

Министерство образования и науки Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

П.В. Пугачев, Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН**

**Расчет вязкого течения в лопастных гидромашинах
с использованием пакета ANSYS CFX**

Издательство Политехнического университета
Санкт-Петербург
2016

УДК 621.22:004.42 (075.8)

ББК 31.56:32.973.018я73

П 88

Р е ц е н з е н т ы:

Доктор технических наук, профессор Санкт-Петербургского
политехнического университета *Кортиков Николай Николаевич*
кандидат технических наук, доцент Московского государственного
технического университета им. Н.Э. Баумана *Ломакин Владимир Олегович*

Пугачев П.В. **Расчет и проектирование лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных гидромашинах с использованием пакета ANSYS CFX** : учеб. пособие / П.В. Пугачев, Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. -120 с.

Учебное пособие соответствует государственному образовательному стандарту дисциплины «Математические модели рабочих процессов лопастных гидромашин» бакалаврской и магистерской подготовки по направлению 141100 «Энергетическое машиностроение», а также направлению подготовки аспирантов 15.06.01 «Машиностроение», направленность 15.06.01_12 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» (научная специальность 05.04.13 «Гидравлические машины и нидропневмоагрегаты»).

Излагаются вопросы расчета течения жидкости в лопастных гидромашинах с использованием пакета Ansys CFX. Описаны этапы решения гидродинамической задачи: выбор математической модели исследуемой проточной части, построение геометрической модели и расчетной сетки, задание граничных условий и параметров расчета. Приведены примеры расчетов.

Предназначено для студентов Института энергетики и транспортных систем, изучающих курс «Расчет и проектирование лопастных гидромашин» по профилю «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» и другим профилям, связанным с математическим моделированием в лопастных турбомашинах.

Табл. 1. Ил. 100. Библиогр.: 21 назв.

Печатается по решению

Совета по издательской деятельности Ученого совета
Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

© Пугачев П.В., Свобода Д.Г.,
Жарковский А.А., 2016

© Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2016

ISBN 978-5-7422-2841-7

ОГЛАВЛЕНИЕ

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ	4
ВВЕДЕНИЕ	6
1. ВЫБОР МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ.....	7
1.1. Модель с использованием условий периодичности.....	9
1.2. Модель без использования условий периодичности.....	12
2. ПОСТРОЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ.....	14
3. СОЗДАНИЕ СЕТКИ.....	40
3.1. Разделение поверхностей по типу граничных условий	43
3.2. Генерация сетки.....	48
4. ЗАДАНИЕ УСЛОВИЙ РАСЧЕТА	61
4.1. Уравнения математической модели.....	67
4.2. Моделирование турбулентности.....	72
4.3. Задание граничных условий	77
4.4. Задание выходных параметров	89
4.5. Запуск расчета	91
4.6. Анализ результатов расчета	97
5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИК В ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИНАХ	100
5.1. Прямые решетки лопастей	100
5.2. Центробежные насосы	101
5.3. Осевые насосы	108
5.4. Гидравлические турбины.....	110
Вопросы для контроля материала	116
Библиографический список.....	117

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ

D_2	– наружный диаметр РК, м
D_Γ	– диаметр входной воронки (горловины) РК, м
$d_{\text{вт}}$	– диаметр втулки РК, м
D_m	– диаметр модели, м
D_n	– диаметр натуры, м
K_Q	– коэффициент расхода
K_H	– коэффициент напора
Q	– расход, $\text{м}^3/\text{с}$
H	– напор, м
M	– момент на валу,
n	– частота вращения РК, об/мин
Re	– число Рейнольдса ($Re = V \cdot L / v$, V, L – характерные скорость и размер, v – кинематическая вязкость)
u_τ	– динамическая скорость ($u_\tau = (\tau_0 / \rho)^{1/2}$), $\text{м}/\text{с}$
u^+	– безразмерная скорость в ПС ($u^+ = \hat{u} / u_\tau$, \hat{u} – осредненная по времени скорость)
y	– расстояние от стенки, м
y^+	– безразмерное расстояние от стенки в ПС ($y^+ = u_\tau y / v$)
l	– длина лопасти, м
t	– шаг решетки лопастей на среднем диаметре, м
l/t	– густота решетки, м
n_s	– коэффициент быстроходности ($n_s = 3,65 n Q^{0,5} / H^{0,75}$)
Z	– число лопастей РК
φ	– центральный угол (для координирования геометрии лопасти)
σ	– число Тома ($\sigma = \Delta h / H$)
Δh	– кавитационный запас, м
ρ	– плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$
μ	– динамический коэффициент вязкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$ или $\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с})$
v	– кинематический коэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$
τ	– напряжение трения, Па
τ_0	– напряжение трения на стенке, Па

ВА – выпрямляющий аппарат
ГТ – гидравлическая турбина
ГУ – граничные условия
НА – направляющий аппарат
ОТ ГТ – отсасывающая труба гидротурбины
ПЛ ГТ – поворотно – лопастная гидротурбина
РО ГТ – радиально – осевая гидротурбина
РК – рабочее колесо
ПС – пограничный слой
САПР – система автоматизированного проектирования
СО – спиральный отвод
ТПС – турбулентный пограничный слой
CAD – системы автоматизированного проектирования
 (англ. *Computer-aided design*)
CFD – вычислительная гидродинамика
 (от англ. Computational fluid dynamics)
Europump – Европейская комиссия по насосам

ВВЕДЕНИЕ

При отсутствии модельных характеристик спрогнозировать параметры лопастной гидромашины возможно по результатам расчета течения жидкости в ее проточной части. Общий случай движения вязкой жидкой среды описывается уравнениями Навье – Стокса, однако их решение, ввиду их сложности, возможно лишь с существенными упрощениями.

В последнее десятилетие лучшие из разработанных методов моделирования и расчета течения жидкости и газа в областях произвольной геометрической конфигурации, в том числе в проточных частях гидромашин, были реализованы в виде пакетов прикладных программ. Наиболее известными из них являются: Ansys CFX, Star CCM+, Numeca Fine Turbo, FlowVision, Autodesk Simulation CFD и другие.

Подготовка моделирования и расчета течения жидкости в лопастных гидромашинах с использованием современных программных продуктов, предполагает следующую последовательность действий: выбор математической модели исследуемой проточной части, создание геометрической модели, построение расчетной сетки, задание граничных условий и параметров расчета.

Результаты расчетов и их интерпретация целиком и полностью зависят от правильности выполнения указанных этапов.

1. ВЫБОР МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Любые научно - технические расчеты (гидродинамические, прочностные, расчеты на устойчивость, надежность, безопасность и т.п.) – важнейшие элементы профессиональной деятельности инженера и научного работника и по существу являются специализированными методами моделирования.

Объект А является моделью объекта Б, если наблюдатель с помощью А получает интересующую информацию (сведения) относительно Б.

Модель представляет собой записанную на определенном языке (математическом, алгоритмическом) совокупность наших знаний, представлений и гипотез о соответствующем объекте или явлении. Поскольку эти знания никогда не являются абсолютными, а гипотезы могут вынужденно или намеренно не учитывать некоторые эффекты, модель лишь приближенно описывает поведение реальной системы.

Важнейшая особенность модели состоит в возможности неограниченного накопления специализированных знаний без потери целостности взгляда на объект исследования.

Решение прикладной проблемы неизбежно требует математического моделирования. Адекватность модели объекту ограничена и зависит от цели моделирования. Всякая модель не учитывает некоторые свойства оригинала и поэтому является его абстракцией. Чем выше уровень обобщения, тем грубее модель и шире область интерпретации результатов моделирования.

Точная модель, как правило, громоздка, сложна и затратна в эксплуатации, имеет узкую область применения и соответственно меньшую практическую ценность. С другой стороны, исключение из рассмотрения второстепенных факторов часто заставляет ставить вопрос о границах применимости полученных результатов.

Принцип баланса точности требует соизмеримости погрешностей, вызываемых различными причинами: неполнотой

модели, неточным заданием ее параметров, теоретической погрешностью выбранного численного метода, счетом в ограниченной разрядной сетке.

В сравнении с натурным экспериментом математическое моделирование имеет следующие преимущества:

- экономичность;
- возможность анализа режимов, опасных или трудно воспроизводимых в натуре (например, критический режим работы реактора);
- возможность изменения масштаба времени;
- легкость многофакторного анализа;
- возможность оптимизации на основе вскрытия глубинных связей.

Математическое моделирование на определенных этапах может сочетаться с натурным (физическими). Инструментом пересчета результатов физического и математического моделирования и обратно служит теория подобия.

Для лопастных гидромашин характерно наличие вращающихся роторных элементов проточной части относительно статорных.

В настоящее время используется несколько подходов к расчету таких течений. Эти подходы различаются используемыми допущениями, их ресурсоемкостью и адекватностью получаемых результатов:

1) Течение может быть рассчитано в отдельно взятом элементе проточной части. При анализе течения в статорном элементе используется неподвижная система координат, в роторном – вращающаяся система координат, связанная с его поверхностью. Пользователь задает параметры потока на входе в рассматриваемый элемент по результатам расчетов элемента, находящегося выше по течению.

Этот подход удобен для быстрого анализа течения в отдельно взятых рабочих органах. Расчет при этом является наиболее

экономичным. Получаемые результаты, однако, зависят от граничных условий, которые пользователь во многих случаях не может знать точно. Кроме того, данный подход не позволяет учесть взаимодействие между соседними элементами проточной части.

2) Течение в отдельно взятом элементе проточной части также может быть рассчитано с переменными граничными условиями на входе, что представляет собой попытку имитировать следы от лопастей расположенного выше по течению элемента проточной части. Эти следы имитируются эпюрой скоростей, вращающейся относительно рассматриваемой системы координат.

Данный подход требует больше расчетных усилий по сравнению с предыдущим. При этом недостатки, свойственные предыдущему подходу, сглаживаются, но все же остаются в силе.

3) В гидромашинах, как правило, существенное значение имеет взаимное влияние вращающейся и неподвижной лопастных систем, и для надлежащего моделирования течения расчетная область должна охватывать всю проточную часть, включая неподвижные элементы и вращающиеся межлопастные каналы.

Данный подход является наиболее точным, однако требует значительного увеличения компьютерных ресурсов.

Расчет течения выполняется совместно: в неподвижных элементах проточной части – в неподвижной системе координат, во вращающемся рабочем колесе – в системе координат, вращающейся вместе с колесом.

Рассмотрим несколько типовых моделей для расчета течения в элементах проточных частей лопастных гидромашин.

1.1. Модель с использованием условий периодичности

Для экономии вычислительных ресурсов при решении некоторых задач в расчетную область можно включить лишь по одному межлопастному каналу рабочих органов гидромашины, полагая, что в прочих каналах течение периодически повторяется. Это

дает возможность использовать для расчета течения в отдельных каналах достаточно густую расчетную сетку.

Использование данного условия должно быть обосновано приближенностью к реальной картине течения. Так, например, на рис. 1.1. представлена проточная часть диагонального насоса, состоящая из рабочего колеса (РК) и выправляющего аппарата (ВА). Вход в РК и выход из ВА осевые. Если изгибы реального трубопровода находятся на достаточном удалении от входного и выходного участков проточной части насоса и можно считать, что их влияние не оказывается на картине течения, то для расчета режимов работы близких к номинальному может использоваться модель с условием периодичности (см. рис. 1.2).

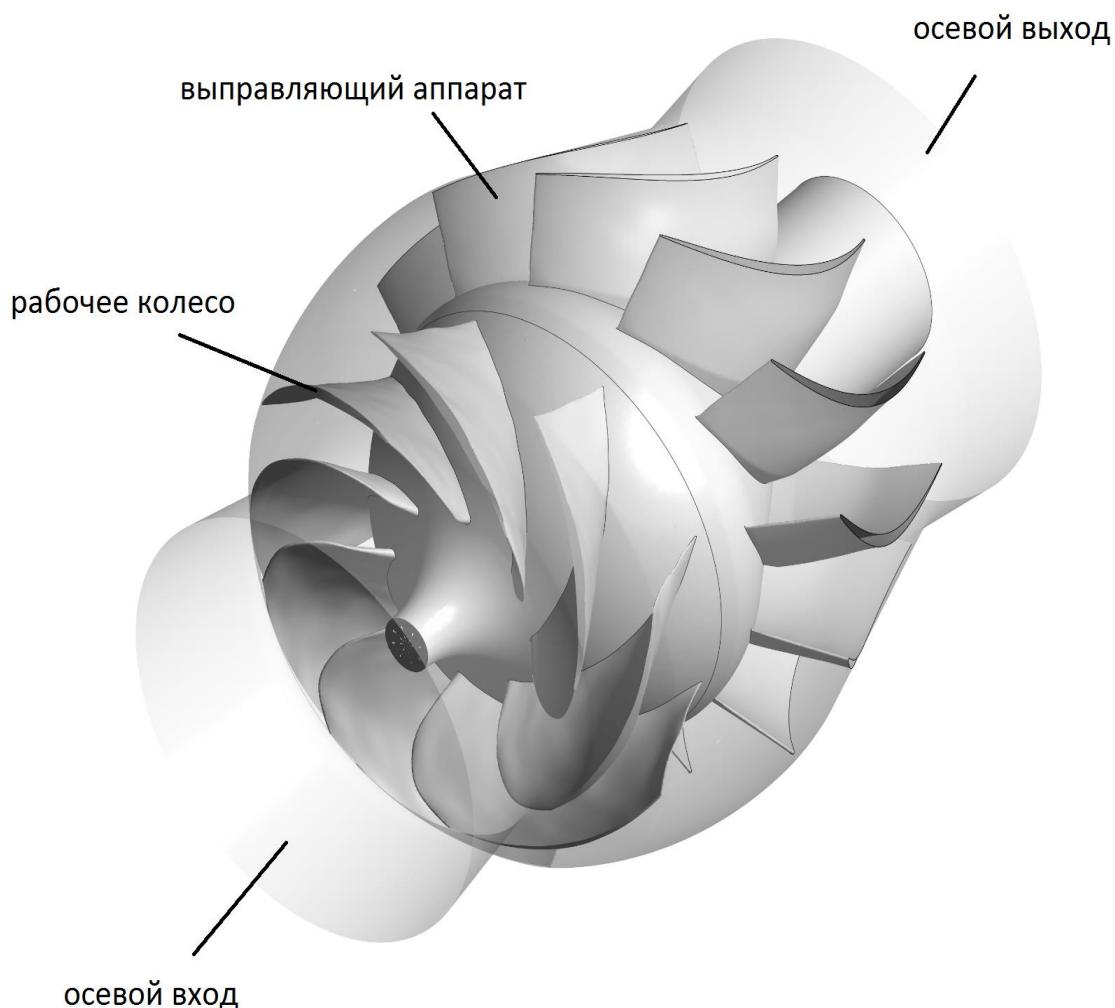


Рис. 1.1. Проточная часть диагонального насоса

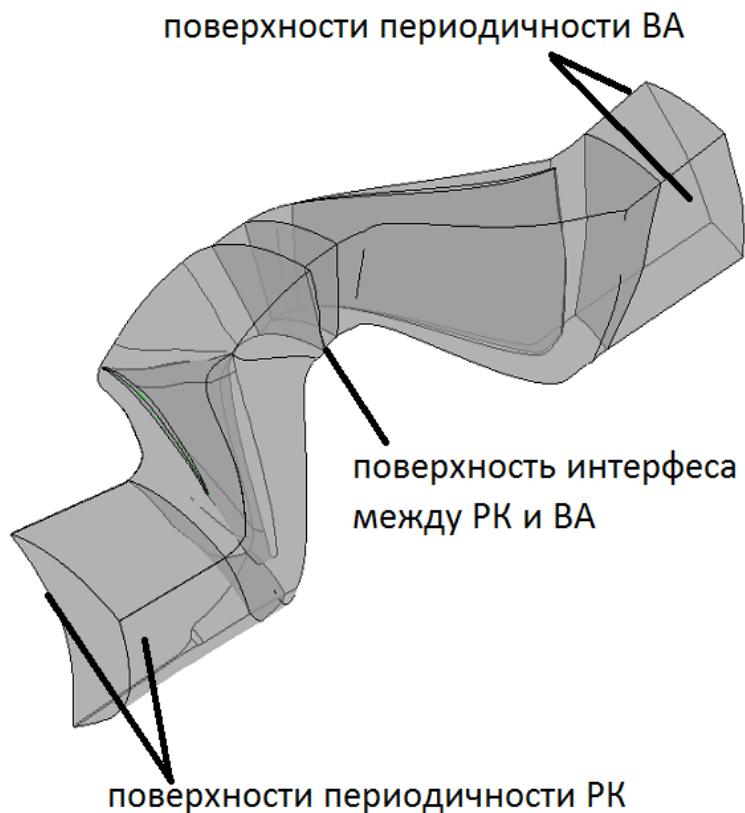


Рис. 1.2. Модель проточной части для расчета с условием периодичности

Поверхности периодичности для каждого элемента проточной части должны быть абсолютно идентичными и отстоять друг от друга на шаг, который соответствует количеству лопастей для данного элемента.

Следует отметить что в лопастных гидромашинах, используется не кратное количество лопастей в подвижных и неподвижных органах (в противном случае неизбежно возникновение сильной вибрации на агрегате), поэтому задание условий периодичности приводит к необходимости использовать при сопряжении областей РК и ВА тип поверхности интерфейса «*Stage*» – осреднение по окружности. Т.е. на поверхности интерфейса выполняется осреднение параметров расчета в окружном направлении. Иными словами, полагается, что следы от лопастей элемента проточной части, расположенного выше по течению, полностью сглаживаются, и на входе в следующий элемент проточной части течение является осесимметричным.

1.2. Модель без использования условий периодичности

Если статорные элементы проточной части не обладают геометрической симметрией и есть вероятность отсутствия осевой симметрии потока в области ротора, необходимо моделировать полный объем проточной части. На рис. 1.3 представлен пример модели для расчета течения в проточной части консольного насоса со спиральным отводом (СО).

Расчет данной модели можно проводить в двух вариантах:

1) При задании условия «*Frozen Rotor*» - «замороженный ротор» на поверхности интерфейса роторные элементы проточной части в процессе расчета полагаются зафиксированными в определенном угловом положении относительно статорных элементов. Осреднение на поверхности интерфейса не выполняется, что позволяет моделировать воздействие следа от лопасти одного элемента на течение в межлопастном канале следующего элемента.

2) «*Transient Rotor Stator*» - полностью нестационарный анализ. В этом подходе расчет выполняется без всяких упрощающих допущений. Взаимное угловое положение решеток лопастей обновляется после каждой глобальной итерации. Этот подход позволяет наиболее полно моделировать все нестационарные эффекты, происходящие на стыке областей ротора и статора. Вместе с тем, этот подход является наиболее ресурсоемким, требует задания очень малого шага интегрирования по времени, процесс расчета медленно сходится.

На практике полностью нестационарному анализу, как правило, предпочитают метод «замороженного ротора», поскольку интегральные параметры (напор, КПД), вычисленные в результате расчетов по этим методам, обычно различаются незначительно.

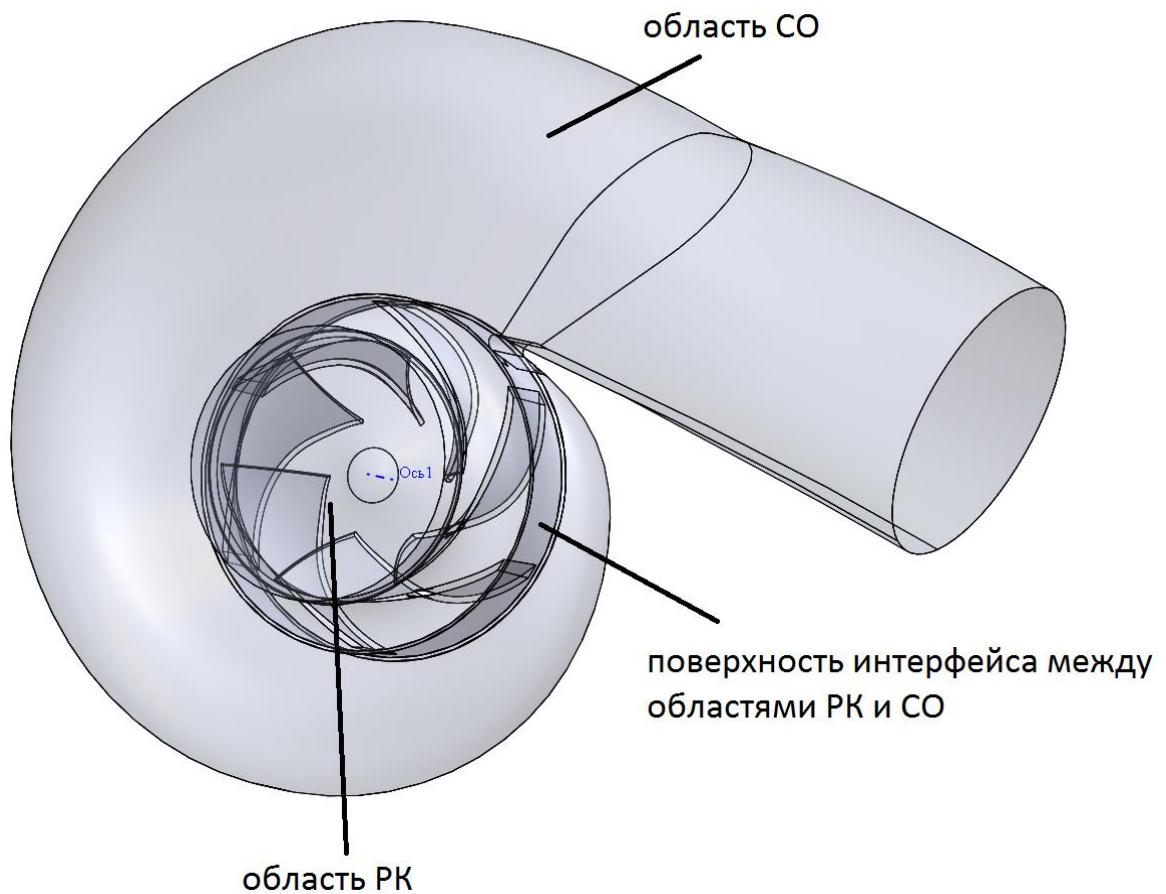


Рис. 1.3. Модель проточной части для расчета без условий периодичности

В некоторых случаях, когда отсутствие осевой симметрии статорных элементов не должно сказываться на течении в области ротора допускается комбинирование области ротора с условием периодичности и области статора без условия периодичности. При этом на поверхности интерфейса задается условие осреднения.

2. ПОСТРОЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Геометрическая модель для расчета - имитация объема, внутри которого происходит исследуемое течение.

Краткий алгоритм построения геометрической модели в любом программном комплексе сводится к следующему:

1) Создание лопасти и ее массива.

2) Создание эскиза меридианного контура проточной части гидромашины на плоскости с последующим поворотом вокруг оси симметрии с целью получения детали вращения. Пример такого эскиза, совмещенного с разрезом центробежного РК представлен на рис. 2.1.

3) Вычитание массива лопастей из детали вращения.

Очередность пунктов 1 и 2 выбирается пользователем произвольно.

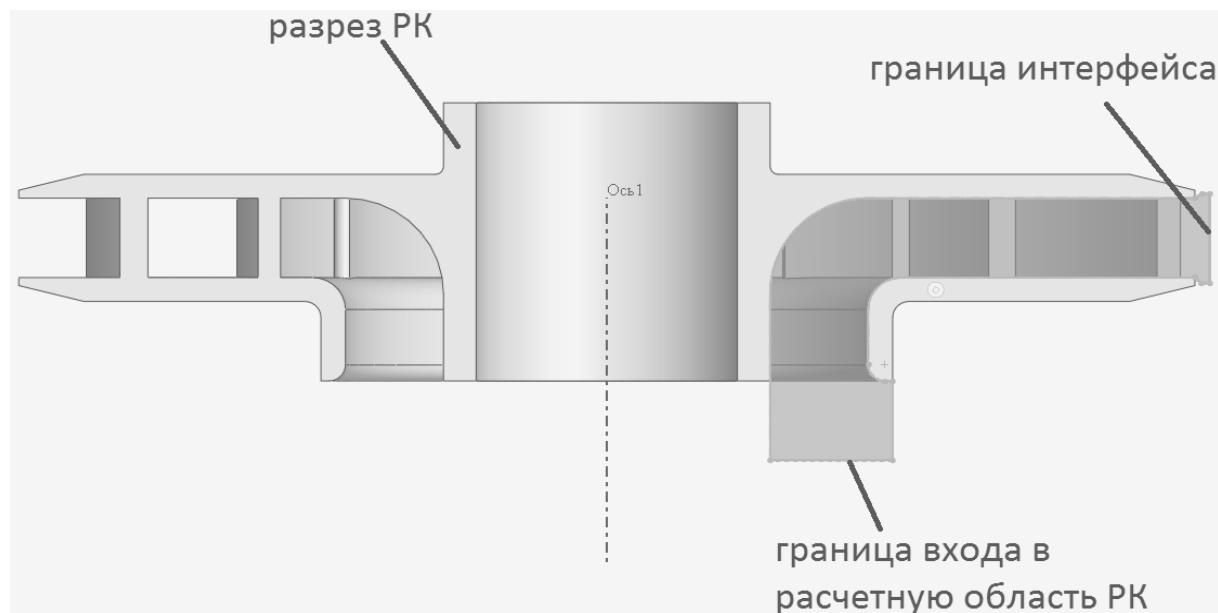


Рис. 2.1. Меридианный контур проточной части РК

Для создания твердотельной геометрической модели используются специализированные *CAD* системы (англ. *Computer-aided design/drafting*) – средства автоматизированного проектирования, в данном контексте термин обозначает средства,

предназначенные для автоматизации двумерного или трехмерного геометрического проектирования, создания конструкторской или технологической документации.

Так как геометрия элемента проточной части гидромашины может быть задана различными способами (твердотельная модель детали, чертеж детали, математическое описание поверхностей) и в различном виде (например, лопасть может быть задана по сечениям в плоскостях $\phi = \text{const}$ или $z = \text{const}$), то алгоритм непосредственного построения модели также будет отличаться.

Ниже приведен пример построения расчетной области центробежного РК в *CAD* системе *Solidworks* [1] для случая, когда геометрия поверхностей лопасти и обводов задана координатами точек в декартовой системе координат.

Исходными данными для построения геометрической модели будут текстовые файлы (*.txt), содержащие декартовы координаты линий (сплайнов), описывающих поверхность лопасти и дисков РК, следующего формата:

X ₁ mm Y ₁ mm Z ₁ mm	пример:	0mm 1mm 2mm
X ₂ mm Y ₂ mm Z ₂ mm		1mm 2mm 3mm
...		...

Данные файлы могут быть составлены вручную, например, с теоретического чертежа РК или с помощью шаблонов *Microsoft Excel*.

1. Перед началом работы нужно создать отдельную папку, в которой будут находиться все текстовые файлы с координатами и сам файл *Solidworks*.

2. После запуска *Solidworks* нужно выбрать в меню команду “создать деталь”.

Далее нужно добавить в окне программы отображение следующих панелей:

- панель кривых (меню «*Вид/Панели инструментов/Панель кривых*»);
- панель поверхностей (меню «*Вид/Панели*

инструментов/Панель поверхностей»);

- панель элементов (меню «Вид/Панели инструментов/Панель элементов»).

3. Для добавления сплайнов можно воспользоваться панелью кривых (рис. 2.2). На панели кривых выбрать «Кривая через точки XYZ», в всплывающем окне – «Обзор». Тип файла нужно изменить на расширение «*.txt». Далее нужно указать путь к папке с файлами линий геометрии.

После добавления всех кривых нужно просмотреть их в графическом окне (рис. 2.3.).

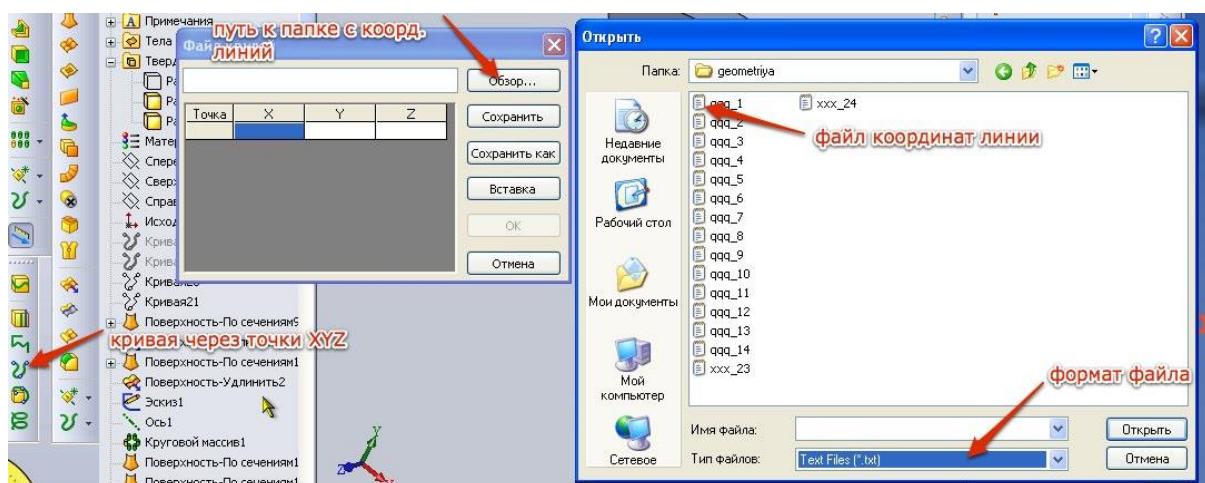


Рис. 2.2. Добавление сплайнов

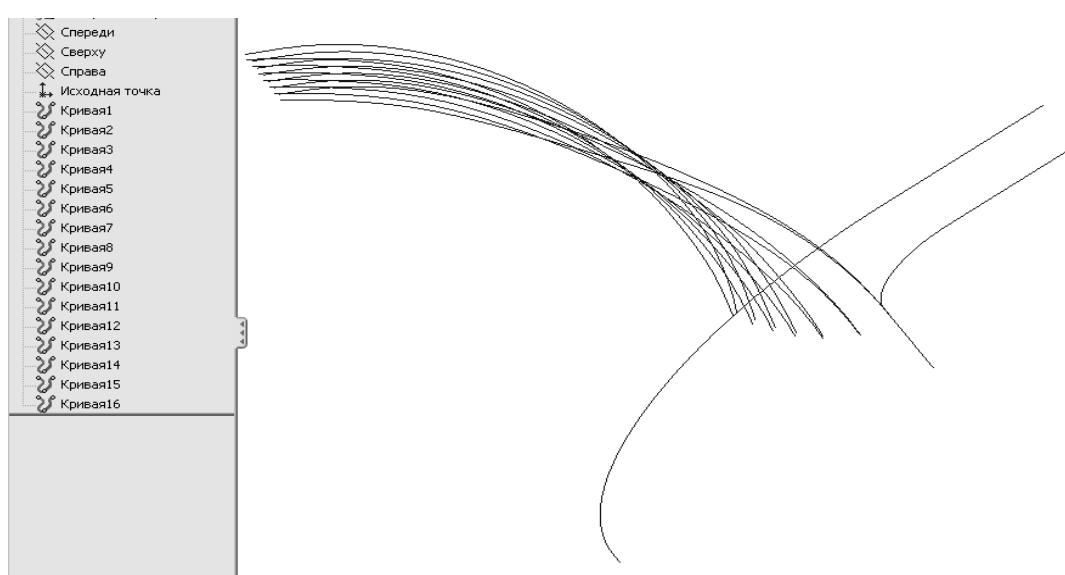


Рис. 2.3. Сплайны лопасти и дисков РК

Рекомендуется периодически сохранять файл проекта.

4. Построение рабочей и тыльной поверхностей лопасти РК.

При нажатой клавише *Ctrl* нужно выбрать в графическом окне линии принадлежащие одной поверхности лопасти РК (например, рабочей) и на панели поверхностей нажать «*Поверхность по сечениям*» (рис.2.4 и 2.5). Порядок данных операций можно изменить.

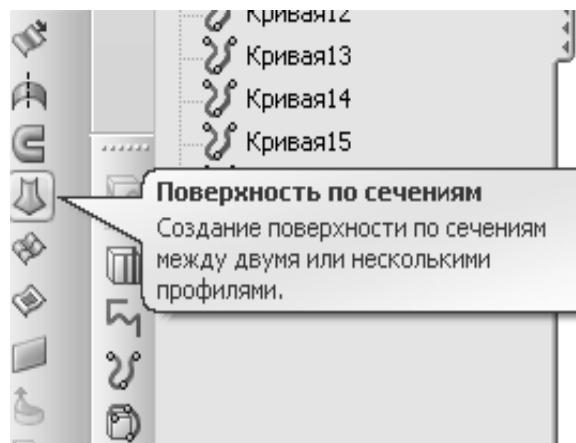


Рис. 2.4. Создание поверхности

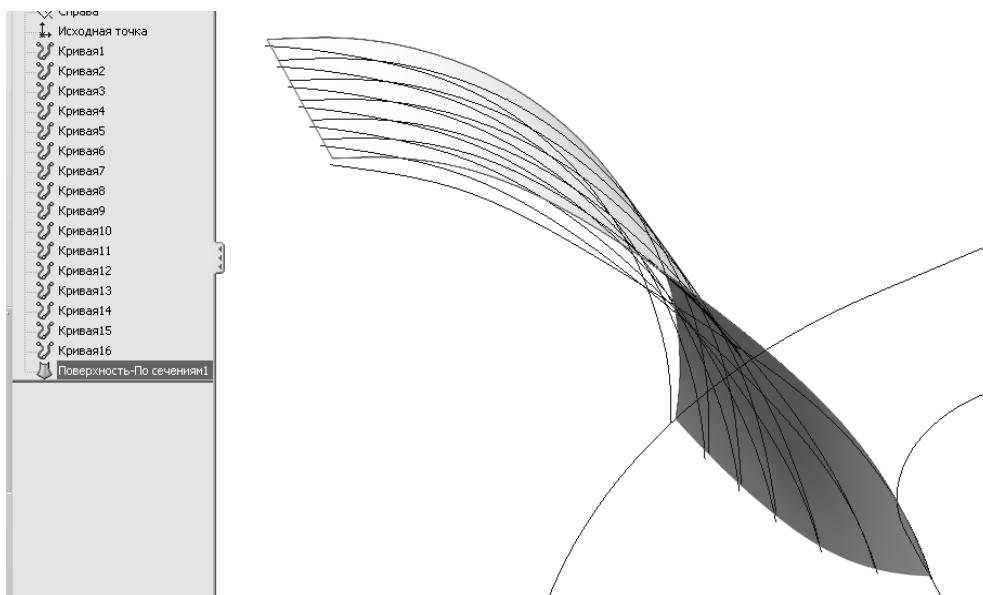


Рис. 2.5. Полученная поверхность

- Аналогичным способом добавляется вторая (тыльная) поверхность РК.

5. Удлинение полученных в п.4 поверхностей.

Для того, чтобы геометрическая модель не имела «дырок» в местах сопряжения лопасти с дисками, и не возникли

дополнительные проблемы при построении сетки, необходимо немножко удлинить данные поверхности в сторону дисков.

Для этого необходимо:

- В *Дереве Конструирования* (*Feature Manager*) с помощью клавиши *Shift* или *Ctrl* выбрать все кривые и скрыть их (см. рис. 2.6).

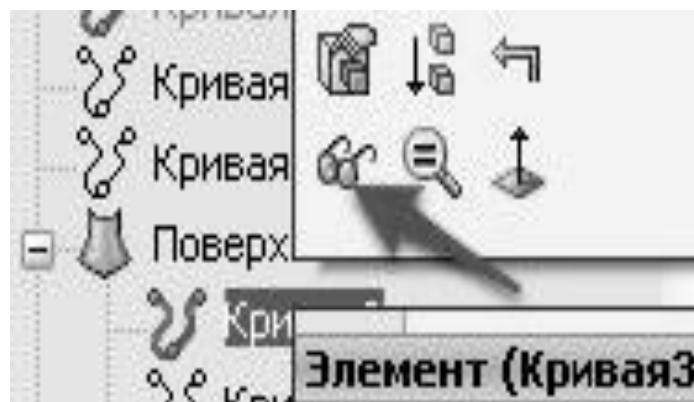


Рис. 2.6. Отключение отображения сплайнов

- На панели поверхностей выбрать «Удлинить поверхность» (рис. 2.7). Выбрать 2 кромки, которые должны соприкасаться с дисками (рис. 2.8). Выбрать параметр «*та же поверхность*» и удлинить ее на несколько миллиметров.

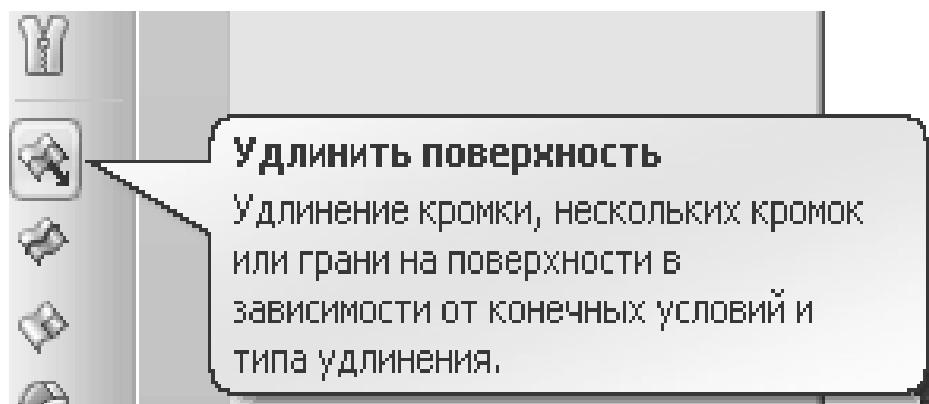


Рис. 2.7. Удлинение поверхностей

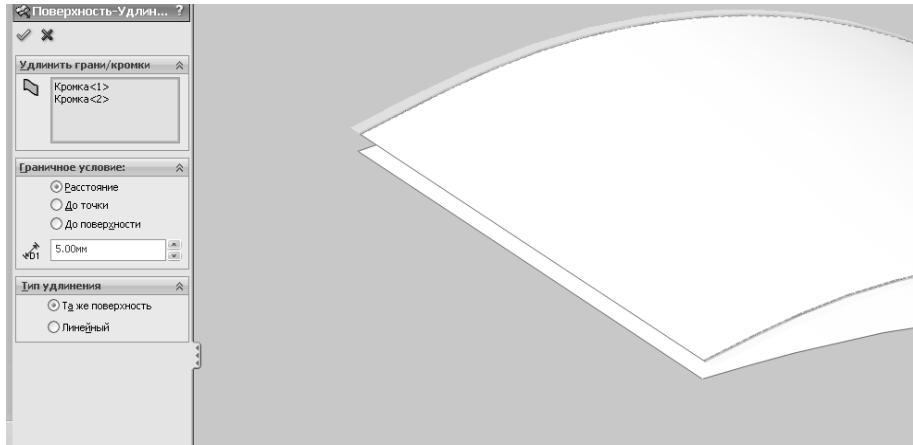


Рис. 2.8. Выбор кромок

6. Создание копии одной из поверхностей лопасти.

Данный пункт необходим если модель будет использовать условия периодичности. Созданная копия будет являться частью одной из поверхностей периодичности.

В *Дереве Конструирования* нужно выбрать плоскость «сверху» и создать на ней эскиз с нарисованной линией оси РК (не забыв указать, что она является вспомогательной геометрией).

При рисовании эскиза удобнее поворачивать его перпендикулярно с помощью соответствующей кнопки.

После выхода из эскиза, в меню необходимо выбрать «*Вставка/Справочная геометрия/Ось*», и в рабочем окне выделить ось, нарисованную в эскизе.

В результате в *Дереве Конструирования* должен появиться объект «*Ось*».

Далее в меню нужно выбрать «*Вставка/Элементы/Круговой массив*». В настройках кругового массива (слева) выбрать только что созданную Ось. Нажать «*копировать тела*» и в рабочем пространстве выбрать любую из удлиненных поверхностей. Угол поворота в первом приближении принимается равным половине шага ($360^\circ/Z/2$) (рис. 2.9).

Созданную копию можно скрыть.

В результате в *Дереве Конструирования* должен появиться объект «*Круговой массив*», состоящий из 2-х элементов.

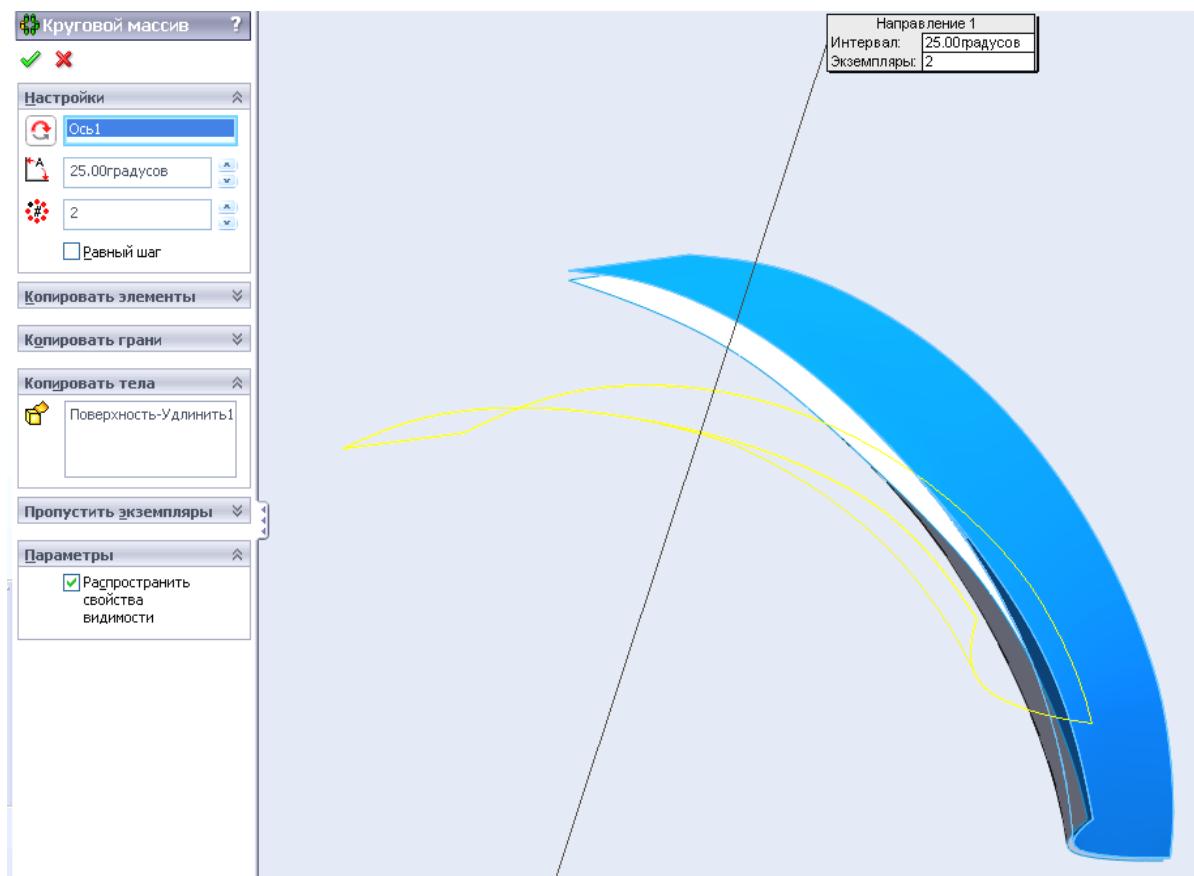


Рис. 2.9. Копия одной из поверхностей

7. Создание твердой лопасти.

