

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

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

РАЗРАБОТКА ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
ОСНОВНЫХ КЛАПАНОВ КОМПОНЕНТОВ ТОПЛИВА ЖРД

Электронное учебное пособие

Работа выполнена по мероприятию блока 2 «Развитие и повышение эффективности научно-инновационной деятельности» и блока 3 «Развитие информационной научно-образовательной среды и инфраструктуры» Программы развития СГАУ на 2009 – 2018 годы по проекту «Разработка технологии и методического обеспечения для создания виртуального жидкостного ракетного двигателя (ЖРД)»
Соглашение № 2/11 от 03 июня 2013 г.

САМАРА 2013

УДК 621.455(075)
P177

**Авторы: Гимадиев Асгат Гатьятович,
Быстров Николай Дмитриевич,
Гафуров Салимжан Азатович,
Братчинин Дмитрий Сергеевич**

Рецензент: Новиков Д.К. д.т.н., профессор кафедры КиПДЛА СГАУ.

Разработка численной модели рабочего процесса основных клапанов компонентов топлива ЖРД [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, С.А. Гафуров, Д.С. Братчинин; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электрон. и граф. дан. (83 Мбайт). - Самара, 2013. -1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Описаны принципиальная, конструктивная схемы и алгоритм функционирования основных клапанов ЖРД. На основе 3D- модели основных топливных клапанов ЖРД изложены указания по графическому представлению их проточных частей в пакете Юниграфикс. Приведены уравнения и допущения, принятые при разработке математической модели гидродинамических процессов, а также граничные условия при расчёте полей скоростей и давлений в пакете Ansys. На основе расчётов определены гидравлические сопротивления проточных частей клапанов. Даны указания по использованию полученных расчётных зависимостей при исследовании статических и динамических характеристик основных клапанов ЖРД.

Методические указания рекомендуются для студентов, обучающихся по специальности 130400 - «Ракетные двигатели» по курсу лекций «Автоматика и регулирование РД» в 9, 10 семестрах. Может быть полезно при выполнении курсовых, дипломных работ и проектов, а также магистрантам при выполнении магистерских диссертаций.

Разработано на кафедре АСЭУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2013

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
1 ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ОСНОВНОГО КЛАПАНА ГОРЮЧЕГО ЖРД	4
2 ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ КЛАПАНА ОКИСЛИТЕЛЯ ЖРД	8
3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В КЛАПАНАХ ЖРД В ПАКЕТЕ ANSYS	10
3.1. Уравнения, описывающие движение жидкости в клапанах ЖРД	10
3.2 Формирование сеточной модели проточной части клапанов	14
3.3 Подходы к моделированию турбулентных явлений в проточной части клапанов	17
3.4 Подходы к моделированию кавитационных явлений в проточной части клапанов	27
3.5 Допущения и граничные условия, используемые при моделировании гидродинамических процессов в проточной части клапанов горючего и окислителя	28
4 РЕАЛИЗАЦИЯ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ОСНОВНОМ КЛАПАНА ГОРЮЧЕГО ЖРД В ПАКЕТЕ ANSYS	29
5 ПОСТРОЕНИЕ ДРОССЕЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНОГО КЛАПАНА ГОРЮЧЕГО ЖРД	63
Список использованных источников	67

1 ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ОСНОВНОГО КЛАПАНА ГОРЮЧЕГО ЖРД

Клапан горючего предназначен для управления подачей горючего в камеру сгорания: для открытия поступления горючего при пуске двигателя и для прекращения его подачи при выключении двигателя (рисунок 1.1).

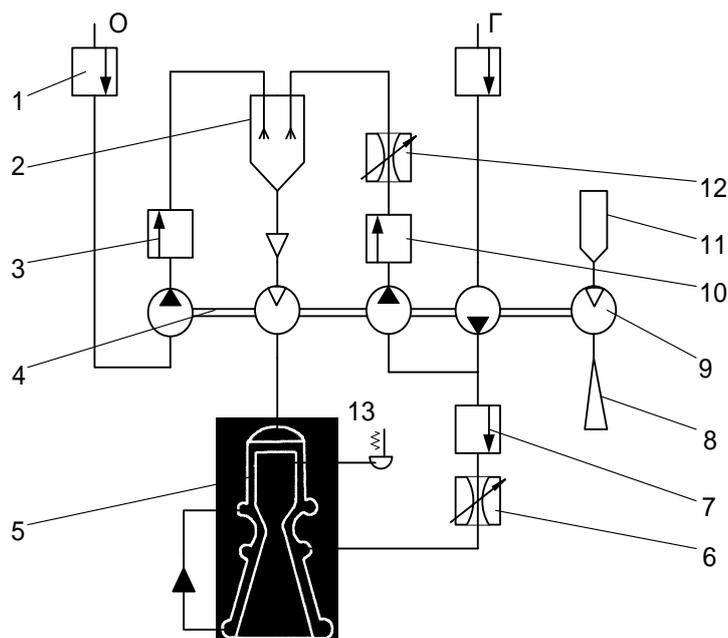


Рисунок 1.1 - Пневмогидравлическая схема ЖРД с дожиганием и жидкостным газогенератором, работающем на основных компонентах топлива: Г – горючее; О – окислитель; 1 – разделительные клапаны; 2 – жидкостный газогенератор; 3 – главный клапан окислителя; 4 – турбонасосный агрегат; 5 – камера сгорания; 6 – дроссель системы опорожнения баков; 7 – главный клапан горючего; 8 – выхлопное сопло пиротурбины; 9 – пиротурбина; 10 – клапан горючего газогенератора; 11 – пиростартер (твердотопливный газогенератор); 12 – регулятор расхода горючего в газогенератор (тяги); 13 – датчик давления газа в камере сгорания двигателя

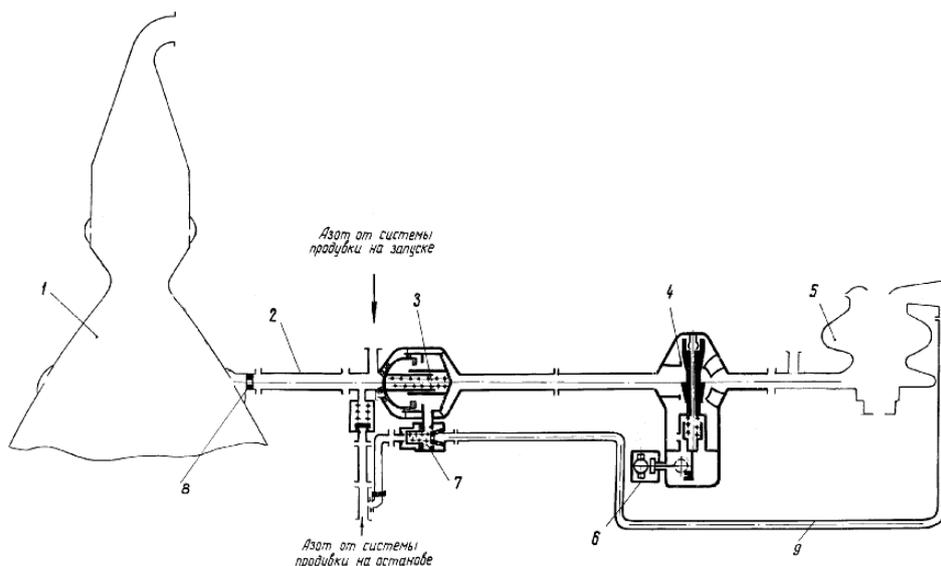


Рисунок 1.2 - Схема магистрали подачи горючего в двигатель: 1 — камера; 2 — патрубок «Г»; 3 — главный клапан горючего Г-1; 4 — дроссель СОБ; 5 — насос «Г»; 6 — прибор 11Л621; 7 — клапан управления; 8 — дроссельная шайба Ш-1А; 9 — трубопровод

Главный клапан горючего (рисунок 1.3) - прямооточный, двухпозиционный. Клапан крепится входным фланцем к дросселю и выходным фланцам - к патрубку камеры. Фланец "Слив" через клапан управления и трубопровод соединен со входом в насос горючего. На проставке клапана имеется фланец для крепления клапана продувки на запуске и размещается бобышка с посадочным гнездом для установки клапана продувки на останове.

