. Щербаков // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 7. – С. 165–169.
21. Гилева, Л.В. Исследование влияния пристеночного параметра y^+ на результаты численного моделирования конфузорного течения во входном устройстве центробежного компрессора [Текст] / Л.В. Гилева, А.А. Аксенов, Ю.В. Кожухов, А.Ю. Петров // Вестник международной академии холода. – 2020. – № 1. – С. 27–33.
22. Старцев, Н.И. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей и приводов энергетических установок. Кн.1. Основы проектирования ГТД. Конструктивные схемы. Компрессоры. Турбины [Текст]: учеб. / Н.И. Старцев. – М.: Машиностроение, 2016. – 400 с.

Учебное издание

*Бадыков Ренат Раисович,
Бенедюк Максим Андреевич,
Виноградов Александр Сергеевич,
Юртаев Артем Алексеевич*

РАСЧЁТ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ТУРБОКОМПРЕССОРАХ ГТД

Практикум

Редакционно-издательская обработка
издательства Самарского университета

Подписано в печать 19.12.2023. Формат 60x84 1/8.
Бумага офсетная. Печ. л. 13,0.
Тираж 120 экз. (1-й з-д 1-27). Заказ № . Арт. – 7(Р2ПР)/2023.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

Издательство Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