Твердая лопасть создается из уже созданных поверхностей, а также дополнительных поверхностей.

Необходимо создать поверхности по сечениям, соединяющие уже созданные и удлиненные поверхности (в п.4, 5) (рис. 2.10).

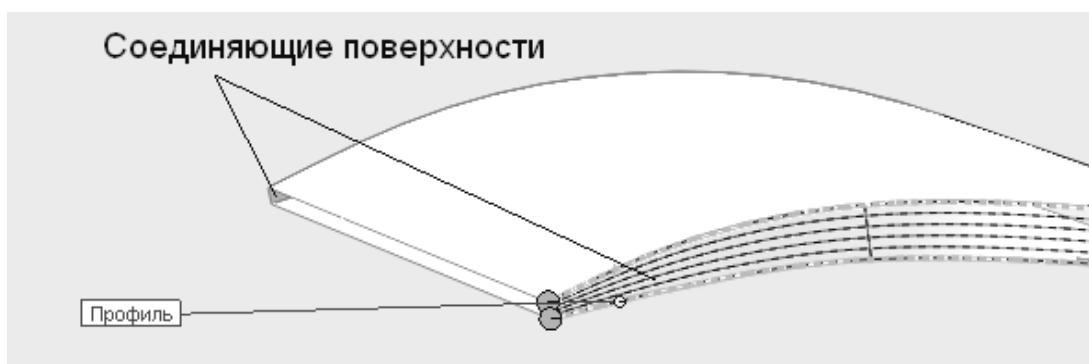


Рис. 2.10. Соединяющие поверхности

Далее нужно создать поверхности кромок.

Создается поверхность по сечениям с определенными параметрами: устанавливаются начальные и конечные ограничения – «касательность к обеим граням». Коэффициенты примерно равные половине толщины входной кромки, так чтобы кромка получилась круглая (рис. 2.11).

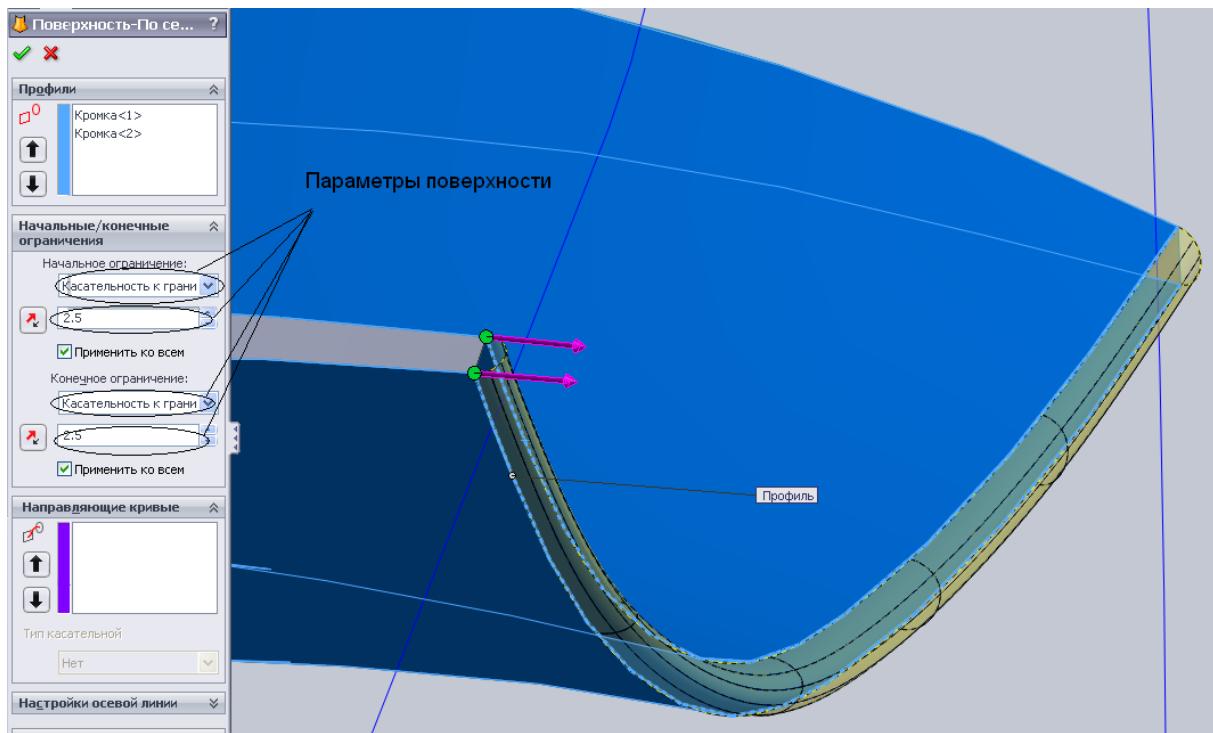


Рис. 2.11. Всасывающая кромка

Создание двух поверхностей (заплаток), соединяющих поверхность всасывающей кромки с боковыми показано на рис. 2.12.

Создавая поверхности, нужно следить, чтобы кромки выбирались с одного конца №1 или №2 (как показано на рис. 2.12), иначе операция не будет выполнена успешно.

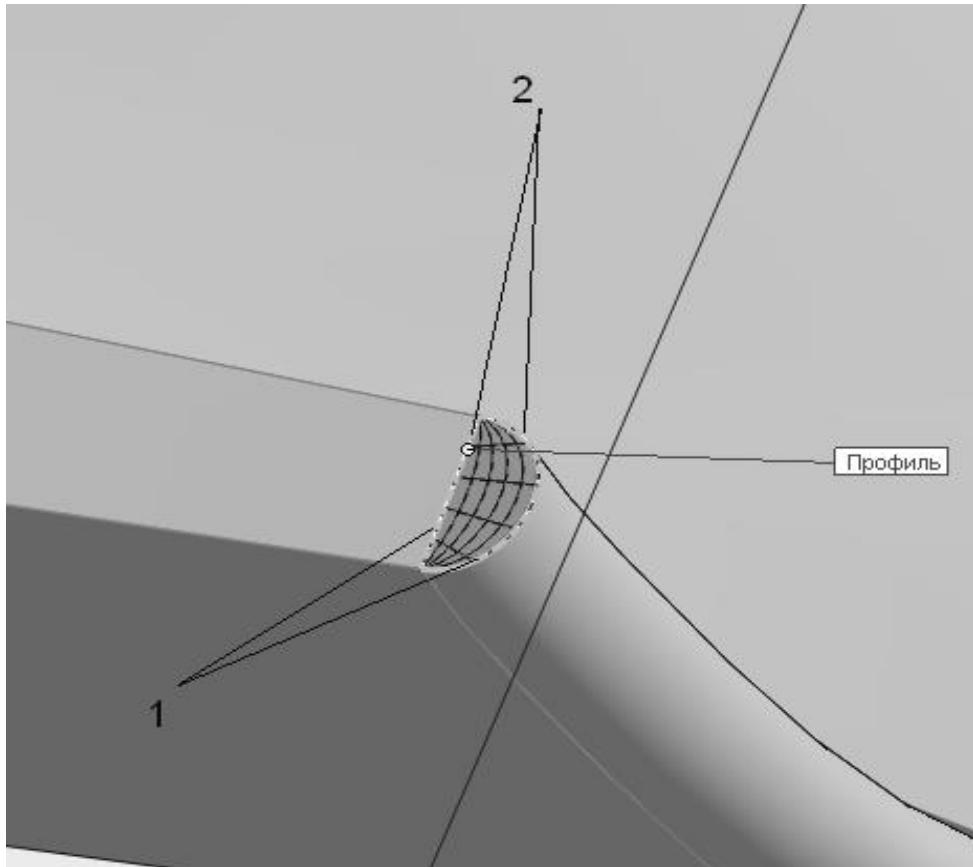


Рис. 2.12. Заплатка на всасывающей кромке

Напорная кромка обратимой гидромашины (насос-турбины) создается аналогично всасывающей. Напорная кромка насоса выполняется как обычная поверхность по сечениям.

Далее необходимо соединить все созданные поверхности. Для этого на панели поверхностей нужно выбрать «*сшить поверхность*», а в рабочей области выделить все видимые поверхности. Установить галочку в чек-кнопке «*Попытаться создать твердотельный элемент*» (рис. 2.13).

Для проверки правильности создания лопасти (является ли получившаяся лопасть твердотельным элементом) нужно нажать кнопку «*Разрез*». Разрез лопасти должен быть окрашен в синий цвет (рис. 2.14). В некоторых версиях *Solidworks* при успешном создании твердой лопасти в *Дереве Конструирования* добавляется папка «*Твердые тела*», в которой 1 тело – «*Поверхность сшить*».

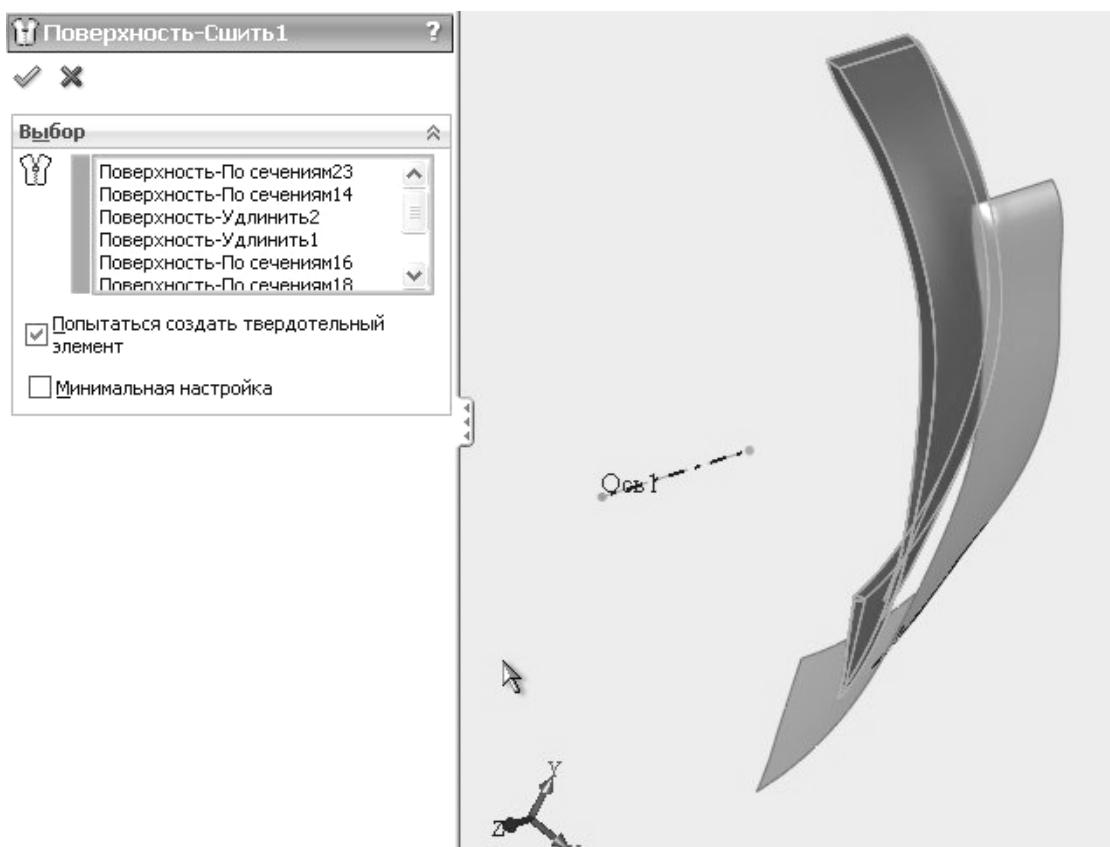


Рис. 2.13. Создание твердотельной модели лопасти

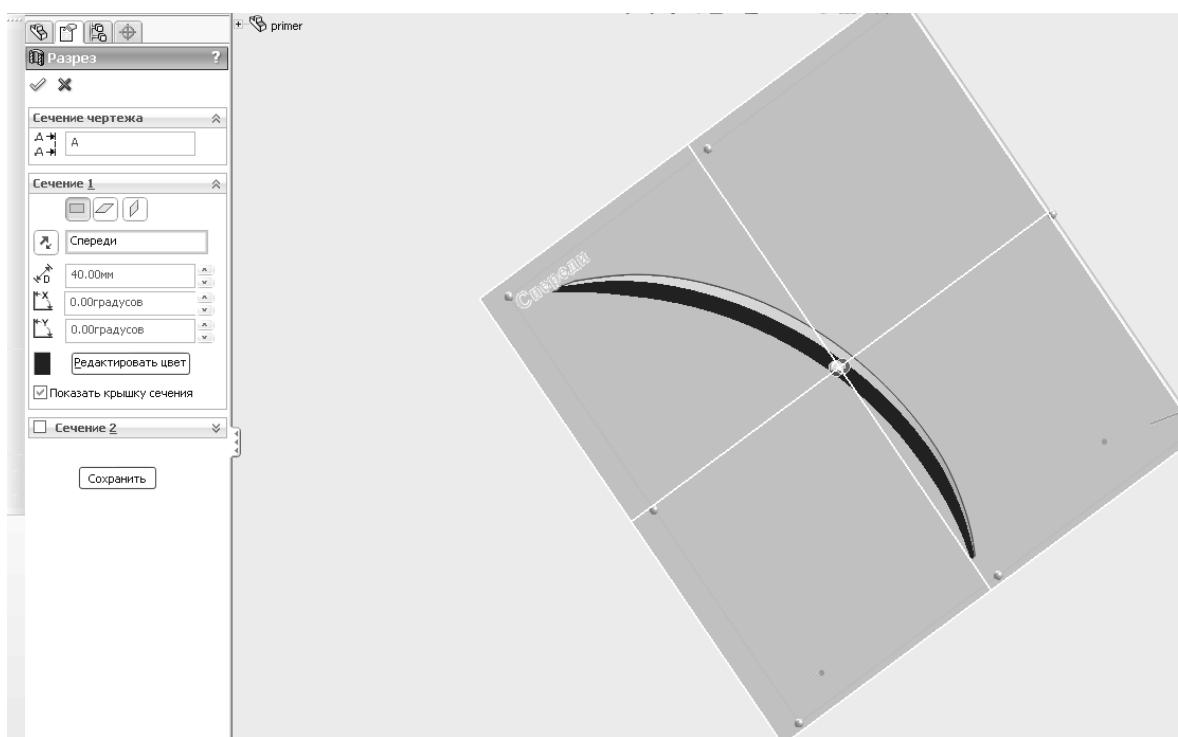


Рис. 2.14. Разрез лопасти

Таким образом, в результате проделанных операций, в графическом окне должна остаться готовая лопасть РК и 2 сплайна покрывающего и основного дисков (рис. 2.15).

Лопасть можно временно скрыть, чтобы она не мешала дальнейшим действиям.

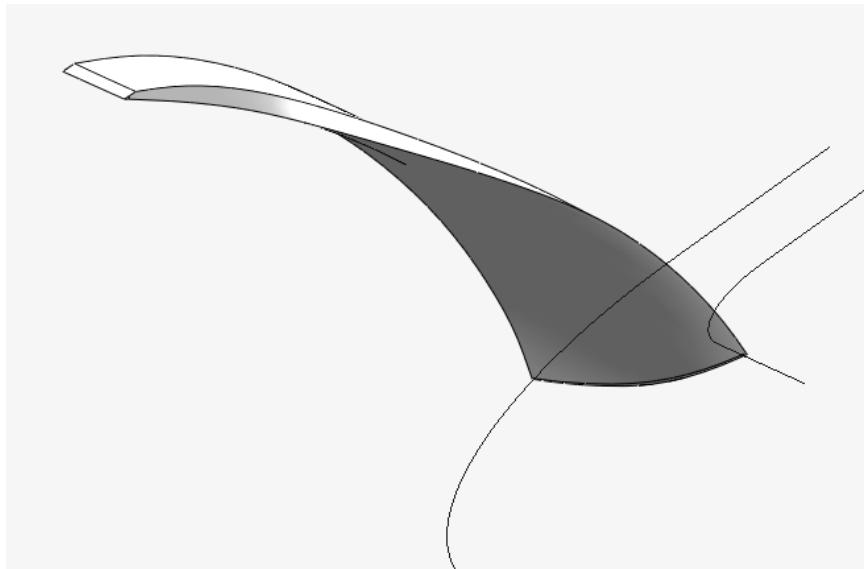


Рис. 2.15. Готовая лопасть РК насоса и сплайны дисков

8. Создание области потока жидкости, находящейся между покрывающим и основным дисками.

В *Дереве Конструирования* нужно выбрать плоскость «Сверху» и создать на ней эскиз.

В эскизе нужно нарисовать линию оси РК (не забывая указать, что она является вспомогательной геометрией).

Далее необходимо создать проекции сплайнов дисков РК на данной плоскости. Для этого выбираем один из сплайнов левой клавишей мыши; далее сверху на панели нажимаем кнопку «Преобразование объектов». В результате сплайн будет спроектирован на плоскость (рис. 2.16). То же самое необходимо сделать со вторым сплайном.

В *Дереве Конструирования* нужно выбрать и скрыть эти сплайны.

Далее из полученных линий нужно создать замкнутый контур

проточной части. Для этого необходимо дорисовать отрезки, замыкающие контур на рис. 2.17.

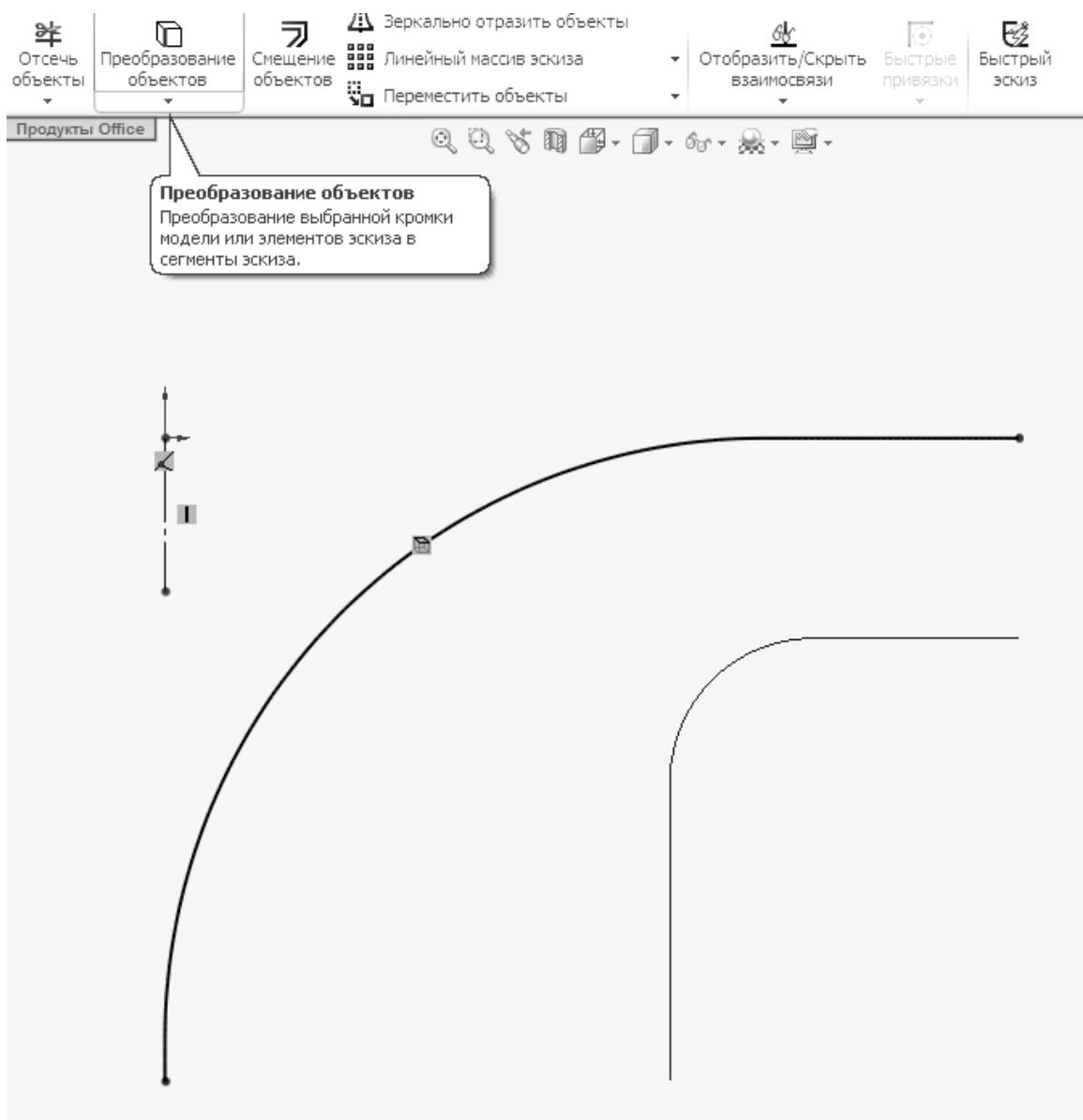


Рис. 2.16. Проекции сплайнов

Положение отрезков на входе и выходе РК должно выбираться исходя из принятой схемы расчета. Как правило, граница входа в первый по течению элемент устанавливается на расстоянии, где ожидается равномерное распределение скоростей и давлений.

Если РК является консольным, то на сплайне основного диска нужно нарисовать обтекатель см. рис. 2.18.

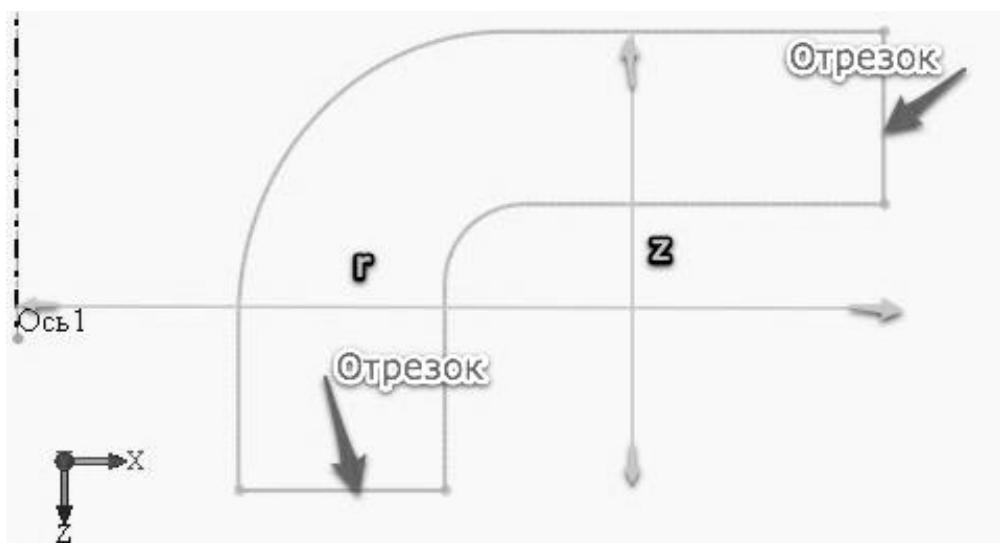


Рис. 2.17. Замкнутый контур проточной части

Если элемент является промежуточным, то его границы будут являться поверхностями интерфейса, которые желательно располагать посередине между элементами (например, РК и ВА).

Область проточной части должна быть односвязной. В представленном на рис. 2.18 примере есть недочет, который обведен овалом. Увеличенное изображение недочета дано на рис. 2.19. Одну из кривых необходимо удалить, для того, чтобы область проточной части стала односвязной.

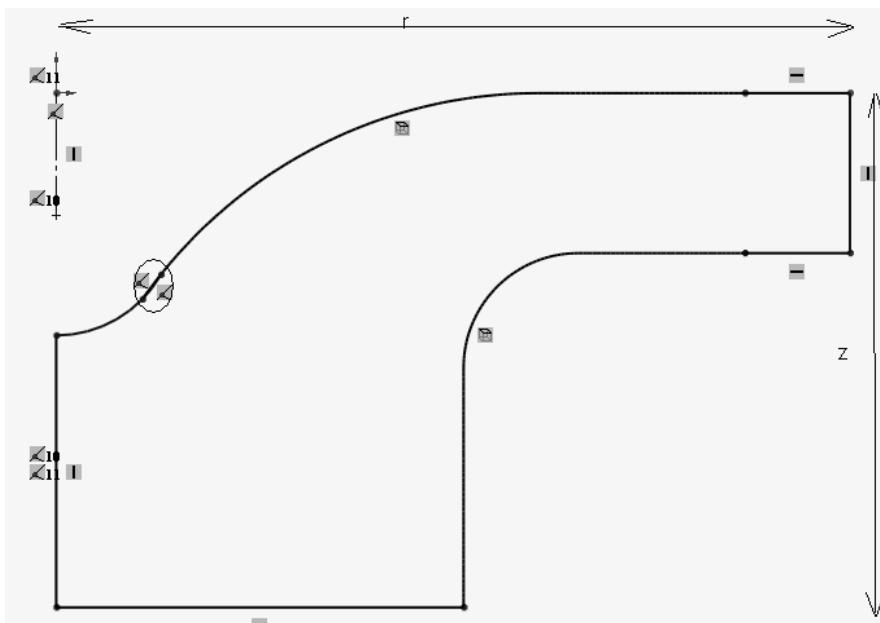


Рис. 2.18. Замкнутый контур проточной части консольного насоса

После создания эскиза замкнутого контура проточной части нужно на его основе создать элемент «Повернутая бобышка/Основание» (рис. 2.20).

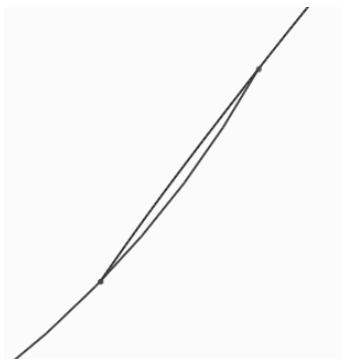


Рис. 2.19. Недочет в соединении кривых

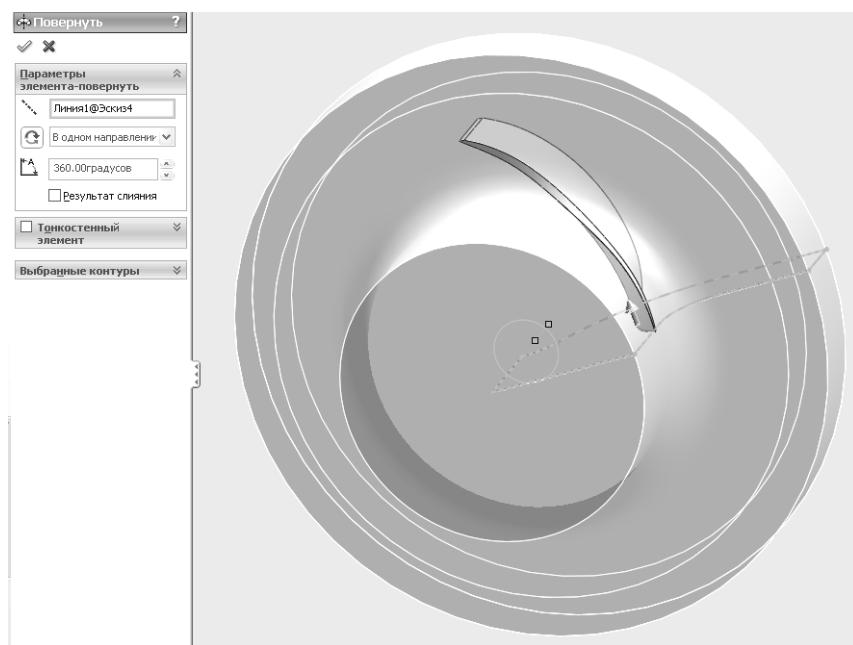


Рис. 2.20. Результат операции «Повернутая бобышка/Основание»

При создании данного элемента нужно отключить опцию «Результат слияния», чтобы проточная часть не соединилась с лопастью РК. Угол поворота 360° .

9. Создание кругового массива лопастей. Размер массива равен количеству лопастей РК. В качестве оси нужно выбрать ось из Дерева Конструирования. Лопасть должна быть скопирована как тело (рис. 2.21).

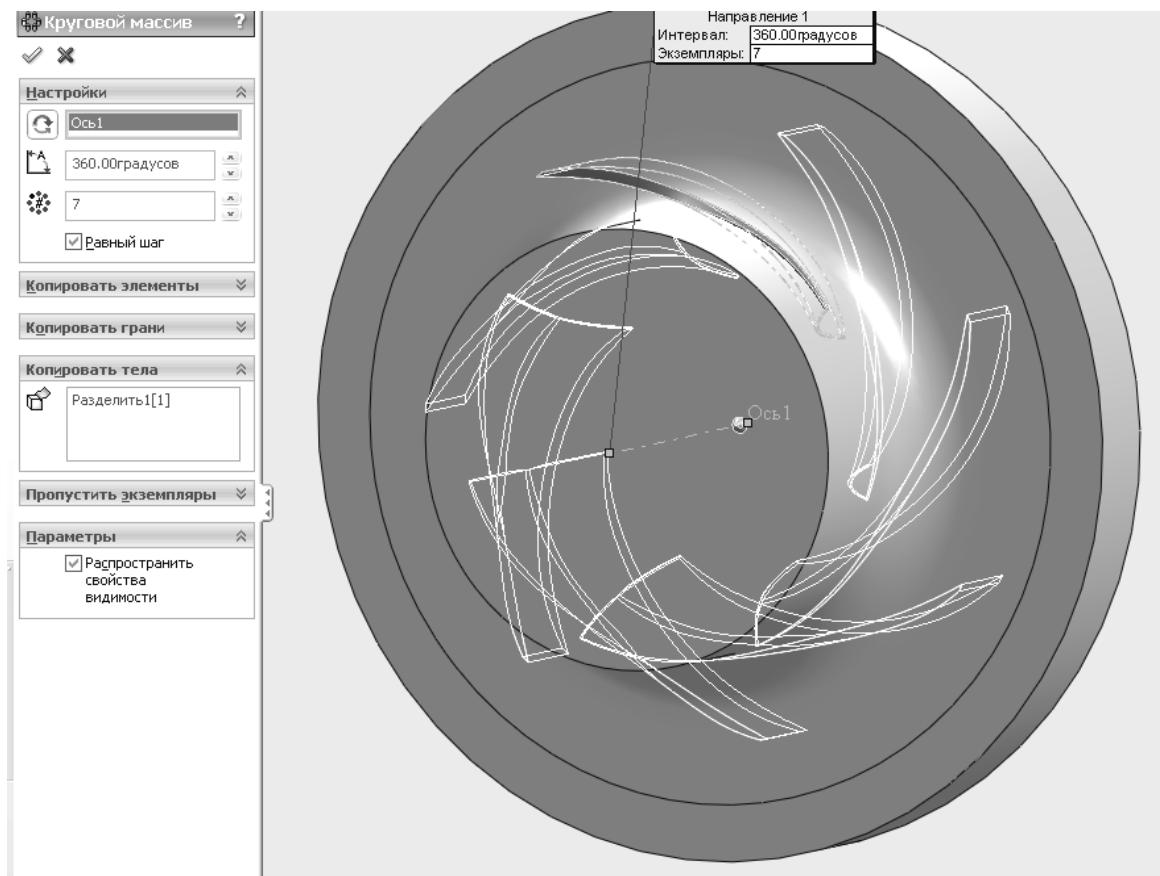


Рис. 2.21. Круговой массив лопастей

10. Удаление массива лопастей из твёрдотельной модели проточной части РК насоса.

Для этого в «Меню/Вставка/Элемент/Скомбинировать тела» нужно выбрать опцию «Удалить», в качестве *Основного тела* – проточную часть, в качестве *удаляемых тел* – массив лопастей (см. рис. 2.22).

Наличие большой области за выходной кромкой РК (рис. 2.23) не должно смущать, т.к. представленная модель создавалась для расчета РК совместно с безлопаточным диффузором.

При расчетах РК совместно с направляющим аппаратом диаметральный зазор между напорными кромками РК и входными кромками НА, как правило, не превышает 2-5% от диаметра РК (D_2), а значит поверхность интерфейса обычно устанавливается на расстоянии 1-2,5% от наружного диаметра D_2 .

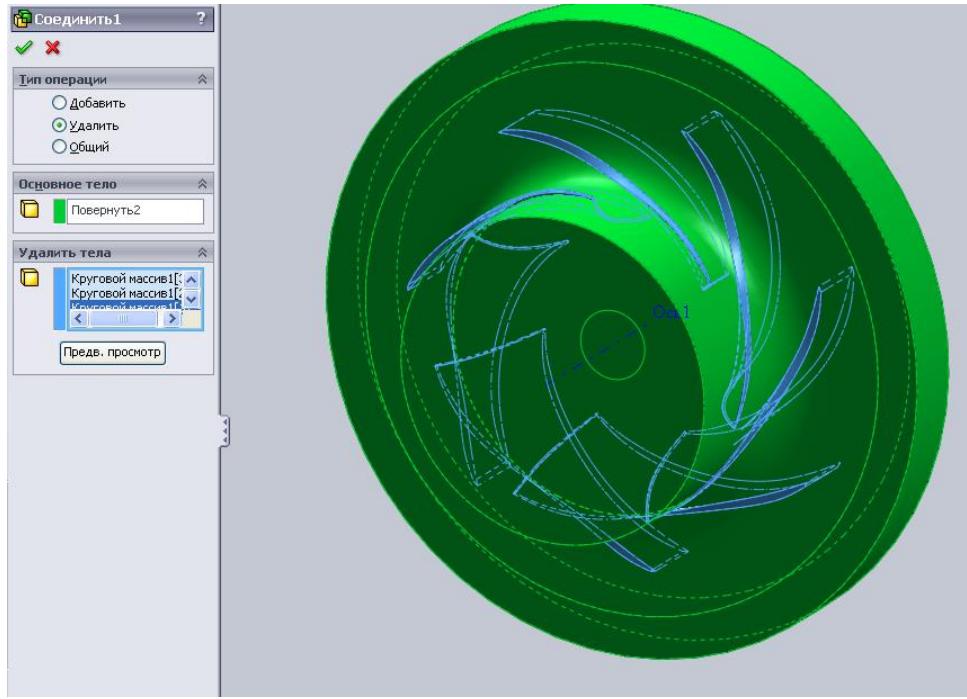


Рис. 2.23. Удаление лопастей

Далее, если принята модель без условий периодичности, то полученная на данном этапе твердотельная модель готова к созданию сетки в ней.

Если принята модель с использованием условия периодичности, то расчетная область должна включать лишь один межлопастной канал, поэтому необходимо выделить из полученной геометрии соответствующий сектор.

11. Создание поверхности периодичности.

В случае, если лопастная система рассматриваемого элемента проточной части является цилиндрической, то достаточно просто создать эскиз на плоскости перпендикулярной его оси, нарисовать произвольный сплайн, создать его круговой массив, отстоящий на 1 шаг равный $360^\circ/Z$ (рис. 2.24). После построения эскиза создать на его основе вытянутую поверхность, полностью разделяющую модель.

Если лопастная система пространственная, то алгоритм построения немного сложнее:

- Данная поверхность «сшивается» из 3-х поверхностей: массива поверхности, созданной как копия поверхности лопасти (см. п.6) и

двух вспомогательных поверхностей, создаваемых для полного разделения тела.

- Нужно отобразить копию поверхности периодичности, созданной в п.6.

- В меню необходимо выбрать «*Вставка/Справочная геометрия/Плоскость*». Плоскость задается по оси РК и точки на отображенной поверхности у всасывающей кромки (рис. 2.25).

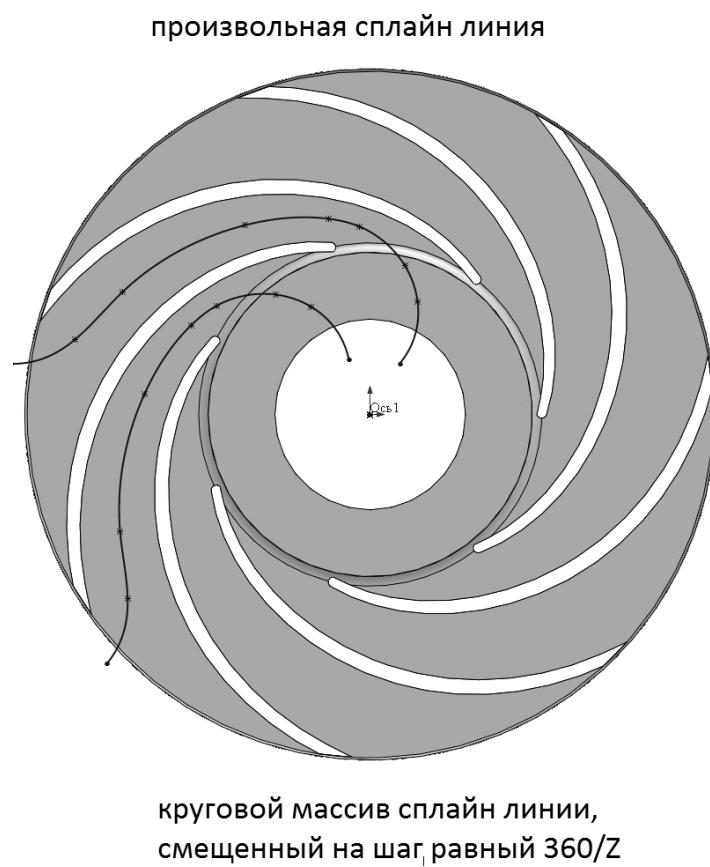


Рис. 2.24. Подготовка выделения одного элемента РК
с цилиндрической лопастной системой

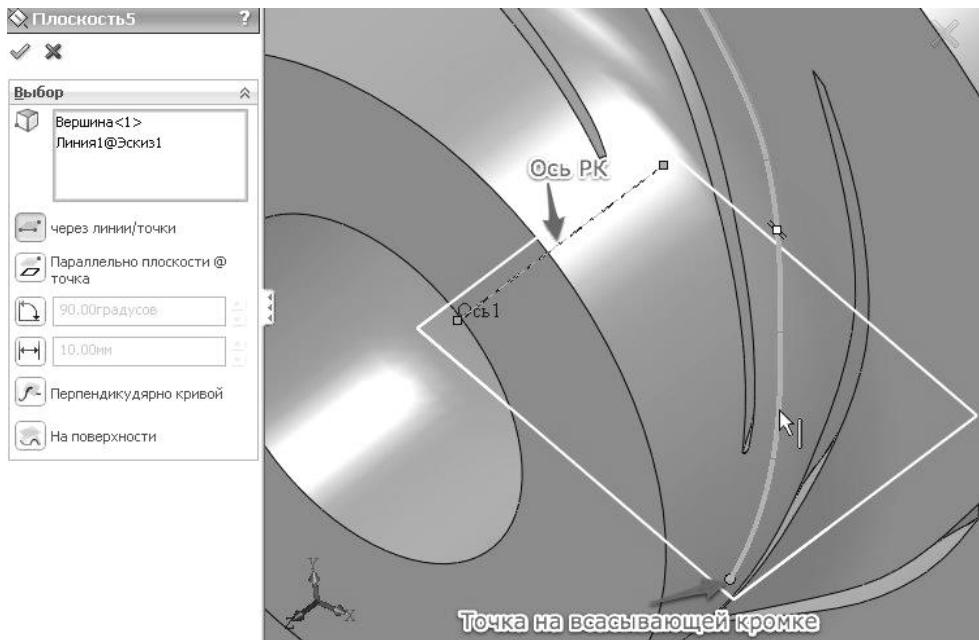


Рис. 2.25. Создание вспомогательной плоскости на входе в РК

На новой плоскости нужно создать эскиз из двух линий: первая проходит по оси РК, выходя за его пределы с обеих сторон, вторая начинается из конца первой и идет перпендикулярно за размер, больший радиуса горловины (рис. 2.26). Для РК с большой втулкой часто бывает достаточно нарисовать только вторую линию.

Далее создается поверхность по сечениям. В качестве первого сечения - входная кромка копии поверхности лопасти – массива, в качестве второго – созданный эскиз см. рис. 2.27. На рис. 2.28 приведена эта же поверхность на виде спереди.