Клапан состоит из корпуса 1, проставки 3, соединенных между собой пятью винтами 9. Разъем между корпусом и проставкой уплотняется резиновым уплотнительным кольцом 10. Корпус 1 имеет центральное тело, связанное с наружной оболочкой корпуса четырьмя пилонами 2.

Центральное тело корпуса служит для размещения подвижного клапана 2 и цилиндрических пружин 6 и 11. В клапане 2 запрессованы резиновые уплотнительные кольца 4,5 и установлены уплотнительные фторопластовое 14 и резиновое 15 кольца.

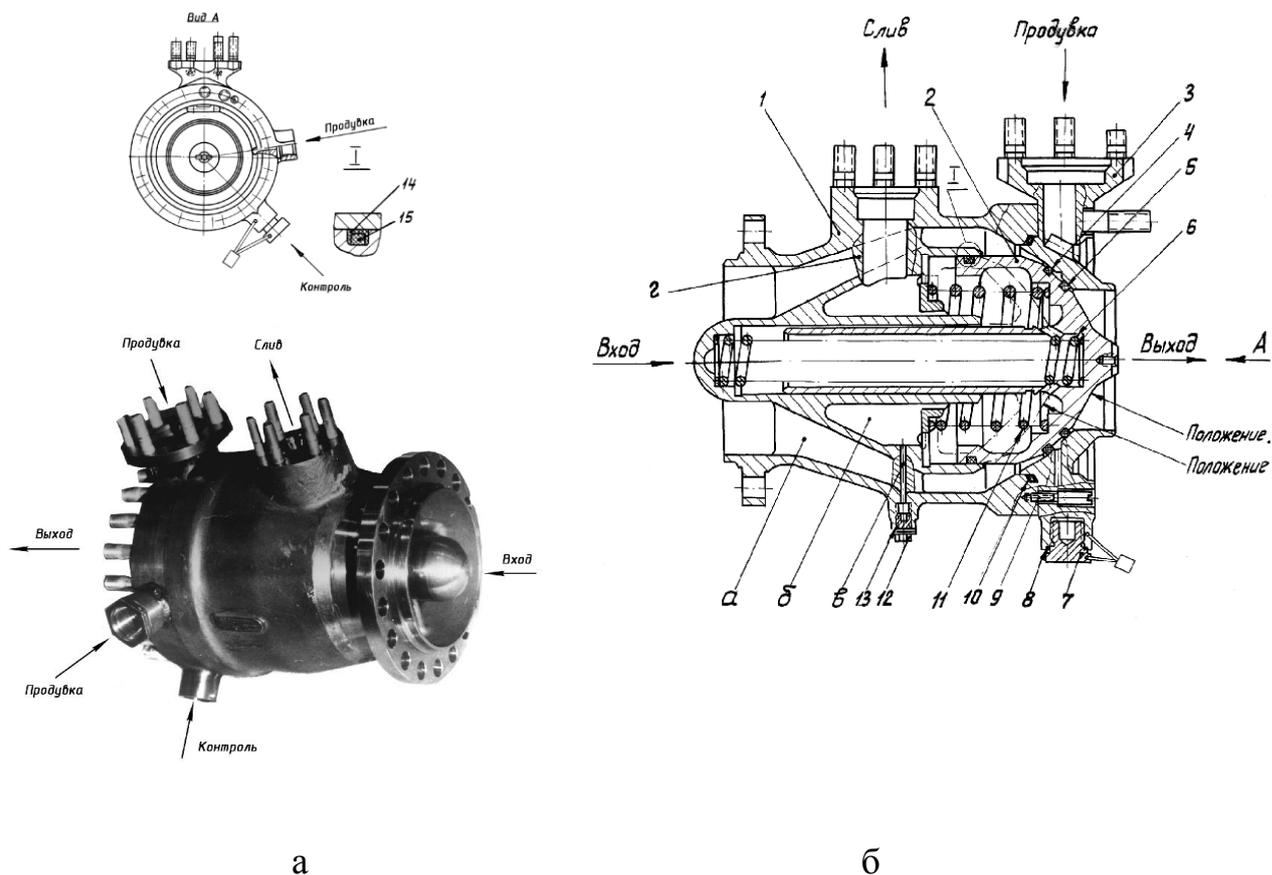


Рисунок 1.3 - Общий вид клапана Г-1 (а) и его конструктивная схема (б): 1 - корпус; 2 - клапан; 3 - проставка; 4, 5 - резиновое кольцо; 6 - пружина; 7 - заглушка; 8 - уплотнительное кольцо; 9 - винт; 10 - уплотнительное кольцо; 11 - пружина; 12 - заглушка; 13 - уплотнительное кольцо; 14, 15 - уплотнительное кольцо

Внутренние поверхности центрального тела корпуса 1 и клапана 2 образуют изолированную от гидравлического тракта *а* полость *б*, которая соединена каналом со входом в насос горючего.

Подвижный клапан 2 может занимать два положения: положение 1 - клапан закрыт и положение 2 - клапан открыт. В закрытом положении клапан 2 резиновыми уплотнительными кольцами 4 и 5 прижимается к седлу проставки 3 пружинами 6 и 11 и усилием, создаваемым давлением горючего, действующего на внутреннюю поверхность клапана (со стороны полости *б*), ограниченную окружностью кольца 4.

В открытом положении клапан 2 прижимается к седлу на центральном теле. Усилие прижатия создается разностью давлений горючего, действующего на внутреннюю (со стороны полости *б*) и наружную (со

стороны полости *a*) поверхности клапана 2, которые ограничиваются внешним диаметром клапана. Пружины 6 и 11 уменьшают усилие прижатия. В проставке 3 имеется отверстие, закрытое заглушкой 7, которое предназначено для отдельной проверки герметичности уплотнений, создаваемых прижатием резиновых колец 4 и 5 клапана 2 к седлу проставки 3 в закрытом положении.

Уплотнение между заглушкой 7 и проставкой 3 осуществляется резиновым уплотнительным кольцом 8.

В корпусе 1 выполнено отверстие *в*, закрытое заглушкой 12. Стык заглушки 12 и корпуса 1 уплотняется резиновым уплотнительным кольцом 13. Через отверстие *в* удаляются остатки горючего из сливной полости после останова двигателя.

Подвижный клапан 2 в положении I перед запуском двигателя прижимается к седлу проставки 3 пружиной 6 и усилием, создаваемым давлением горючего, действующего на внутреннюю поверхность (со стороны полости *б*) клапана 2, определенную окружностью кольца 4. Давление горючего в полостях *a* и *б* равны между собой и равны давлению горючего на входе в насос.

При раскрутке насоса горючего от пиротурбины давление горючего в полости *a* повышается, а в полости *б* остается равным давлению горючего на входе в насос. Равновесие сил, действующих на поверхность клапана 2, ограниченную внешней окружностью и окружностью кольца 4, нарушается. Возникает сила, направленная в сторону открытия клапана, и как только эта сила превысит силы, действующие на внутренние поверхности клапана со стороны полости *б* (от давления горючего и от пружины), клапан откроется, то есть займет положение 2.

При выключении двигателя для ускорения закрытия клапана Г-1 в полость слива подается высокое давление от баллона через клапан управления.

2 ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ КЛАПАНА ОКИСЛИТЕЛЯ ЖРД

Клапан окислителя O₂ (рисунок 2.1, см. рисунок 1.1) предназначен для управления подачей окислителя в газогенератор: для открытия поступления окислителя при пуске двигателя и для прекращения его подачи при выключении двигателя.

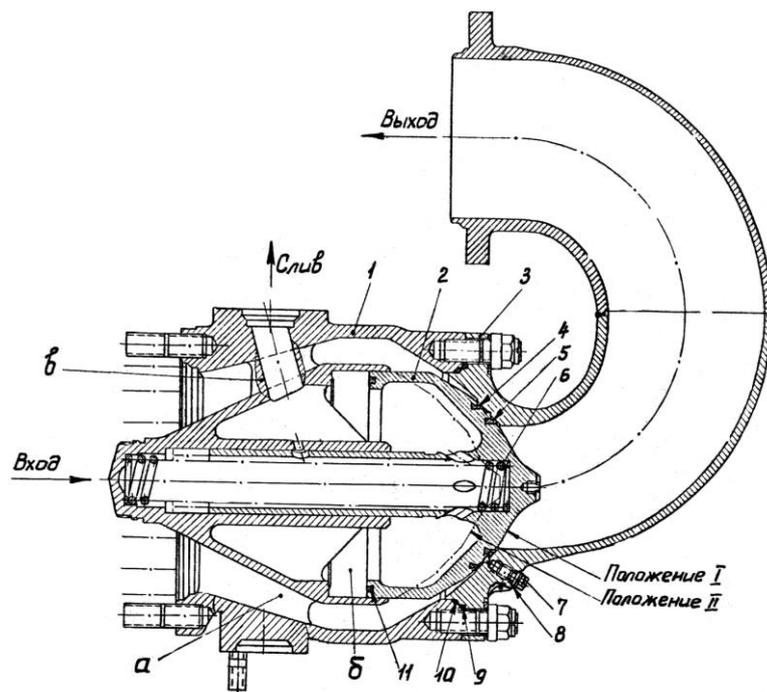


Рисунок 2.1 - Гидромеханическая схема клапана окислителя O-2

Клапан окислителя - прямоточный, двухпозиционный. Крепится входным фланцем к трубопроводу, отводящему окислитель от насоса, и входным фланцем - к газогенератору. Фланец "Слив" клапана соединяется трубопроводом с входом в насос окислителя. Клапан состоит из корпуса 1, сварного патрубка 3, соединенных между собой шпилечным соединением. Разъем между корпусом и патрубком уплотняется медным уплотнительным кольцом 10 и фторопластовым кольцом 9. Корпус 1 имеет центральное тело, связанное с наружной оболочкой корпуса четырьмя пилонами *в*, и бобышку для крепления трубопровода в составе двигателя. Центральное тело корпуса служит для размещения подвижного клапана 2 и цилиндрической пружины 6.

В клапане 2 запрессованы фторопластовые кольца 4, 5, 11. Внутренние поверхности центрального тела корпуса 1 и клапана 2 образуют изолированную от гидравлического тракта *a* полость *б*, которая соединена каналом с входом в насос окислителя. Подвижный клапан 2 может занимать два положения: положение I - клапан закрыт и положение II - клапан открыт. В закрытом положении клапан 2 фторопластовыми кольцами 4 и 5 прижимается к седлу патрубка 3 пружиной 6 и усилием, создаваемым давлением окислителя, действующего на внутреннюю поверхность клапана со стороны полости *б*, ограниченную окружностью фторопластового кольца 4.

В открытом положении клапан 2 прижимается фторопластовым кольцом 11 к седлу на центральном теле. Усилие прижатия создается разностью давления окислителя, действующего на внутреннюю (со стороны полости *б*) и наружную (со стороны полости *a*) поверхности клапана 2, которые ограничиваются внешним диаметром клапана. Пружина 6 уменьшает усилие прижатия. На патрубке 3 имеется отверстие, закрытое заглушкой 7, которое предназначено для отдельной проверки герметичности уплотнений, создаваемых прижатием фторопластовых колец 4 и 5 клапана 2 к седлу патрубка 3 в закрытом положении.

Перед запуском двигателя подвижный клапан 2 в положении I прижимается к седлу патрубка 3 пружиной 6 и усилием, создаваемым давлением окислителя, действующего на внутреннюю поверхность клапана, ограниченную окружностью фторопластового кольца 4. Давление окислителя в полостях *a* и *б* равны между собой и равны давлению окислителя на входе в насос. При раскрутке насоса окислителя от пиротурбины давление окислителя в полости *a* повышается, а в полости *б* остается равным давлению окислителя на входе в насос. При повышении давления до 1,1-1,7 МПа клапан 2 открывается и переходит в положение II. При выключении двигателя давление в полости *a* падает и под действием усилия от пружины 6 и от давления окислителя, действующего на внутреннюю поверхность

клапана, ограниченную окружностью фторопластового кольца 4, клапан 2 закрывается.

3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КЛАПАНАХ ГОРЮЧЕГО И ОКИСЛИТЕЛЯ ЖРД В ПАКЕТЕ ANSYS

3.1. Уравнения, описывающие движение жидкости в клапанах ЖРД

В последние годы для изучения рабочих процессов в агрегатах и системах широкое применение получили программные продукты на основе методов вычислительной гидродинамики (CFD методы), чему способствовали как развитие численных алгоритмов, так и большие возможности компьютеров.

Набор уравнений, который описывает изменение количества движения, тепло- и массообмен известен как уравнения Навье-Стокса. Уравнения, описывающие другие явления, например, кавитацию и турбулентность, также могут быть решены совместно с уравнениями Навье-Стокса. Аналитическое решение уравнений Навье-Стокса существует только для простейших моделей течения жидкости при идеальных условиях. Для получения решения течения реальных потоков, должно быть введено численное приближение уравнений с помощью алгебраических приближений, которые могут быть решены с помощью CFD (Computational Fluid Dynamics) кодов. Существует несколько численных методов решения, которые используются в CFD кодах. Наиболее распространённым является метод конечных объёмов.

Известные коммерческие CFD коды решают нестационарные уравнения Навье-Стокса в форме сохранения

1. Уравнения переноса

1.1. Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho U) = 0, \quad (3.1)$$

где ρ - плотность жидкости; t - шаг дискретизации; ∇ - оператор Набла; U - скорость потока жидкости.

Уравнение (3.1) эквивалентно уравнению (3.2):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \text{grad} \rho + \rho \text{div} U = 0 \quad (3.2)$$

Слагаемое $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ описывает локальное изменение во времени массовой плотности среды. Слагаемое $U \text{grad} \rho$ характеризует изменение плотности, происходящее вследствие конвективного переноса (молекулярная и вихревая диффузия) жидкой частицы в пространстве с неодинаковой плотностью. Слагаемое $\rho \text{div} U$ - является дивергентным членом уравнения.

Таким образом, сумма локального и конвективного изменений плотности является её полным изменением во времени и оно обусловлено растяжением или сжатием частицы. Очевидно, что если $\text{div} U > 0$, то растяжение

сопровождается уменьшением плотности $\frac{\partial \rho}{\partial t} < 0$ и наоборот, если $\text{div} U < 0$,

то сжатие сопровождается увеличением плотности и $\frac{\partial \rho}{\partial t} > 0$.

Таким образом, равенство нулю уравнений (4.1) и (4.2) соответствует закону сохранения массы;

1.2. Уравнение сохранения количества движения (уравнение сохранения импульса)

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla(\rho U \otimes U) = -\nabla P + \nabla \tau + S_M, \quad (4.3)$$

где P – статическое давление потока в рассматриваемой точке; \otimes - бинарный оператор; S_M – источник количества движения; τ - тензор напряжений,

определяемый из закона Стокса, выражающий связь между напряжениями и деформациями системы:

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right); \quad (4.4)$$

где μ - вязкость жидкости; δ - символ Кронекера (тензорная единица);

Течение в агрегатах может являться многофазным, которое может сопровождаться поступлением свободного газа, интенсифицирующего кавитационные процессы. В этом случае уравнения примут вид:

- уравнение неразрывности для каждой фазы смеси

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha)}{\partial t} + \frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha u^i)}{\partial x^i} = \dot{S}_\alpha \quad (4.5)$$

- уравнение сохранения количества движения:

$$\frac{\partial(\rho_m u^i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u^j u^i)}{\partial x^i} = -\frac{\partial P}{\partial x^i} + \frac{\partial(\tau^{ij})}{\partial x^j} + \rho_m r_\alpha g^i, \quad (4.6)$$

где r_α , u^i , ρ_α , \dot{S}_α - соответственно объёмная доля фазы α , компоненты скорости в декартовой системе координат, плотность компонента и источник член фазы α ; g^i - ускорение свободного падения; τ^{ij} - тензор напряжений, соответствующий сдвиговым деформациям слоя жидкости, который находится из закона Стокса, который в данном случае примет вид:

$$\tau^{ij} = \mu_m \left(\frac{\partial u^i}{\partial x^j} + \frac{\partial u^j}{\partial x^i} \right), \quad (4.7)$$

где ρ_m и μ_m - плотность и динамическая вязкость смеси соответственно.