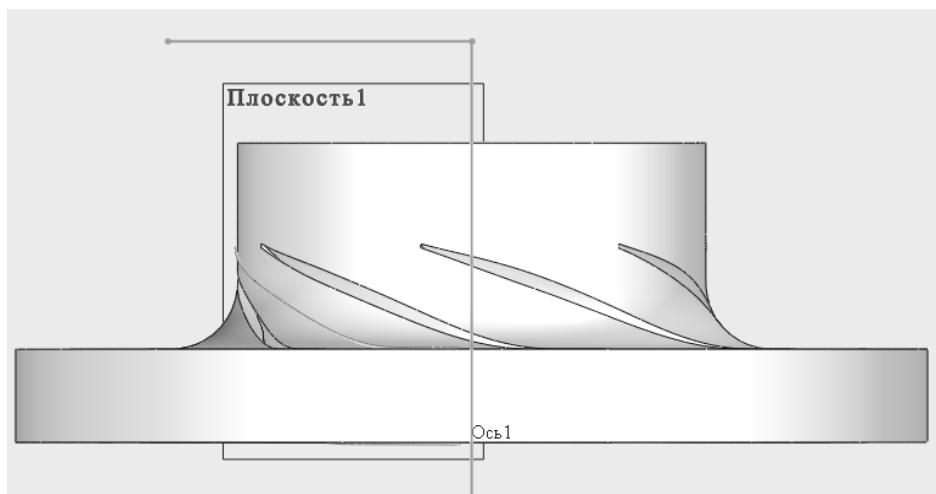


Рис. 2.26. Вспомогательный эскиз

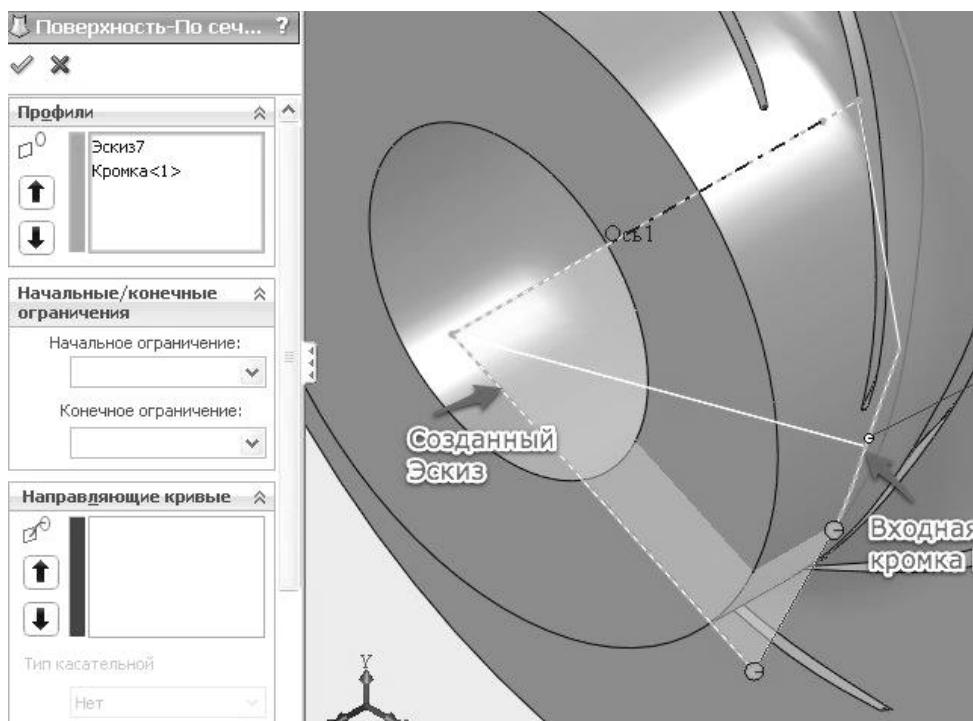


Рис. 2.27. Поверхность по сечениям

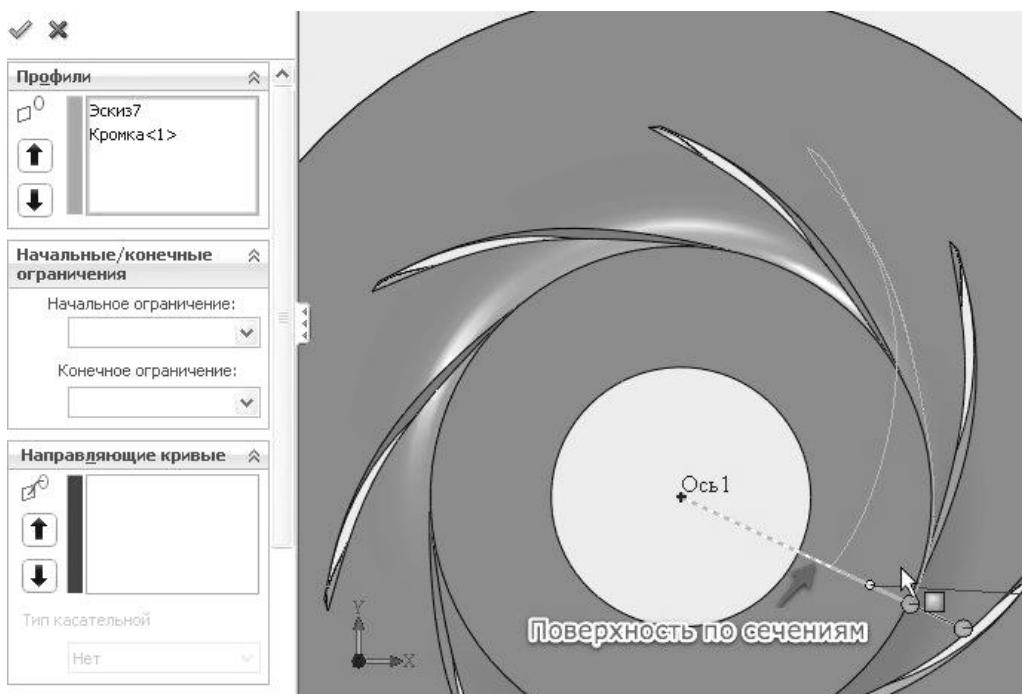


Рис. 2.28. Поверхность по сечениям

Аналогично создадим поверхность по сечениям проходящую через выходную кромку массива (по п. 6) поверхности лопасти (рис. 2.29).

В меню нужно выбрать «Вставка/Справочная геометрия/Плоскость».

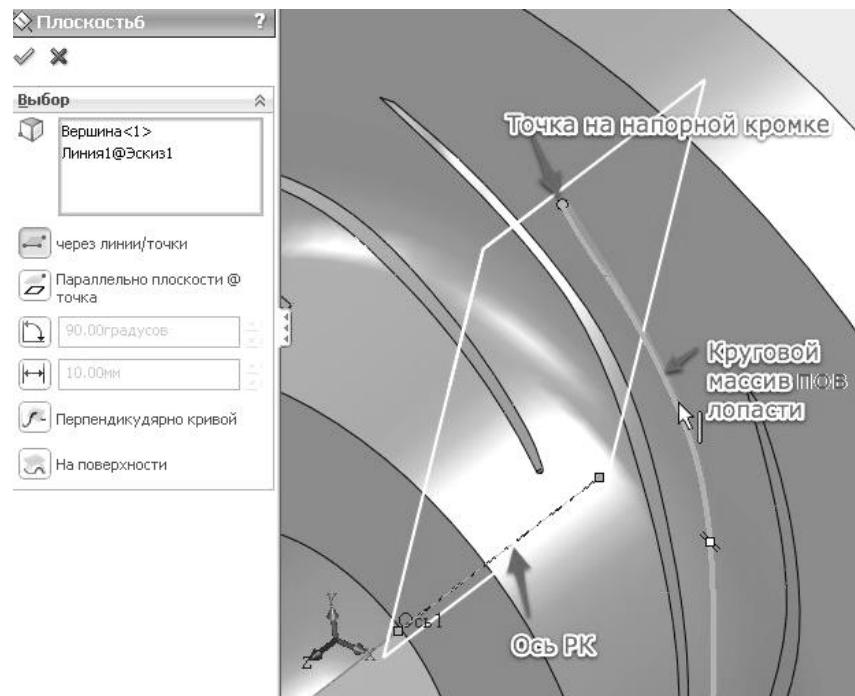


Рис. 2.29. Создание вспомогательной плоскости

Создать на ней эскиз, в котором чертится линия параллельная оси РК на расстоянии большем максимального радиуса модели (рис. 2.30).

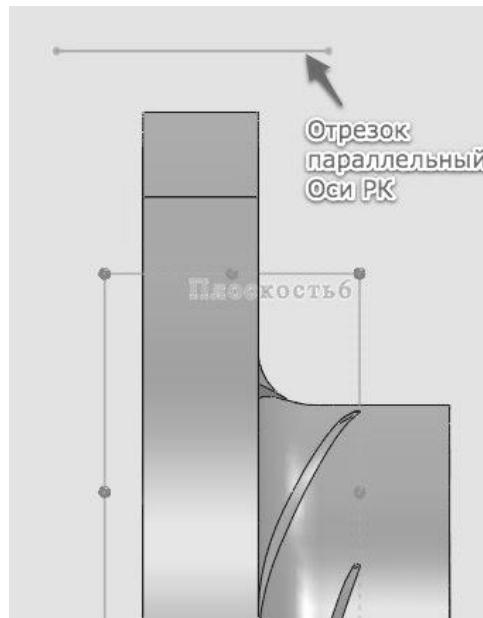


Рис. 2.30. Вспомогательная плоскость

Далее нужно создать поверхность по сечениям: первое – напорная кромка массива поверхности лопасти, второе – созданный эскиз (рис. 2.31).

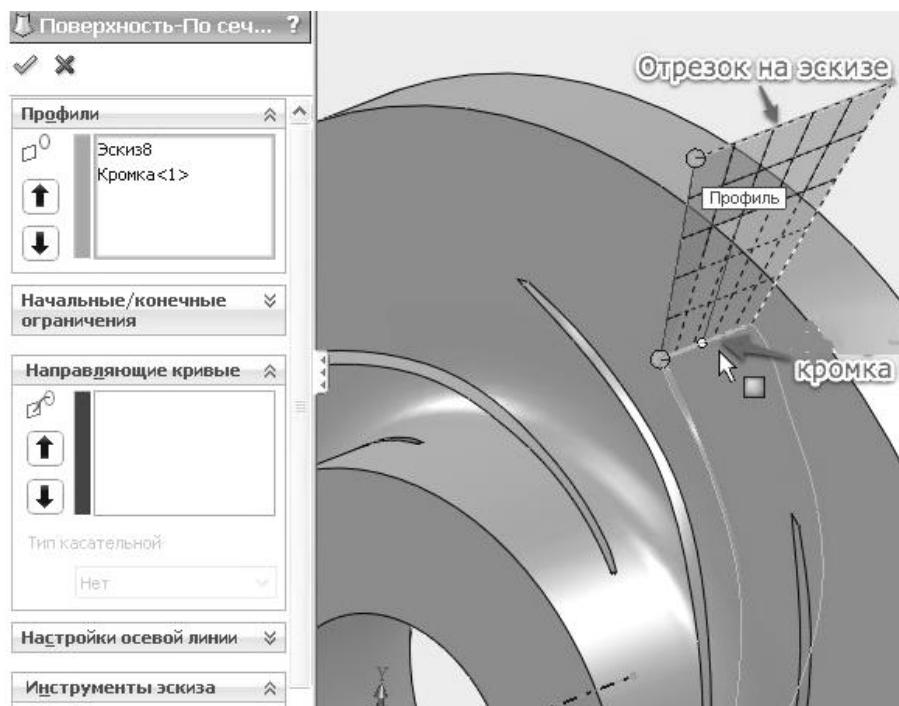


Рис. 2.31. Поверхность по сечениям

Для простоты выделения трех поверхностей желательно скрыть все вспомогательные плоскости и все тела. Затем, на панели поверхностей выбрать «Сшить поверхность» и выбрать 3 поверхности (рис. 2.32).

12. Создание кругового массива сшитой поверхности относительно оси.

Массив данной сшитой поверхности должен быть повернут на шаг, равный $360^\circ - 360^\circ/Z$, при этом в поле для градусов можно записать саму формулу ($360-360/Z$) (вместо Z - поставить число лопастей) (рис. 2.33).

13. Выделение расчетной области, включающей в себя один межлопастной канал.

Необходимо выделить из полученной геометрии соответствующий сектор.

В меню выбираем «Вставка/Элементы/Разделить». В качестве инструмента для разделения выбираем сшитую поверхность и ее массив, а в качестве разделяемого тела – проточную часть, (рис. 2.34).

После создания элемента «Разделить» скрываем отрезанный (больший) кусок модели и вспомогательные поверхности.

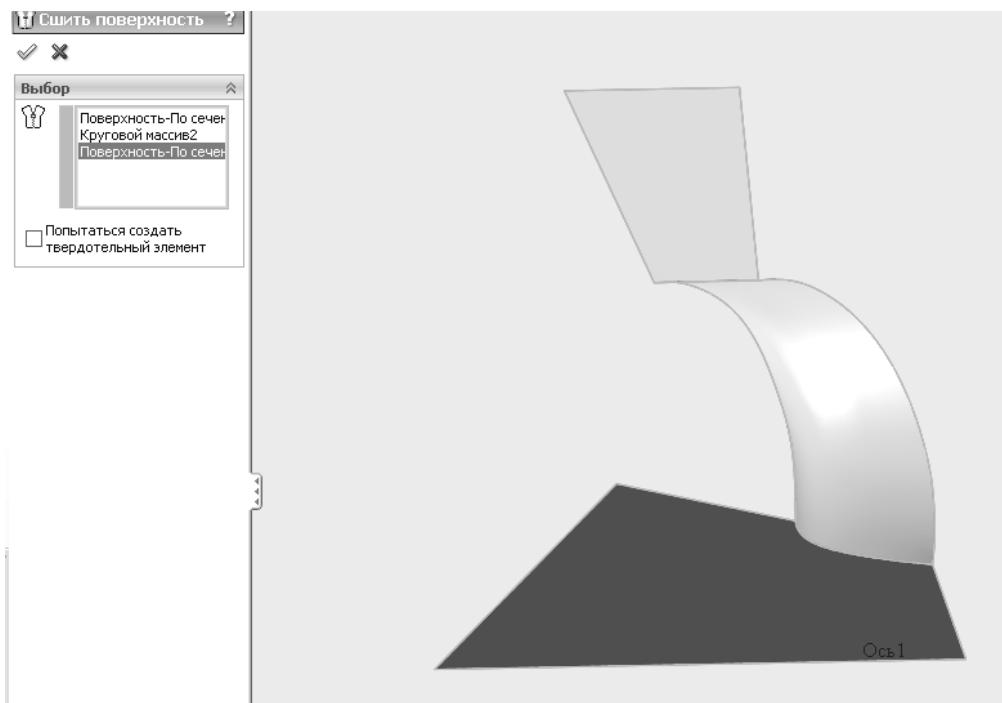


Рис. 2.32. Сшивание поверхностей

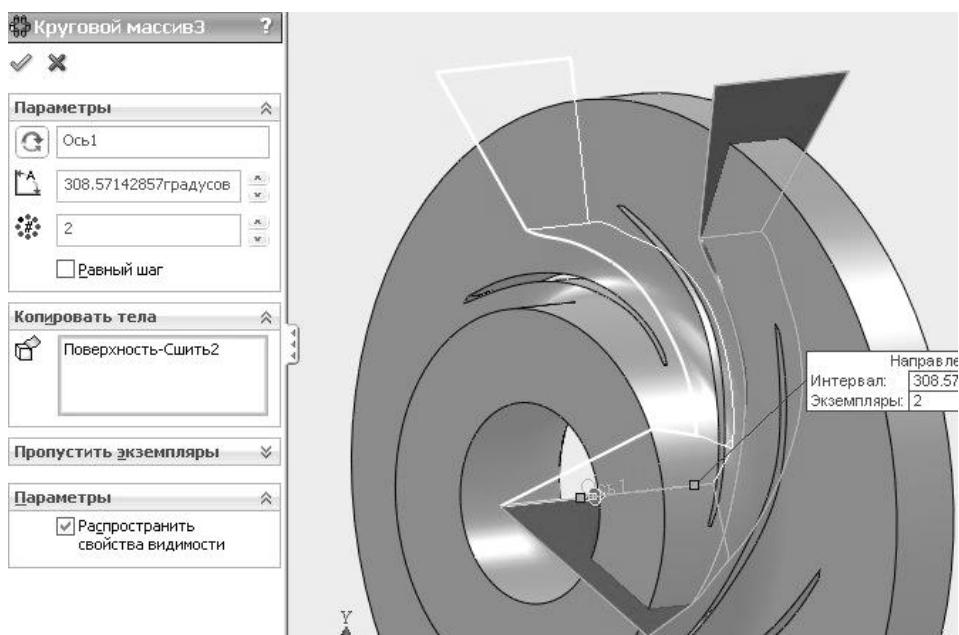


Рис. 2.33. Круговой массив сшитой поверхности

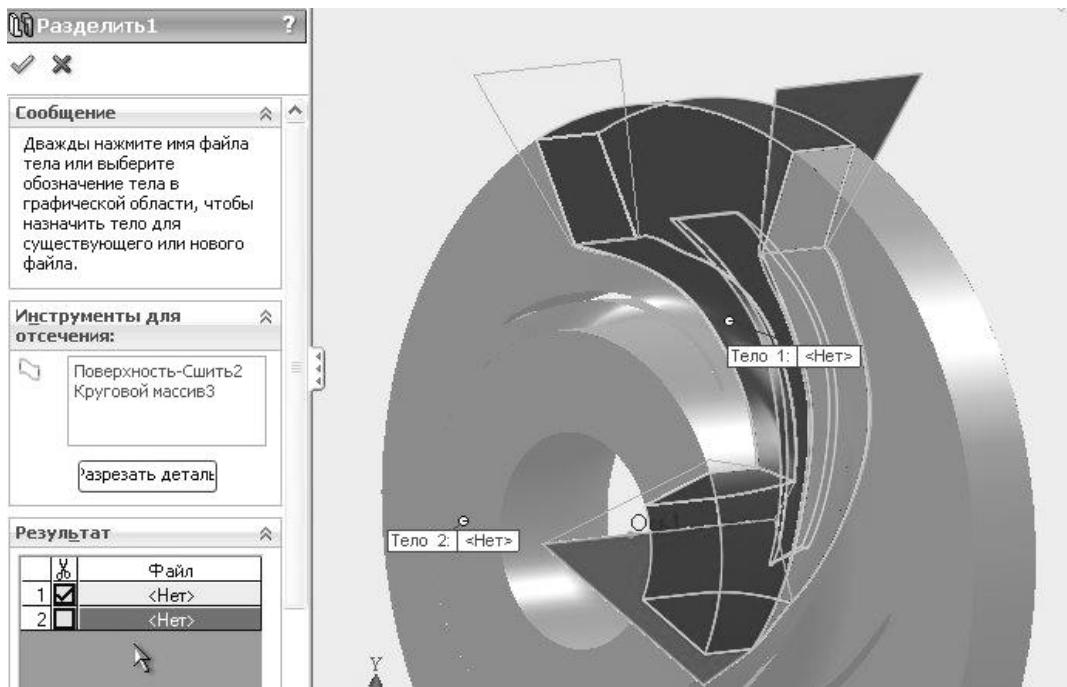


Рис. 2.34. Выделение расчетной области

После построения нужно оценить модель: если лопасть получилась сильно смещенной от центра канала, то нужно изменить угол поворота массива копии поверхности лопасти (созданный в п.6). Для этого она просто выбирается в дереве проекта. Нажатием правой кнопки мыши вызывается всплывающее меню, на котором выбирается значок «редактировать определение», можно изменить угол на несколько градусов (рис. 2.35). После этого модель должна сама перестроиться.

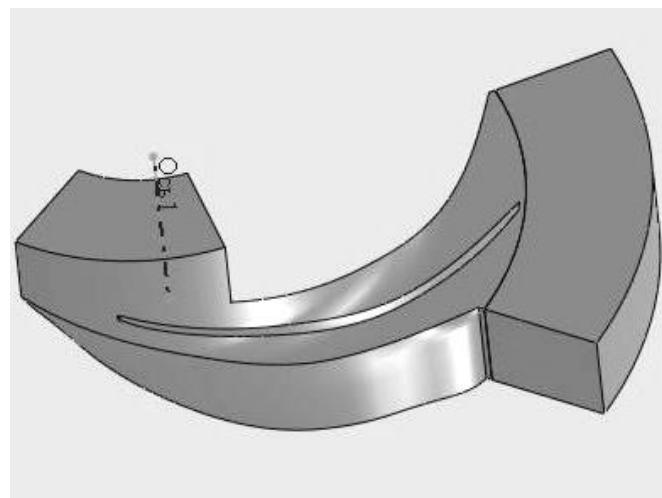


Рис. 2.35. Расчетная область

Если лопасть получилась сильно смещенной от ее центра, то нужно изменить угол поворота массива копии поверхности лопасти (созданный в п.6). Для этого она просто выбирается в дереве проекта. После нажатия на нее правой кнопкой мыши, нужно выбрать «редактировать определение», и изменить угол на несколько градусов (рис. 2.36). После чего модель должна сама перестроиться.

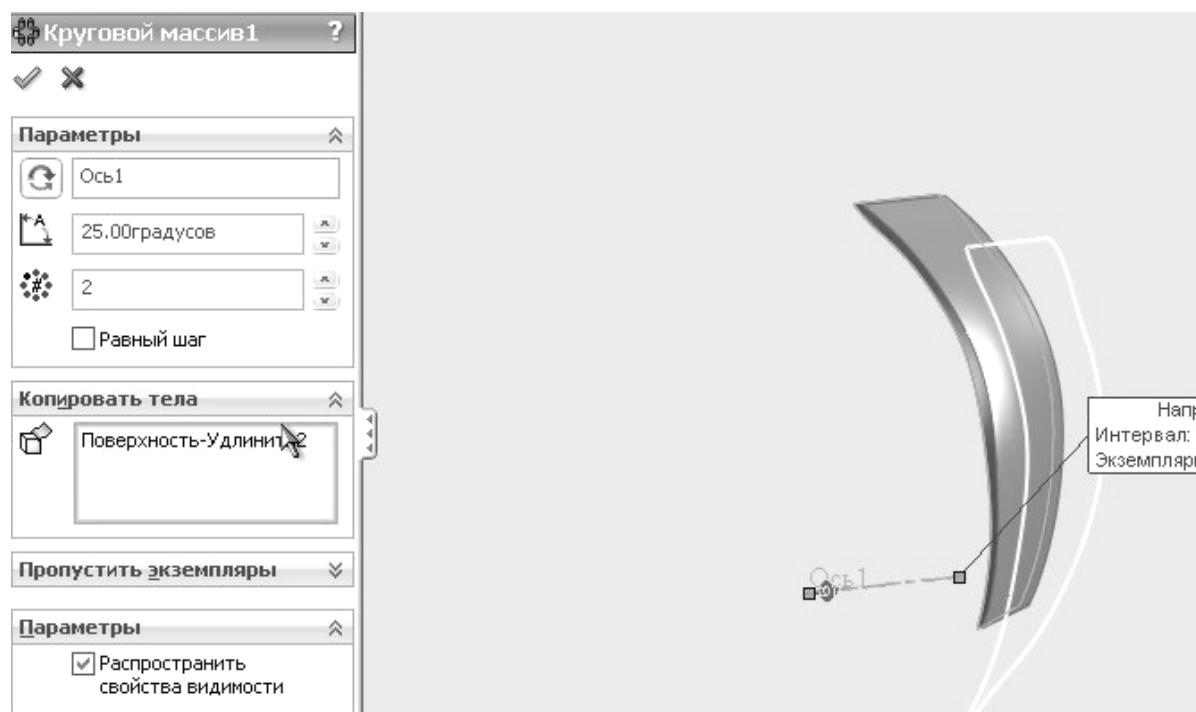


Рис. 2.36. Редактирование угла поворота массива поверхности

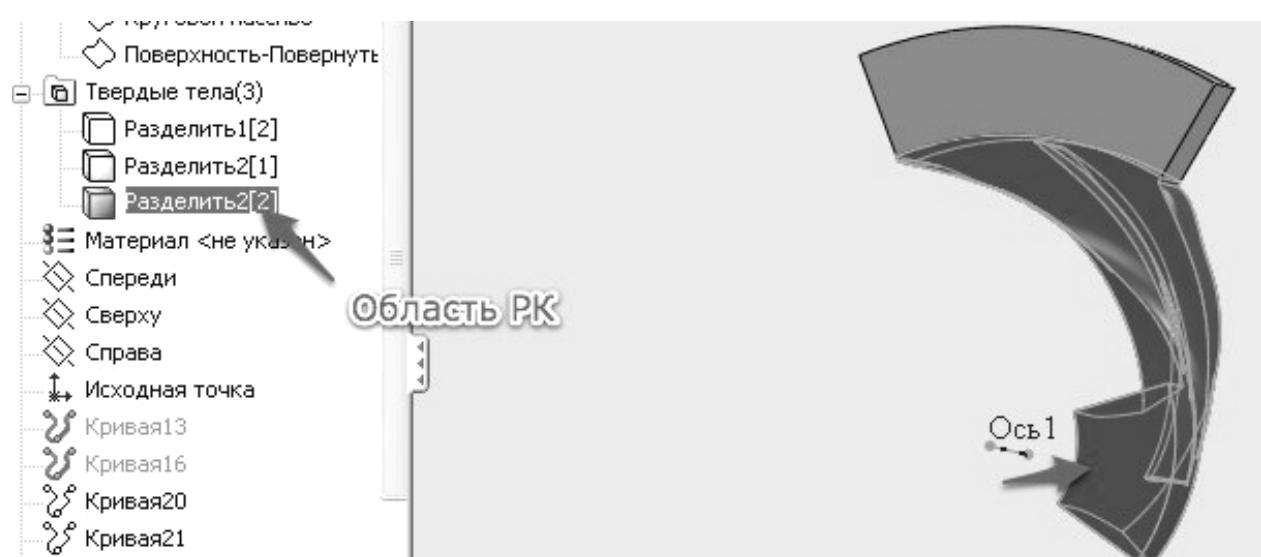


Рис. 2.37. Выбор области РК

14. Сохранение результатов работы.

В *Дереве Конструирования* в папке «Твердые тела» нужно выбрать область рабочего колеса (рис. 2.37).

В меню «Файл/Сохранить как», нужно выбрать формат *parasolid (*.x_t)* и латинскими буквами задать имя файла, например «Rotor». При сохранении нужно выбрать опцию «Выбранные тела».

Таким образом, получен файл геометрии в нейтральном формате, готовый для импорта в любой сеточный генератор.

В гидромашиностроении широкое применение нашел метод моделирования спроектированных насосов. Это обусловлено тем обстоятельством, что процессы, протекающие в проточной части лопастной гидромашины настолько сложные, что строгое математическое определение параметров и характеристик движения вязкой жидкости до сих пор затруднительно. В связи с этим большое значение имеет эксперимент на уменьшенных в несколько раз моделях. При создании таких моделей необходимо соблюдение определенных правил, которые устанавливаются в теории подобия. Одно из этих правил – геометрическое подобие подразумевает, что сравниваемые гидромашины имеют пропорциональные линейные размеры всех поверхностей, ограничивающих и направляющих поток жидкости, при этом все углы равны. В качестве линейного коэффициента подобия (пропорциональности) обычно принимают отношение диаметров рабочих колес:

$$K_L = \frac{D_H}{D_M}.$$

При геометрическом подобии, этот коэффициент должен быть постоянен при отношении любых других размеров модели и натуры.

Программа *SolidWorks* позволяет произвести преобразование (масштабирование) всей рабочей области проточной части. Для этого нужно выбрать пункт меню *Вставка – Элементы – Масштаб* (рис. 2.38). В области *Менеджера Свойств (PropertyManager)* указываем соответствующее твердое тело и коэффициент масштабирования.

Например, для преобразования натурного РК с $D_H = 750$ мм в модель с диаметром $D_M = 270$ мм, необходимо ввести значение:

$$K_L = \frac{D_M}{D_H} = \frac{270}{750} = 0,36.$$

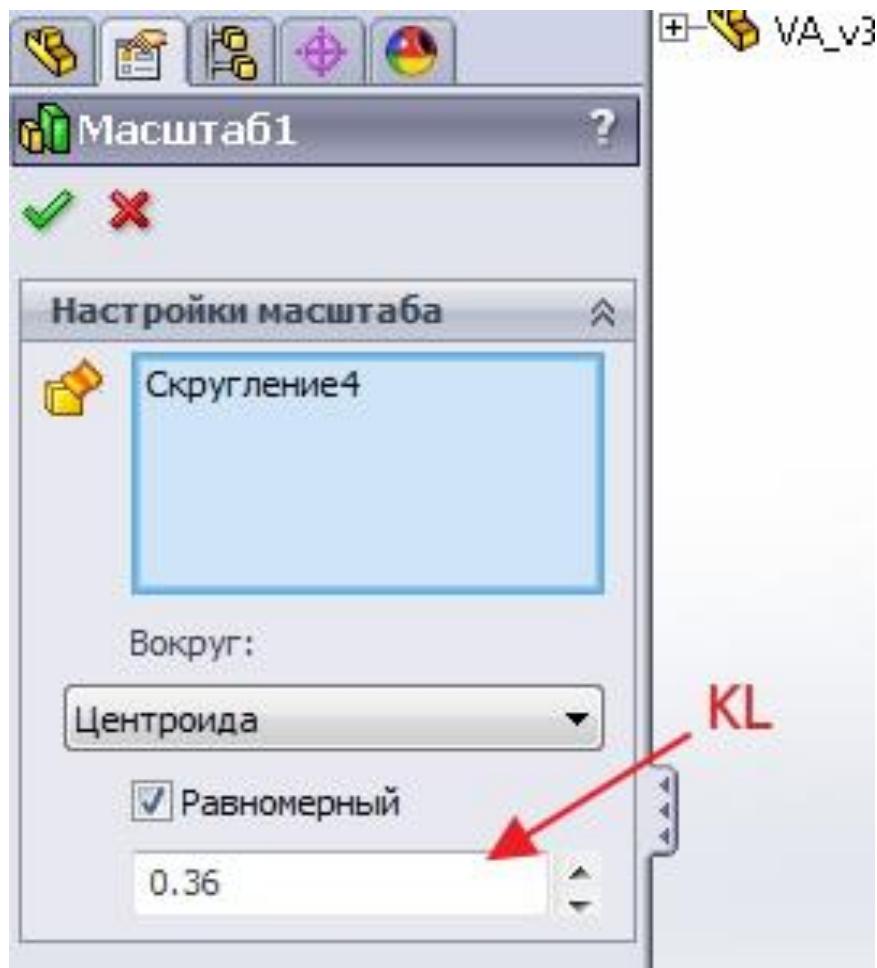


Рис. 2.38. Масштабирование элемента

3. СОЗДАНИЕ СЕТКИ

Построение расчетной сетки – это процесс разбиения расчетной области на множество отдельных ячеек. Ячейки сетки, как правило, представляют собой тетраэдры, гексаэдры, призмы или пирамиды (рис. 3.1). Точки, расположенные в углах или в центре ячеек – узлы расчетной сетки. В результате численного решения уравнений математической модели именно в узлах расчетной сетки и определяются искомые параметры течения.

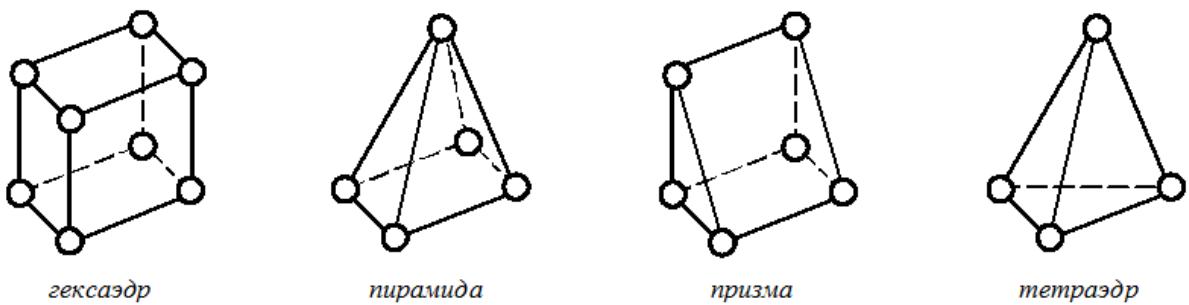


Рис. 3.1. Примеры ячеек расчетной сетки

Основное требование к расчетной сетке – она должна быть достаточно густой, чтобы разрешить физические эффекты, происходящие внутри расчетной области. Для достижения равномерной точности расчета узлы сетки должны более густо располагаться в местах больших градиентов параметров течения, в частности, у стенок. Кроме того, при построении сетки необходимо избегать получения чрезмерно вытянутых или перекошенных ячеек, форма которых слишком сильно отличается от правильных многогранников, – при наличии таких ячеек может быть затруднено получение сходящегося решения.

Различают структурированные и неструктурные расчетные сетки. В неструктурных расчетных сетках узлы сетки разбросываются в пространстве случайным образом, согласно

задаваемому закону плотности расположения узлов. Это делает возможным построение сетки внутри области сколь угодно сложной формы. Однако разностные аналоги уравнений математической модели на такой сетке оказываются громоздкими. Для построения структурированной сетки расчетная область разбивается на блоки согласно некоторой, задаваемой пользователем, топологии разбивки, и в пределах каждого блока строится расчетная сетка, на узлы которой можно ссылаться по номерам 3-мерного массива. Применение такой сетки позволяет организовать наиболее экономичные алгоритмы расчета.

На рис. 3.2 представлены фрагменты структурированной и неструктурной расчетных сеток.

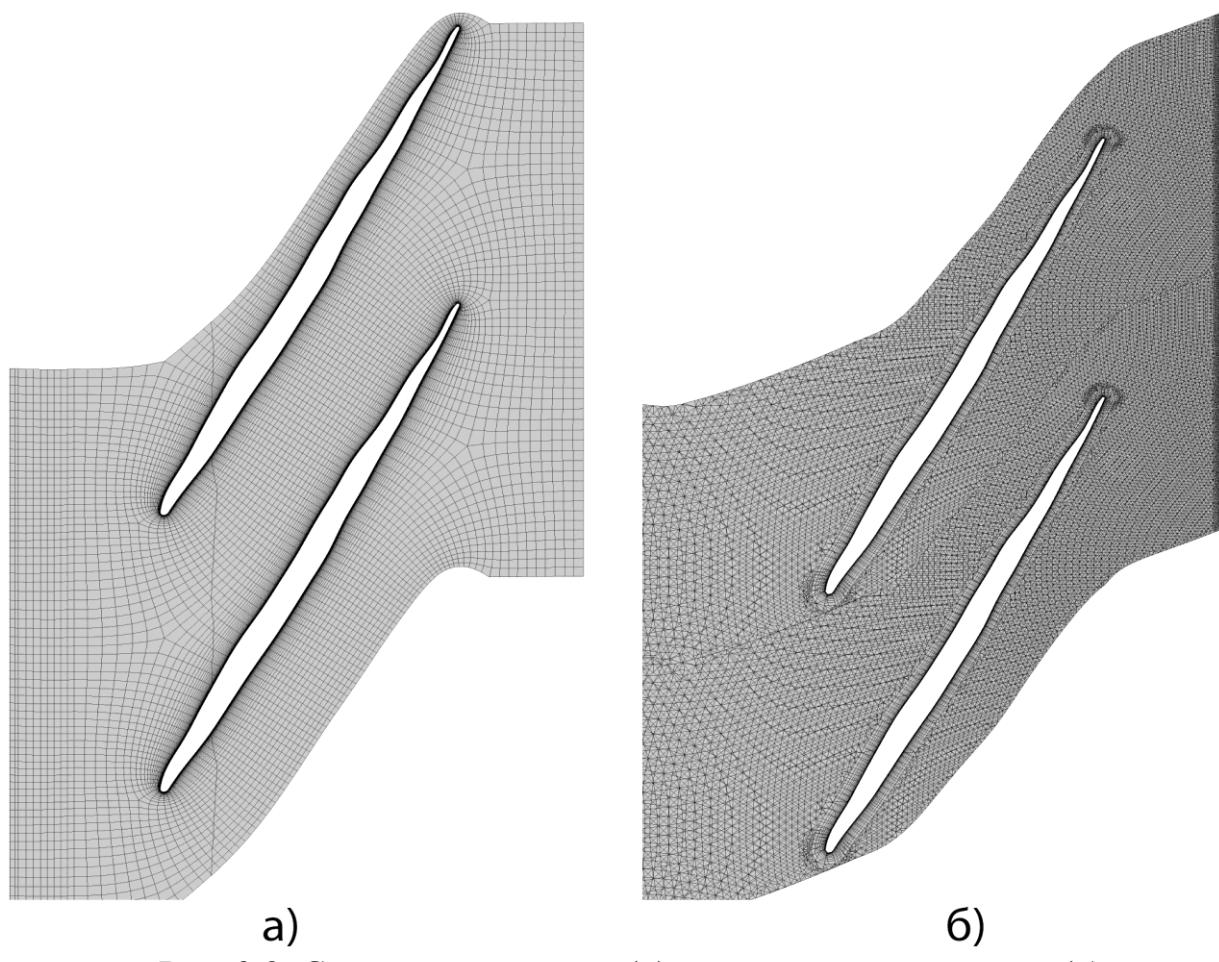


Рис. 3.2. Структурированная (a) и неструктурная (б)
расчетные сетки

При выполнении серьезных расчетов обычно проводится исследование на сеточную сходимость (независимость решения от качества расчетной сетки) – т.е. расчеты проводятся на нескольких расчетных сетках, различающихся количеством контрольных объемов, чтобы выявить, начиная с какого количества контрольных объемов получаемое решение практически перестает зависеть от количества элементов расчетной сетки.

Ниже приведен пример создания неструктурированной сетки для области центробежного РК в универсальном сеточном генераторе *ICEM CFD*.

Для начала нужно запустить генератор сеток *ICEM CFD*. Сразу необходимо изменить путь к рабочей директории проекта «*file/change working dir*». Все папки в пути должны иметь названия на латинском языке. После смены директории нужно создать проект «*file/new project*» назвать можно «*rotor*». Далее импортируется геометрия: в меню «*/file/import geometry/parasolid*». При импорте геометрии нужно следить за размерностью модели (обычно миллиметр!). На рис. 3.3 представлен пример импортированной области.

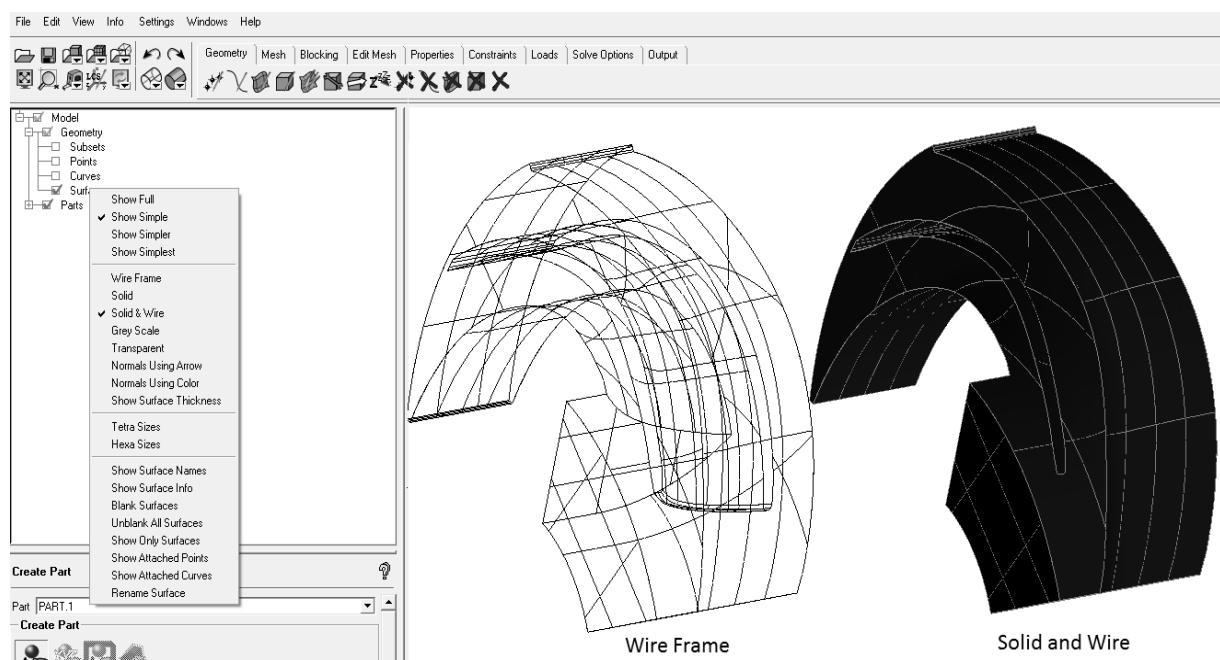


Рис. 3.3. Импортированная область

В дереве проекта: слева на экране нужно раскрыть папку «*geometry*» и выбрать вариант, чтобы отображались только поверхности «*surfaces*», кривые нужно отключить.

По умолчанию модель будет отображаться скелетными линиями, что не всегда удобно для восприятия. Поэтому параметры изображения можно поменять выделив правой клавишей мыши объект дерева проекта «*surfaces*».

3.1. Разделение поверхностей по типу граничных условий

Перед созданием сетки нужно разделить поверхности расчетной области на части, для которых будут задаваться различные граничные условия. Для этого в дереве проекта нужно раскрыть папку «*parts*».

Последовательность разделения:

1) Необходимо курсором мыши выбрать в дереве проекта объект «*parts*», нажатием правой клавиши мыши вывести всплывающее меню и выбрать «*create part*». Далее нажать на стрелку «*select items*» (рис. 3.4). Затем выбрать поверхности с одинаковым типом граничных условий. Левая клавиша мыши - выбор элемента, правая - отменить выбор, средняя - подтвердить выбор. Нажав F9 можно клавишами мыши крутить и перемещать модель.

В данном примере разделение начинается с поверхности входа в РК. Нужно нажать на стрелку «*select items*», затем левой клавишей мыши на поверхность входа, после чего средней кнопкой мыши подтверждается выделение (рис 3.5). В дереве проекта появится новая часть (рис. 3.6). Новая часть создается всегда выше в дереве проекта. Нажатием на галочку напротив новой части можно проверить, чтобы поверхность входа скрывалась из рабочего пространства. Далее нужно ее переименовать, для чего необходимо навести курсор мыши и нажать правую клавишу, выбрать «*rename*». Назвать желательно «*inlet*». В принципе, название может быть любым, но тогда препроцессор *Ansys CFX* сам не определит для нее тип граничного условия.