Предполагается, что источник массы \dot{S}_α возникает из межфазного переноса и таким образом удовлетворяет условию:

$$\sum_{\alpha=1}^N \dot{S}_\alpha = 0 \quad (4.8)$$

Также накладывается условие, что фазы смеси заполняют весь рассматриваемый объём смеси:

$$\sum_{\alpha=1}^N r_{\alpha} = 1 \quad (4.9)$$

Выражения (4.5), (4.6) и (4.9) совместно образуют замкнутую систему уравнений, включающих $(N+4)$ известных уравнений и $(N+4)$ неизвестных. Здесь N – количество фаз;

1.3. Уравнение полной энергии системы:

$$\frac{\partial(\rho \rho_{tot})}{\partial t} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot U \cdot h_{tot}) = \nabla(\lambda \nabla T) + \nabla(U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E \quad (4.10)$$

где h_{tot} - полная энтальпия:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U^2, \quad (4.11)$$

где $h = f(T, p)$ - статическая энтальпия; λ - теплопроводность; T - температура; S_E – источник энергии.

Компонент $\nabla(U \cdot \tau)$ в уравнении (4.10) выражает работу под действием внешних сил – работу сил вязкости, и отражает внутренний нагрев из-за наличия вязкости. Компонент $U \cdot S_M$ выражает работу под действие внешнего источника количества движения;

2. Уравнения состояния.

Уравнения переноса, описанные выше, должны быть дополнены уравнениями состояния для плотности и энтальпии с целью образования замкнутой системы уравнений. В общем случае эти уравнения имеют вид:

$$\rho = f(P, T) \quad (4.12)$$

$$dh = \frac{\partial h}{\partial T} \Big|_P dT + \frac{\partial h}{\partial P} \Big|_T dP = C_p dT + \frac{\partial h}{\partial P} \Big|_T dP, \quad (4.13)$$

где C_p - изобарная теплоёмкость:

$$C_p = f(P, T). \quad (4.14)$$

Выделяют особый класс течений жидкости несжимаемые течения, в которых плотность среды постоянна $\rho = const$. Данный случай является предельным и соответствует бесконечно малому числу Маха $M = U/C$, где C – скорость

звука в жидкости. Постоянство плотности обуславливает постоянство температуры и неизменности состава компонентов жидкости.

В несжимаемой жидкости давление играет особую роль. Как показано в [1], численная эффективность расчётных процедур в большой степени обусловлена затратами времени на расчёт поля давления.

2.1. Уравнение тепловой энергии

Уравнение кинетической энергии:

$$K = \frac{1}{2} U^2 \quad (4.15)$$

Уравнение механической энергии получается путём скалярного произведения скорости U на уравнение количества движения:

$$\frac{\partial(\rho_m \cdot K)}{\partial t} + \nabla(\rho_m \cdot U \cdot K) = -U \cdot \nabla P + U \cdot (\nabla \tau) + U \cdot S_M \quad (4.16)$$

В результате вычитания данного уравнения из уравнения полной энергии получается выражение для тепловой энергии:

$$\frac{\partial(\rho \cdot h)}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot U \cdot h) = \nabla(\lambda \nabla T) + U \cdot \nabla p + \frac{\tau}{\nabla U + S_E} \quad (4.17)$$

Компонент $\frac{\tau}{\nabla U + S_E}$ всегда положителен и называется вязким рассеиванием. Он описывает внутренний нагрев жидкости вследствие наличия вязкости.

3.2. Формирование сеточной модели элементов проточной части клапанов

Уравнения сохранения, описанные выше, дискретизируются методом конечных объёмов, с помощью которого возможна дискретизация пространственной области, используя сетку [2]. Сетка (рисунок 4.1) используется для построения конечных элементов, которые в свою очередь используются для вычисления перечисленных выше величин таких как масса, количество движения, энергии и т.д., т.к. все исходные переменные и

свойства жидкости хранятся в узлах (точки сетки). В общем случае сетка может содержать тетраэдры, призмы, пирамиды и гексаэдрические элементы. Контрольный объём заключается между узлами сетки, используя средние линии.

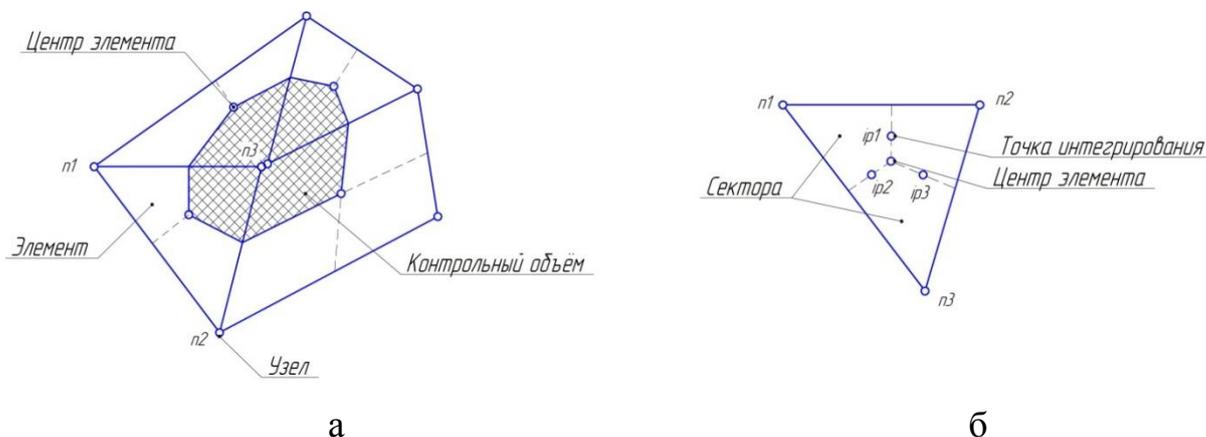


Рисунок 3.1 - Расчётная сетка

Контрольный элемент создаётся вокруг каждой узловой точки, показанной на рисунке 3.1,а, б. Точки интегрирования (рисунок 4.1,б) – точки, в которых происходит дискретизация течения.

При построении сеточных моделей используется несколько типов сеток: структурированные, неструктурированные и комбинированные сетки. Использование структурированных гексаэдрических сеток позволяет получить высокую точность решения при относительно низких временных затратах на процесс расчёта. Однако их построение может оказаться достаточно трудоёмким процессом по сравнению с процессом построения неструктурированных сеток. Неструктурированные сетки не всегда уменьшают точность решения, однако время счёта по сравнению со структурированными сетками значительно увеличивается.

Использование комбинированных сеток расчётной модели позволяет сочетать в себе преимущества обоих типов сеток. При таком подходе расчётная модель состоит как из структурированных, так и из неструктурированных сеток.

Рекомендации для построения сеточной модели для любых расчётных областей представлены ниже:

1. Необходимо стремиться к тому, чтобы линии сетки были перпендикулярны твёрдым границам модели. Углы элементов должны лежать в диапазоне от 20° до 160° . Отметим, что при значениях углов элементов менее 40° значительно снижается как точность решения, так и его сходимость;

2. Не допускается наличие ячеек с отрицательным объёмом;

4. Оптимальным является вариант, когда линии сетки параллельны предполагаемому направлению течения потока;

4. Изменение размера ячеек сетки должно быть плавным. Оптимальным отношением площадей соседних ячеек является диапазон $0,75 \dots 1,5$. Особенное внимание данному пункту необходимо уделить в местах, где наблюдается высокий градиент скоростей потока (входные и выходные кромки элементов, в зазорах и около стенок, и т.д.).

Расчёт толщины первой ячейки должен производиться в следующей последовательности:

1. Определение числа Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D}{\mu}, \quad (4.18)$$

где D – характерный размер сечения в различных сечениях проточной части насоса.

2. Определение коэффициента внутреннего трения в пограничном слое

$$C_f = \frac{0,078}{Re^{1/4}} \quad (4.19)$$

3. Определение касательного напряжения на стенках

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho \cdot U^2 \quad (4.20)$$

4. Определение скорости, касательной к стенке

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.21)$$

5. Исходя из необходимого значения y^+ из выражения

$$y_p = \frac{y_p^+ \nu}{U_\tau}, \quad (4.22)$$

определяется толщина первого слоя y_p .

В уравнении (4.22) ν - кинематическая вязкость

3.3 Подходы к моделированию турбулентных явлений в элементах проточной части агрегатов

Течение в реальных агрегатах является турбулентным, скорости в рассмотренных выше уравнениях являются осреднёнными, и поэтому необходимы дополнительные слагаемые компонента напряжений в уравнении количества движения (4.6). Эти напряжения моделируются с помощью турбулентной вязкости, вычисляемой с помощью моделей турбулентности, например, $k-\varepsilon$ или Shear Stress Transport (SST) [3]. Хотя точный прогноз поведения турбулентного течения невозможен, можно попытаться построить численную модель, воспроизводящую некоторые статистические характеристики турбулентного движения.

Существует три основных подхода к численному моделированию турбулентности:

- прямое численное моделирование (Direct Numerical Simulation, DNS);
- моделирование методом крупных вихрей (Large Eddy Simulation, LES);
- решение систем уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (Reynolds averaged Navier-Stokes, RANS).

DNS метод является самым обоснованным и точным, но требует детального пространственно-временного разрешения и, следовательно, ведёт к большим вычислительным затратам. Применение LES метода не всегда точно и адекватно при решении задач течения в агрегатах.

Модели турбулентности, используемые в инженерных расчетах, обычно базируются на RANS моделях турбулентности. В этом методе реализован статистический подход к исследованию турбулентности, который заключается в осреднении уравнений движения. Все параметры движения разлагаются на среднюю и турбулентную составляющие. Под осреднением в RANS понимается осреднение по ансамблю состояний. В уравнении количества движения в форме уравнения Навье-Стокса появляются напряжения Рейнольдса, которые необходимо замкнуть. Замыкание уравнений Рейнольдса (определение турбулентных напряжений $\tau^{ij} = \rho \overline{U_i' U_j'}$) производится с помощью полуэмпирических моделей турбулентности. Полуэмпирические модели турбулентности принято разбивать на два больших класса:

- модели, использующие гипотезу Буссинеска (алгебраические модели); модели с одним уравнением (модель Спаларта-Аллмареса SA, модель Секундова); модели с двумя уравнениями (модель типа $k - \varepsilon$; модель типа $k - \omega$; модель Ментера SST, базирующаяся на модели $k - \omega$) и т.д.);
- модели рейнольдсовых напряжений (дифференциальные модели рейнольдсовых напряжений (DRSM); алгебраические модели рейнольдсовых напряжений (ARSM); явные алгебраические модели рейнольдсовых напряжений (EARSM)).

На рисунке 3.2 [1] представлено описание того, какая часть спектра разрешается явным образом в численном расчёте, а какая учитывается с помощью приближённого моделирования.

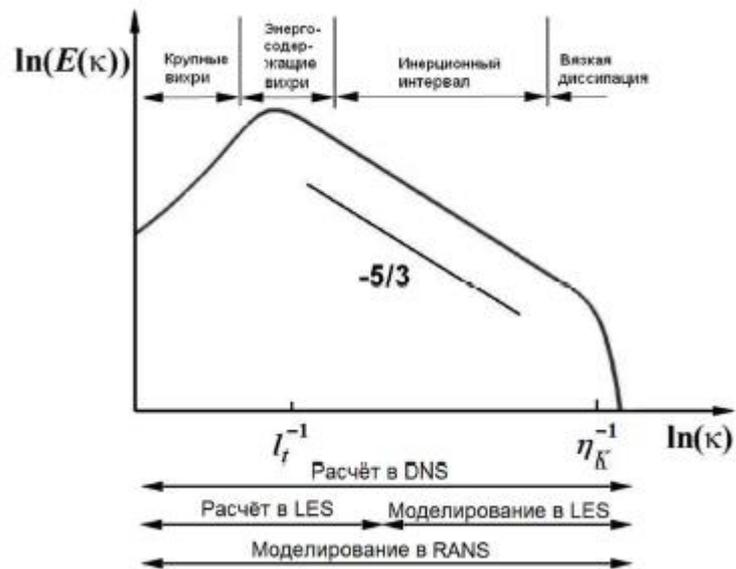


Рисунок 3.2 - Вычисляемая и моделируемая части энергетического спектра турбулентных пульсаций при использовании методов DNS, LES и RANS

Дополнительно отметим, что в последнее время интенсивно развивается так называемый метод моделирования отсоединенных вихрей (Detached Eddy Simulation, DES). Этот метод представляет собой «гибридный» подход, сочетающий высокую точность существующих полуэмпирических статистических моделей (RANS) в областях присоединённого пограничного слоя и приемлемые вычислительные затраты метода моделирования крупных вихрей в отрывных областях потока.

Дополнительное описание моделей турбулентности можно найти в работах [1], [4].

Наиболее распространённым подходом к моделированию турбулентности, используемый в инженерных задачах, является «RANS-овский». Как правило, используют $k - \varepsilon$ или SST (модель Ментера) модели. Для наглядности приведём описание SST модели, использующей автоматическую функцию стенки. Данная модель базируется на двух уравнениях: уравнениях для кинетической энергии турбулентности k и её частоты ω . При этом в пристеночной области течения используется $k - \omega$ модель турбулентности, во внешнем потоке используется $k - \varepsilon$ модель. Здесь

ε - это диссипация кинетической энергии. Уравнение для определения кинетической энергии турбулентности и её частоты имеют вид:

$$\frac{dk}{dt} = \nabla \cdot ((\nu + \sigma_k \nu_T) \nabla k) + P_k - \beta^* \omega k; \quad (4.23)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \nabla \cdot ((\nu + \sigma_\omega \nu_T) \nabla \omega) + \frac{\gamma}{\nu_T} P_k - \beta \omega^2 + (1 - F_1) \frac{2\sigma_{\omega 2}}{\omega} (\nabla k) \cdot (\nabla \omega), \quad (4.24)$$

где $\nu_T = \frac{k}{\omega}$ - турбулентная вязкость; P_k - член, отвечающий за генерацию вихрей; F_1 - функция, при помощи которой происходит переключение между $k - \omega$ и $k - \varepsilon$ моделями.

Константы, входящие в уравнения (4.23) и (4.24), приведены в табл. 4.1 [4].

Таблица 4.1 - Модельные коэффициенты для SST модели турбулентности

Параметр	Значение	Параметр	Значение
β_1^*	0,09	β_2^*	0,09
β_1	0,055	β_2	0,0928
α_1	0,25	γ	$\frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\sigma_\omega k^2}{\sqrt{\beta^*}}$
σ_{k1}	0,85	σ_{k2}	1,0
$\sigma_{\omega 1}$	0,5	$\sigma_{\omega 2}$	0,81

3.4. Подходы к моделированию кавитационных явлений в элементах проточной части клапанов

Для моделирования реальных рабочих процессов в гидравлических агрегатах необходим учёт кавитации. Однако ни теоретические, ни экспериментальные способы расчёта не учитывают тепло-массообменных процессов, сопровождающих процесс кавитации. Будем считать, что давление в кавитационной камере постоянно и равно давлению насыщенных паров при соответствующей температуре жидкости в невозмущенном потоке.

Зависимость давления насыщенных паров, например для керосина ТС-1, приведена на рисунке 3.3.