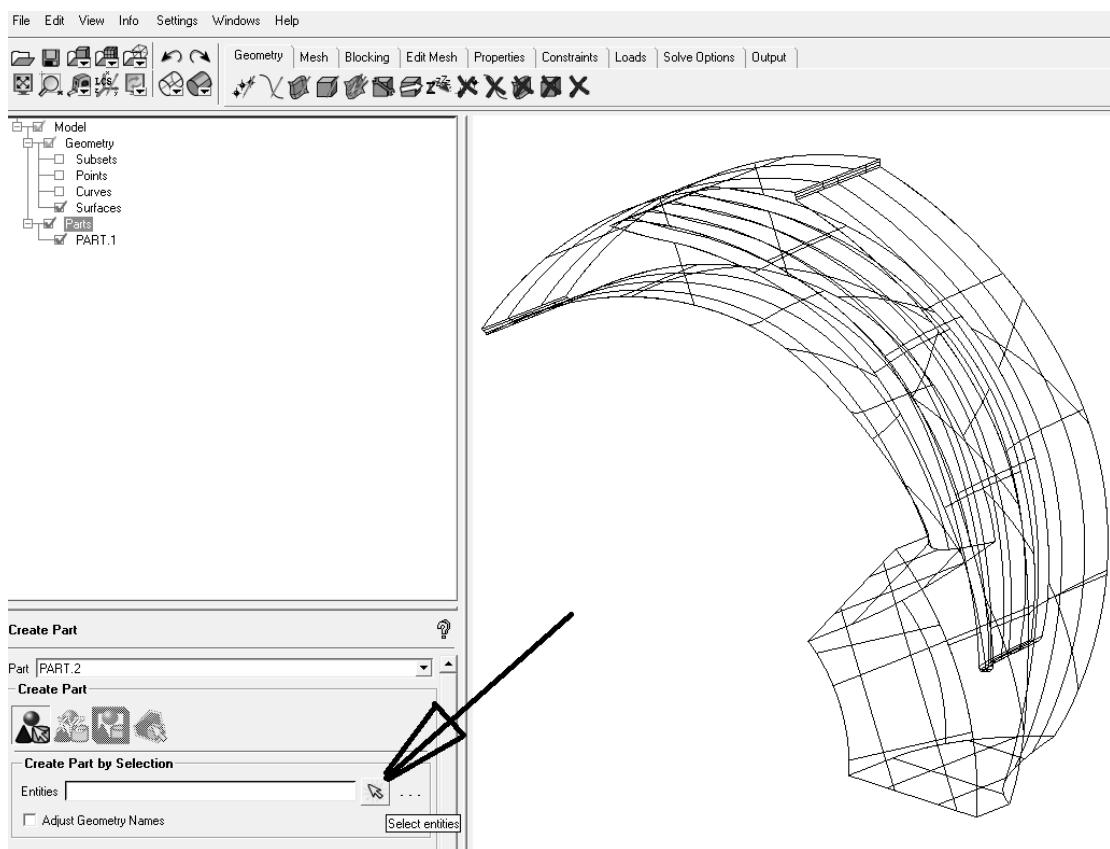


Рис. 3.4. Разделение области на части

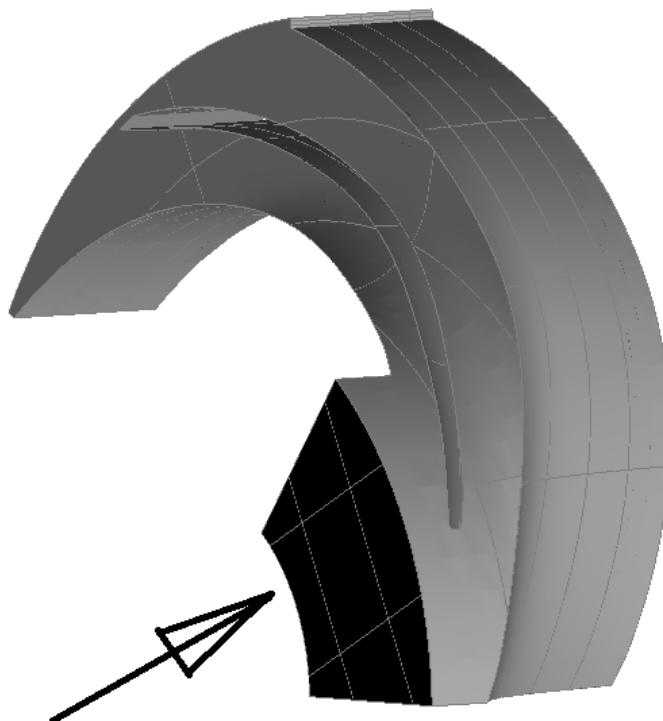


Рис. 3.5. Выделение части «Inlet»

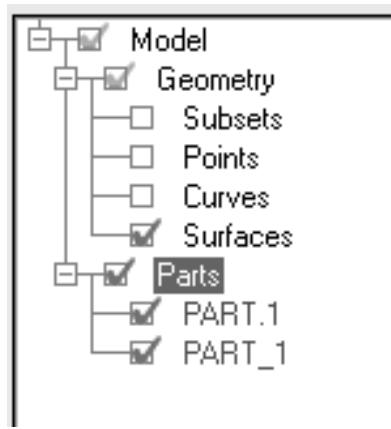


Рис. 3.6. Дерево проекта

После создания частей их лучше отключить в дереве проекта, чтобы они не мешали разделять модель на оставшиеся части. Далее таким же способом нужно разделить модель на остальные части (рис. 3.7 – 3.11).

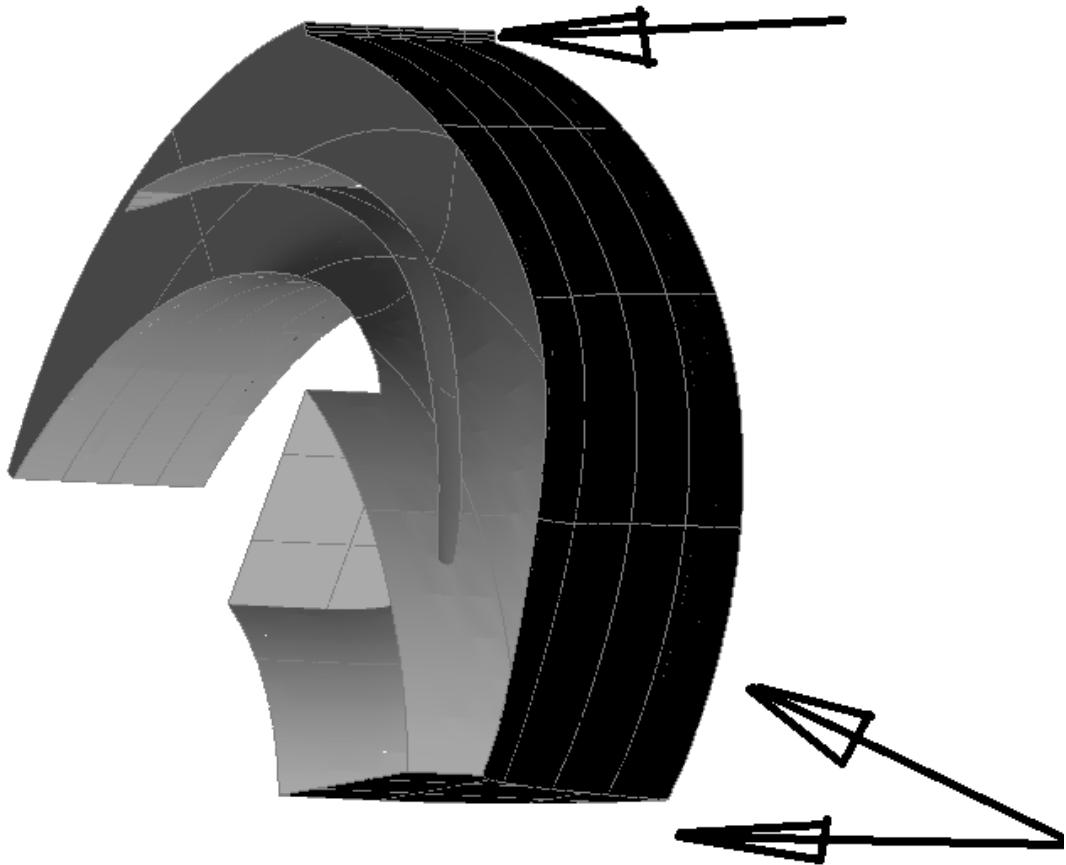


Рис. 3.7. Поверхности первой периодичности «*Periodic1*»

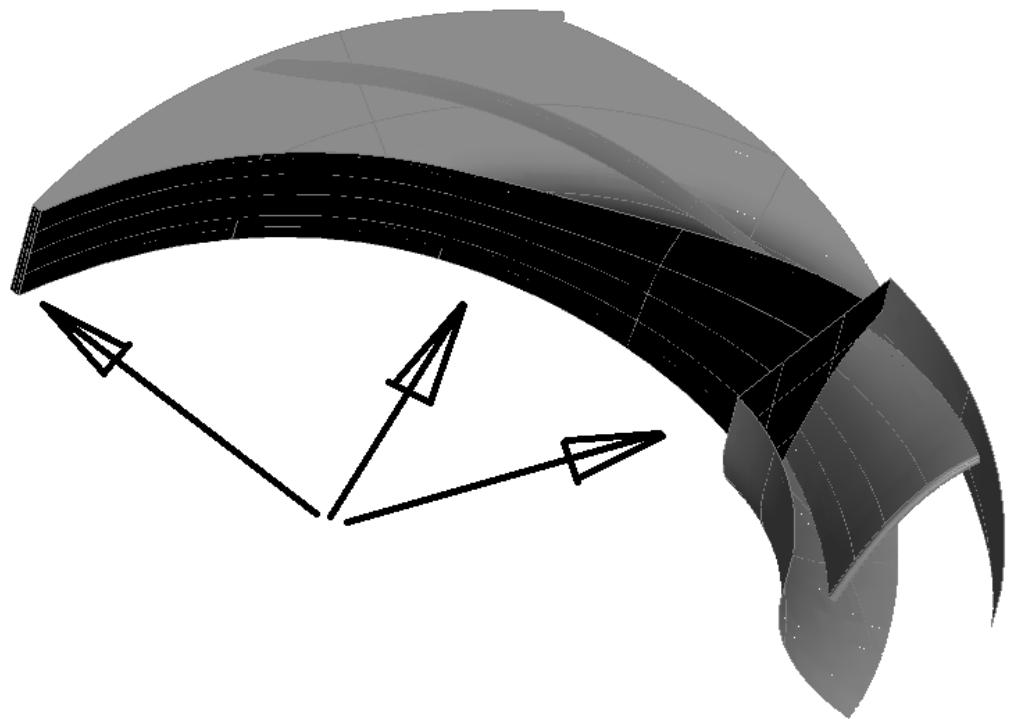


Рис. 3.8. Поверхности второй периодичности «Periodic2»

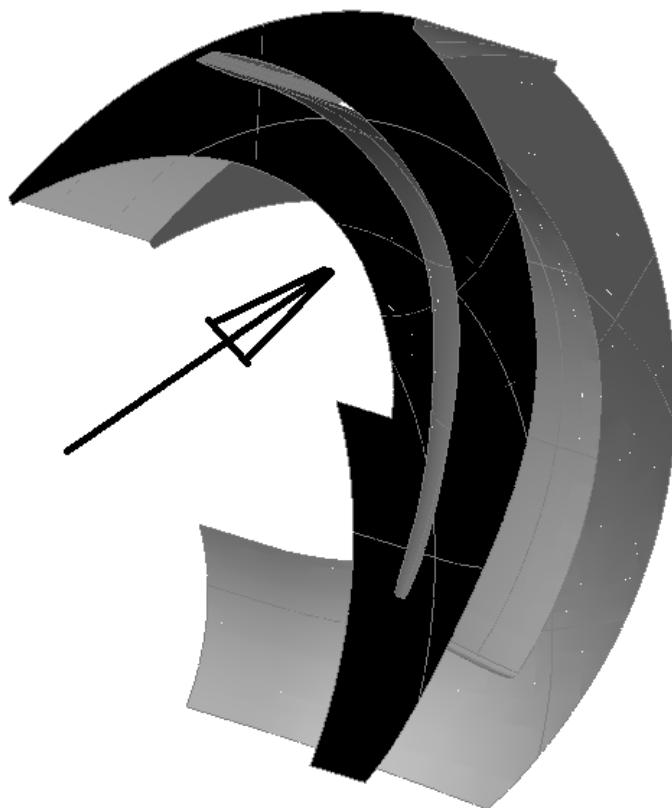


Рис. 3.9. Часть покрывающего диска «Shroud»

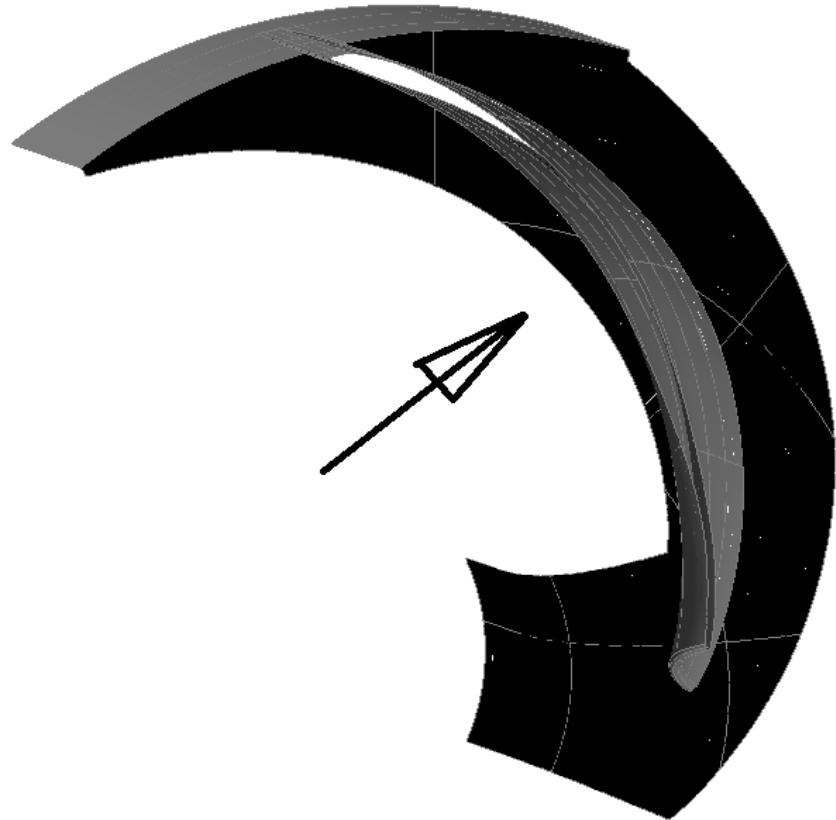


Рис. 3.10. Часть основного диска «Hub»

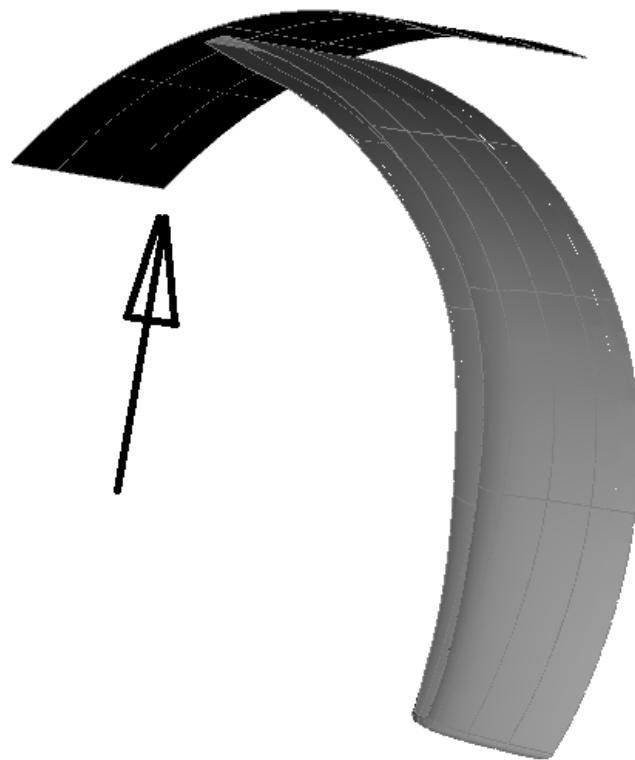


Рис. 3.11. Часть интерфейса «Interface1»

Оставшуюся часть можно переименовать в дереве проекта в «*Blade*» без выбора.

После разбиения модели на части желательно отобразить все поверхности и переключить их отображение на каркасное, а затем сохранить проект.

После разделения модели на поверхности с различными граничными условиями нужно переходить к созданию сетки.

3.2. Генерация сетки

Основное требование к расчетной сетке – качественное разрешение физических эффектов, имеющих место в расчетной области.

Течение в лопастных гидромашинах вязкое и, как правило, турбулентное. Поток в каналах проточной части условно разделяют на область турбулентного ядра потока и область пограничного слоя, в котором наиболее сильно проявляются силы трения и который характеризуется сильным градиентом скорости в нем - скорость изменяется от нулевого значения на поверхности обтекаемого тела до скорости потока в ядре течения.

За толщину пограничного слоя обычно принимают расстояние от стенки, на котором скорость течения отличается на 1 % от скорости внешнего течения.

Современные представления о структуре турбулентного пограничного слоя (ТПС) [2, 3, 4] основываются на анализе опытных данных. В ТПС выделяется по меньшей мере пять подобластей (рис. 3.12):

- 1- вязкий подслой;
- 2 - переходная или буферная область;
- 3 - область логарифмического профиля скорости;
- 4 - область закона следа;
- 5 - область перемежаемости.

Первые три принято объединять в одну внутреннюю область или область закона стенки. Внутренняя область пограничного слоя на плоской пластине занимает примерно 15-20% от толщины всего ТПС. Согласно измерениям, в ней генерируется до 80% энергии турбулентности, причем первые 5% толщины дают более половины вклада в полное производство турбулентной энергии. Область закона следа и область перемежаемости обычно объединяют во внешнюю область турбулентного пограничного слоя, которая занимает порядка 80 % от его толщины.

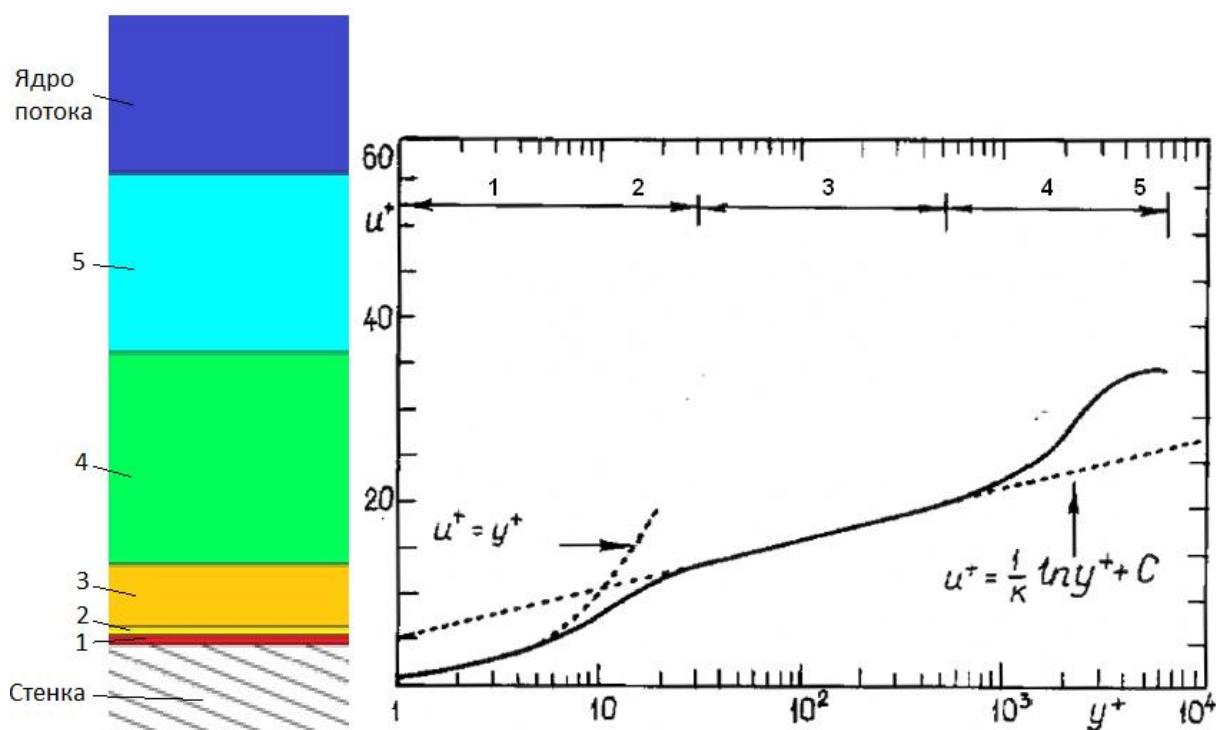


Рис. 3.12. Структура турбулентного пограничного слоя

Внешняя область ТПС с характерной для нее крупномасштабной турбулентностью обладает «долгой памятью» по Клаузеру. Полное затухание возмущений в этой области происходит на расстоянии, во много раз превышающем линейный масштаб турбулентности. Следовательно, свойства течения во внешней области могут зависеть в большей степени от предыстории потока.

Безразмерное расстояние от стенки в пограничном слое характеризуется параметром y^+ . Т.е. y^+ - безразмерное число

Рейнольдса, подсчитанное по пристеночному шагу сетки (по нормали) и динамической (фиктивной) скорости.

Область логарифмического профиля скорости определяется как близкая к стенке часть турбулентного пограничного слоя, где напряжения, обусловленные молекулярной вязкостью, пренебрежимо малы по сравнению с рейнольдсовыми напряжениями, а также незначительны инерционные, конвективные члены. Эта область находится между значениями $y^+ = 30$ и $y^+ = 0,1 \cdot \delta$, где δ - толщина ТПС. Значение y^+ на верхней границе зависит от числа Рейнольдса. Закон стенки записывают для логарифмической области.

Вязкий подслой располагается между стенкой и зоной логарифмического профиля скорости. Вблизи стенки скорость изменяется приблизительно линейно от y^+ и постепенно переходит к закону стенки при больших y^+ .

Область следа лежит между логарифмическим слоем и границей ТПС. Скорость асимптотически стремится к закону стенки при $y^+/\delta \rightarrow 0$ и значительно отличается от него при приближении к внешнему потоку.

Далеко не все модели турбулентности (см. разделы 4.1 и 4.2) адекватно отражают процессы, происходящие в пристеночной области. Причиной этого является тот факт, что вблизи стенок вязкие эффекты превалируют над турбулентными.

По признаку того, способна ли модель адекватно смоделировать пристеночный слой, все их делят на высокорейнольдсовые и низкорейнольдсовые. Низкорейнольдсовые без привлечения каких-либо дополнительных приемов адекватно моделируют пристеночный слой (при этом им, правда, требуется гораздо более качественная сетка.). Высокорейнольдсовые модели на это не способны, поэтому самый распространенный подход к моделированию пристеночных течений с их использованием связан с применением метода пристеночных функций, который обладает двумя очевидными достоинствами: позволяет экономить вычислительные ресурсы и

учитывать влияние различных факторов, в частности, шероховатости за счет введения эмпирической информации.

Как было сказано выше, вязкий подслой, переходная область и область логарифмического профиля скорости обычно объединяются в одну внутреннюю область, которая занимает порядка 20% толщины ТПС и в которой генерируется около 80% всей энергии турбулентности. Одно из важных свойств внутренней области заключается в том, что профиль скорости слабо зависит от числа Рейнольдса, продольного градиента давления и прочих внешних условий (которые, тем не менее, могут вызвать уменьшение толщины внутренней области или даже полное ее вырождение). Именно это свойство послужило основой для построения универсальных соотношений (пристеночных функций), связывающих параметры течения с расстоянием от стенки. Наряду с универсальностью профиля скорости во внутренней области, метод пристеночных функций опирается на использование гипотезы о локальном равновесии энергии турбулентных пульсаций, а также свойства локальной изотропности диссилирующих вихрей. В настоящее время, практически, все программные комплексы используют пристеночные функции (в противном случае требования к густоте сетки были бы намного жестче).

Расчетная сетка в области пограничного слоя с учетом использования пристеночных функций должна удовлетворять некоторым основным условиям:

1) Правильный выбор размера первого контрольного объема сетки вблизи твердых стенок:

- при применении высокорейнольдсовых моделей турбулентности ближайший к стенке контрольный объем должен попадать в область логарифмического подслоя ТПС ($y^+ \approx 30$). Т.к. параметры потока в различных областях элементов проточной части гидромашин меняются, то изменяется и распределение параметра y^+ вдоль его стенок, поэтому на практике нужно стремиться чтобы

значение y^+ находилось в диапазоне от 10 до 60 (не более 100);

- при применении низкорейнольдсовых моделей турбулентности ближайший к стенке контрольный объем должен попадать в область ламинарного подслоя ТПС ($y^+ < 2$).

2) Необходимое количество контрольных объемов поперек ТПС:

- для высокорейнольдсовых моделей турбулентности минимум 10 элементов;

- для низкорейнольдсовых моделей турбулентности минимум 15 элементов.

3) Плавность увеличения контрольных объемов сетки. Первые два условия определяют коэффициент увеличения элементов в области ТПС. Обычно он находится в пределах от 1,2 до 1,4.

Размер элементов в ядре потока из-за ограниченности ресурсов компьютера обычно превышает размер толщины ТПС, поэтому количество контрольных объемов призматической формы обычно принимается большим, для того, чтобы контрольный объем основной сетки не был больше чем в 1,5 раза последнего призматического.

Для создания сетки на основе тетраэдров необходимо задать их глобальный размер. Во вкладке «*mesh*», нужно нажать кнопку «*global mesh setup*» и задать максимальный размер элемента «*max element*». В первом приближении можно выбрать один процент от наружного диаметра ($0,01D_2$).

Сетку у кромок лопасти лучше несколько сгустить. После нажатия кнопки «*Surface mesh setup*» (рис. 3.13) нужно выбрать поверхности кромок лопасти, и задать максимальный размер контрольного объема (не меньше чем 0,5 от глобального размера). Параметр «*tetra size ratio*» выбирается в пределах 1,2÷1,5. Ввод данных подтверждается нажатием кнопок «*apply*» или «*ok*».

Подробнее о всех параметрах можно прочитать в разделе помощи «*help*».

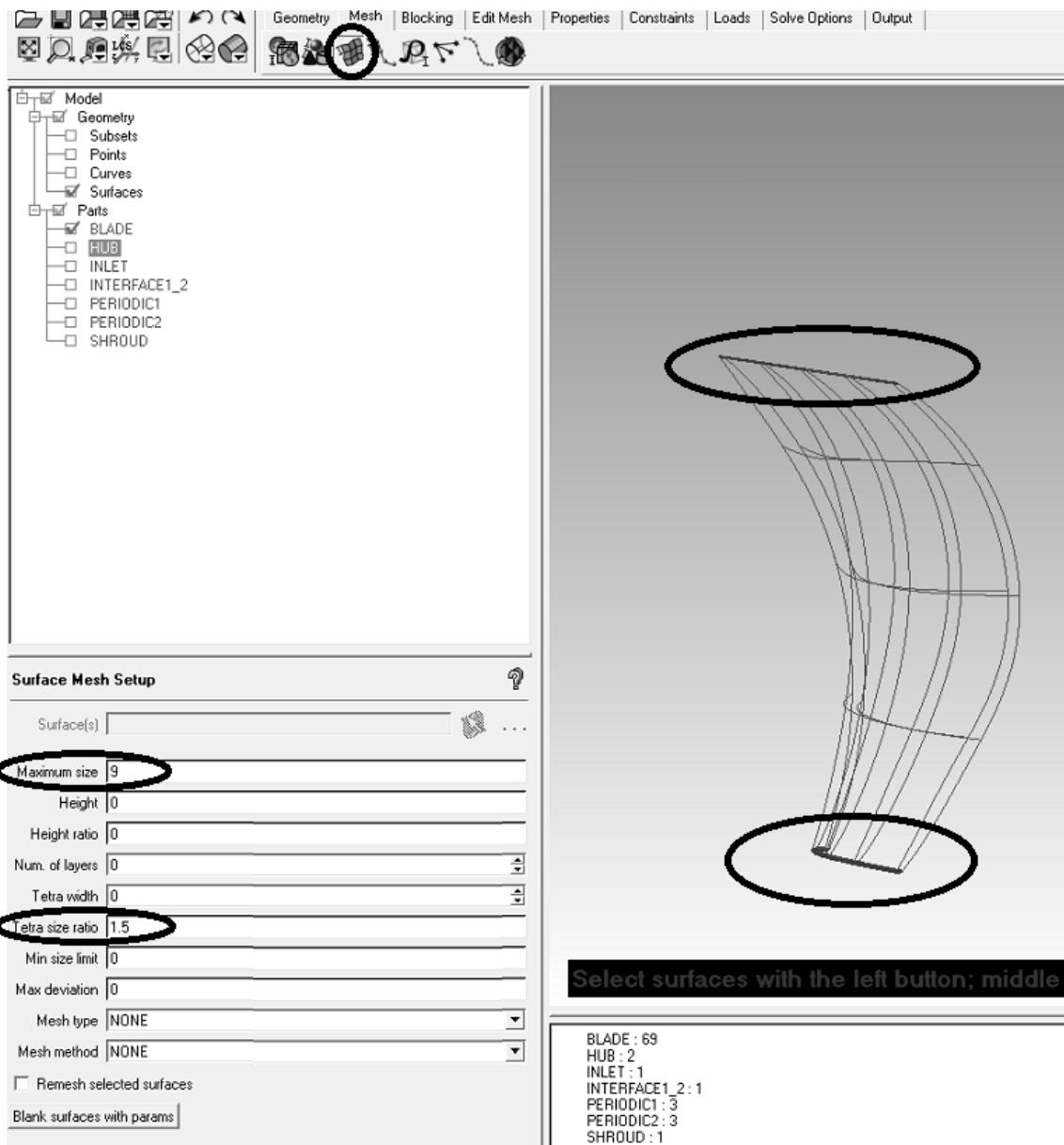


Рис. 3.13. Сгущение сетки у кромок лопасти

Перед генерацией сетки лучше сохранить проект. Создание сетки начнется после нажатия во вкладке «mesh» / «compute mesh» кнопки «compute» (рис. 3.14). Рекомендуемое количество контрольных объемов сетки ($500\ 000 \div 2000\ 000$) для одного межлопастного канала.

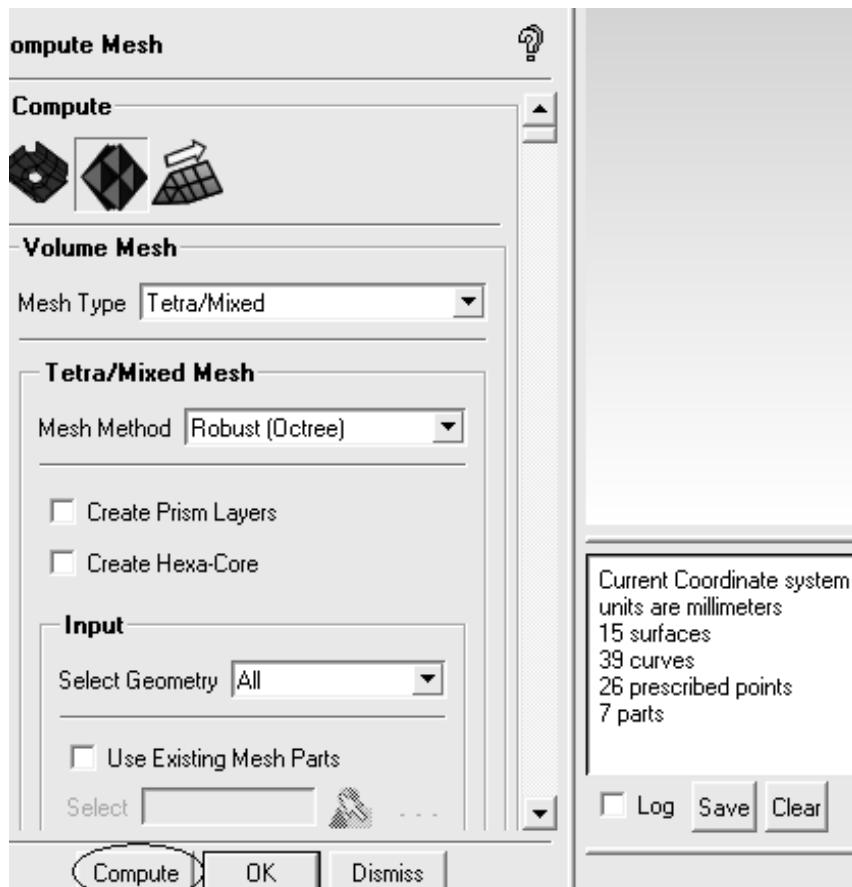


Рис. 3.14. Генерация сетки

Неоднократные исследования на сеточную сходимость проточных частей различных лопастных насосов на режимах работы близких к номинальному показали, что увеличение количества контрольных объемов сетки для одного выделенного канала одной области (например РК) свыше $\zeta = (0,5 \div 1) \cdot 10^6$ приводит к значительному увеличению времени расчета при незначительном изменении расчетных параметров. Выявлено, что, например, для РК при увеличении ζ в несколько раз свыше 1 млн. несколько возрастает расчетное значение напора (на 0,5÷1%) и гидравлического КПД (на 0,5÷1%) (рис. 3.15), в статорных элементах уменьшается величина потерь (до 10%, что в общем балансе ступени составляет также 0,5÷1%) (рис. 3.16).

Для режимов работы сильно удаленных от номинального требования к качеству сеток ужесточаются.

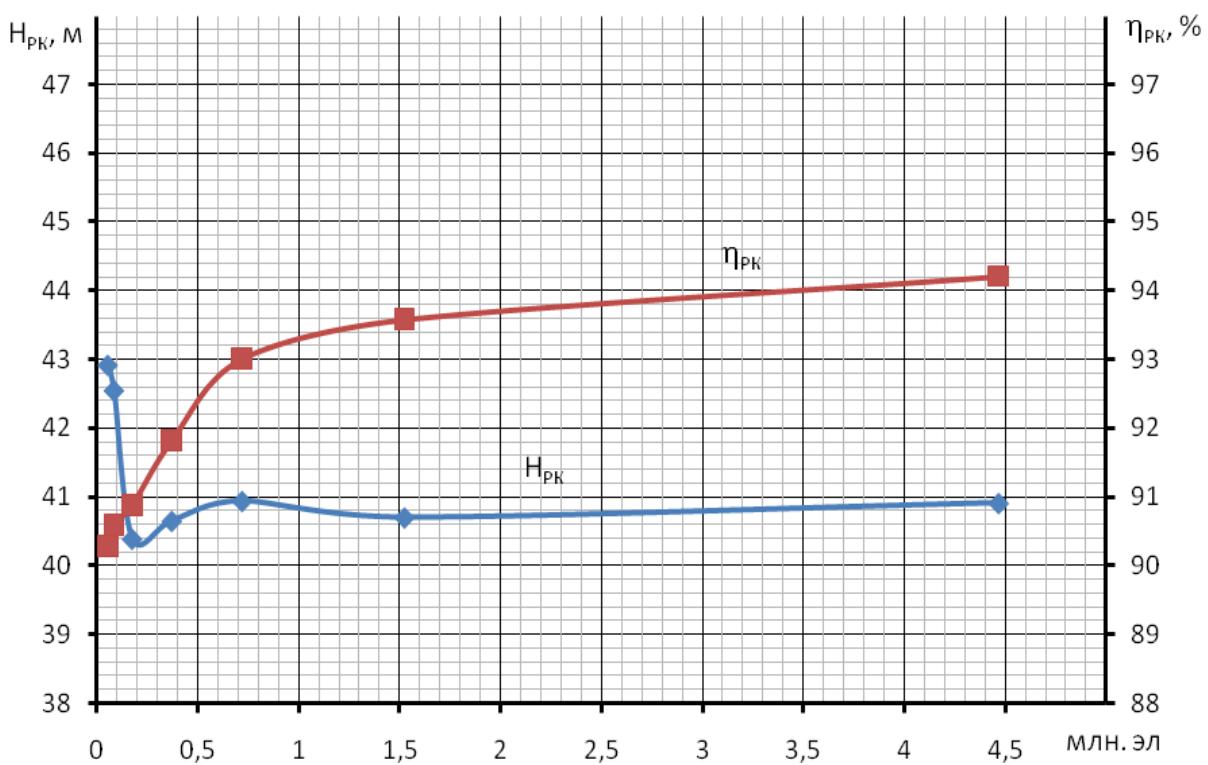


Рис. 3.15. Исследование на сеточную сходимость расчетных параметров РК

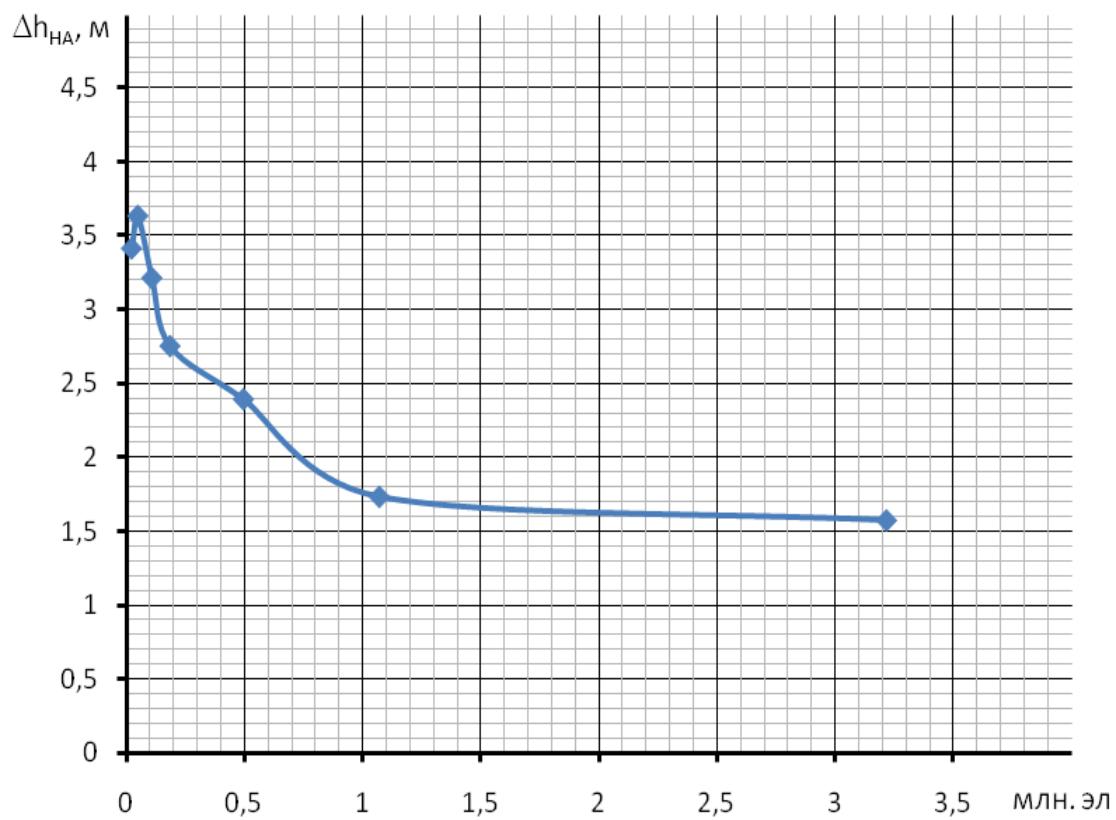


Рис. 3.16. Исследование на сеточную сходимость расчетных параметров для направляющего аппарата

Если в результате построения получилась слишком грубая или наоборот - очень густая сетка, то можно закрыть проект без сохранения и снова открыть, после чего изменить глобальный размер и параметры сгущения на кромках в соответствующую сторону.

Если сетка получилась требуемого размера нужно сохранить проект и затем создать призматические слои на всех поверхностях с условиями непротекания и прилипания (в рассматриваемом примере – поверхности «*blade*», «*hub*» и «*shroud*»).

Во вкладке «*global mesh setup*» / «*prism meshing parameters*» нужно задать высоту первого слоя (рис. 3.17).

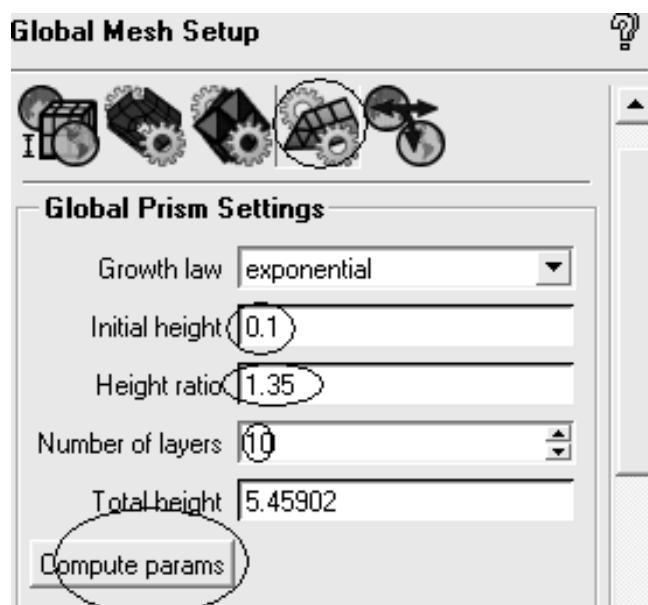


Рис. 3.17. Создание призматических слоев

Размеры первого элемента и полной толщины ТПС в первом приближении могут быть определены в зависимости от числа Рейнольдса $Re = \frac{V \cdot L}{\nu}$, где V – характерная скорость, м/с; L –

характерный размер, м; ν - кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с.

В зависимости от принятия величин характерных скорости и длины существуют разные зависимости для определения числа Рейнольдса для рабочих колес насосов, которые могут давать

результаты, отличающиеся друг от друга на порядок. Поэтому сделать точный выбор размера первого элемента сетки, не имея опыта расчета похожих по параметрам элементов, достаточно сложно.

В первом приближении предлагается в качестве характерной длины принимать – эквивалентный диаметр D входа в РК, а в качестве характерной скорости – относительную скорость W в периферийном сечении на входе в РК.

$$D = \sqrt{(D_\Gamma^2 - d_{BT}^2)},$$

$$W = \sqrt{\left(\frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{D_\Gamma}{2}\right)^2 + \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}\right)^2},$$

где D_Γ – диаметр горловины РК (или наружный диаметр для осевого РК), м; d_{BT} – диаметр втулки РК, м; n – частота вращения РК, об/мин; Q – расход через РК, $\text{м}^3/\text{с}$.

Определив число Рейнольдса и задавшись требуемым значением безразмерного параметра y^+ для выбранной модели турбулентности (30 – для высокорейнольдсовых, 1 – для низкорейнольдсовых) можно определить размер Δy ближайшего к стенкам элемента сетки:

$$\Delta y = D \cdot y^+ \cdot \sqrt{74} \cdot \text{Re}^{-13/14}.$$

Суммарную толщину ТПС δ в первом приближении можно определить по формуле:

$$\delta = 0,035 \cdot D \cdot \text{Re}^{-1/7}.$$

Задав размеры ближайшего к стенке контрольного объема «*Initial height*», суммарной толщины призматических слоев «*Total height*», равной толщине ТПС и значение требуемого количества призматических слоев «*Number of layers*» (минимум 10 – для высокорейнольдсовых, 15 – для низкорейнольдсовых моделей турбулентности), нажатием кнопки «*Compute params*» можно определить коэффициент роста k толщины призматических элементов (обычно находится в диапазоне $1,1 < k < 1,5$).

Важным обстоятельством при переходе от призматических слоев к глобальным элементам является плавность этого перехода.

Идеальным является случай, когда толщина последнего призматического слоя меньше глобального размера в k раз.

Определить толщину последнего призматического слоя можно уменьшив на 1 количество слоев и повторно нажать кнопку «*Compute params*» (разница в значениях «*Total height*»).

Если размер глобального контрольного объема больше чем в 1,5 раз превышает толщину последнего призматического слоя, то желательно уменьшить значение глобального размера элементов с перестроением тетраэдральной сетки или увеличить количество призматических слоев. При этом не важно, что суммарная толщина призматических элементов будет превышать расчетную толщину ТПС. Обычно используются оба подхода.

Окончательно определив все параметры нужно нажать кнопку «*ok*». Во вкладке «*compute mesh*» нужно выбрать «*prism mesh*» / «*select parts for prism layer*» (рис. 3.18). Выбрать части «*blade*», «*hub*» и «*shroud*». Нажать кнопку «*apply*», закрыть окно и нажать кнопку «*compute*».

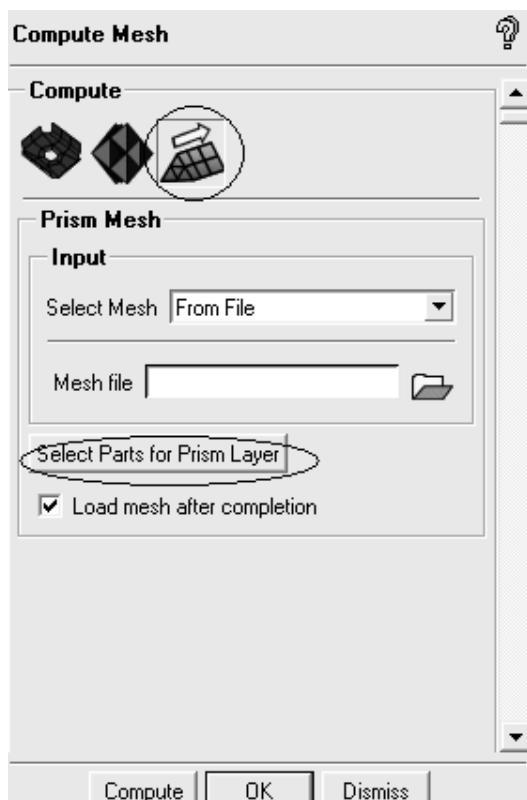


Рис. 3.18. Создание призматических слоев

После создания призматических слоев нужно сохранить проект и экспортировать сетку, нажав во вкладке «*output /select solver*». Выбрать решатель «*ansys cfx*» и «*ansys*» (рис. 3.19). Затем нажать «*ok*», и далее кнопку «*write input*» (рис. 3.20). В появившемся окне нажать «*done*».

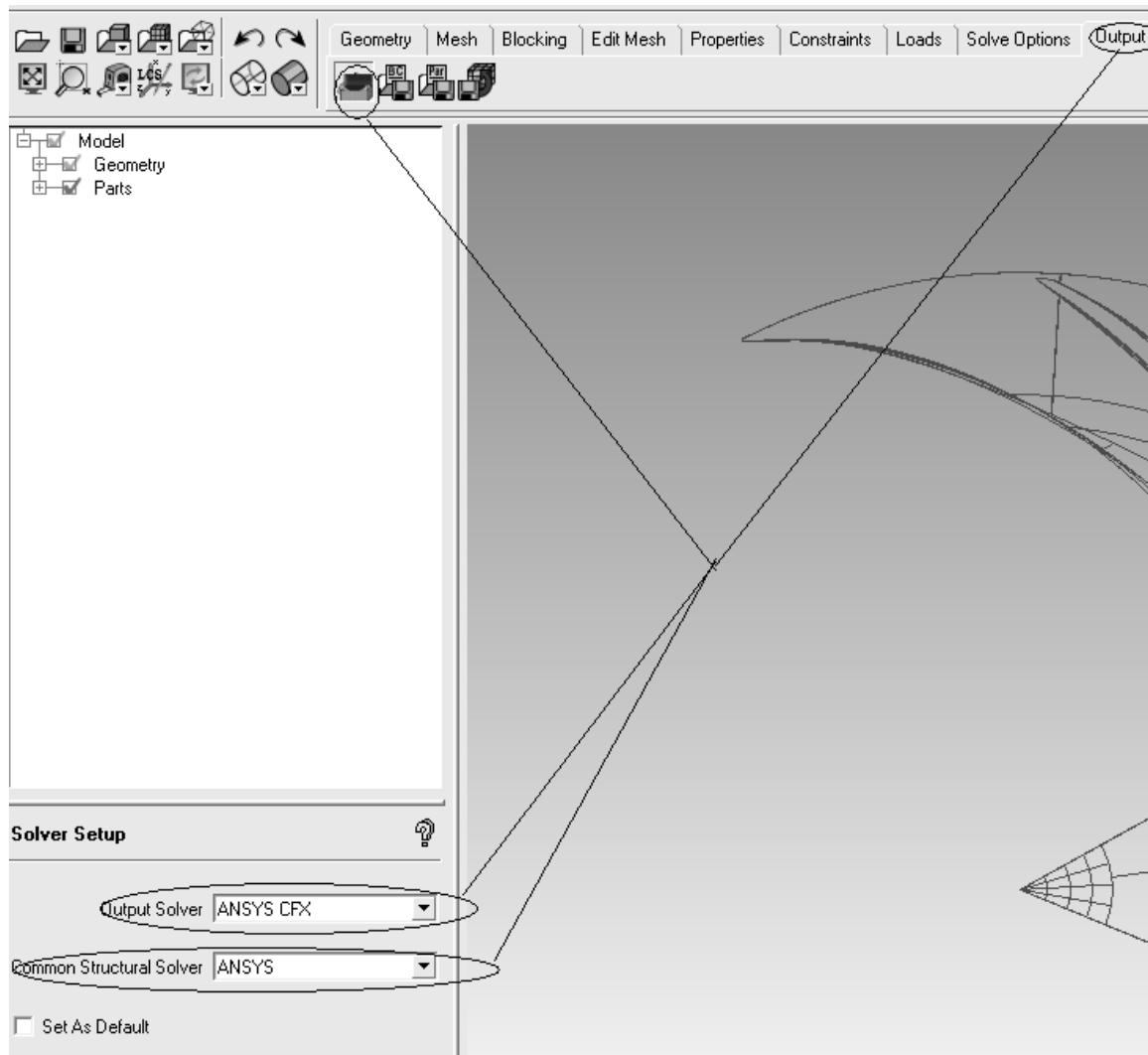


Рис. 3.19. Экспорт сетки

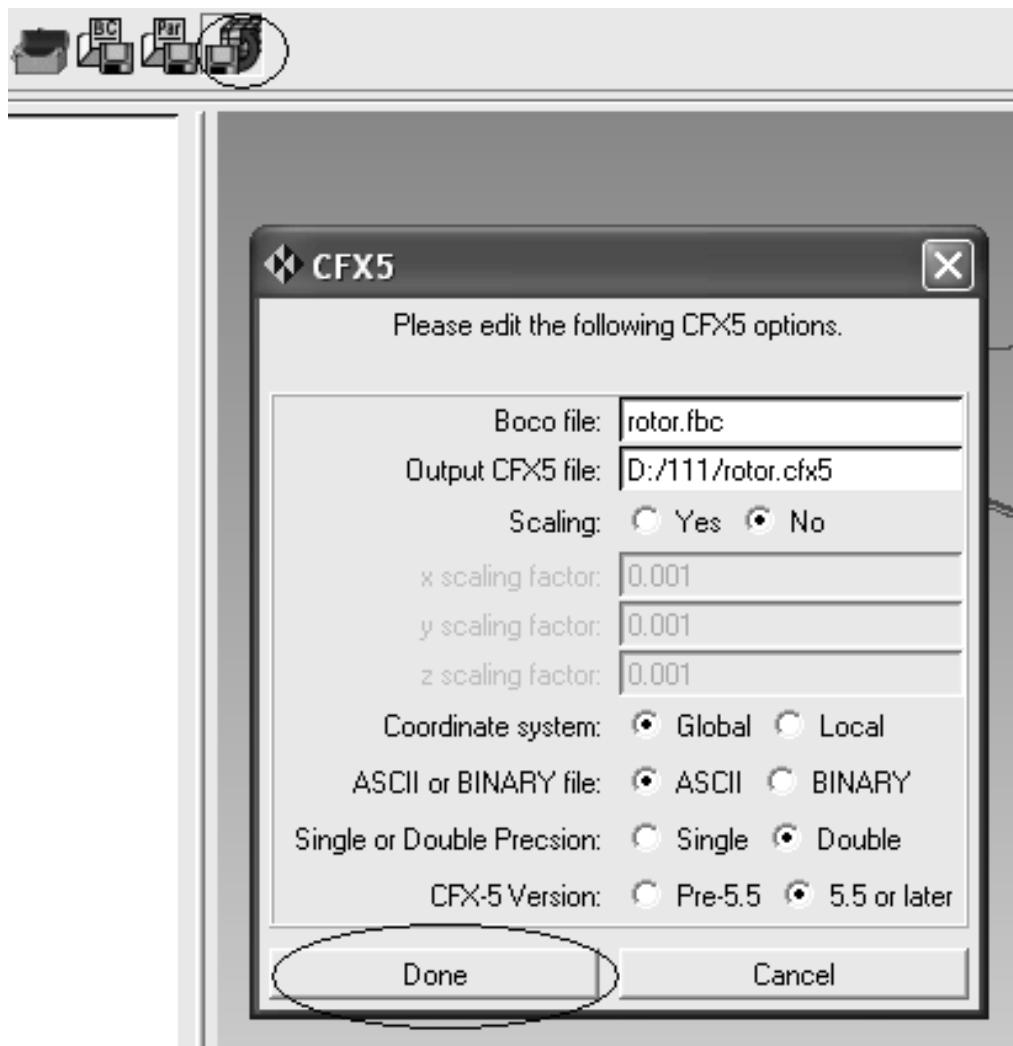


Рис. 3.20. Экспорт сетки

В результате ICEM генератор создаст файл с расширением «.cfx5», который можно импортировать в препроцессор CFX.

Следует отметить, что сеточный генератор ICEM CFD имеет достаточно большие возможности, большая часть которых не отражена в данном материале. Более подробную информацию можно подчерпнуть из раздела помощи «*help*» данного комплекса.

4. ЗАДАНИЕ УСЛОВИЙ РАСЧЕТА

Задание условий расчета осуществляется в препроцессоре. Рассмотрим постановку условий задачи на примере работы препроцессора программного комплекса *Ansys CFX 14.5*.

Исходными данными для программы являются файлы расчетных сеток (с расширением *.cfx5), для элементов проточной части гидромашины, в которых рассчитывается течение.

Ресурсоемкость расчетов и адекватность получаемых результатов в значительной мере зависят от задаваемых в программе параметров и граничных условий, таких как:

- тип задачи (стационарная, переменная во времени);
- модель турбулентности;
- вид условия сопряжения, задаваемого на поверхности интерфейса;
- значения невязок.

Большое значение на скорость решения задачи оказывают характеристики компьютера: количество ядер процессора, его частота, объем оперативной памяти. И здесь *Ansys CFX*, может значительно уменьшить время расчета, так как в нем реализована поддержка многопроцессорности. Это достигается тем, что при выполнении расчета программа автоматически разбивает расчетную область на отдельные подобласти, размер которых пропорционален быстродействию ядра процессора. Каждое ядро выполняет расчет течения лишь в своей подобласти, а после каждой глобальной итерации происходит «склеивание» получаемого решения. Практика показывает, что время расчета обратно пропорционально суммарной вычислительной мощности всех ядер процессора. То есть, двухядерный процессор оказывается приблизительно в 2 раза более эффективным по сравнению с одноядерным процессором. С увеличением количества используемых для расчета ядер коэффициент полезности уменьшается, особенно для задач с незначительным

размером сетки. Для таких задач эффективнее запускать расчеты параллельно, т.е. для каждого ядра (или группы ядер) устанавливать отдельную задачу.

После запуска программы появляется окно загрузчика *CFX Launcher* (рис. 4.1).

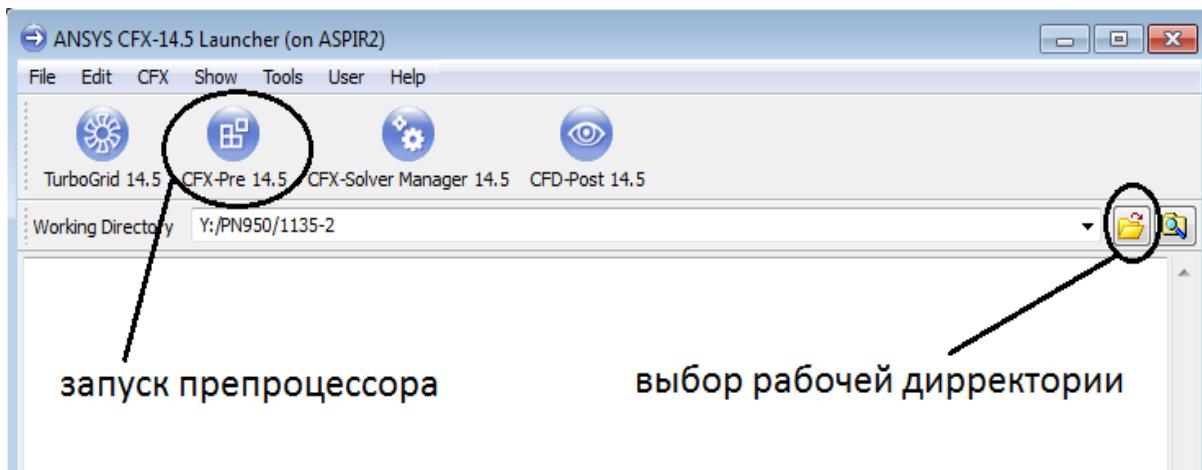


Рис. 4.1. Меню загрузчика *CFX*

Меню загрузчика позволяет запустить следующие модули:

- *TurboGrid* – генератор структурированных сеток для геометрии созданной с помощью встроенного в *Ansys* модуля *Bladgen*;
- *CFX-Pre* – препроцессор;
- *CFX-Solver Manager* – процессор расчета;
- *CFD-Post* – постпроцессор результатов расчета.

Препроцессор предназначен для задания всех основных параметров расчета течения.

В окне *Working Directory* необходимо указать путь к рабочей папке, в которую по умолчанию будут записываться все рабочие файлы. Путь рабочей папки должен быть полностью на латинском языке.

После запуска препроцессора должно появиться окно, в котором можно либо создать новый проект «*New case*», либо открыть для редактирования параметров созданный ранее «*Open case file*».

После нажатия кнопки «*New case*», должно появиться окно

выбора типа задачи (рис. 4.2). Наиболее удобным является режим «*Turbomachinery*», причем его рекомендуется использовать для задач любого типа.

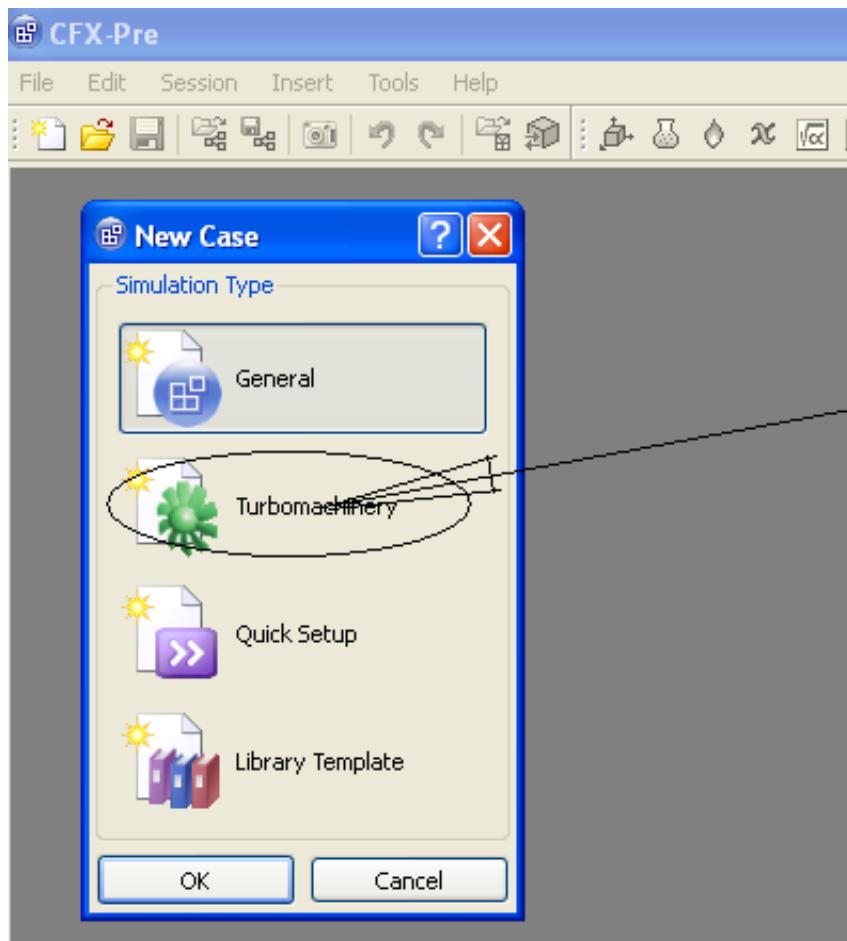


Рис. 4.2. Окно выбора типа задачи

При выборе режима «*Turbomachinery*» пользователю будет предложено пошагово задать параметры расчета. По выполнении всех шагов пользователь попадает в то же меню, что и при выборе режима «*General*», в основном, с заполненными данными.

В появившемся окне необходимо правильно выбрать следующие параметры рис. 4.3:

- Тип машины (*Machine Type*): насос (*Pump*), вентилятор (*Fan*), компрессор (*Compressor*), турбина (*Turbine*), другие варианты. Если ни один вариант задачи не подходит, то можно проигнорировать данный этап.

Нужно правильно выбрать ось вращения рабочего органа (если она существует для конкретной задачи). Если ось отсутствует (например, расчет течения в трубе), то можно проигнорировать этот пункт.

Нажатием кнопки «*Next*» осуществляется переход к следующему меню, «*Back*» - обратно.

В следующем меню осуществляется импорт расчетных сеток.

В окне «*Components*» нужно нажать на правую кнопку мыши и в появившемся локальном меню выбрать «*Add Component*».

Во всплывающем окне (рис. 4.4) необходимо задать имя и тип подгружаемой сетки. Тип для проточной части вращающегося элемента (например РК насоса, турбины, компрессора и т.д.) должен быть «*Rotating*», для стационарных элементов (спиральная камера, лопаточный отвод, водорез на входе в РК и т.д.) – «*Stationary*».

Количество подгружаемых областей неограниченно. Рекомендуется добавлять компоненты по ходу течения (от входа потока к выходу).

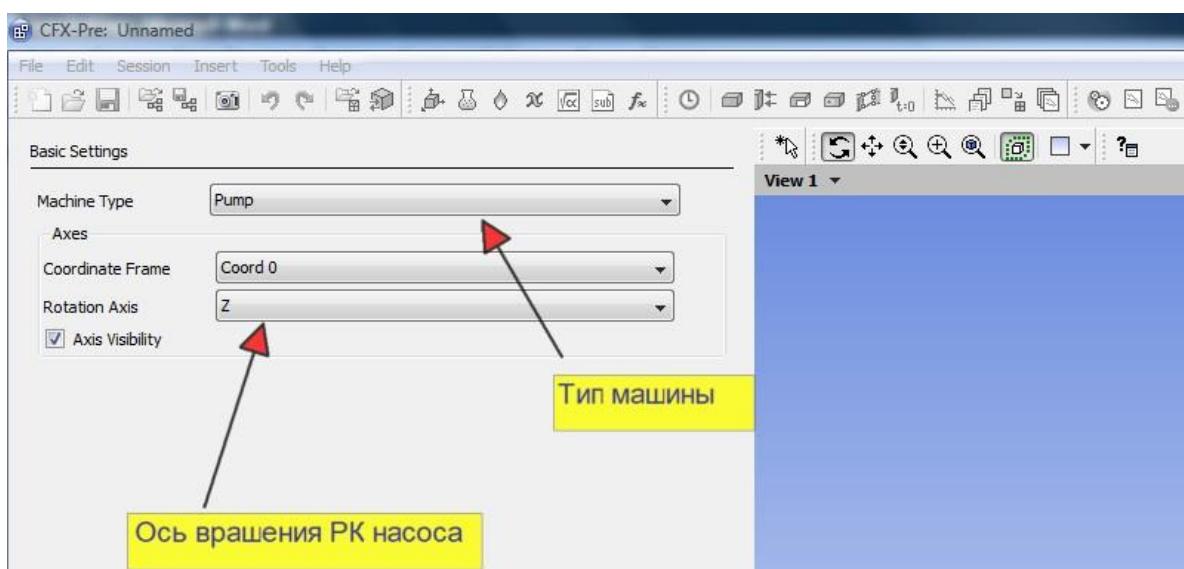


Рис. 4.3. Выбор типа машины

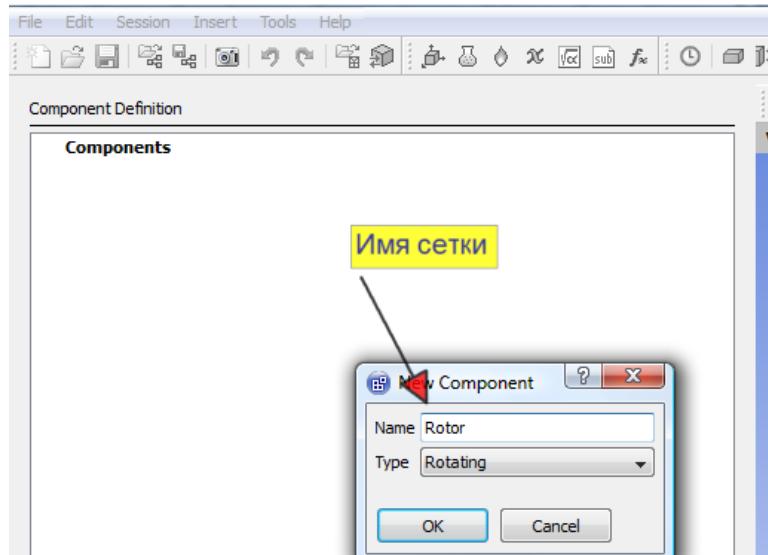


Рис. 4.4. Задание имени и типа сетки ротора

При нажатии на кнопку выбора файла сетки (рис. 4.5) появляется окно «Import Mesh» (рис. 4.6).

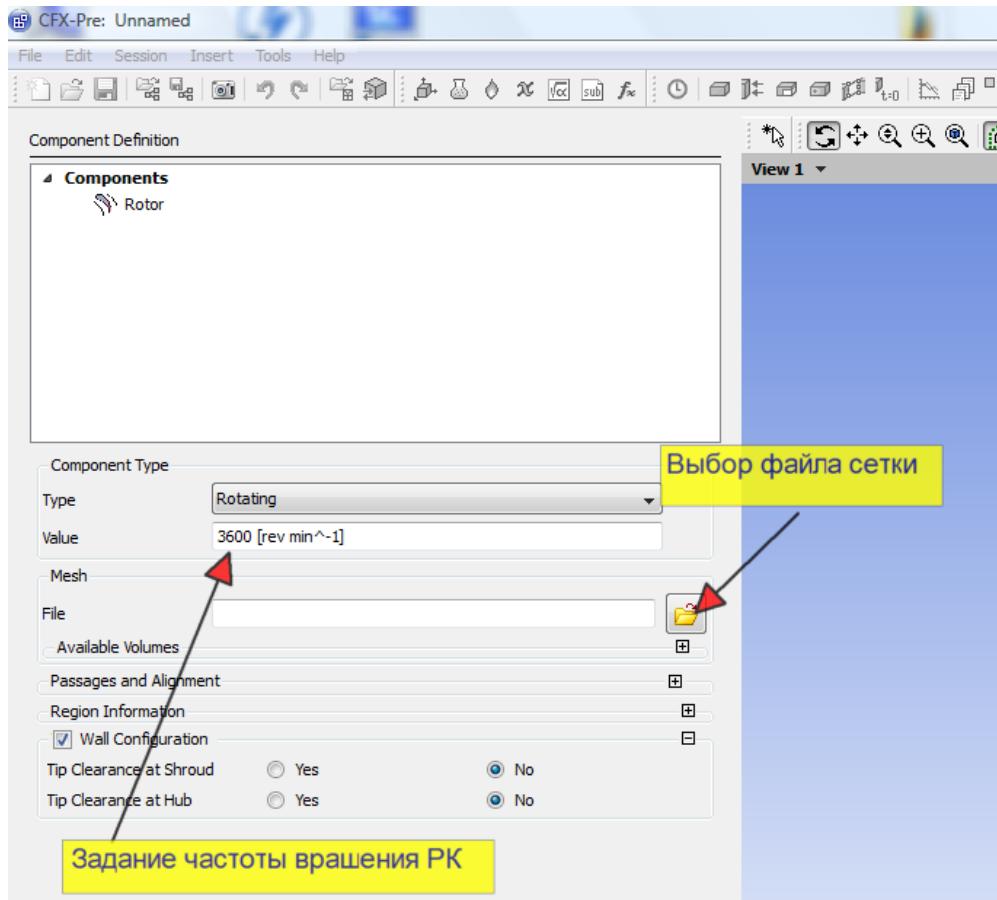


Рис. 4.5. Окно выбора файла сетки и оборотов РК насоса

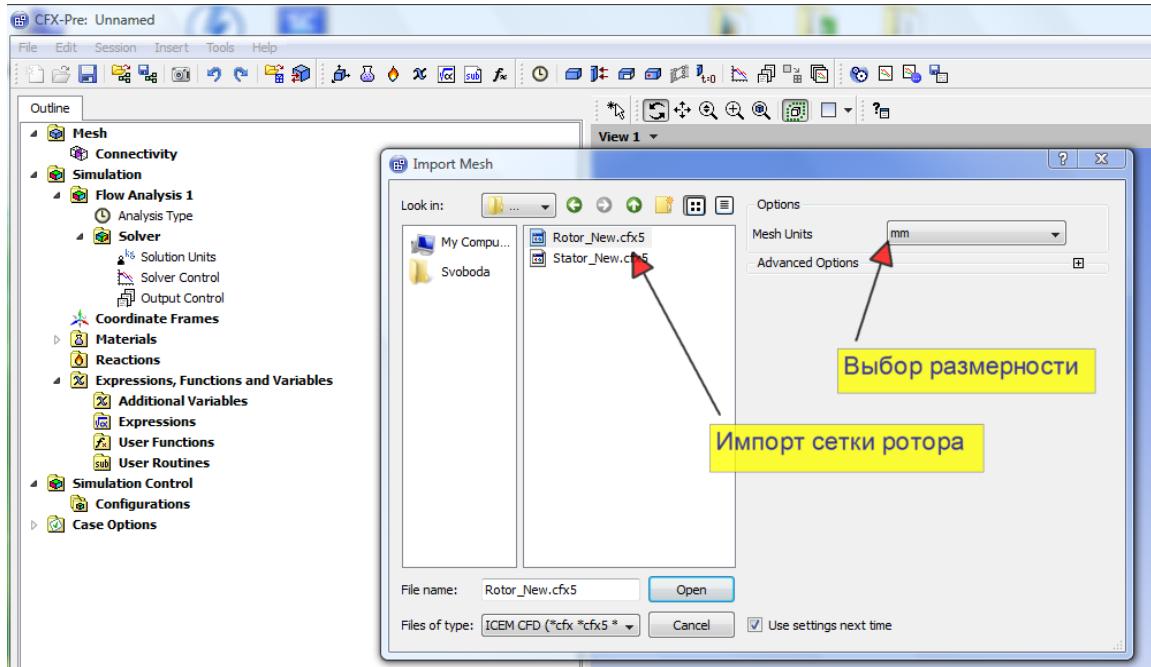


Рис. 4.6. Выбор файла сетки ротора

В данном окне, выбрав файл сетки, необходимо обязательно правильно указать размерность сетки: параметр «*Mesh Units*», как правило, это миллиметр.

После нажатия на кнопку «*Open*» в течение некоторого времени происходит загрузка сетки.

Далее, если компонент вращающийся, необходимо задать частоту его вращения (см. рис. 4.5).

По стрелке в рабочей области программы, можно контролировать правильность задания направления вращения (рис. 4.7). Если стрелка указывает неправильное направление, то его можно изменить на противоположное, поменяв знак в поле задания частоты вращения.

Параметры конфигурации стенок лучше задавать в основном модуле программы (галочку «*Wall Configuration*» рекомендуется снять).

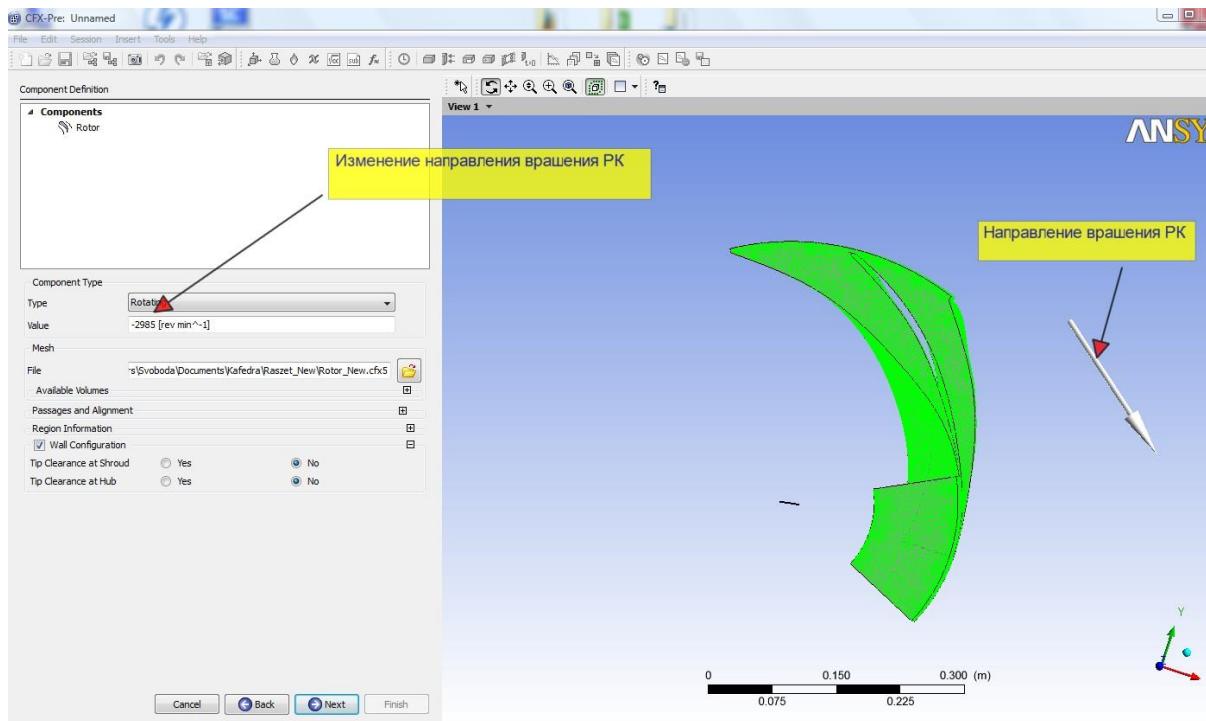


Рис. 4.7. Направление вращения РК насоса

4.1. Уравнения математической модели

Ньютоновская жидкость — вязкая жидкость, подчиняющаяся в своём течении закону вязкого трения Ньютона, то есть касательное напряжение и градиент скорости линейно зависимы, коэффициент пропорциональности между этими величинами известен как коэффициент вязкости:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4.1),$$

где τ — касательное напряжение между слоями движущейся жидкости [Па]; μ —динамический коэффициент вязкости [Па·с]; $\frac{\partial u}{\partial y}$ —производная скорости в направлении, перпендикулярном направлению сдвига [с^{-1}].

Уравнение (4.1) обычно используют при расчете течения жидкости в одном направлении, когда вектор скорости течения можно считать сонаправленным (параллельным) во всех точках рассматриваемого объёма жидкости.

Общая формула, дающая силу трения в жидкости: дифференциал вектора силы трения равен тензору коэффициента вязкости, умноженному на векторное произведение дифференциала вектора площади соприкасающихся слоев жидкости и ротора скорости:

$$d\mathbf{F} = \mu_{ij} d\mathbf{S} \times \text{rot } \mathbf{u}.$$

где μ_{ij} — тензор коэффициента вязкости. Диагональными компонентами тензора вязкости является молекулярная вязкость жидкости, недиагональные компоненты — турбулентная вязкость.

Из определения, в частности, следует, что ньютоновская жидкость продолжает течь, даже если внешние силы очень малы, лишь бы они не были строго нулевыми. Например, вода является ньютоновской жидкостью, потому что она продолжает демонстрировать свойства жидкости вне зависимости от скорости сдвига, в противоположность неньютоновским жидкостям, вязкость которых изменяется в зависимости от градиента скорости в жидкости. Например, перемешивание может оставлять «дыру» позади, которая заполняется со временем — такое поведение наблюдается в таких веществах, как пудинг, суспензия крахмала в холодной воде и, в менее строгих рамках — песок. При уменьшении толщины слоя неньютоновской жидкости может произойти скачок величины вязкости из-за изменения скорости течения в ней. Такое явление наблюдается у некоторых неподтекающих красок, которые легко наносятся, но становятся очень вязкими на поверхности сразу после нанесения и не стекают, даже если поверхность вертикальная.

Для ньютоновской жидкости вязкость, по определению, зависит только от температуры и давления (а также от химического состава, если жидкость не является беспримесной) и не зависит от сил, действующих на неё.

Если жидкость несжимаема и вязкость постоянна по всему объёму жидкости, то уравнением, выражающим касательное напряжение в прямоугольной системе координат, будет:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

с сопутствующим тензором напряжения \mathbb{P} (часто обозначаемым σ):

$$\mathbb{P}_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

где, согласно традиционным обозначениям тензора:

τ_{ij} — касательное напряжение на i -ой грани элемента жидкости в j -ом направлении;

u_i — скорость в i -ом направлении;

x_j — j -ая координата направления.

Если жидкость не подчиняется этим отношениям, то её называют неニュотоновской жидкостью, коими являются, к примеру, растворы полимеров, ряд твердых суспензий и большинство очень вязких жидкостей.

Течение вязкой ньютоновской жидкости описывается системой дифференциальных уравнений Навье — Стокса [2,3]. Для несжимаемой жидкости система имеет следующий вид:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0. \quad (4.3)$$

Здесь использована сокращенная запись уравнений, $i,j=1\dots 3$, предполагается суммирование по одинаковым индексам, x_1, x_2, x_3 — оси координат, t — время. Член f_i выражает действие массовых сил.

В этой системе из 4 уравнений независимыми искомыми параметрами являются 3 компоненты скорости u_1, u_2, u_3 и давление p . Плотность ρ жидкости, а также газа при скоростях до 0,3 числа Маха, полагается величиной постоянной.

Течение во вращающихся рабочих органах гидромашин рассматриваются в относительной системе отсчета, при этом член f_i в правой части уравнений (4.2) выражает действие центробежных и кориолисовых сил:

$$\vec{f}_i = -\rho(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})),$$

где $\vec{\omega}$ — угловая скорость вращения, \vec{r} — радиус-вектор (модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения).

Течение в гидромашинах, как правило, является турбулентным. Непосредственное моделирование турбулентных течений путем численного решения уравнений Навье – Стокса, записанных для мгновенных скоростей, все еще является крайне затруднительным, а кроме того, интерес представляют, как правило, не мгновенные, а осредненные по времени значения скоростей.

Для описания турбулентного движения Рейнольдс предложил следующий, получивший общее применение прием. Регистрируя во времени скорости и давления в данной точке потока, можно положить

$$u = \bar{u} + u', \quad v = \bar{v} + v', \quad \omega = \bar{\omega} + \omega', \quad p = \bar{p} + p',$$

где u, v, w и p — действительно существующие в потоке мгновенные проекции скорости и давление, $\bar{u}, \bar{v}, \bar{\omega}, \bar{p}$, — осредненные во времени их значения, u', v', w', p' — пульсационные значения. Под осредненным значением актуальной величины φ , обозначаемым $\bar{\varphi}$, будем понимать обычное интегральное среднее по времени t за промежуток времени T , называемый периодом осреднения:

$$\bar{\varphi}(x, y, z, t) = \frac{1}{T} \int_{1-T/2}^{1+T/2} \varphi(x, y, z, \tau) d\tau \quad (4.4)$$

При этом предполагается, что для каждого турбулентного движения существует такой достаточно большой по сравнению с периодом турбулентных пульсаций, но малый по сравнению с характерным для осредненного турбулентного движения интервалом времени (периодом колебательного процесса, временем прохождения телом своей длины или др.) постоянный период осреднения T , что сглаживание во времени (4.4) приводит к осредненной величине, при повторном сглаживании уже не изменяющейся. Это значит, что

$$\overline{\overline{\varphi}} = \bar{\varphi}.$$

Если в результате осреднения (4.4), проведенного в данной точке в разные моменты времени t , будут получаться одни и те же значения $\bar{\varphi}$, то такое осредненное движение называется стационарным, а само турбулентное движение — квазистационарным.

Пользуясь частью постулированными, частью выведенными из определения закона осреднения (4.4) свойствами, можно получить дифференциальные уравнения осредненного движения несжимаемой жидкости. Следует лишь предположить, как это и сделал Рейнольдс, что действительное (актуальное) движение, несмотря на всю его иррегулярность и влияние на него случайных обстоятельств, связанных с предысторией потока, все же строго описывается уравнениями Навье-Стокса. В этом простом, но далеко не очевидном допущении заключается основная идея общего подхода к описанию турбулентных движений, выдвинутая Рейнольдсом. Надо заметить, что существующие попытки создания чисто статистической теории турбулентных движений, не опирающейся на уравнения Навье—Стокса, не привели к сколько-нибудь существенным результатам.

Таким образом, для анализа турбулентных течений вместо уравнений (2) используют уравнения Рейнольдса (4.5):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (4.5)$$

где \bar{u}_1 , \bar{u}_2 , \bar{u}_3 — осредненные по времени значения скоростей; \bar{u}'_1 , \bar{u}'_2 , \bar{u}'_3 — пульсационные составляющие скоростей.

Система уравнений Рейнольдса и неразрывности является незамкнутой. Для ее замыкания используются различные модели турбулентности.

Более полную информацию об уравнениях Навье-Стокса и Рейнольдса можно найти, например, в [4].

Заметим, что помимо представленных здесь уравнений, в ведущих программных продуктах реализованы математические модели, позволяющие выполнять расчет сжимаемых течений (до-,

транс- и сверхзвуковых), течений с теплообменом, в т.ч. радиационным теплопереносом, течений с кавитацией, течений смеси нескольких жидкостей, многофазных течений, течений с химическими реакциями и горением, и др. Вообще говоря, тенденцией развития ведущих программных продуктов является реализация в каждом из них набора математических моделей, позволяющих как можно более полно моделировать все встречающиеся на практике физические эффекты.

Отметим, что в инженерной практике встречаются задачи, в которых имеет место упругая деформация стенок расчетной области вследствие давления со стороны потока жидкости, и при этом расчет течения жидкости и расчет деформации стенки (например, лопасти рабочего колеса) необходимо проводить совместно.

4.2. Моделирование турбулентности

В современных программных продуктах расчета течений жидкости и газа используется множество различных моделей турбулентности. Наиболее апробированные и распространенные модели можно разделить на следующие группы:

1) Алгебраические модели турбулентной вязкости.

Модели этой группы используют гипотезу Буссинеска. Согласно этой гипотезе, члены с пульсациями скорости ($\rho \bar{u'_i u'_j}$) в уравнениях (4.5) связаны с осредненными параметрами потока следующим соотношением:

$$\rho \bar{u'_i u'_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u_j}}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k, \quad (4.6)$$

где μ_t – коэффициент турбулентной вязкости, $k = 0.5(\bar{u'_j u'_j})$ – кинетическая энергия турбулентности, $\delta_{ij} = 1$ при $i = j$, $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$.

Эти модели, описанные, в частности, в [4,5,6,7], являются наиболее экономичными моделями турбулентности, используемыми при расчетах течения жидкости и газа. Их недостатками является

невозможность (либо ограниченная возможность) учета предыстории потока, т.е. невозможность моделирования переноса энергии турбулентности от расположенных выше по течению слоев жидкости. Как следствие, применение этих моделей для проведения сложных расчетов ограничено.

В современных программных продуктах такие модели используются для быстрого приближенного анализа течений жидкости.

2. Модели, предполагающие решение 2-х дополнительных дифференциальных уравнений. Модели этой группы также используют гипотезу Буссинеска (4.6).

До сих пор в современных программных продуктах широко используется $k - \varepsilon$ модель турбулентности, разработанная еще в 70-е годы [4,5,6,7], а также ее модификации. При использовании этой модели система уравнений движения дополняется двумя уравнениями, описывающими перенос соответственно кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (4.8)$$

где $P_k = -\rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ – член, выражающий генерацию энергии k ;

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметры ε и μ_t определяются следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \right)^2}, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константы $k - \varepsilon$ модели: $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

Расчеты показывают, что вблизи твердых стенок происходит весьма резкое изменение параметров k и ε . Для надлежащего разрешения этих изменений приходится использовать весьма густую расчетную сетку. Вместо этого часто используют подход, при котором у стенки выделяется небольшая область, в которой не выполняется численное решение уравнений (7) и (8), а вместо этого искомые параметры рассчитываются по алгебраическим формулам, описывающим типовые пристеночные слои [4,5,6,8,9].