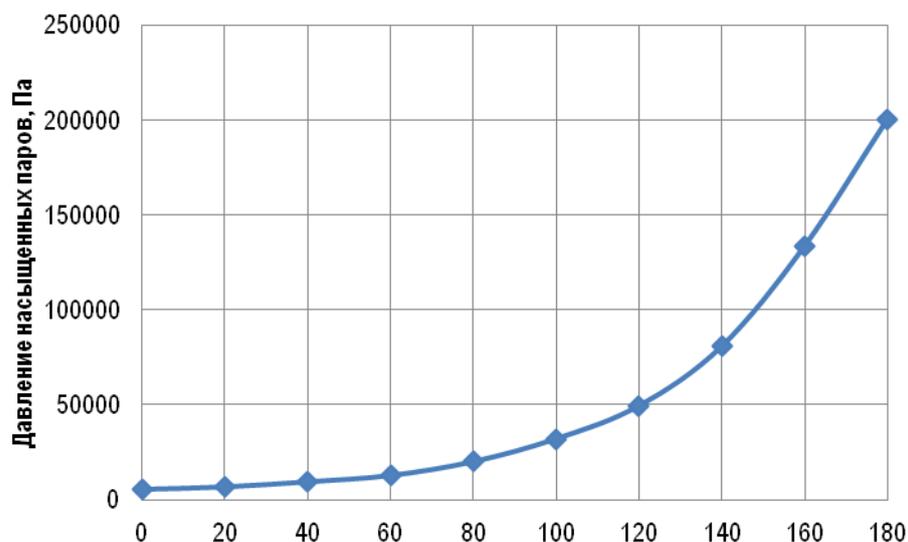


Рисунок 3.3 - Зависимость давления насыщенных паров керосина ТС-1 от температуры

Многие CFD модели, разработанные для оценки кавитации используют уравнение состояния для баротропной жидкости, в которой плотность смеси выражается через локальное давление. Такой метод получения пространственной неоднородности поля плотности основывается на включении в систему уравнений Навье-Стокса уравнения состояния, позволяющего задать плотность как функцию от давления. Данный подход является достаточно привлекательным, т.к. он не требует значительных усилий для применения в каком-либо CFD коде. Данные допущения предполагают термодинамическое равновесие между фазами. Таким образом, предполагается, что как только изменяются условия течения смеси, двухфазная смесь мгновенно достигает термодинамического равновесия. Однако в работе [5] отмечается противоречивость такого подхода, связанная с тем, что баротропная зависимость плотности от давления ведёт к обращению бароклинического момента в ноль.

Действительно, процесс образования паровой кавитационной каверны сопровождается затратой тепла, температура жидкости в области

парообразования понижается, что приводит к уменьшению давления насыщенных паров по сравнению с невозмущённым потоком, увеличению вязкости и плотности жидкости [6].

Величина указанного изменения давления насыщенных паров жидкости вследствие термодинамического эффекта кавитации находится в прямой зависимости от производной $\frac{dP_{II}}{dT}$, где dP_{II} и dT – давление и температура на линии насыщения. В работах [7], [8] показано, что для воды при нормальной температуре (15...20 °С) значение $\frac{dP_{II}}{dT}$ настолько мало, что термодинамический эффект практически не изменяет давления насыщенных паров. Однако, указанное явление особенно явно проявляется в случае криогенных жидкостей. Так в работе [8] численно исследовано влияние термодинамического эффекта рабочей жидкости при течении в наборе плоских пластин. В качестве рабочей жидкости использовалась вода и жидкий азот. Для этих двух жидкостей влияние термодинамического эффекта оказалось неодинаковым. При одном и том же числе кавитации, в случае жидкого азота понижение температуры приводит к росту объёма кавитационных каверн. В случае воды, при том же числе кавитации, понижение её температуры приводит к снижению объёма кавитационных каверн.

Зависимость изменения кинематической вязкости керосина при изменении его температуры показано на рисунке 3.4 и для области умеренных температур рабочей жидкости (-20...+140 °С) может быть описано уравнением:

$$\nu = 2,6101e^{-0,015T} \quad (4.25)$$

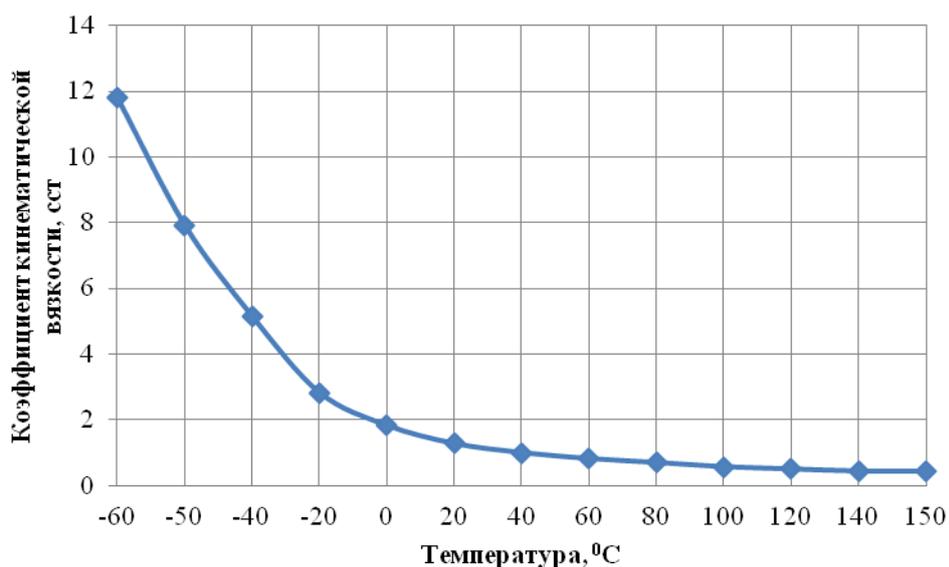


Рисунок 3.4 - Зависимость коэффициента кинематической вязкости керосина ТС-1 от температуры

Зависимость изменения плотности керосина при изменении его температуры показано на рисунке 3.5 и может быть описано уравнением:

$$\rho = -0,7333T + 791,12 \quad (4.26)$$

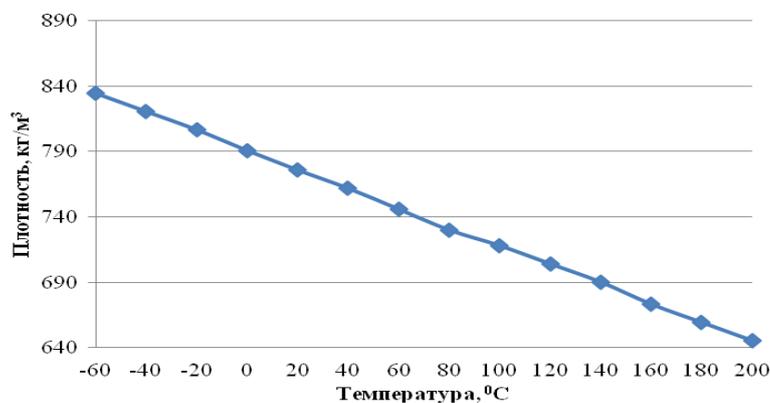


Рисунок 3.5 - Зависимость плотности керосина ТС-1 от температуры

Вышесказанное позволяет сделать вывод, что использование моделей кавитационных явлений, базирующихся на баротропной модели смеси и введение средней плотности смеси ρ_m через её объёмное содержание фаз r_α представляется правомочным и адекватным.

$$\rho_m = \sum_{\alpha} r_{\alpha} \rho_{\alpha} , \quad (4.27)$$

Тогда полное давление компонентов будет находиться из уравнения:

$$P_{tot} = P_{stat} + \sum_{\alpha} \frac{1}{2} r_{\alpha} \rho_{\alpha} \cdot U_{\alpha}^2 \quad (4.28)$$