Результаты расчета, получаемые при использовании $k - \varepsilon$ модели, могут сильно зависеть от расстояния, на которое удалены от твердой стенки ближайшие к ней узлы расчетной сетки. Было замечено противоречие основному принципу математического моделирования, согласно которому по мере сгущения расчетной сетки результаты расчета должны асимптотически стремиться к некоторым значениям. Оказалось, что первые узлы расчетной сетки обязательно должны попадать примерно на границу вязкого подслоя. Для обеспечения этого условия, как правило, используются так называемые масштабируемые пристеночные функции, благодаря которым программа сама определяет, в каких узлах сетки нужно переключаться на пристеночные функции, страхуя пользователя от ошибок.

Недостатками $k - \varepsilon$ модели является низкая точность при моделировании течений с отрывом от гладких поверхностей, а также отмеченная выше необходимость применения специальных приемов при расчете течения вблизи стенок. Данная модель также показала невозможность учитывать такие локальные эффекты, как вторичные течения, вызванные анизотропией турбулентности в каналах некруглой формы.

Разработанная Уилкоксом $k - \omega$ модель турбулентности [4,5,6,7] также часто используется в современных программных продуктах. В этой модели вместо ε вторым моделируемым параметром является частота турбулентных пульсаций ω , а перенос параметров k и ω

моделируется следующими уравнениями:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \beta^* k \omega, \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \rho \beta \omega^2, \quad (4.10)$$

где $\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$, $\omega = \varepsilon / k \beta^*$, $\mu_t = \rho k / \omega$.

Константы $k - \omega$ модели: $\beta^* = 0.09$, $\alpha = 5/9$, $\beta = 3/40$, $\sigma_k = 2$, $\sigma_\omega = 2$.

Недостатком $k - \omega$ модели, в отличие от $k - \varepsilon$ модели, является чрезмерно сильная зависимость результатов расчета от задаваемых значений ω во входном сечении.

С целью объединения достоинства этих моделей, Ментер предложил гибридную модель турбулентности, названную им BSL (Baseline Model – базовая модель), в которой используется весовая функция F_1 для плавного переключения от $k - \varepsilon$ модели, хорошо работающей в ядре потока, к $k - \omega$ модели, хорошо работающей вблизи стенок. Уравнения (4.9) и (4.10) умножаются на F_1 и складываются с уравнениями (4.7) и (4.8), умножаемыми на $(1 - F_1)$, причем F_1 плавно изменяется от единицы вблизи стенок до нуля в ядре потока.

Ментер также предложил еще одну модель, в которой уточнил формулу для вычисления весовой функции F_1 и установил ограничитель на значения коэффициента μ_t , что позволило более точно моделировать отрыв от гладких поверхностей. Новая модель получила название SST (*Shear Stress Transport* – модель переноса сдвиговых напряжений).

Необходимо отметить, что гипотеза Буссинеска, используемая во всех перечисленных выше моделях турбулентности, фактически представляет собой допущение об изотропности турбулентности. В ряде случаев, например, в сильно закрученных течениях, анизотропия турбулентных пульсаций является резко выраженной, и все эти

модели при расчете таких течений дают неточные результаты.

3) Модели напряжений Рейнольдса.

Эти модели отражают более глубокое понимание природы турбулентности и предоставляют больше возможности моделировать связанные с ней физические эффекты. В частности, эти модели уместно использовать при расчете сильно закрученных течений.

Модель RSM (Reynolds Stress Model – полная модель напряжений Рейнольдса) может быть основана на $k - \varepsilon$, $k - \omega$ либо SST модели, однако в дополнение к 2 дифференциальным уравнениям этих моделей данная модель предполагает решение еще 6 дифференциальных уравнений, описывающих перенос каждого из 6 напряжений Рейнольдса: $(\rho \overline{u'_1 u'_1})$, $(\rho \overline{u'_2 u'_2})$, $(\rho \overline{u'_3 u'_3})$, $(\rho \overline{u'_1 u'_2})$, $(\rho \overline{u'_1 u'_3})$ и $(\rho \overline{u'_2 u'_3})$. Эти напряжения далее подставляются в уравнение (5) без использования гипотезы Буссинеска (4.6). Недостатками этой модели является существенное увеличение времени расчета течения на одной глобальной итерации, и главное, существенное затруднение сходимости процесса расчета в целом.

По указанным причинам на практике вместо модели RSM чаще используется модель ASM (Algebraic Stress Model – алгебраическая модель напряжений Рейнольдса). В этой модели, в отличие от модели RSM, перенос каждого из 6 напряжений Рейнольдса моделируется не дифференциальными, а алгебраическими уравнениями. Эти уравнения решаются совместно, они сводятся к матрице размером 6 x 6, а результаты также подставляются в уравнения (4.5).

4. Модели LES и DNS.

Эти модели (LES – *Large Eddy Simulation* – моделирование крупных вихрей, DNS – *Direct Numerical Simulation* – непосредственное численное моделирование) являются наиболее сложными из разработанных на сегодняшний день моделей турбулентности. Наблюдая за турбулентными процессами, ученые заметили, что частицы жидкости и газа в турбулентном потоке вовлечены в пульсационное движение, которое можно представить,

как суперпозицию пульсаций весьма различной интенсивности и частоты. Причем, большая часть энергии турбулентности приходится на крупномасштабное пульсационное движение, т.е. пульсации большой амплитуды. Эти модели представляют собой попытку непосредственно рассчитывать крупномасштабное пульсационное движение (модель *DNS* – путем решения уравнений Навье – Стокса для мгновенных скоростей), а мелкомасштабное пульсационное движение (амплитуда пульсаций которого меньше размеров ячеек расчетной сетки) моделировать обычными моделями турбулентности.

Использование данных моделей для расчета течений с высоким числом Рейнольдса на сегодняшний день затруднено из-за требований к размерности сеток.

Для расчетов течений в гидравлических машинах целесообразнее использовать стандартную *k-e* модель турбулентности (для режимов работы близких к оптимальному, где отсутствуют области противотоков) или *SST k-ω* модель турбулентности.

4.3. Задание граничных условий

Выбор граничных условий (ГУ) пользователем должен осуществляться на этапе создания геометрической модели. Именно на начальном этапе в зависимости от типа задачи и от принятой схемы расчета нужно представлять, какие ГУ будут соответствовать различным поверхностям модели.

На всех поверхностях модели должны быть заданы ГУ.

В окне физические определения (*Physics Definition*) необходимо задать граничные условия, в соответствии с решаемой задачей расчета (рис. 4.8):

- *Fluid* – тип рабочей жидкости. В данном окне можно задать в качестве рабочей жидкости: воду, газ, идеальный газ и т.д.

Для гидравлических расчетов нужно выбрать воду (*Water*).

- *Analysis Type* – режим течения: установившейся режим течения жидкости (*Steady State*) или нестационарный режим течения

(*Transient*).

- *Reference Pressure* – относительное давление, для расчетов несжимаемой жидкости рекомендуется принимать 0.

- *Heat Transfer* – режим течения с теплопереносом. При расчетах энергетических характеристик гидравлических машин данный параметр задействовать не нужно.

- *Turbulence* – модель турбулентности. Как отмечалось в разделе 4.2 - для расчетов энергетических характеристик лопастных гидромашин лучше использовать $k-\varepsilon$ или SST - модели.

- *Inflow/Outflow* – граничные условия на входе/выходе из проточной части.

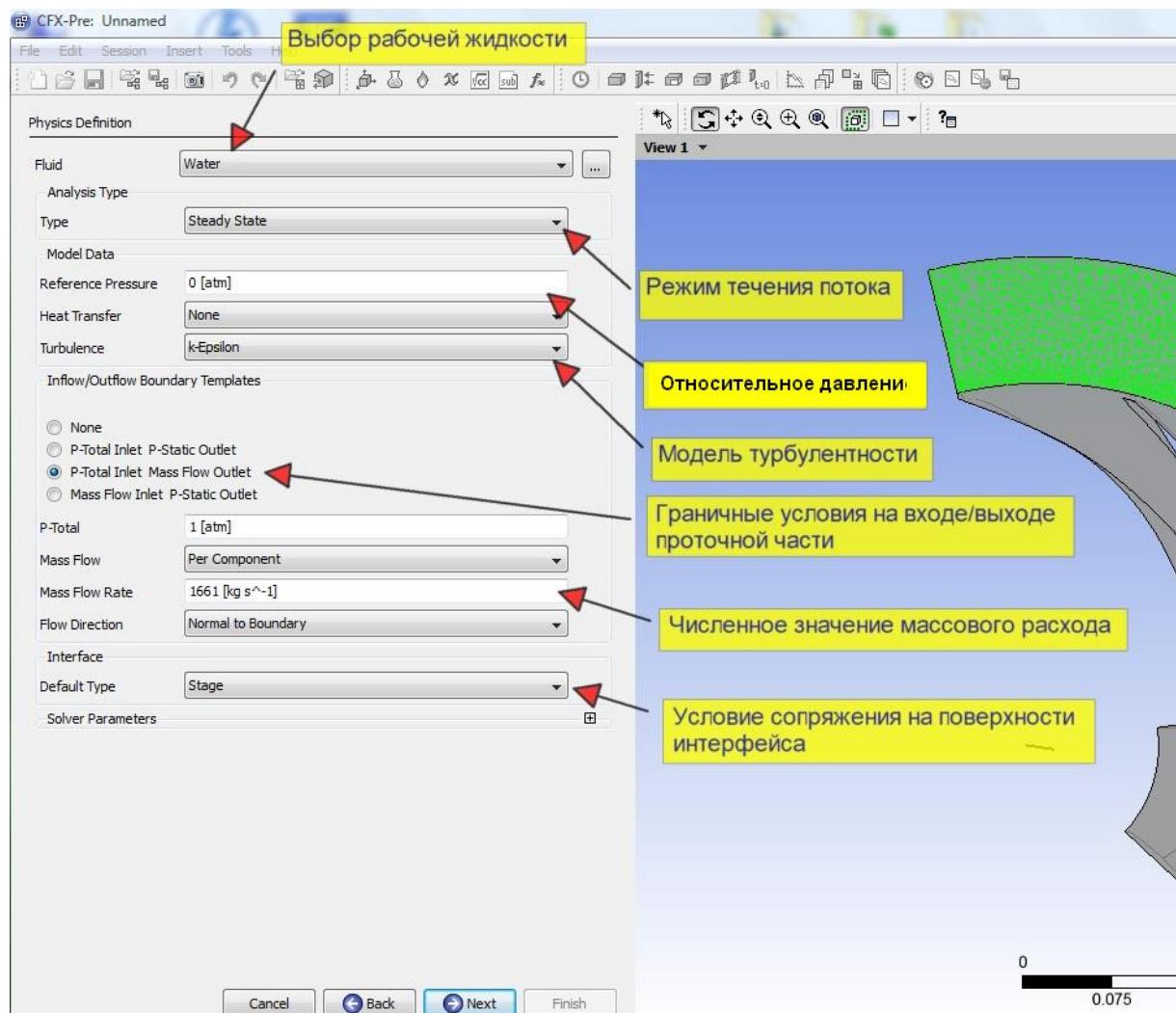


Рис. 4.8. Задание граничных условий

В качестве граничных условий на входе и выходе из проточной части, при задании через меню “*Turbomachinery*” пользователю предлагаются следующие варианты:

- давление на входе и выходе расчетной области;
- давление на входе и массовый расход на выходе расчетной области;
- массовый расход на входе и давление на выходе из расчетной области;

По устойчивости и сходимости решения первый вариант самый худший.

Инженера при проектировании гидравлической машины обычно интересует величина напора, КПД и мощности на конкретном режиме работы (по подаче, расходу), поэтому на входе или выходе (чаще на выходе) задают – массовый расход, соответствующий рассчитываемому режиму, а на входе полное давление.

Для любой задачи обязательно должно быть определено давление хотя бы в одном узле модели (как правило, на одной границе).

- *Mass Flow* – массовый расход.

В поле *Mass Flow Rate* – необходимо задать значение массового расхода. Необходимо обратить внимание, что размерность расхода кг/сек (плотность воды для по умолчанию среды «*Water*» 997 кг/м³). Так же следует учесть, что если расчетная область элемента, которому принадлежит поверхность с данным ГУ представляет собой один межлопастной канал, то указывается только расход протекающий через данный канал. То есть, полный расход следует поделить на число каналов.

- *Interface (Default Type)* – условие сопряжения на поверхности интерфейса. Варианты использования типов интерфейса описаны в разделах 1.1 и 1.2.

После нажатия кнопки «*Next*» появляется меню задания поверхностей интерфейса. Можно добавить интерфейсы на данном

этапе, либо задать их позднее в основном режиме «*general mode*».

В *Ansys CFX* по умолчанию заложены названия граничных условий и интерфейсов для их автоматического определения. Т.е. если например, на этапе создания сетки (см. раздел 3.1) присвоить поверхностям периодичности названия «*Periodic1*» и «*Periodic2*», то в окне препроцессора «*Interface definition*» появится соответствующий интерфейс вращательной периодичности.

Для добавления нового условия сопряжения нужно в окне *Components* нажать на правую кнопку мыши и в появившемся локальном меню выбрать *Add Component* (рис. 4.9).

Далее последовательно нажимая на кнопки, из выпадающего локального меню нужно выбрать нужные поверхности (рис. 4.10 и 4.11).

После нажатия кнопки «*next*» появляется окно задания ГУ. Редактирование, как и в случае интерфейса возможно на текущем этапе и в основном режиме.

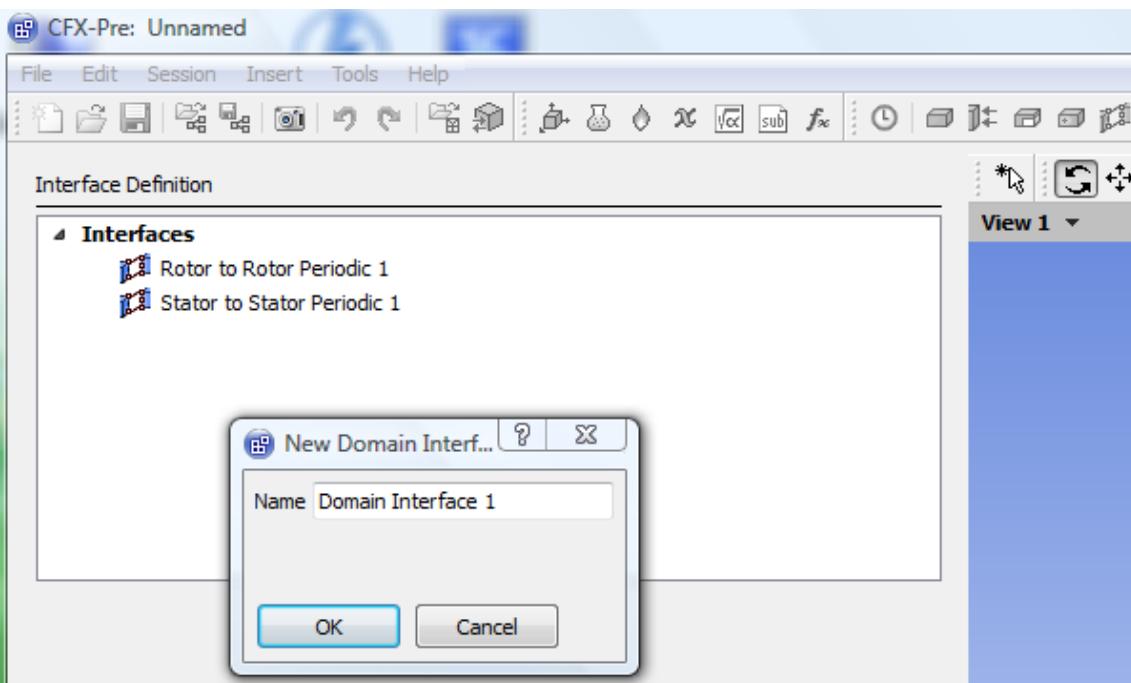


Рис. 4.9. Добавление поверхности интерфейса

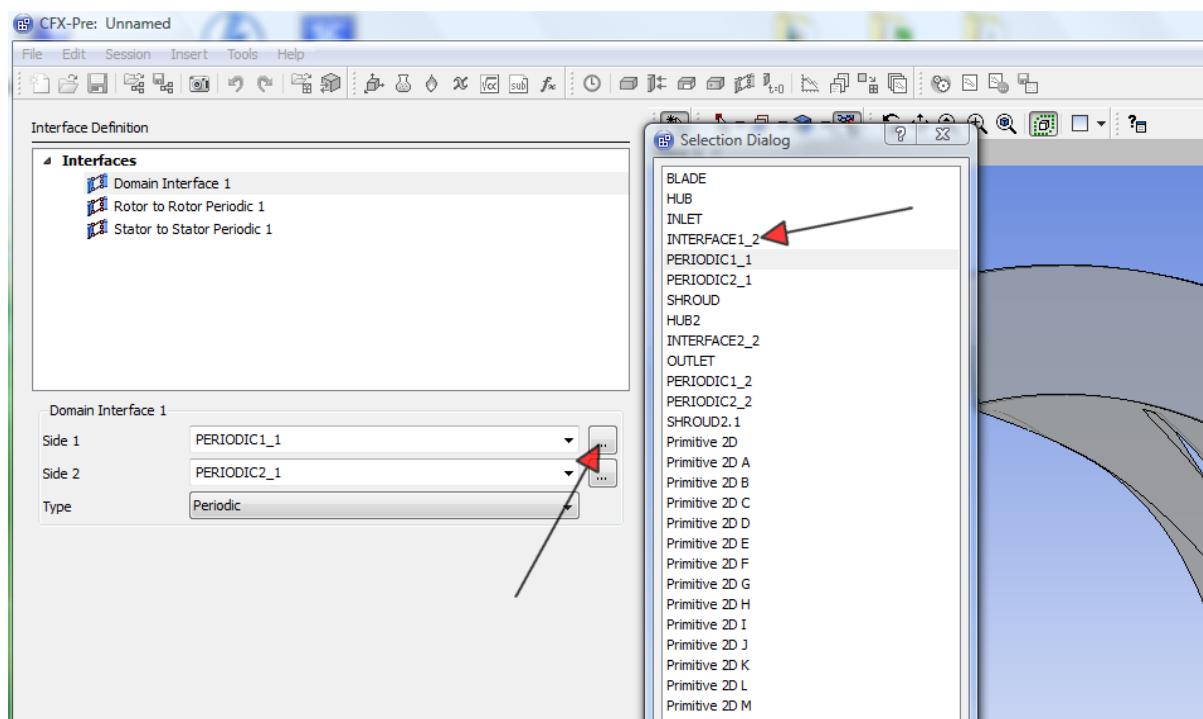


Рис. 4.10. Выбор поверхности интерфейса из локального меню

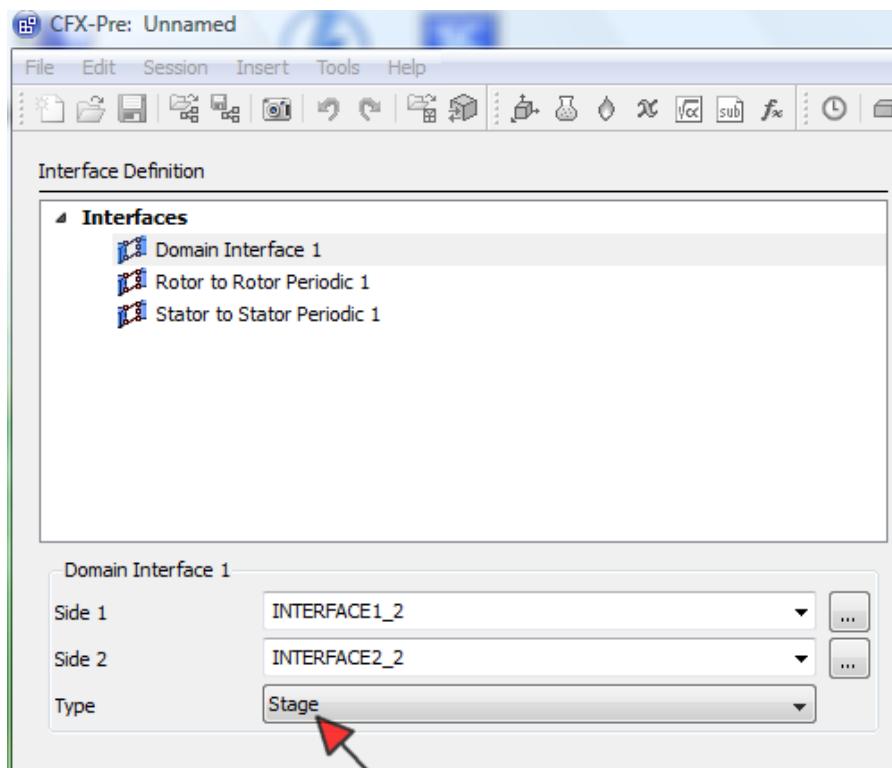


Рис. 4.11. Выбор условия сопряжения на поверхности интерфейса

Финальное окно режима турбомашины представлено на рис. 4.12.

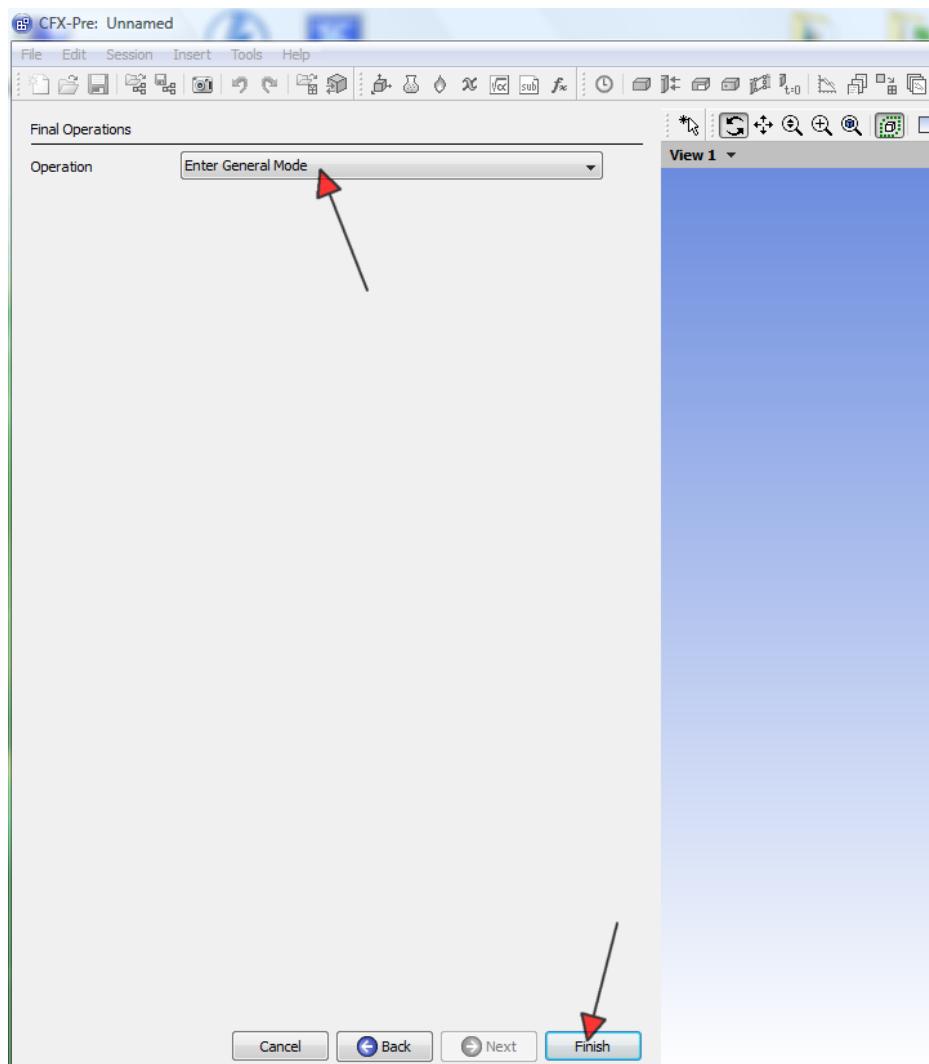


Рис. 4.12. Финальное окно режима турбомашины

После нажатия кнопки «*Finish*» осуществляется переход в основной режим. Рекомендуется сохранить проект.

Основной режим имеет две основные области (рис. 4.13). Дерево проекта находится в левой части экрана, в нем перечисляются все исходные данные для расчета. В правой части экрана находится изображение модели.

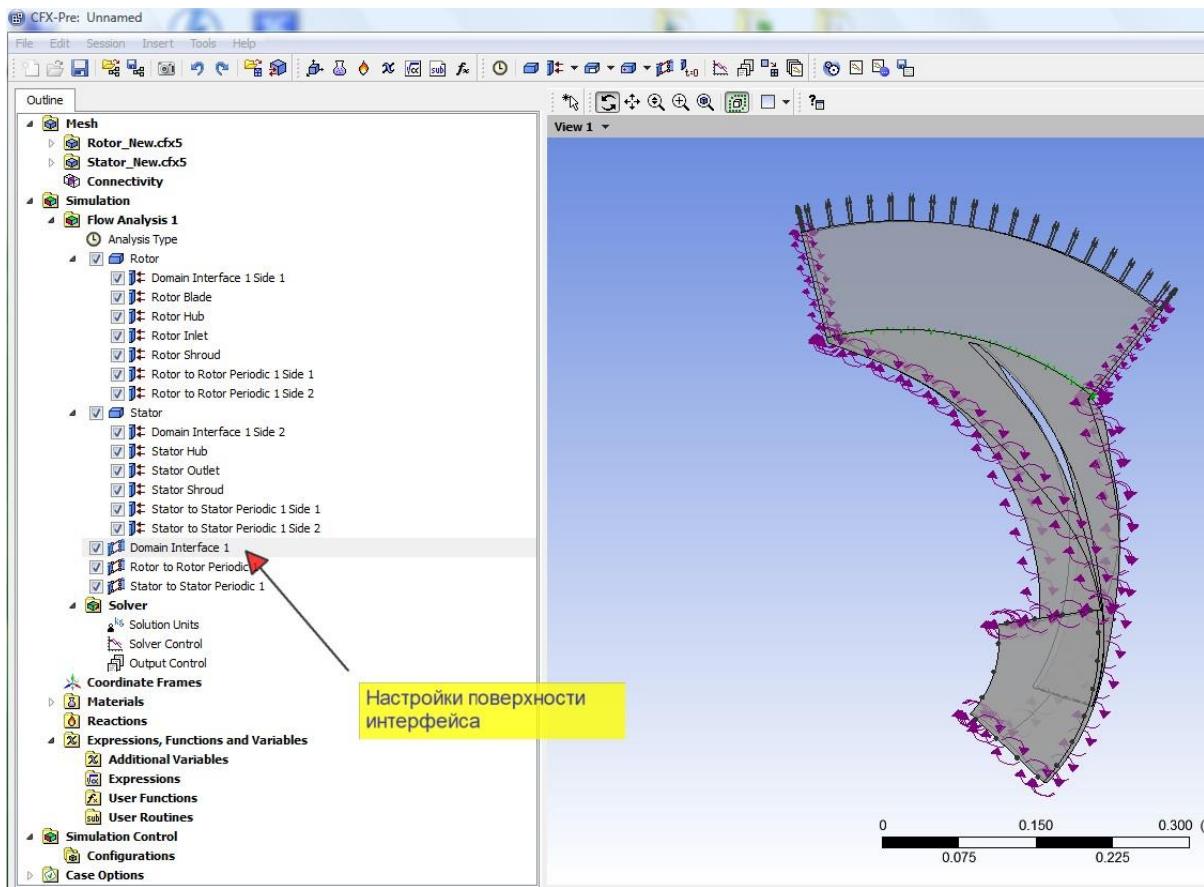


Рис. 4.13. Вид основного режима *CFX*

После сохранения проекта пользователь должен последовательно пройти по всем пунктам дерева проекта для корректировки (проверки) исходных данных.

Опытные пользователи при решении уже знакомых задач как правило, знают что конкретно нужно корректировать.

Рассмотрим элементы дерева проекта. Редактирование элементов дерева проекта в зависимости от их свойств осуществляется двойным нажатием левой кнопки мыши или нажатием правой кнопки мыши с последующим выбором нужного пункта всплывающего меню.

В папке *Mesh* в зависимости от количества расчетных областей показаны значки их сеток. Нажатием правой кнопки мыши на значок определенной области вызывается всплывающее меню, с помощью которого можно посмотреть статистику сетки, переименовать,

трансформировать сетку (переместить, повернуть, отобразить) или поменять параметры отображения.

Поменять (проверить) тип задачи можно с помощью редактирования элемента дерева проекта «*Analysis type*». При изменении характеристик потока во времени следует принимать тип «*Transient*», если можно считать, что режим течения установившийся, следует принимать тип «*Steady state*». Для режимов работы гидромашин близких к оптимальному как правило, целесообразно использовать тип «*Steady state*».

В случае выбора переменного режима течения необходимо указать общее время расчета «*Total Time*» (обычно принимается время, за которое ротор гидромашины совершает 3...5 оборотов) и шаг по времени «*Timesteps*» (как правило, можно принять интервал времени, соответствующий повороту ротора на 1 градус). Величина шага по времени должна базироваться на значении масштаба времени переменного течения, который необходимо разрешить.

Новым пользователям рекомендуется набраться опыта расчетов стационарных течений перед попытками выполнения нестационарных.

Режим турбомашины препроцессора *CFX* по умолчанию определяет следующие ГУ:

In, inlet – вход;

Out, outlet – выход;

Hub – стенка;

Shroud – стенка;

Все неопределенные поверхности *CFX* объединяет в ГУ «*Default*» с параметрами, соответствующими условию стенки. Для добавления нового ГУ нужно нажать правой клавишей мыши на соответствующую область и в сплывающем меню выбрать «*Insert*» / «*boundary*». Далее нужно выбрать поверхности и тип граничного условия для выбранных поверхностей (рис. 4.14).

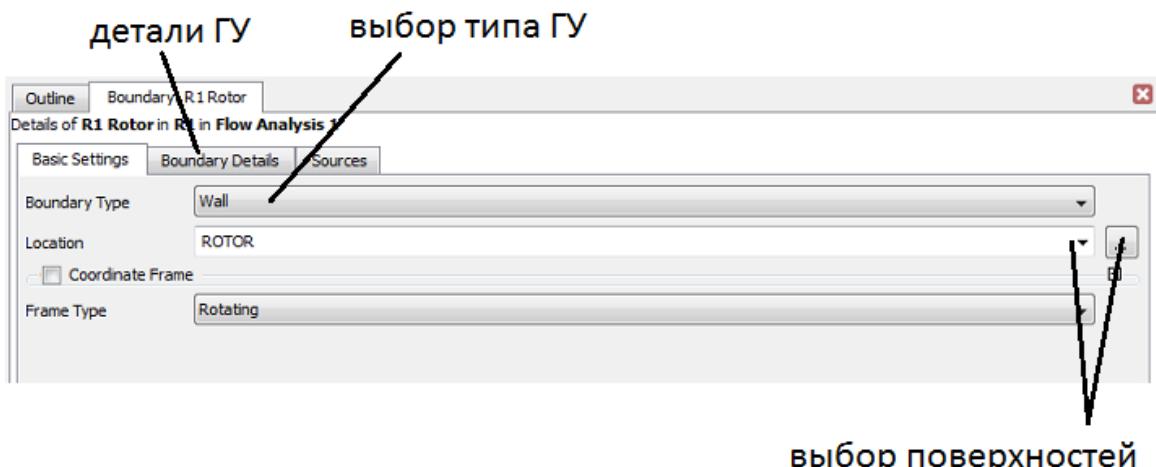


Рис. 4.14. Редактирование ГУ

Во вкладке «*Boundary details*» задаются уточнения ГУ. Для условий вход/выход, это как правило значения давлений, расхода, поле скоростей и т.д. Для условий типа стенка «*wall*» можно задать шероховатость поверхности «*Rough wall*» или установить условие проскальзывания «*Free slip wall*». Для поверхностей вращения с помощью опции «*Wall velocity*» можно задать скорость вращения отличную от скорости вращения всей области. Например, если проводится расчет течения в проточной части осевого колеса в неподвижной камере (стенки не врачаются) можно подключить данную опцию с параметром «*Counter rotating wall*» – противовращение. Или наоборот, если область неподвижная и нужно просто задать одну из стенок вращающейся, можно включить опцию «*Wall velocity*» и установить конкретное значение скорости. Следует отметить, что использование данной опции возможно только для поверхностей, движение которых не изменяет геометрии проточной части. Т.е. при движении поверхности нет необходимости перестраивать расчетную сетку.

Добавление интерфейса осуществляется через основное меню: «*Insert*» / «*Domain interface*». Дальнейший алгоритм, как и в случае с ГУ: нужно выбрать нужные поверхности и задать для них параметры. Моделей сопряжения всего 3: «*Translational periodicity*» -

поступательная периодичность; «*Rotational periodicity*» - вращательная периодичность; «*General connection*» - обычное соединение.

Обычное соединение используется на стыках соседних областей. При этом, если области имеют разные скорости вращения (движения), то нужно использовать тип интерфейса «*Stage*» или «*Frozen Rotor*» в зависимости от схемы расчета (разделы 1.2 и 1.3). В случае, если области имеют равную скорость вращения (движения) и количество каналов является кратным, т.е. есть основания передавать параметры потока без каких-либо осреднений, то можно устанавливать тип интерфейса «*None*».

В результате редактирования и добавления ГУ и интерфейсов в дереве проекта не должно остаться ГУ с названием «*Default*».

Программный комплекс *Ansys CFX* позволяет учитывать различные свойства жидкости (в том числе вязкость) на его интегральные характеристики.

Для использования в качестве жидкости вещества, отличного от воды при температуре $t=25$ °C (вещество «*Water*») следует в панели главного меню выбрать *Insert → Material*. В появившемся окне деталей, во вкладке «*Basic Setting*» можно выбрать тип вещества – чистое вещество «*Pure Substance*», группу жидкостей с постоянными свойствами «*Material Group*» – «*Constant Property Liquids*». Термодинамическое состояние «*Thermodynamic State*» – жидкое «*Liquid*». Во вкладке «*Material Properties*», можно задать конкретные свойства жидкости: молярную массу «*Molar Mass*», плотность «*Density*», удельную теплоёмкость «*Specific Heat Capacity*», температуру, динамическую вязкость «*Dynamic Viscosity*», коэффициент теплопроводности «*Thermal Conductivity*», коэффициент теплового расширения «*Thermal Expansivity*».

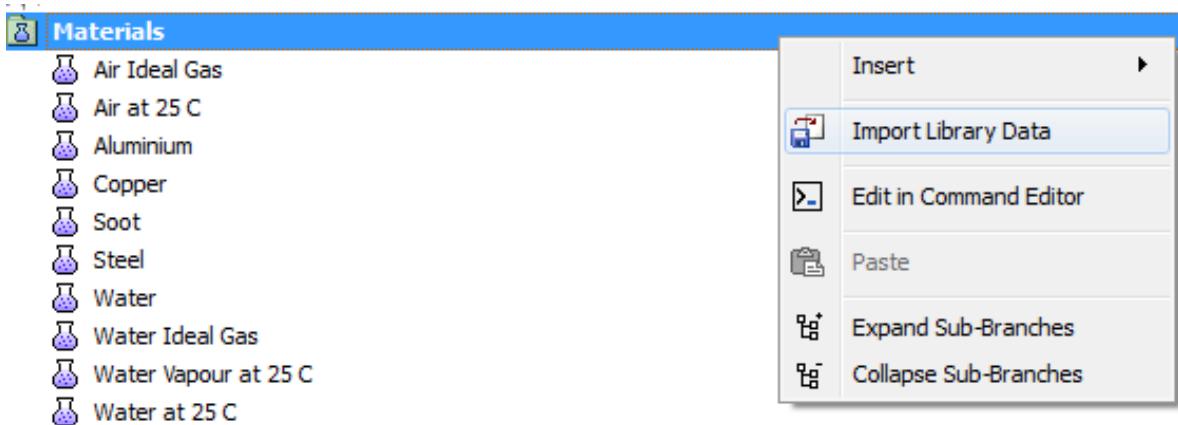


Рис. 4.15. Импорт новых материалов

В библиотеке материалов *Ansys CFX* существует большое количество готовых материалов с различными свойствами. Для их использования нужно вывести всплывающее меню нажатием правой клавиши мыши на объект дерева проекта «*Materials*», после чего выбрать пункт «*Import Library Data*» (рис. 4.15.).

Редактирование параметров контроля решателя осуществляется двойным нажатием левой кнопки мыши на элемент «*Solver control*» в дереве проекта.

Вид меню параметров контроля решателя приведен на рис. 4.16.

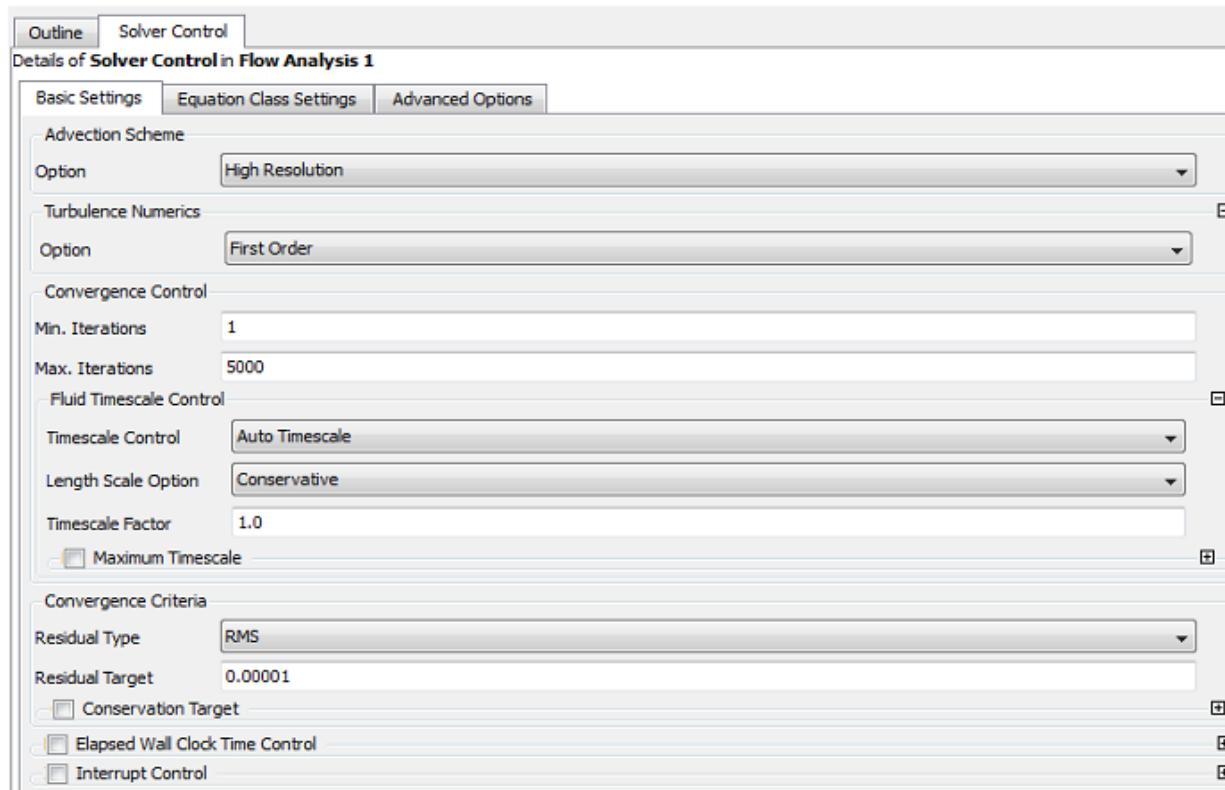


Рис. 4.16. Меню параметров контроля решателя

Параметры «*Advection Scheme*» и «*Turbulence Numerics*» лучше оставить по умолчанию. Их изменение может быть оправдано в случаях затрудненной сходимости задачи.

Ansys CFX при дискретизации уравнений математической модели использует метод взвешенных невязок. В данном методе решение считается сошедшим при очень малых значениях невязок. Поэтому в зависимости от грубости сетки в поле «*Residual Target*» необходимо задать значение невязок в диапазоне 10^{-4} (для грубой сетки) до 10^{-6} (для мелкой сетки). В поле «*Max. Iterations*», задается максимальное значение числа итераций, после которых расчет в любом случае останавливается. Максимальное число итераций (по умолчанию – 100) рекомендуется увеличить до 1000...5000.

Задание масштаба времени «*Timescale*» непосредственным образом имеет отношение к методу решения системы уравнений Навье-Стокса. Т.к. методы решения уравнений, описывающих нестационарные и стационарные процессы, различаются, то для

применения единого подхода решения к разным случаям (а также для преодоления нелинейности задачи) была создана методика псевдо-времени, благодаря которой даже в стационарные задачи вводится фиктивный нестационарный член.

Уменьшение масштаба времени приводит к увеличению времени сходимости задачи, а увеличение сказывается на устойчивости задачи.

В первом приближении можно оставить автоматическое определение «*Auto Timescale*».

4.4. Задание выходных параметров

Для удобства отслеживания расчета целесообразно задать выражения «*Expressions*» расчета интегральных параметров гидромашины.

Для добавления выражения нужно вызвать всплывающее меню нажатием правой кнопки мыши на объект «*Expressions*» в дереве проекта. Затем выбрать «*Insert*» / «*Expression*».

Для написания выражений используется язык *CFX Expression language (CEL)*. Подробное описание можно найти в разделе помощи программного комплекса. Выражения по своей сути – формулы, записанные на языке *CEL*.

Напор РК насоса определяется как разность полных давлений между выходом и входом в РК, отнесенная к плотности жидкости и ускорению свободного падения:

«*(massFlowAveAbs(Total Pressure in Stn Frame)@Domain Interface 1 Side 1 - massFlowAveAbs(Total Pressure in Stn Frame)@R1 Inlet)/areaAve(Density)@R1 Inlet/g*

Результирующая величина будет измеряться в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Поверхности, на которых будут производиться необходимые вычисления записываются после знака «@». Синтаксис их названий должен полностью совпадать с синтаксисом граничных условий в дереве проекта, учитывая регистр букв.