В действительности же, конечное количество процессов, проходящих при кавитации, базирующихся на целом комплексе физических процессов, очень важно. На сегодняшний момент сделано много попыток по созданию модели кавитации, учитывающей все эти сложные процессы. Наиболее распространённым подходом для учёта неравновесных явлений является введение в уравнения переноса с источниковых слагаемых, регулирующих межфазный массообмен. Большинство этих моделей базируются на уравнении Релея-Плессета [9], которое описывает рост и схлопывание одиночного пузырька в ближнем поле распределения давления. Примеры таких моделей приведены в работах [10], [11] и [12]. Структура данных моделей различна, но все они рассматривают образование пара в соответствии уравнением сохранения, в котором имеется источниковый член, который определяется через уравнение Релея-Плессета:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{R_B} = \frac{P_v - P}{\rho_m}, \quad (4.29)$$

где R_B - радиус газового пузырька. Примем начальный радиус пузырька равным $R_B = 10^{-6}$ м; σ - коэффициент поверхностного натяжения между керосином и его парами; P_v - давление внутри газового пузырька. При этом считается, что она равно давлению насыщенного пара P_{II} ;

При моделировании кавитационных процессов зачастую пренебрегают выражениями второго порядка и коэффициентом поверхностного натяжения в уравнении (4.29). При этом получается следующее выражение:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_m}} \quad (4.30)$$

Величина изменения массы одиночного пузырька вычисляется из выражения

$$\frac{dm_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_v}} \quad (4.31)$$

Если в единице объёма несколько пузырьков N_B , объёмная доля пара будет выражаться через уравнение

$$r_v = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B, \quad (4.32)$$

тогда, величина полного переноса массы между фазами вследствие кавитации, приходящаяся на единицу объёма имеет вид:

$$\dot{S}_{lv} = \begin{cases} F_{VAP} \frac{3r_{NUC}(1-r_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_v}}, & \text{если } P < P_v \\ F_{COND} \frac{3r_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_v}}, & \text{если } P > P_v \end{cases} \quad (4.33)$$

где F – эмпирический настроечный коэффициент, который в случае описания процессов парообразования равен $F_{vap}=50$, а в случае описания процессов конденсации - $F_{cond}=0,1$; r_{NUC} – объёмная доля центра парообразования, равная $r_{NUC} = 5 \cdot 10^{-4}$.

Более подробное описание модели приведено в работе [13]. Данная модель хорошо работает как для описания конденсации пара, так и для процессов парообразования. Однако в ней есть существенное допущение, базирующееся на предположении о том, что кавитационные пузырьки не контактируют друг с другом. Данное предположение физично только на ранней стадии кавитации. С ростом объёмной доли пара, плотность центра парообразования должна соответственно падать.

Известно, что в общем случае силы поверхностного натяжения будут препятствовать возникновению кавитации, а в случае её возникновения будут способствовать более резкому её завершению. Влияние коэффициента поверхностного натяжения на скорость роста сферического кавитационного пузырька в вязкой жидкости показано на рисунке 3.6 [14].

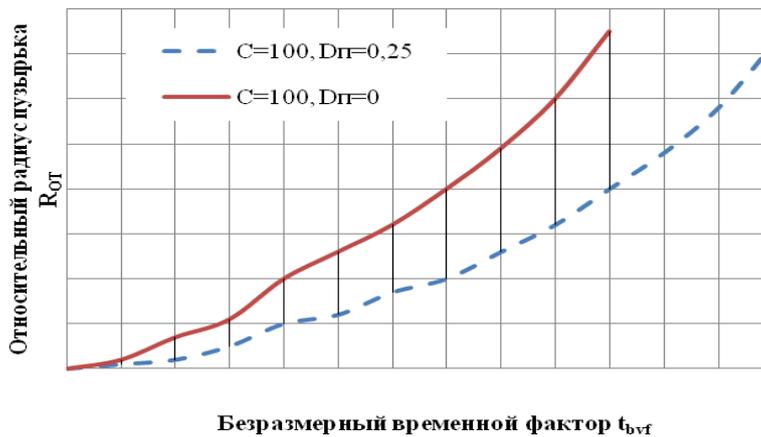


Рисунок 3.6 - Влияние коэффициента поверхностного натяжения на скорость роста сферического кавитационного пузырька в вязкой жидкости

На рисунке 4.6 обозначено: R_{OT} - относительный радиус пузырька $R_{OT} = \frac{R}{R_0}$,

где R – текущий радиус пузырька; t_{bvf} - безразмерный временной фактор;

$$t_{bvf} = \frac{t}{R_0} \sqrt{\frac{P_V - P_K}{\rho}} ; C = \frac{4\mu}{R_0 \sqrt{\rho(P_K - P_V)}}$$

$$D_{\pi} = \frac{\sigma}{R_0(P_K - P_V)} - \text{безразмерный параметр.}$$

В работе [14] представлена экспериментальная зависимость потерь веса материала стенки от величины поверхностного натяжения кавитирующей жидкости, откуда видно, что роль поверхностного натяжения весьма существенна. Однако эта роль существенна только при малых размерах кавитационных пузырьков (менее 10^{-7} - 10^{-6} м), которые зависят в свою очередь, от размеров кавитационной зоны или кавитирующей струйки жидкости.

Таким образом, для адекватного описания роста диаметра газового пузырька необходимо задание коэффициента поверхностного натяжения. Для керосина его значение равно 0,0263257 Н/м.

3.4. Допущения и граничные условия, используемые при моделировании гидродинамических процессов в регуляторе тяги ЖРД

При моделировании гидродинамических процессов в агрегатах обычно применяются следующие допущения:

- пренебрегают термодинамическим эффектом кавитации;
- источники массы возникают из межфазного переноса;
- фазы смеси заполняют весь рассматриваемый объём смеси;
- используют баротропную зависимость давления от температуры;
- используют гипотезу Буссинеска;
- при проведении стационарных расчётов применяют постоянные граничные условия, осреднённые по всей поверхности;
- направление течения жидкости на входе и выходе из расчётных областей перпендикулярно поверхности;
- для стенок все компоненты скорости потока задают равными нулю (условие прилипания рабочей жидкости).

Граничные условия при проведении стационарных расчётов выбираются исходя из реальных рабочих режимов агрегатов. Для выбора наиболее адекватных граничных условий для обеспечения высокой точности расчёта, а также устойчивого решения необходимо провести серию численных экспериментов одного из реальных режимов работы агрегата. При этом необходимо обратить внимание на точность решения и на скорость его сходимости. Например, наиболее адекватными граничными условиями для клапана горючего являются условия, при которых на входе задаётся полное давление, а на выходе из него – расход.

При моделировании гидродинамических процессов агрегатов необходимо наиболее адекватно задать граничные условия с точки зрения входного и выходного импедансов системы. В случае сжимаемых сред одним из подходов является использование инвариантов Римана.

3.5 Расчёт скоростей и давлений в элементах проточной части клапанов. Анализ расчётных данных

В работе [15] приводится сравнение применения коммерческих пакетов CFX-TASCflow [16], FIDAP (FLUENT) [17] и FINE/Turbo (NUMECA) [18] для расчёта характеристик агрегатов. В данном тесте все перечисленные коммерческие пакеты решают осреднённые по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса с $k-\varepsilon$ моделью турбулентности [19] при одинаковых граничных условиях. Все три пакета показали практически одинаковые результаты и хорошую сходимость с результатами эксперимента. В перечисленных выше исследованиях среднеквадратичная погрешность расчёта основных энергетических параметров агрегата равна 2,5%. Поэтому для расчёта скоростей и давлений в элементах проточной части клапанов используется коммерческий код ANSYS FLUENT.

При проведении численного моделирования временной шаг дискретизации выбирался исходя из условия обеспечения числа Куранта,

$$Cur = \frac{\nu \Delta t}{dx}, \quad (4.34)$$

где dx – размер элемента сетки равный единице.