Выражения для определения гидравлических потерь в неподвижных элементах идентичны по своей структуре выражению определения напора, только разница берется между входом и выходом, а полное давление записывается просто «*Total Pressure*».

КПД вращающегося элемента определяется как отношение полезной к затраченной мощности (или наоборот, например, для РК гидротурбины):

«*Hrk * massFlow()@R1 Inlet*g / ((torque_z()@R1 Blade+torque_z()@R1 Hub+ torque_z()@R1 Shroud)*n*pi/30)».*

В представленном выражении *Hrk* и *n* – названия уже написанных выражений для определения напора и частоты вращения.

Для быстрого написания выражений можно использовать выражения из других расчетов, с последующей незначительной их корректировкой под текущую задачу. Проще всего это делать через «*Command Editor*».

Практически любой элемент дерева проекта можно редактировать через «*Command Editor*». Для этого нужно вызвать всплывающее меню на объекте (правой кнопкой мыши) и выбрать «*Edit in Command Editor*». Текст от одной задачи может быть использован в другой.

После написания всех необходимых выражений нужно задать их в качестве точек для мониторинга в пункте «*Output control*» (рис. 4.17).

На рис. 4.18 приведен пример задания точки мониторинга с именем «*_Hrk*» для выражения напора с именем «*Hrk*». Однаковые названия для выражений и точек мониторинга недопустимы, а оставлять названия по умолчанию «*Monitor point 1, 2 и т.д.*» неудобно при отслеживании параметров во время решения.

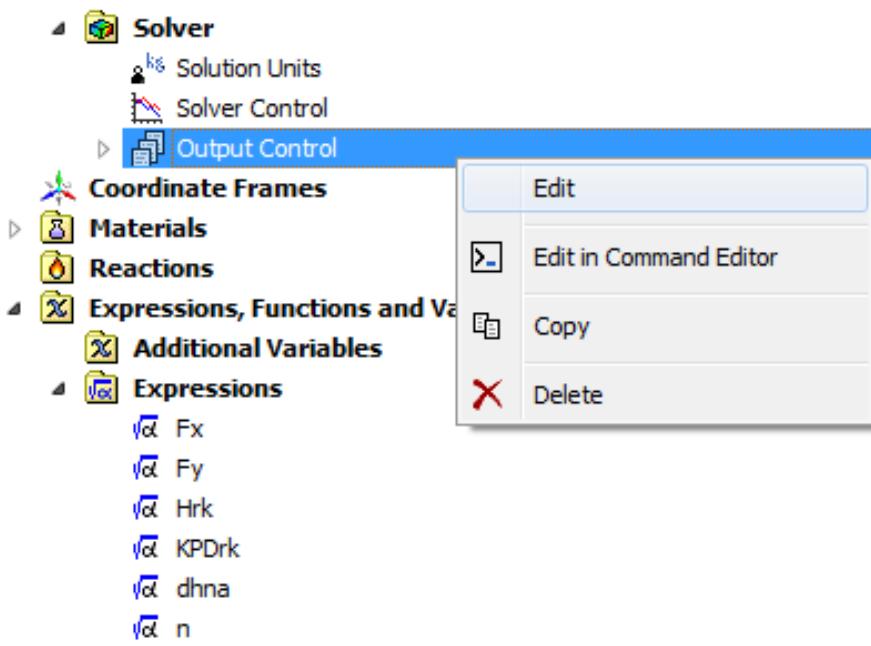


Рис. 4.17. Редактирование параметров вывода результатов расчета

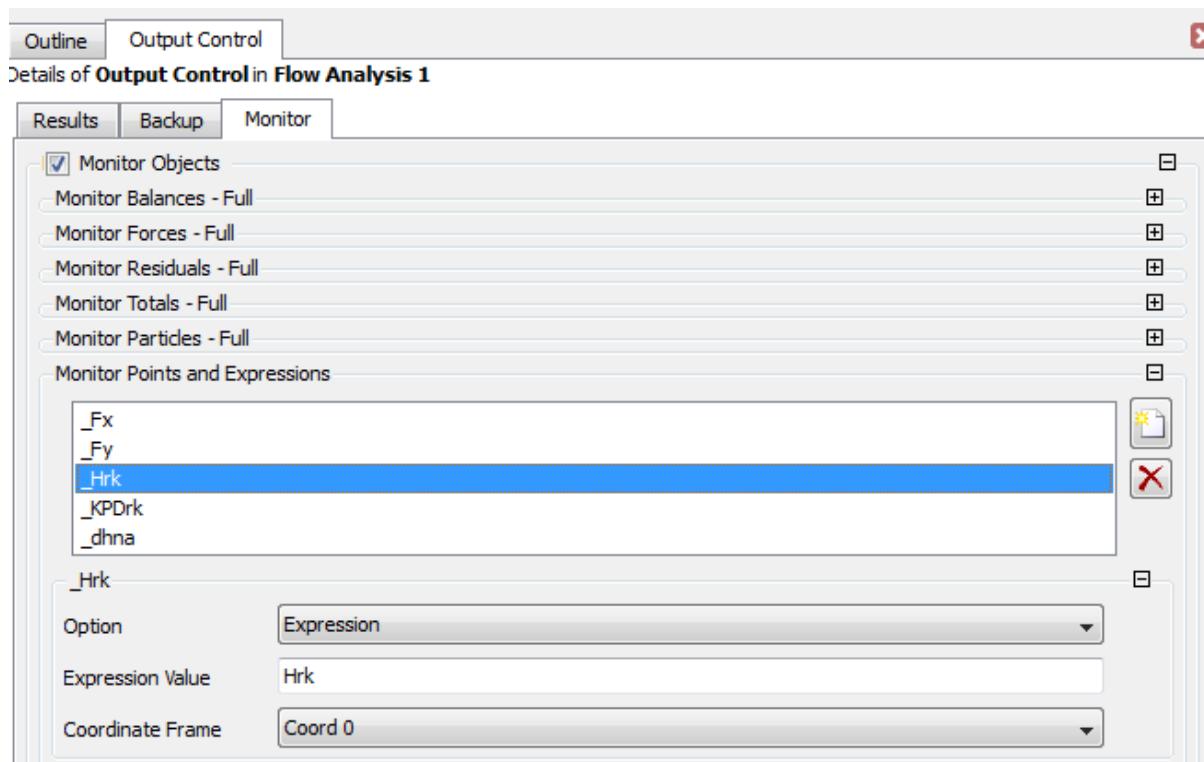


Рис. 4.18. Задание точек мониторинга

4.5. Запуск расчета

Для запуска расчета необходимо создать исходный файл расчета с расширением «.def». Для этого можно воспользоваться кнопками

«*Define Run*» или «*Write Input Solver File*» (рис. 4.19). Первая команда создает исходный файл и одновременно запускает решатель, а вторая служит только для создания файла расчета.

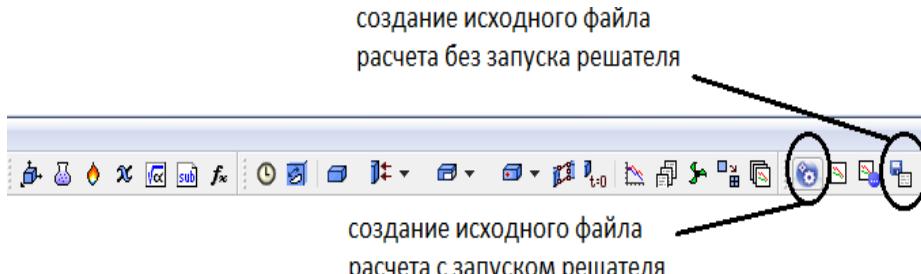


Рис. 4.19. Подготовка к запуску расчета

После запуска решателя появляется меню, представленное на рис. 4.20. Опционная кнопка «*Initial Values Specification*» для уменьшения времени расчета позволяет задать в качестве начального приближения результаты предыдущих расчетов. А при необходимости с использованием опции «*Continue History From*» может быть продолжен остановленный расчет с полным продолжением ведения истории расчета.

Опционная кнопка «*Double Precision*» за счет увеличения разрядности чисел позволяет производить математические операции более точно. Ее использование может быть необходимо при расчетах течений с большими градиентами параметров и при расчетных сетках с элементами сильно различных размеров в ортогональных направлениях.

Изменение параметра «*Run Mode*» позволяет запускать расчет на одном ядре отдельной вычислительной машины – «*Serial*», на нескольких ядрах одной машины – «*Platform MPI Local Parallel*» и на многих ядрах различных узлов кластера или вычислительных машин – «*Platform MPI Distributed Parallel*».

Во вкладках «*Partitioner*», «*Solver*» и «*Interpolator*», как правило, изменять ничего не нужно, но иногда бывает необходимо откорректировать параметры выделяемой для операции оперативной памяти «*Memory Allocation Factor*».

Для запуска решателя нужно нажать кнопку «*Start Run*».

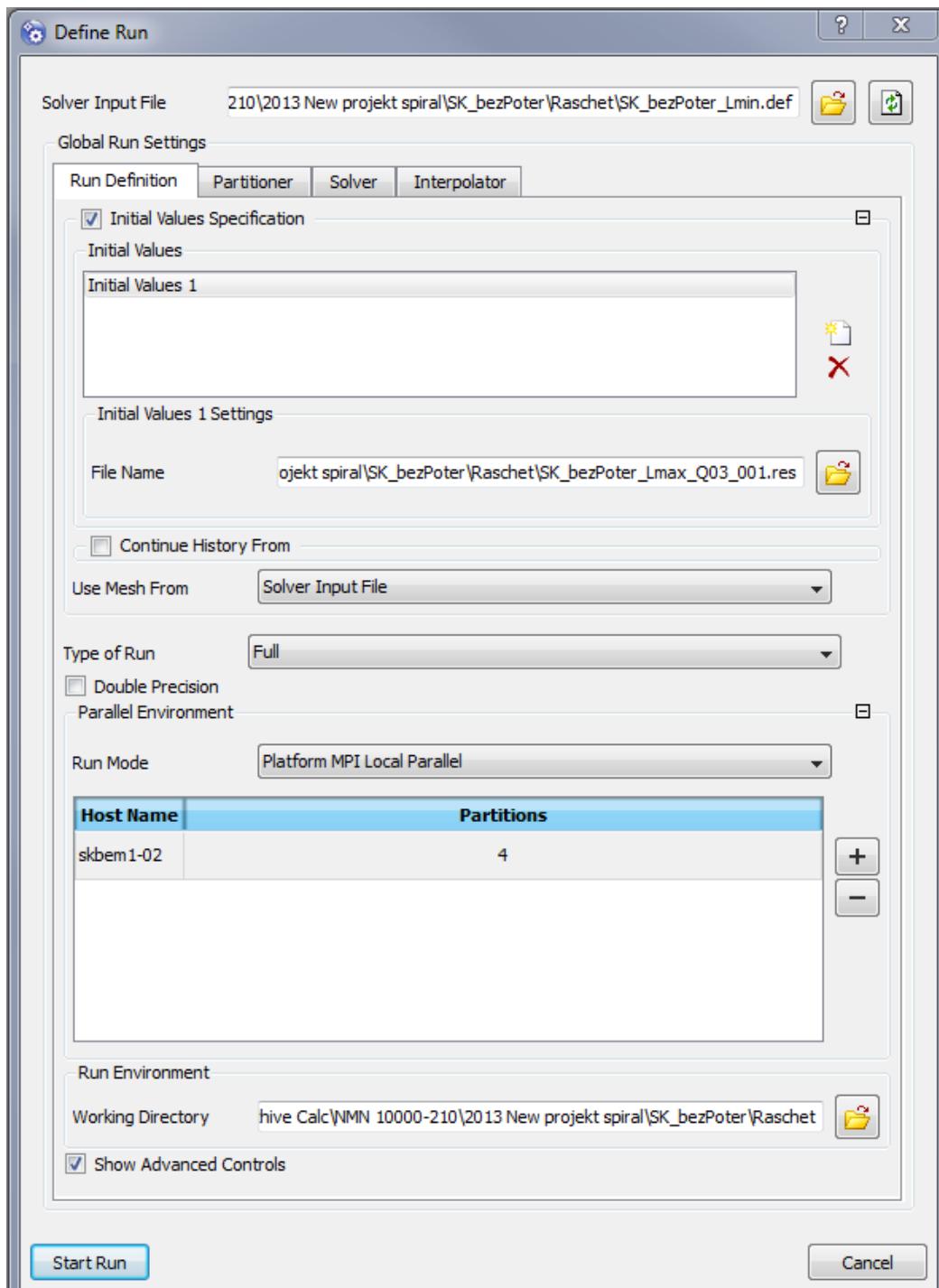


Рис. 4.20. Параметры запуска решателя

Окно решателя во время проведения расчета имеет несколько основных областей (рис. 4.21): меню в верхней части экрана, мониторы невязок и точек мониторинга в левой части экрана и журнал событий (лог) в правой части экрана.

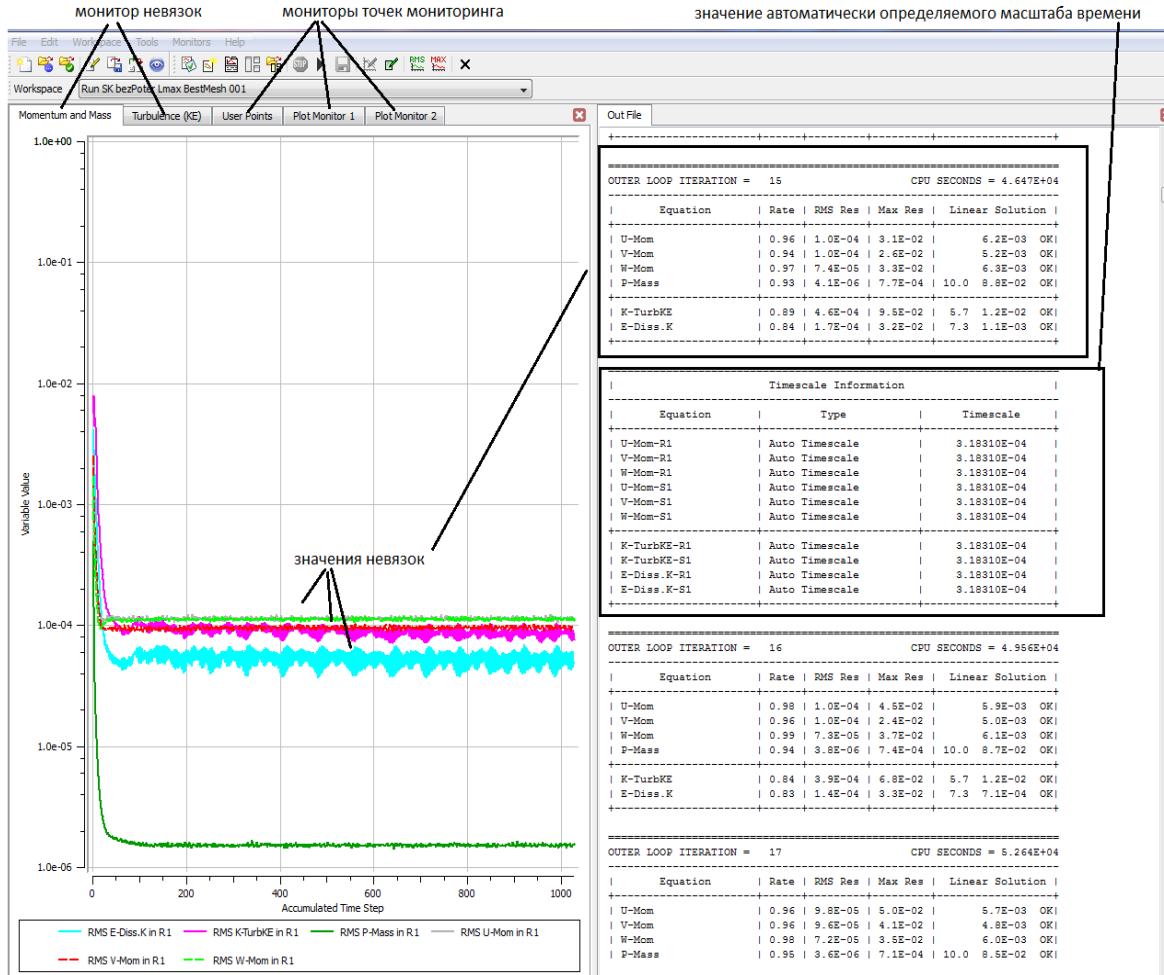


Рис. 4.21. Внешний вид окна решателя во время проведения расчета

Критериями сошедшегося решения задачи в общем случае могут быть следующие условия:

- 1) Стабилизация целевых параметров, заданных пользователем. Для примера на рис. 4.22 приведена зависимость изменения КПД РК насоса от количества итераций.
- 2) Стабилизация значений невязок ниже 10^{-4} .
- 3) Отсутствие в логе замечаний по наличию противотоков на входе или выходе расчетной модели. На рис. 4.23 приведен пример подобного замечания.

При определенном количестве итераций расчета в стационарной постановке выполнение первого условия обязательно состоится. При этом, желательно, чтобы амплитуда пульсаций целевых параметров не превышала 0,01% от ее величины. Выполнение данного условия

возможно при реальном установившемся течении для рассматриваемого режима работы гидромашины, при качественной расчетной сетки модели и правильно заданном масштабе времени.

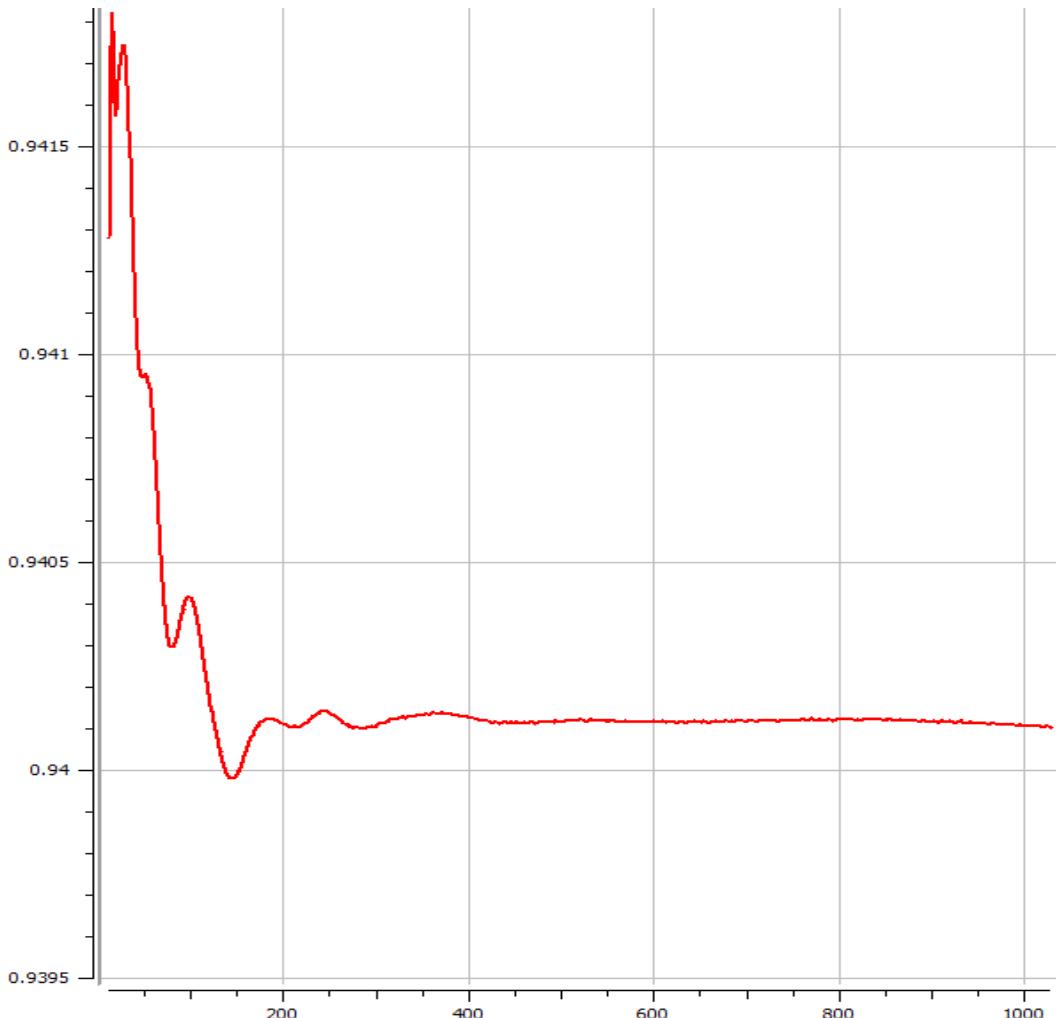


Рис. 4.22. Контроль целевых параметров расчета

На частичных режимах работы лопастных гидромашин пульсации целевых параметров неизбежны, т.к. они существуют и в реальности. Степень доверительности к результатам расчетов должна снижаться.

Высокие значения невязок могут быть обусловлены нестационарностью рассматриваемого течения, некачественной расчетной сеткой или некорректным значением масштаба времени. Последние два фактора должны исключаться пользователем анализом качества сетки, в том числе, распределением безразмерного параметра

y^+ по стенкам проточной части гидромашины, а также корректировкой масштаба времени.

Т.е. если во время расчета возникает подозрение, что уменьшение масштаба времени может оказаться на сходимости, то необходимо через меню «Tools» \ “Edit Run In Progress» задать новое значение масштаба времени, например, на порядок меньше.

Наличие противотока на границах расчетной области крайне нежелательно (особенно, при большой размерности противотока $>10\%$). Поэтому часто расчетные модели дополняют специальными участками большой протяженностью.

В случае если расчет проводится в течение продолжительного времени (более суток) рекомендуется создавать промежуточные файлы результатов нажатием кнопки «Create a backup».

Команда на окончание расчета посыпается нажатием кнопки «Stop».

```
OUTER LOOP ITERATION = 1016                                CPU SECONDS = 3.111E+06
-----
|      Equation      | Rate | RMS Res | Max Res | Linear Solution |
+-----+-----+-----+-----+
| U-Mom           | 1.03 | 8.4E-05 | 4.9E-02 |      3.3E-03  OK|
| V-Mom           | 1.02 | 7.6E-05 | 4.1E-02 |      3.3E-03  OK|
| W-Mom           | 1.01 | 8.3E-05 | 5.8E-02 |      3.9E-03  OK|
| P-Mass          | 0.99 | 1.4E-06 | 4.3E-04 |  5.5  5.0E-02  OK|
+-----+-----+-----+-----+
+
|      ***** Notice *****                               |
| A wall has been placed at portion(s) of an OUTLET    |
| boundary condition (at  2.8% of the faces,  3.1% of the area) |
| to prevent fluid from flowing into the domain.        |
| The boundary condition name is: S1 Outlet.           |
| The fluid name is: Water.                            |
| If this situation persists, consider switching     |
| to an Opening type boundary condition instead.    |
+-----+
| K-TurbKE         | 0.95 | 9.8E-05 | 2.6E-02 |  5.7  1.2E-03  OK|
| E-Diss.K         | 0.74 | 3.1E-05 | 1.8E-02 |  7.3  3.7E-04  OK|
+-----+
```

Рис. 4.23. Часть файла с замечанием по наличию противотока

4.6. Анализ результатов расчета

Результаты расчета течения на последней итерации записываются в файл с расширением «.res». Анализ результатов расчета проводится в постпроцессоре.

Функционал постпроцессора *Ansys CFX* очень большой. Подробное описание возможностей можно найти в меню помощи и примерах программы.

После проведения расчета необходимо убедиться в правильности выбора параметров расчетной сетки. Для этого нужно создать поле безразмерного параметра y^+ по стенкам проточной части и сопоставить его с рекомендуемыми значениями, указанными в главе 3.2.

Для создания распределения используется элемент «Contour». В качестве рассматриваемых поверхностей нужно выбрать все с условием стенки, параметр для распределения – Yplus, пределы шкалы в первом приближении установить локальные, а затем задать вручную (рис. 4.24).

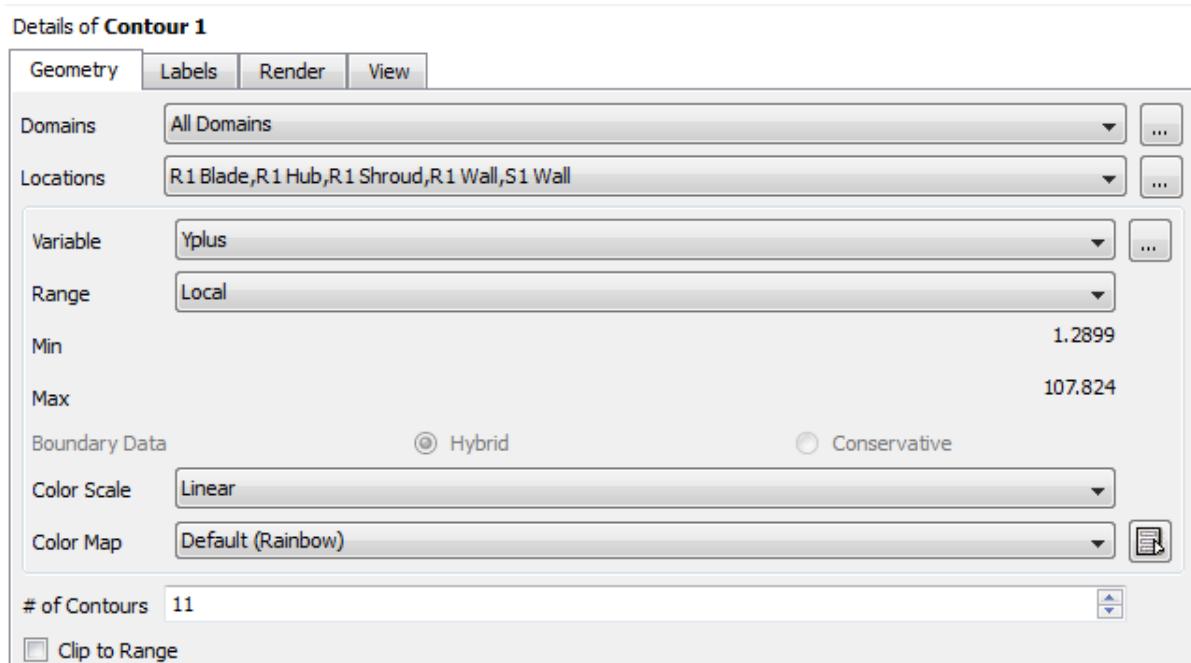


Рис. 4.24. Создание распределения параметра по поверхностям

Из рис. 4.24 видно, что при шкале «*Local*» минимальное и максимальное значения исследуемого параметра на указанных поверхностях составляют 1,2899 и 107,824 соответственно. Для удобства лучше задать пределы от 0 до 110, а в строке «# of Contours» задать число 13, чтобы получить шкалу с целым шагом.

На рис. 4.25. представлено получившееся распределение параметра Y^+ . В элементе «*Default Legend View*» можно задать дополнительные параметры шкалы, чтобы ее содержание было легче восприятию (справа представлена шкала после редактирования, слева – до редактирования).

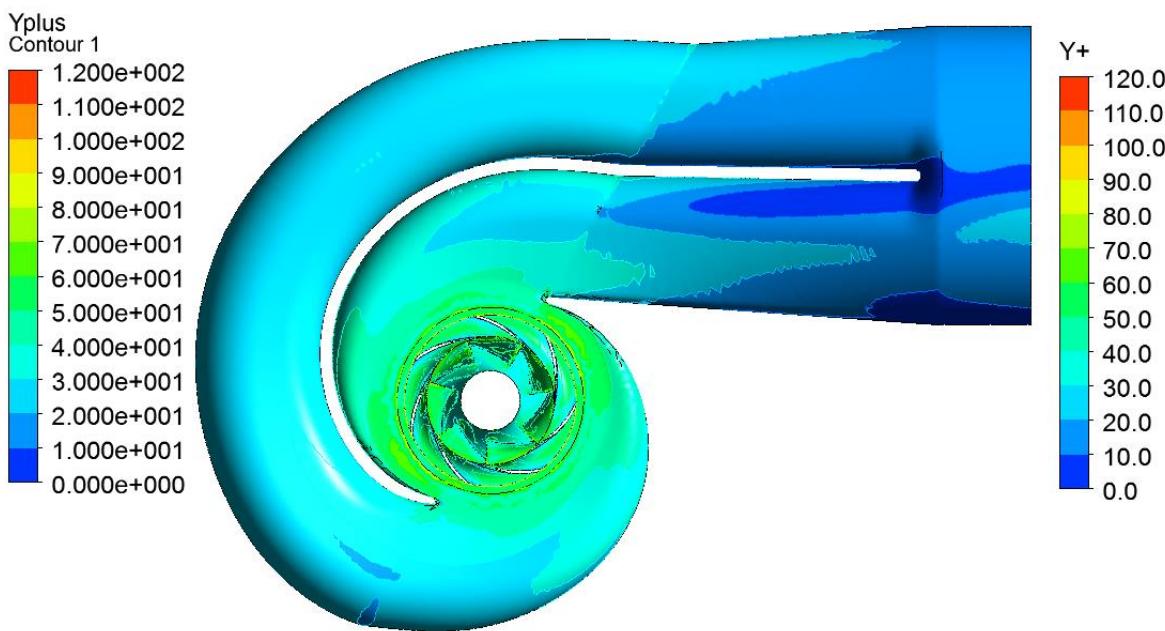


Рис. 4.25. Распределение параметра y^+ по стенкам проточной части

Как видно из рис. 4.25. в основном параметр y^+ меняется в пределах от 10 до 70. Локальные значения параметры на кромках достигают величины 100. Следовательно, можно сделать вывод о верном выборе размера первого элемента сетки для указанных поверхностей.

Для анализа качества расчетной сетки в области пограничного слоя можно создать вспомогательную плоскость, проходящую через интересующее в модели место и рассмотреть на ней распределение

векторов скоростей и элементов сетки (рис. 4.26). Из представленного рисунка видно, что поперек области пограничного слоя задано достаточно количество элементов сетки (10-15).

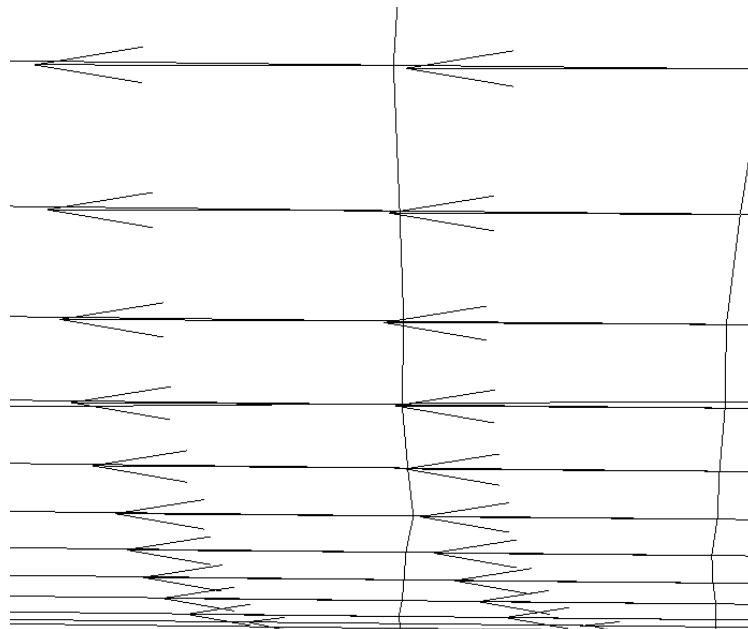


Рис. 4.26. Распределение векторов скоростей в секущей плоскости
вблизи твердой стенки

Если параметры сетки удовлетворяют условиям задачи, то можно приступать к дальнейшему анализу.

Постпроцессор *Ansys CFX* имеет встроенный калькулятор, способный определять интересующие параметры на любых поверхностях модели. Например, пользователь имеет возможность вручную рассчитать полный напор РК по описанному ранее выражению, или определить только статическую составляющую и т.д.

5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИК В ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИНАХ

5.1. Прямые решетки лопастей

В [10,11] приведены результаты расчета потерь в дозвуковых решетках, по которым имеются экспериментальные данные Степанова Г.Ю., полученные в ЦИАМ им. П.И. Баранова. При углах атаки от -20 до $+30^\circ$ получена хорошая сходимость расчетных и экспериментальных потерь в решетках лопаток (рис. 5.1). На рис. 5.1, б приведена расчетная картина течения, которая объясняет причины повышенных гидравлических потерь при не нулевых углах атаки при натекании потока на решетку профилей.

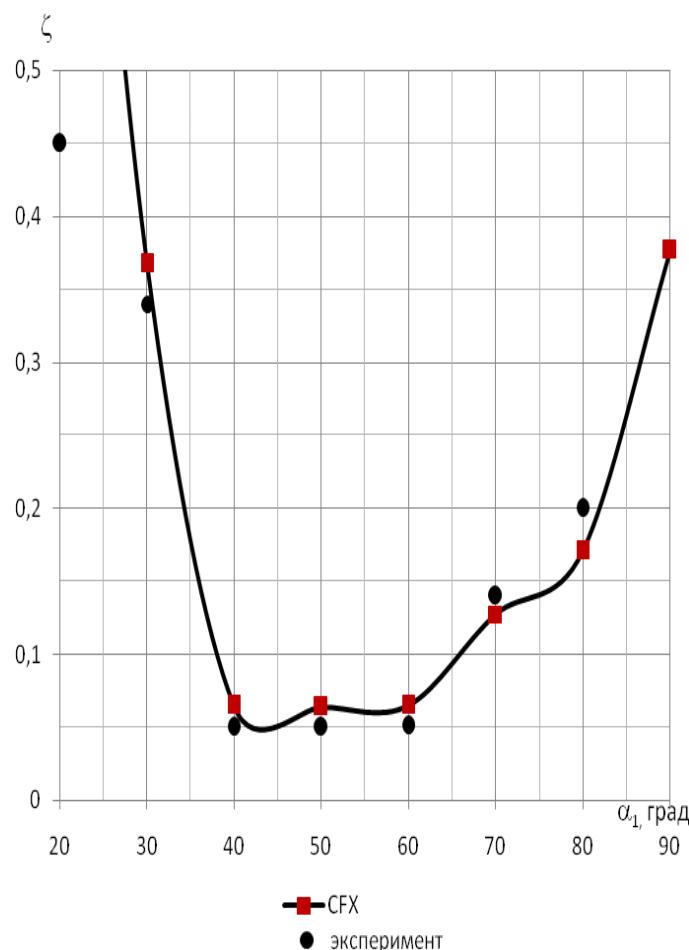


Рис. 5.1. Зависимость коэффициента потерь ζ (а) от угла входа потока α_1 (профиль № 69)

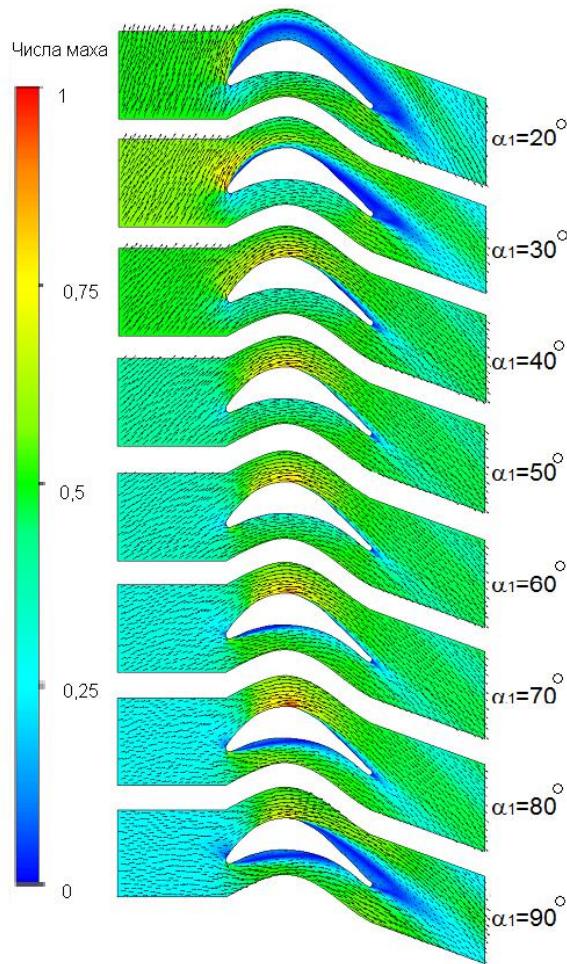


Рис. 5.2. Зависимость картины течения (δ) от угла входа потока α_1
(профиль № 69)

5.2. Центробежные насосы

В работах [8,11,12,13,14,15,16] с использованием программного комплекса Ansys CFX выполнены расчеты энергетических и кавитационных параметров трёхмерного вязкого течения в проточных частях центробежных насосов.

В [12,13] для насоса ЦНС 63–1400 для неструктурированной сетки проведено исследование сеточной независимости решения показавшее, что достаточная размерность сетки в одной области проточной части – 2 млн. элементов. Сравнение результатов расчётов, выполненных с использованием структурированной и неструктурированной сеток, показало, что при достаточной густоте

сетки допустимо использование неструктурированных сеток - разница в результатах вычислений менее 1%.

Проведено сравнение результатов расчёта течения и интегральных характеристик насоса с использованием различных моделей турбулентности: $\kappa-\epsilon$, RNG $\kappa-\epsilon$, $\kappa-\omega$, SST. Лучшее соответствие на номинальном и форсированном режиме дает $\kappa-\epsilon$ – модель, на режиме пониженных подач SST – модель. При дальнейших исследованиях использовалась $\kappa-\epsilon$ – модель.

Сравнение результатов расчета по схемам с 2 и 3 ступенями исследуемого многоступенчатого насоса, показало малое влияние 3-й ступени на результат расчёта течения и характеристик при росте требуемых вычислительных ресурсов в 1,5 раза.

Сопряжение вращающихся и неподвижных расчетных областей может быть выполнено с осреднением параметров по окружному направлению (stage) и без него (frozen rotor). По результатам выполненных расчетов для многоступенчатых насосов рекомендован вариант с осреднением параметров по окружности. При расчёте без осреднения возникает значительная неравномерность течения во всей расчётной области и значительное расхождение с экспериментальными данными. Была выбрана схема, включающая в себя две ступени насоса, расчёт проводился с условием периодичности.

Показано, что оценка сходимости итерационного процесса по принятому критерию величины среднеквадратичных невязок $r^{(k)} < 10^{-4}$ позволяет получать достаточную сходимость по интегральным параметрам. Изменение локальных параметров прекращается при достижении $r^{(k)} < 10^{-5}$. Дана рекомендация по проведению учёта максимальных невязок и контроля целевых интегральных параметров (напора, потерь) в процессе расчёта.

Показано, что применение математической модели с разработанными параметрами, позволило достигнуть высокого уровня качественной и количественной сходимости расчётных и

экспериментальных характеристик насосов низкой быстроходности (рис. 5.3, а). Анализ результатов визуализации течения показал, что в межлопастном канале рабочего колеса имеются низкоэнергетические зоны. Зоны низких скоростей и возвратные течения имеют место и на выходе из направляющего аппарата (рис. 5.3, б).

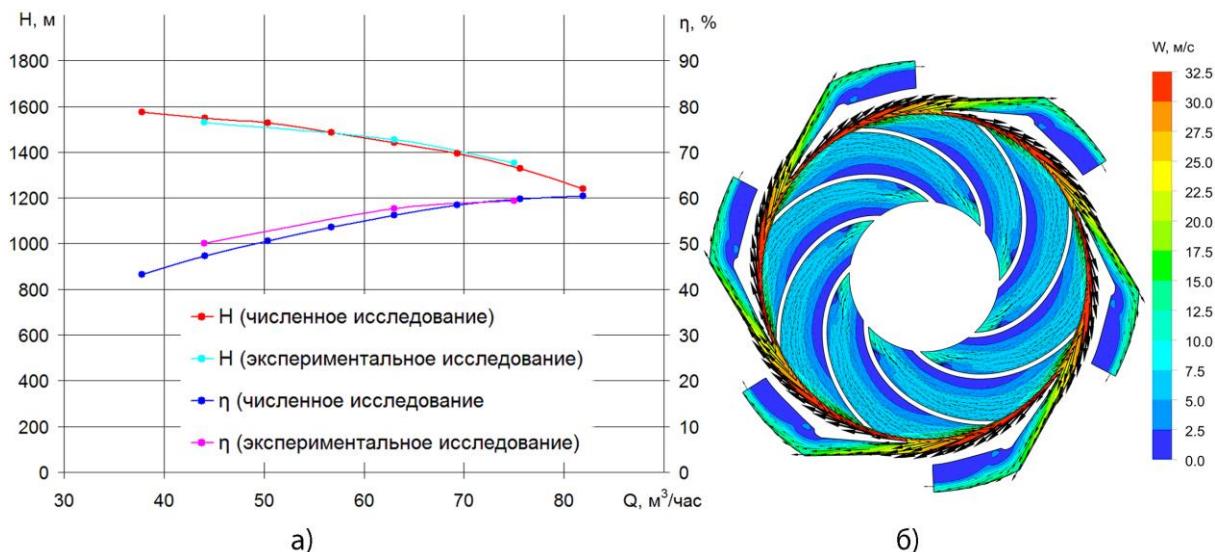


Рис. 5.3. Расчётные и экспериментальные результаты исследования течения в проточной части насоса ЦНС 63–1400

Был разработан вариант ступени с улучшенными гидравлическими качествами, спроектированный с использованием программного комплекса САПР ЦН кафедры «ГМ» СПбПУ. РК имеет уменьшенный угол лопасти на выходе $\beta_2=20^\circ$, меньшую относительную ширину $b_2/D_2=0,031$, число лопастей увеличено с 8 до 9. Использован отвод лопаточного типа с 10 цилиндрическими лопатками в направляющем аппарате и 10 цилиндрическими лопатками в ОНА. Зона перехода выполнена в виде безлопаточного торOIDального участка. Характеристики и структура потока ступени модифицированного варианта представлены на рис. 5.4. Модификация ступени позволила добиться уменьшения уровня гидравлических потерь. КПД повышен на 3,9 % на номинальном режиме. Визуализация течения показала устранение низкоэнергетической зоны в каналах рабочего колеса и направляющего аппарата.

Сравнение потерь в элементах проточной части в исходном и спроектированном вариантах показало (табл. 5.1), что увеличение КПД спроектированного варианта происходит в основном за счет уменьшения потерь в отводе.

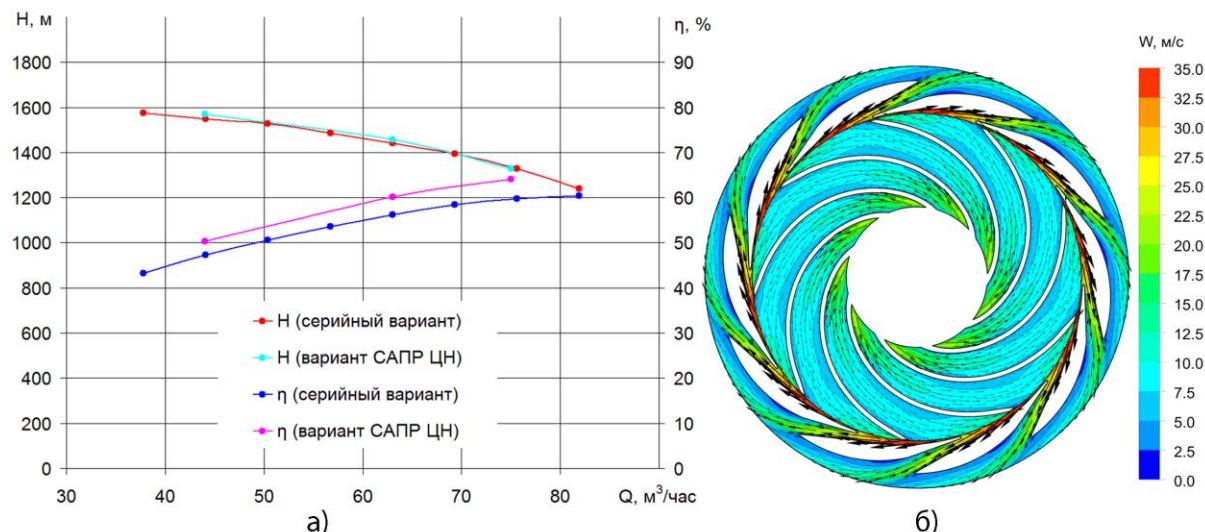


Рис. 5.4. Характеристика и картина течения в ступени ЦНС 63–1400, спроектированной с использованием САПР ЦН

Таблица 5.1
Гидравлические потери в элементах ступени

Вариант ПЧ	ΔH , м		$\Delta \eta_F$, %	
	Исходный	Модифицир.	Исходный	Модифицир.
Лопастная система РК	10	9,1	6,0	5,5
Зазор между РК и НА	14,4	10,8	8,7	7,1
НА	19,1	12,1	11,5	7,7
Зона поворота потока	2,1	1,7	1,3	1,1
ОНА	1,5	2,9	0,9	1,8
Ступень	47,1	36,7	28,4	23,2

Для дальнейшего повышения КПД было исследовано влияние отдельных параметров ступени на её гидравлические качества с использованием метода расчёта трёхмерного вязкого течения (3D метод). Для исследования влияния числа лопастей РК на его

параметры проектировались одноярусные рабочие колёса с числом лопастей от 5 до 10. Также был спроектирован ряд РК с двухъярусной лопастной системой с числом лопастей на выходе РК $z_2=10, 12, 14, 16$. На рис. 5.5 представлено сравнение расчётных параметров для РК с различным числом лопастей стандартной конструкции и двухъярусных РК с диаметром начала коротких лопастей $0,65D_2$.

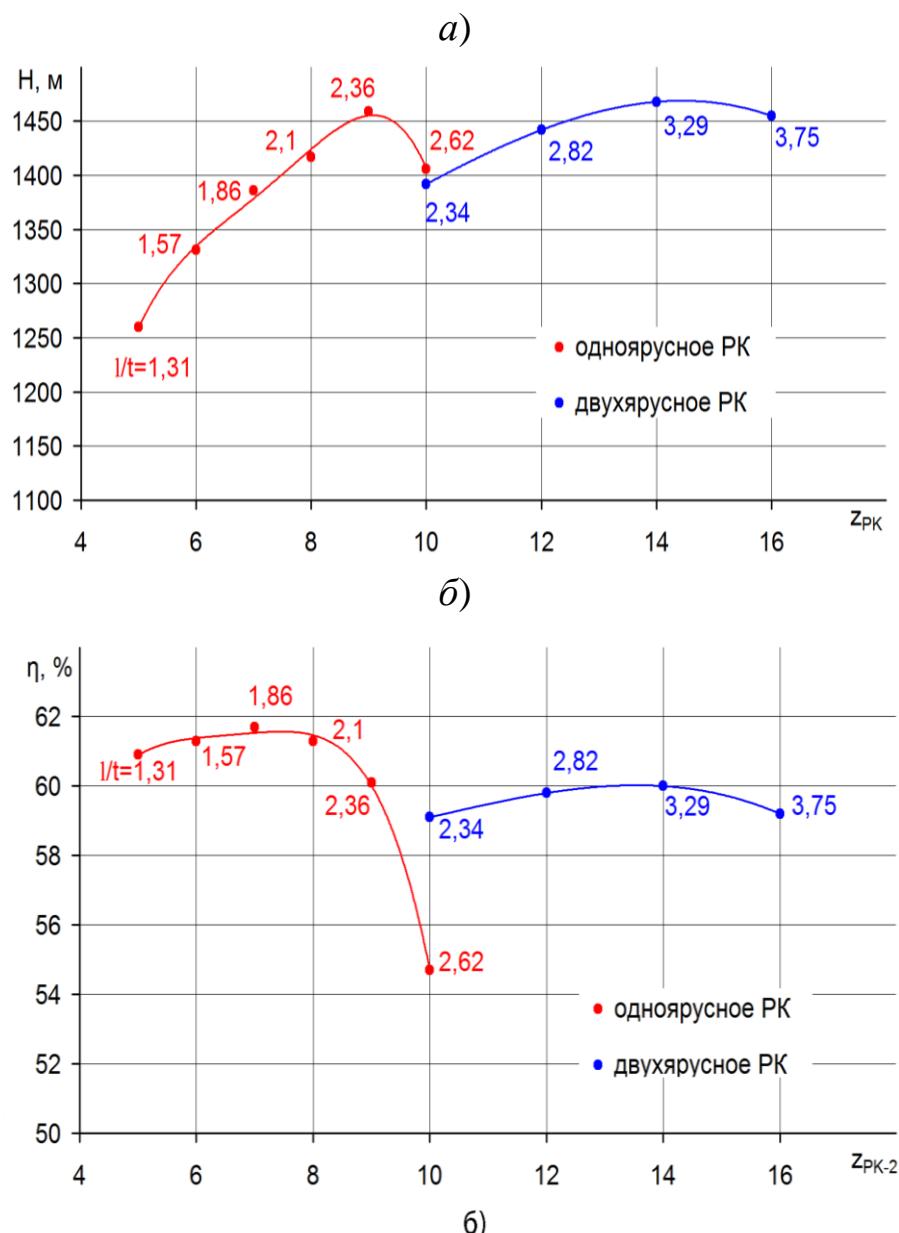


Рис. 5.5. Результаты расчёта напора (а) и КПД рабочего колеса с различным числом лопастей

Рабочее колесо с одноярусной решёткой лопастей для ступени с

коэффициентом быстроходности $n_s=40$ имеет оптимальное число лопастей $z=9$ ($l/t \approx 2,4$). Переход к двухъярусной решётке лопастей приводит к увеличению напора, однако КПД при этом снижается (рис. 5.5). Лучший результат из двухъярусных РК для рассматриваемой ступени имеет вариант с $z_1/z_2=7/14$. КПД этого варианта ниже КПД оптимального варианта с одноярусным РК на 1,5 %.

Исследование варианта с запиловкой лопасти на тыльной стороне на выходе РК показало возможность увеличения напора ступени на 3% при сохранении существующего КПД. Влияние запиловки РК с коэффициентом быстроходности $n_s=40$ на напор оказалось менее значительным, чем для РК с большими коэффициентами быстроходности (до 10-13%).

Важным параметром при проектировании отвода является скорость на входе в направляющий аппарат $V_{3r} = K_c \cdot \sqrt{2gH_{ct}}$, где коэффициент $K_c = f(n_s)$ обычно определяется по эмпирическим зависимостям. Для спроектированного направляющего аппарата было проведено численное исследование влияния K_c на гидравлические качества рассматриваемой ступени с $n_s=40$. Был спроектирован ряд отводов с значениями коэффициента $K_c = 0,25 - 0,57$. Расчёт проводился на 3-х режимах ($0,7Q_{ном}$, $Q_{ном}$, $1,2Q_{ном}$). Результаты расчета для номинального режима представлены на рис. 5.6.

Расчётное исследование влияния шероховатости поверхности на параметры насоса показало, что для насосов с низкой быстроходностью шероховатость поверхности оказывает заметное влияние на напор и КПД ступени. Уменьшение шероховатости обтекаемой поверхности с $R_a = 25$ до $R_a = 6,3$ для ступени с $n_s=40$ приводит к увеличению напора на 3 %, КПД – на 1,5%. Дальнейшее повышение напора и КПД можно обеспечить за счёт применения покрытий, обеспечивающих условие проскальзывания, повышение напора при этом может составить 2,5 %, КПД – 1% по сравнению с поверхностью с $R_a=6,3$.

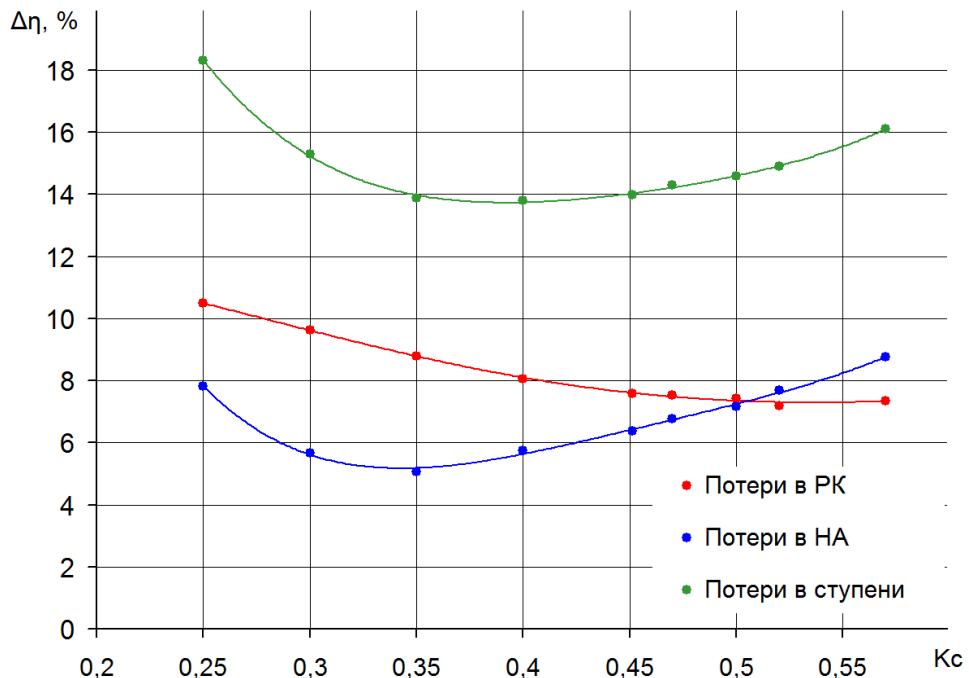


Рис. 5.6. Зависимость потерь в ступени и в её элементах от коэффициента скорости K_c

На основе результатов численных исследований была проведена дальнейшая модификация базового варианта разрабатываемой ступени (РК и НА). На рис. 5.6 представлено сравнение характеристик окончательного варианта и серийно выпускаемого насоса ЦНС 63–1400 в размерном и безразмерном виде.

Коэффициент полезного действия разработанного варианта проточной части насоса ЦНС 63-1400, доработанного с использованием 3D методов, превышает КПД варианта, разработанного с использованием 2D методов, на 1,2 %. Расчетный КПД окончательного варианта составляет 61,3%. Прогнозный КПД с учетом расхождения расчетного КПД с экспериментальным на -1% составит 62,3%. Полученный КПД насоса может быть дополнительно повышен на (0,5–1) % за счет использования в ступени сотовых уплотнений. Проведенный анализ характеристик серийных насосов показывает, что достигнутый КПД насосов с коэффициентом $n_s=40$ находится на уровне (52-62) %. По данным Europump для консольных насосов подобных размеров и быстроходности максимально достижимый КПД составляет 62 %.

5.3. Осевые насосы

В [17] исследованы характеристики осевого насоса ОП-5 с коэффициентом быстроходности $n_s = 680$ ($K_{Q\text{опт}} = 0,5$; $K_{H\text{опт}} = 0,14$; $\eta_{\text{опт}} = 86\%$). После создания геометрической модели (рис. 5.7) была создана твердотельная геометрическая модель, имитирующая объем, внутри которого происходит исследуемое течение.

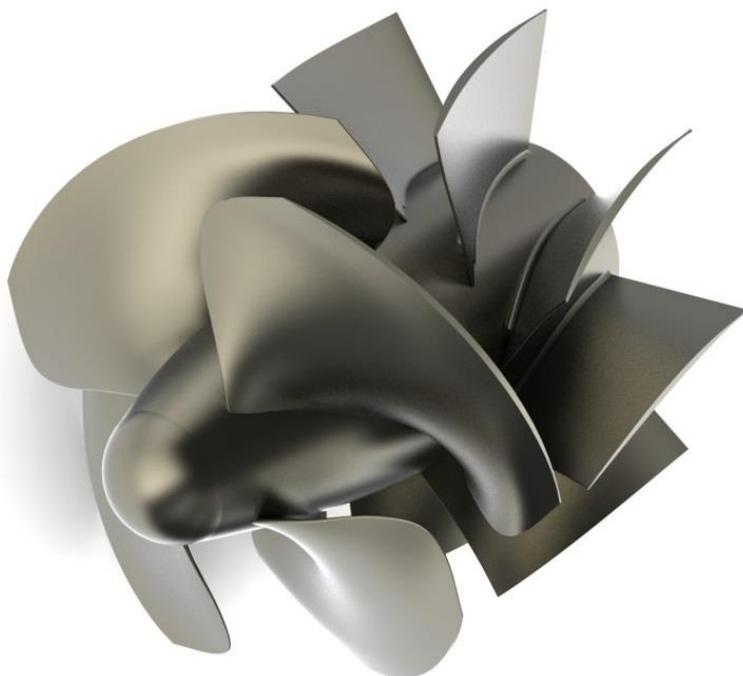


Рис. 5.7. Геометрическая модель осевого насоса ОП-5

Для построения геометрии насоса использовалась CAD система SolidWorks. Основное требование к расчетной сетке – она должна быть достаточно густой, чтобы разрешать физические эффекты, происходящие внутри области покрытой расчетной сеткой. Для создания расчетной сетки осевого насоса использовался сеточный генератор ANSYS ICEM CFD. Общее количество элементов расчетной сетки составило 4 миллиона ячеек. Расчет турбулентного вязкого течения жидкости в проточной части выполнялся путем численного решения уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Для замыкания системы уравнений использована $k-\varepsilon$ модель турбулентности.

Длина расчетной области перед колесом была равна 4-м диаметрам колеса, что позволило включать в нее возникающие на входе в колесо рециркуляционные течения на малых расходах. На входе в расчетную область задавалось полное давление 1 атм, на выходе массовый расход. На поверхности интерфейса задавалось условие сопряжения Stage – условие осреднения результатов расчета после колеса в окружном направлении. Размерные параметры насоса: $Q_{\text{опт}} = 1300 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_{\text{опт}} = 4\text{м}$; $n = 1000 \text{ об}/\text{мин}$. Для проведения расчетов использовался программный комплекс ANSYS CFX. На рис. 5.8 представлены результаты численного расчета характеристик насоса и сравнение их с экспериментальными характеристиками. Сходимость хорошая.

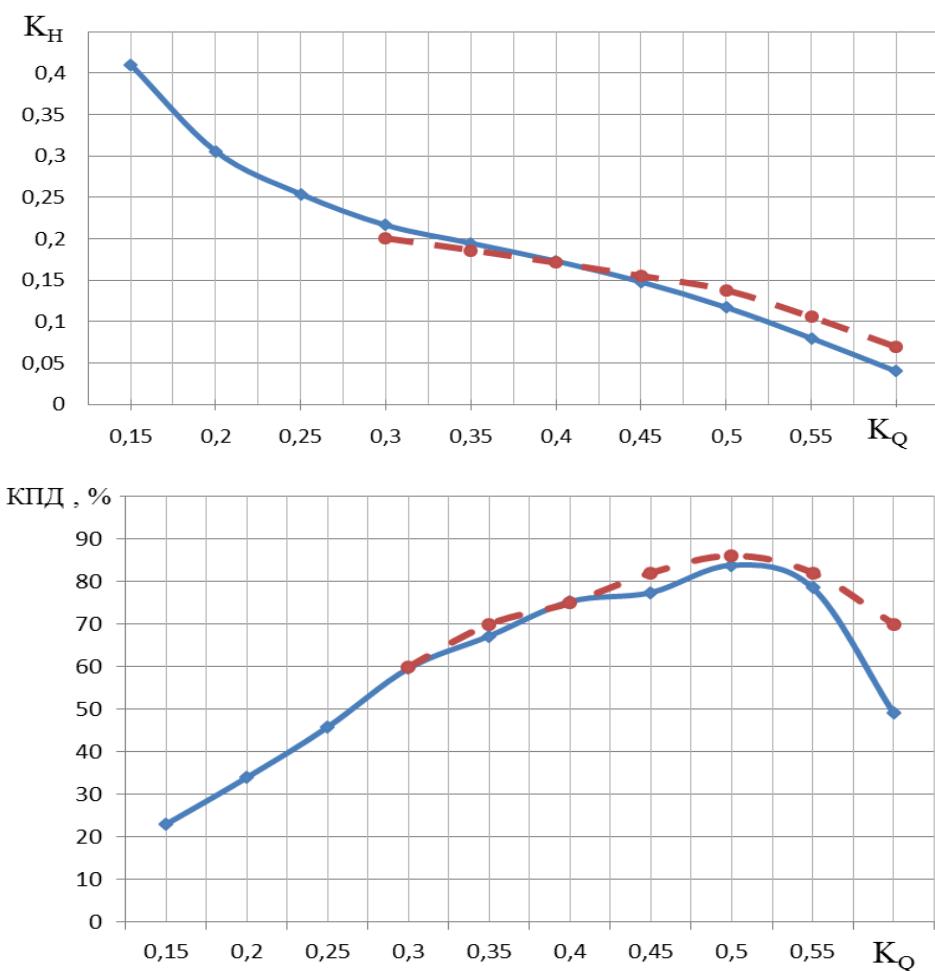


Рис. 5.8. Безразмерные характеристики насоса ОП-5:
сплошная линия - расчет; пунктир – эксперимент

5.4. Гидравлические турбины

В [19,20,21] представлены результаты исследования влияния модели турбулентности на интегральные и локальные параметры для нескольких расчетных областей: криволинейного диффузорного канала, вращающегося рабочего колеса питательного насоса, отсасывающей трубы гидротурбины. Расчеты течения проводились с использованием высокорейнольдсовых $k-\varepsilon$ моделей турбулентности: стандартной $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, Realizable $k-\varepsilon$ и низкорейнольдсовой SST $k-\omega$. При использовании SST $k-\omega$ модели строилась расчетная сетка с разрешением градиента скорости в вязком подслое, согласно рекомендациям пакета ANSYS FLUENT ($Y^+ = 1$). Было обнаружено незначительное влияние моделей турбулентности на локальные и интегральные параметры во всех расчетных областях, в которых проводились численные исследования (рис. 5.9). На основе проведенных исследований рекомендована RNG $k-\varepsilon$ модель турбулентности, с использованием которой проводились последующие исследования.

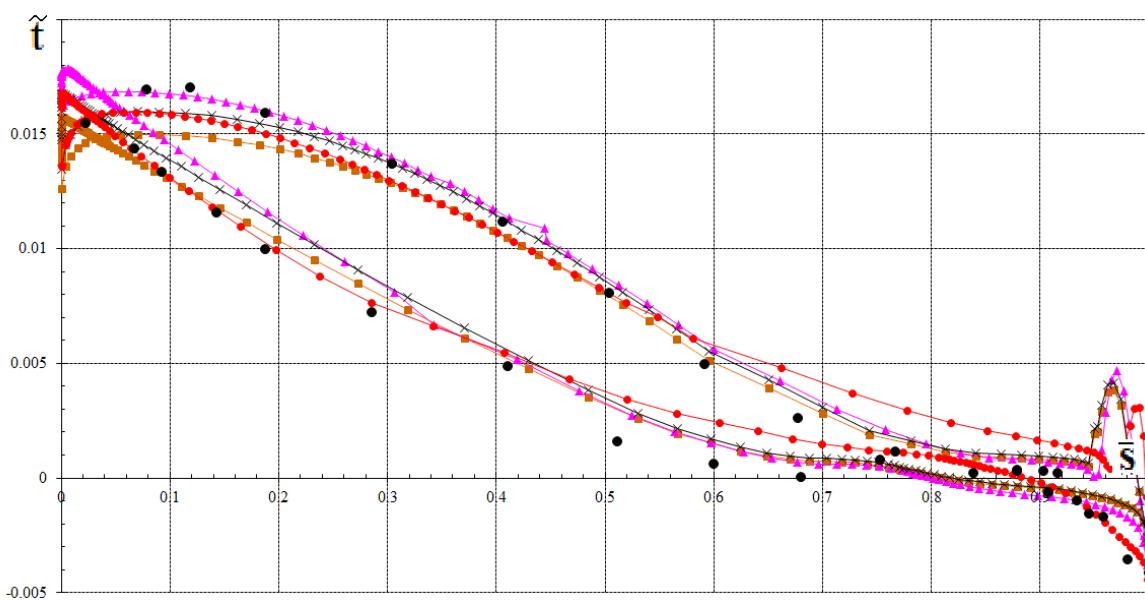


Рис. 5.9. Распределение статического давления вокруг лопасти РК насоса у покрывающего диска при оптимальном расходе: ● – эксперимент; ▲ – Standart $k-\varepsilon$; ■ – Realizable $k-\varepsilon$; × – $RNG k-\varepsilon$; ○ – $sst k-\omega$

По результатам выполненного цикла работ [19,20,21] даны рекомендации по выбору параметров расчетной модели при расчете течения в гидравлических машинах:

1. Для проведения расчетов течения можно рекомендовать гексаэдральную расчетную сетку, которая требует большего времени на ее создание, но приводит к существенному сокращению размера сетки и, соответственно, вычислительных ресурсов. Гексаэдральная расчетная сетка позволяет более качественно разрешать область пограничного слоя и передачу данных на поверхности интерфейса.

2. Модели турбулентности при расчете течения в неподвижном криволинейном диффузоре, в отсасывающей трубе и вращающемся рабочем колесе дали качественно схожую картину течения. Для расчета течений в областях с неподвижными и вращающимися элементами как наиболее предпочтительную можно рекомендовать RNG k- ϵ модель турбулентности.

3. Для получения энергетических характеристик целесообразно использовать модель взаимодействия вращающихся и неподвижных областей - «плоскость смешения».

4. Для гексаэдральной расчетной сетки исследование сеточной сходимости показало:

- для корректного разрешения пограничного слоя необходимо, чтобы величина параметра u^+ была в диапазоне 30-200;
- количество ячеек в пограничном слое должно быть не менее 7;
- для описания входной кромки необходимо не менее 8 ячеек;
- для расчета парного вихря следует выбирать на выходной кромке не менее 9 ячеек,
- в ядре потока должно быть 20-30 ячеек в каждом направлении.

При соблюдении данных рекомендаций увеличение количества ячеек в 2 раза не оказывается на значении интегральных и локальных параметров потока в проточной части.

5. Исследования влияния интенсивности турбулентности в пределах 3-5 % на входе показали слабое влияние данного параметра

на результаты расчета.

6. Для расчета напора и КПД гидравлической турбины рекомендуется использовать формулы:

$$H = \frac{P_{st_вх} - P_{st_вых}}{\rho g} + \frac{\left(\frac{Q}{S_{вх}}\right)^2 - \left(\frac{Q}{S_{вых}}\right)^2}{2g}; \quad (5.1)$$

$$\eta = \frac{\pi \cdot n}{30} \frac{M}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \cdot 100\%. \quad (5.2)$$

Расчеты турбин радиально – осевого (РО) типа (турбины Френсиса) (рис. 5.10) и поворотно – лопастного (ПЛ) типа (турбины Каплана) были выполнены в полной постановке: от входа в гидротурбину до выхода из отсасывающей трубы (ОТ) [19,20].

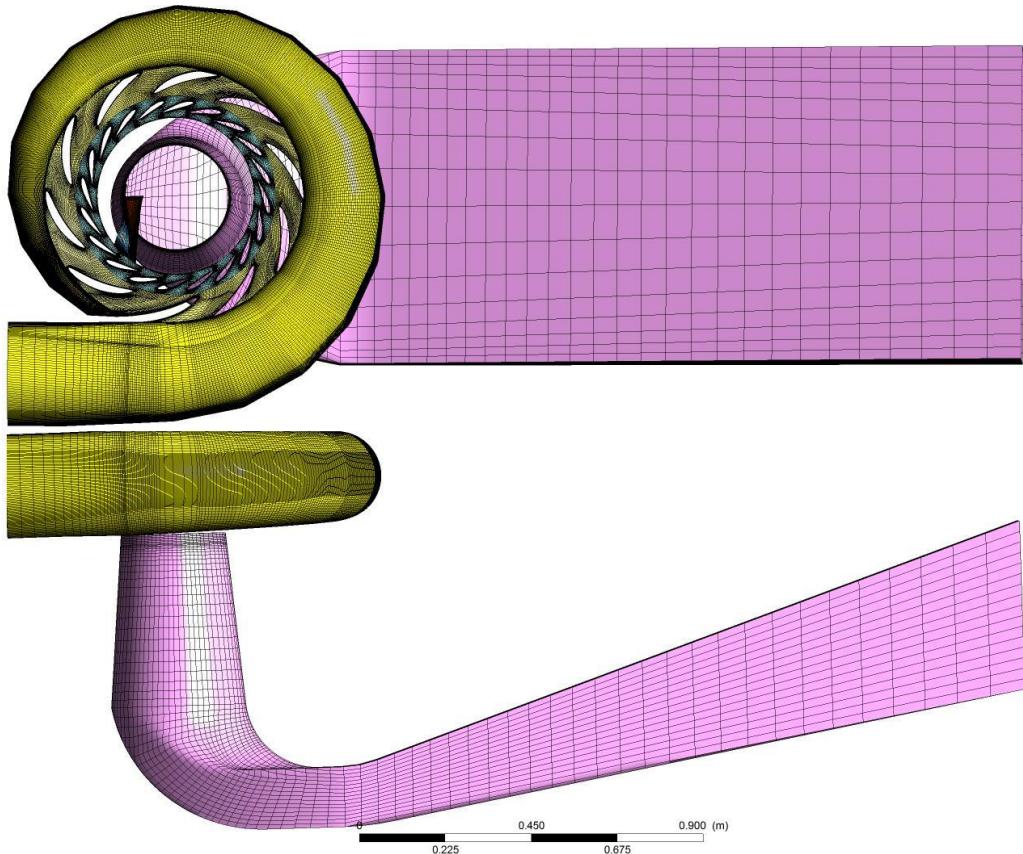


Рис. 5.10. Расчетная сетка в гидротурбине для оптимального открытия НА

Результаты расчета и их сравнение с экспериментом для гидротурбины РО 500 приведены на рис. 5.11, из которого можно видеть, что учет течения в зазорах и пазухах позволил получить

хорошее согласование расчета с экспериментом по полному КПД. Расчет КПД ПЛ гидротурбины с учетом зазора также показал хорошее совпадение расчета с экспериментом (рис. 5.12).

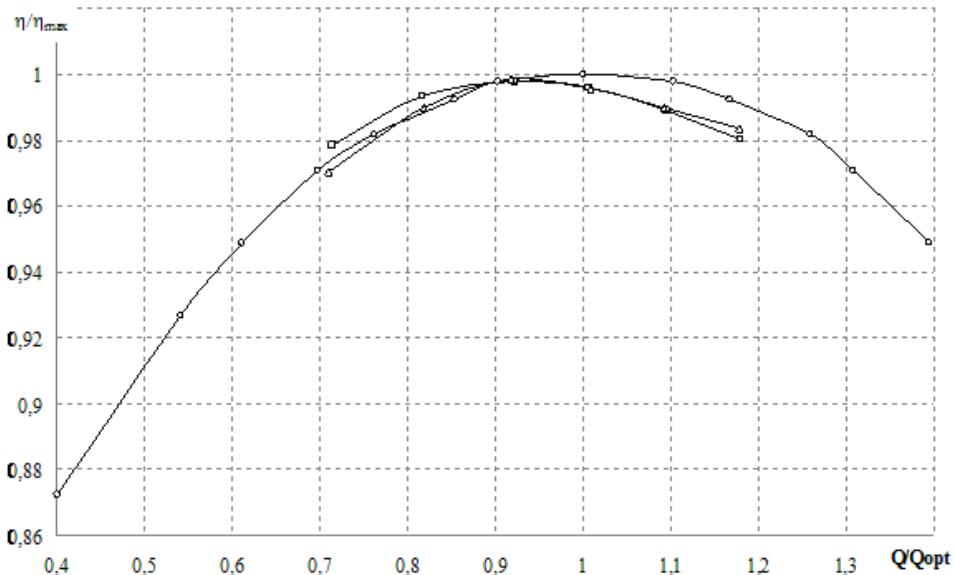


Рис. 5.11. Расчетный и экспериментальный КПД ГТ РО 500:
 -Δ- CFD с расчетом течения в зазорах; -□- CFD с отдельным учетом дисковых и объемных потерь; ○- эксперимент

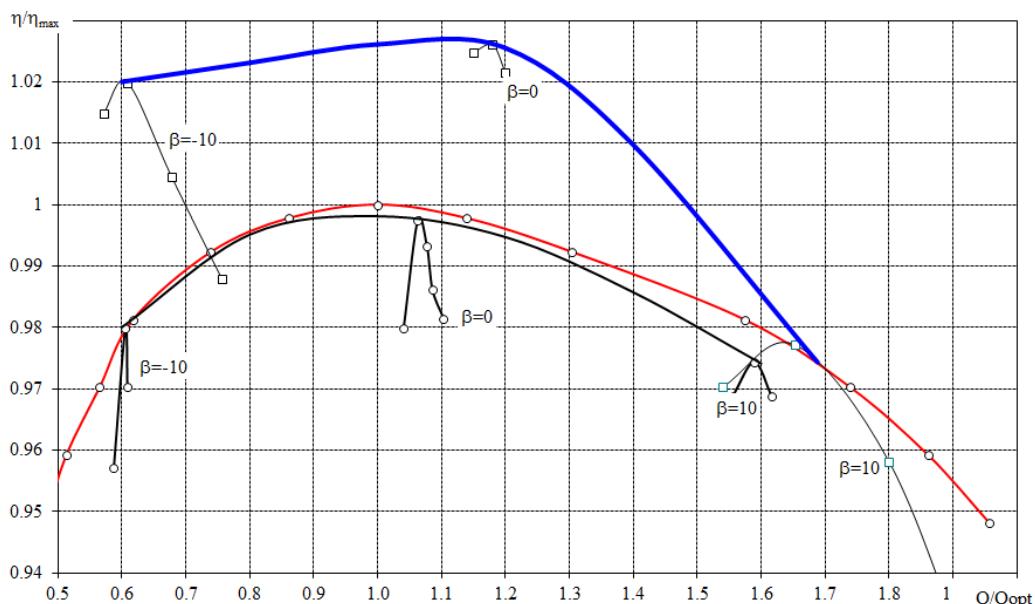


Рис. 5.12. Энергетическая характеристика гидротурбины ПЛ 20
 для оптимальных приведенных оборотов:
 -- –расчет без учета зазора; - –расчет с учетом зазора; -○- –эксперимент

Расчетом также были получены частные кавитационные характеристики гидротурбины (рис. 5.13).

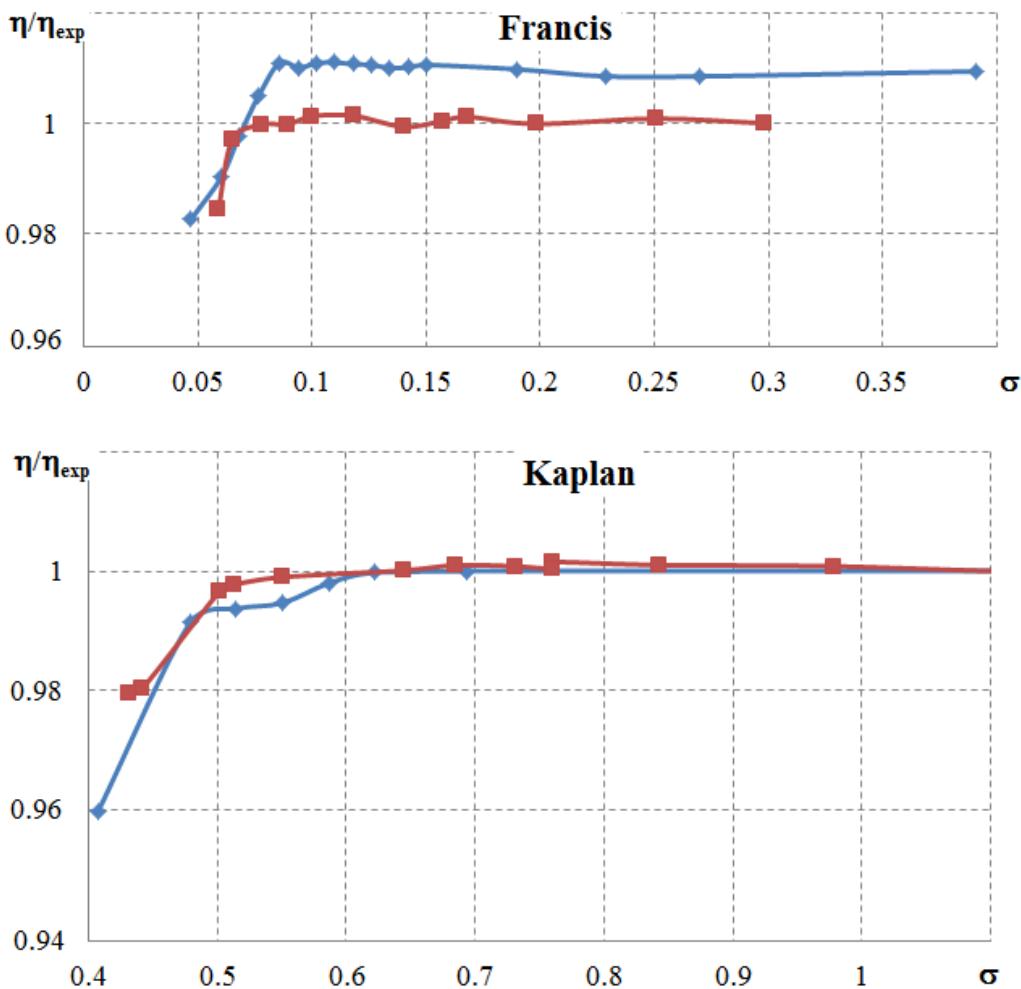


Рис. 5. 13. Сравнение расчетных и экспериментальных частных кавитационных характеристик: -♦- – CFD; -■- – эксперимент

Границные условия в виде полного давления и поточного угла на входе в направляющий аппарат брались из расчета турбины в полной постановке. На выходе задавалось статическое давление, соответствующее определенному значению числа Тома. В расчете использовалась кавитационная модель. В качестве основной фазы использовалась вода при температуре 25 градусов. В качестве второй фазы использовался пар при температуре 25 градусов. Давление

насыщенных паров бралось равным $p_{va} = 3169$ Па. Влияние архимедовой силы на всплытие пузырьков не учитывалось. Расчет проводился для смеси, физические свойства которой менялись в зависимости от концентрации той или иной фазы. Отдельно решались уравнения для концентраций.

Напор брался из расчета течения в гидротурбине в полной постановке. Число Тома рассчитывалось по формуле (5.3):

$$\sigma = \frac{(Pst_out - Pva) / \rho g + V_2^2 / 2g}{H}, \quad (5.3)$$

где Pst_out – статическое давление на выходе из отсасывающей трубы; Pva – давление насыщенных паров; V_2 – скорость на выходе из отсасывающей трубы; H – напор, взятый из расчета течения в гидротурбине в полной постановке. В ходе расчета отслеживались потери в направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей трубе.

Расчет проводился в такой последовательности. Рассчитывалось течение в НА – РК – ОТ с одной фазой (водой). Затем рассчитывались последующие точки с влиянием второй фазы. Напор во всех рассчитываемых точках фиксировался (в зависимости от приведенной частоты вращения), изменялось только абсолютное давление на выходе из отсасывающей трубы. В ходе расчета строилась зависимость КПД от числа Тома. Сравнение результатов расчета и эксперимента приведено на рис. 5.13. Значения чисел Тома σ_0 , σ_1 – хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Вопросы для контроля материала

1. Вопросы по разделу 1:

- необходимые условия адекватности использования модели с условиями периодичности для расчета течения в проточной части гидромашины;

- в каком случае возникает целесообразность проводить нестационарный анализ течения в проточной части гидромашины.

2. Вопросы по разделу 2:

- что должна в себя включать геометрическая модель для расчета течения в проточной части гидромашины;

3. Вопросы по разделу 3:

- суть метода исследования на сеточную сходимость;

- каким условиям должна удовлетворять расчетная сетка в областях пограничного слоя;

4. Вопросы по разделу 4:

- для чего нужны модели турбулентности;

- типы граничных условий;

- каким образом нужно контролировать процесс решения задачи;

- по распределению какого параметра можно судить о необходимости изменения толщин контрольных объемов сетки, прилегающих к стенкам проточной части;

Библиографический список

1. Дударева Н.Ю., Загайко С.А. Solidworks 2009 на примерах. СПб.: БХВ - Петербург, 2009. - 544с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. -7-е изд., испр. - М.: Дрофа, 2003. –840 с.
3. Лапин Ю.В. Статистическая теория турбулентности (прошлое и настоящее – краткий очерк идей). Научно технические ведомости (2) 2004г. - 35 с.
4. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / И.А. Белов, С.А. Исаев, Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2001. -108 с.
5. Снегирев А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: Учеб. пособие. СПб.: изд-во Политехн. ун-та, 2009. -143 с.
6. Аникеев А.А., Молchanov А.М., Янышев Д.С. Основы вычислительного теплообмена и гидродинамики: учебное пособие - Книжный дом "Либроком", 2010. – 152 с.
7. Гарбарук А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
8. Численное моделирование течений в турбомашинах / С.Г. Черный, Д. В. Чирков, В.Н. Лапин, и др. – Новосибирск: Наука, 2006. – 202 с.
9. Кочевский А.Н., Неня В.Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах «Вісник СумДУ», 2003 – 15 с.
10. Жарковский А.А. Расчетное исследование течения и потерь в прямых и круговых решетках / Жарковский А.А., Поспелов А.Ю., Пугачев П.В. // Компрессорная техника и пневматика, 2011. – № 6. – С. 32-35.
11. Пугачев П.В. Развитие методов расчета элементов проточной части шнеко-центробежных насосов на основе двухмерных и трехмерных моделей течения. Дис. ... к.т.н. / СПбГПУ. СПб, 2012. – 161 с.
12. Алексенский В.А. Исследование структуры потока и прогнозирование характеристик секционного центробежного насоса

низкой быстроходности / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. // Известия Самарского научного центра российской академии наук. - 2011. - Том 13. – № 1(2). – С. 407–410.

13. Алексенский В.А. Совершенствование методики расчета вязкого течения и проектирования насосов низкой быстроходности. Дис. ... к.т.н. / СПбГПУ. СПб, 2012. – 160 с.

14. Жарковский А.А. Компьютерное исследование и визуализация течения в центробежных насосах / Жарковский А.А., Куриков Н.Н., Пугачев П.В., Шабров Н.Н. // Научно-технические ведомости СПбГПУ, Информатика. 2010. – № 103. – С. 119-123.

15. Богун В.С. Изменение напора центробежного рабочего колеса путём запиловки выходных кромок лопастей / Богун В.С., Жарковский А.А., Пугачёв П.В., Шумилин С.А. // Компрессорная техника и пневматика, 2010. – №3. – С. 36-40.

16. Алексенский А.А. Расчетное определение кавитационных характеристик центробежных насосов / Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. // Известия Самарского научного центра российской академии наук. Том 13. – Самара. : Изд-во Самарского науч. центра РАН, 2011. – № 1(2). – С. 411–414.

17. Свобода Д.Г. Исследование влияния параметров расчетного трехмерного вязкого течения на прогнозные характеристики осевого насоса / Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Пугачев П.В., Донской А.С. // Известия Самарского научного центра российской академии наук. Том 14. – Самара. : Изд-во Самарского науч. центра РАН, 2012. – № 1(2). – С. 685 – 688.

18. Жарковский А.А. Моделирование вязкого течения в центробежных рабочих колесах / А.А. Жарковский, А.Ю. Поспелов // Компрессорная техника и пневматика. -2011. - № 5. - С. 18-24.

19. Поспелов А.Ю. Верификация результатов расчета течения в отсасывающей трубе / Поспелов А.Ю., Георгиева Ю.Г., Жарковский А.А. // Научно-технические ведомости СПбГПУ (Наука и образование). - 2011 . - № 2. - С. 53-61.

20. Поспелов А.Ю. Расчет течения и прогнозирование гидравлических качеств гидротурбин / Поспелов А.Ю., Жарковский А.А. // Научно-технические ведомости СПбГПУ (Наука и образование). – 2011. -

№ 3. - С. 227-231.

21. Поспелов А.Ю. Методика прогнозирования энергетических характеристик гидротурбин на основе расчета трехмерного вязкого течения несжимаемой жидкости. Дис. ... к.т.н. / СПбГПУ. СПб, 2013. – 158 с.

*Пугачев Павел Владимирович
Свобода Дмитрий Геннадьевич
Жарковский Александр Аркадьевич*

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН**
Расчет вязкого течения в лопастных гидромашинах
с использованием пакета ANSYS CFX

Учебное пособие

Налоговая льгота — Общероссийский классификатор продукции
ОК 005-93. т. 2; 95 3005 – учебная литература

Подписано в печать xx.xx.2016. Формат 60 × 84/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 7,5. Тираж 100. Заказ _____.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного авторами,
В Типографии Политехнического университета.
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29