Интегрирование основных уравнений, описанных выше, проводится по всему конечному объёму. Дискретизация объёмного интеграла проводится внутри каждого сектора элемента. Значения соответствующих параметров на поверхностях, ограничивающих данный объём, находятся с помощью теоремы Остроградского-Гаусса (вычисляет поток векторного поля через замкнутую поверхность интегралом от дивергенции этого поля по объёму, ограниченному этой поверхностью). Дискретизация поверхностного интеграла проводится в точках интегрирования, расположенных в центре каждой поверхности сегмента (см. рисунок 4.1). Таким образом, интегралы по объёму вычисляют источник или приращение переменной, а интеграл по поверхности вычисляет направление потока. Например, уравнение

неразрывности для контрольного объёма будет иметь дискретный аналог в виде:

$$\frac{V}{\delta t} \left((\rho_{\alpha} r_{\alpha})^{n+1} - (\rho_{\alpha} r_{\alpha})^n \right) + \sum_{ip} (\rho_{\alpha} u^i A^i)_{ip}^{n+1} (r_{\alpha, ip})^{n+1} = 0 \quad (4.35)$$

Дискретизация фазовых уравнений количества движения может быть приведено в виде уравнения распространения поля скорости для фазы

$$\begin{aligned} \frac{V}{\delta t} \left((\rho_{\alpha} u^i)^{n+1} - (\rho_{\alpha} u^i)^n \right) + \sum_{ip} (\rho_{\alpha} u^j A^j)^n (u^i)^{n+1} = \\ = - \sum_{ip} P_{ip}^{n+1} A^i + \rho_{\alpha}^{n+1} g^i V + \sum_{ip} ((\tau^{ij})^{n+1} A^j)_{ip} \end{aligned} \quad (4.36)$$

При решении описанной системы уравнений на каждом временном шаге решатель ANSYS FLUENT производит: генерацию коэффициентов; нелинейные уравнения линеаризуются и группируются в матрицу; осуществляется непосредственно решение уравнений. Для обеспечения скорости сходимости решения начальная сетка в процессе решения бьётся на серию более грубых сеток.

4 РЕАЛИЗАЦИЯ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ОСНОВНОМ КЛАПАНЕ ГОРЮЧЕГО ЖРД В ПАКЕТЕ ANSYS

При расчётах конструкций в пакетах КЭ-моделирования одним из основных задач является построение геометрической модели, которая впоследствии будет разбита на конечные элементы. При поверочных расчётах конструкции исходные данные для построения геометрии уже имеются в виде конструкторской документации. К такой документации, в частности, относятся чертежи, по которым в САД-системе необходимо построить геометрическую модель с учётом требований к геометрии расчётной модели. Учёт таких требований, в частности, подразумевает под собой игнорирование отверстий, фасок, скруглений, явно указанных на чертеже, а также введение фасок, скруглений, уклонов, явно не указанных на чертеже, но которые будут выполнены в соответствии с документацией, на

которую есть ссылки в чертеже. Однако, в настоящее время во многих случаях уже существует электронная геометрическая модель. Такая модель создаётся, как правило, конструктором, соответственно, называть её можно конструкторской. На основе конструкторской геометрической модели, аналогично чертежам, строится расчётная модель.

При построении расчётной геометрической модели для расчёта гидравлических течений особенность состоит в том, что конструкторская геометрическая модель представляет собой геометрию обтекаемого тела, в то время как расчётчику необходима геометрическая модель гидравлического домена, построение которого не всегда является тривиальной задачей.

Далее рассматривается пример построения гидравлического домена в CAD-модуле пакета NX на основе конструкторской геометрической модели, а также показана возможность работы с полученной геометрией для дальнейшего построения структурированной сетки. Пример рассматривается на основе клапана горючего, конструкторская геометрическая модель которого представлена на рисунках 4.1 и 4.2.

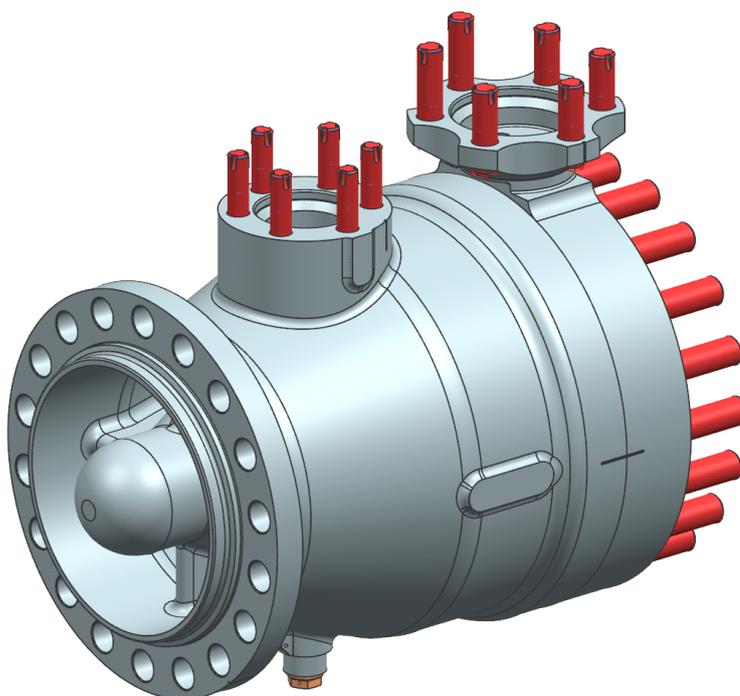


Рисунок 4.1 - Общий вид клапана горючего

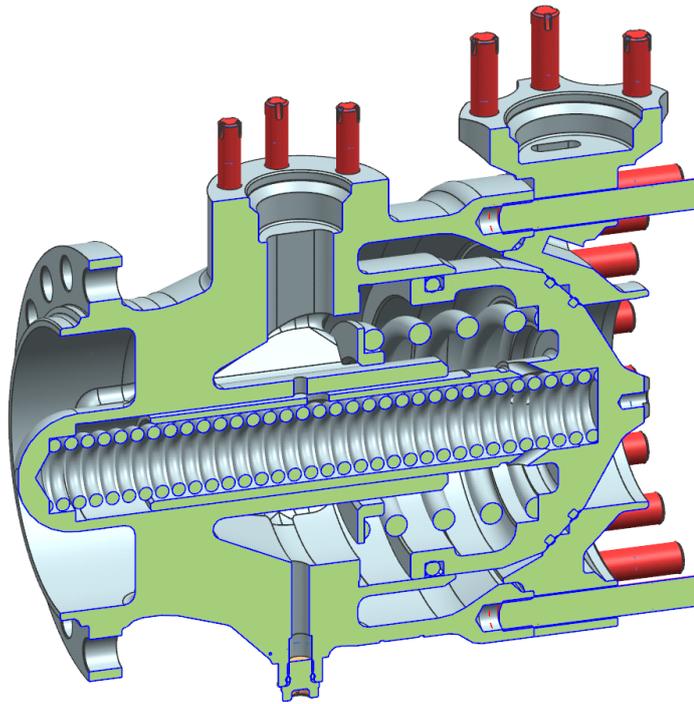


Рисунок 4.2 - Продольный разрез клапана горючего

Алгоритм создания гидравлического домена следующий:

Запускаем NX, нажимаем меню **Файл – Новый**. В окне **Новый** выбираем вкладку **Модель**, в блоке **Фильтры** в выпадающем меню **Единицы** выбираем **Миллиметры**, в таблице выбираем шаблон **Модель**. В блоке **Новое имя файла** в поле **Имя** вводим **Domain G-1.prt**, в поле **Папка** вводим путь к папке в которой будет сохранён файл Domain G-1.prt (рисунок 3). При указании имени файла и пути к папке нельзя использовать кириллические символы. Нажимаем **ОК**, после чего откроется файл Domain G-1.prt и запустится модуль **Моделирование**.

На **Панели ресурсов** на вкладке **Роли** выбираем **Роль Расширенные с полными меню**. На панели инструментов **Стандарт** нажимаем кнопку **Начало**, и в выпадающем списке, в случае отсутствия галочки напротив пункта **Сборки**, нажатием на пункт **Сборки** активируем модуль **Сборки** (рисунок 4.3 и 4.4).

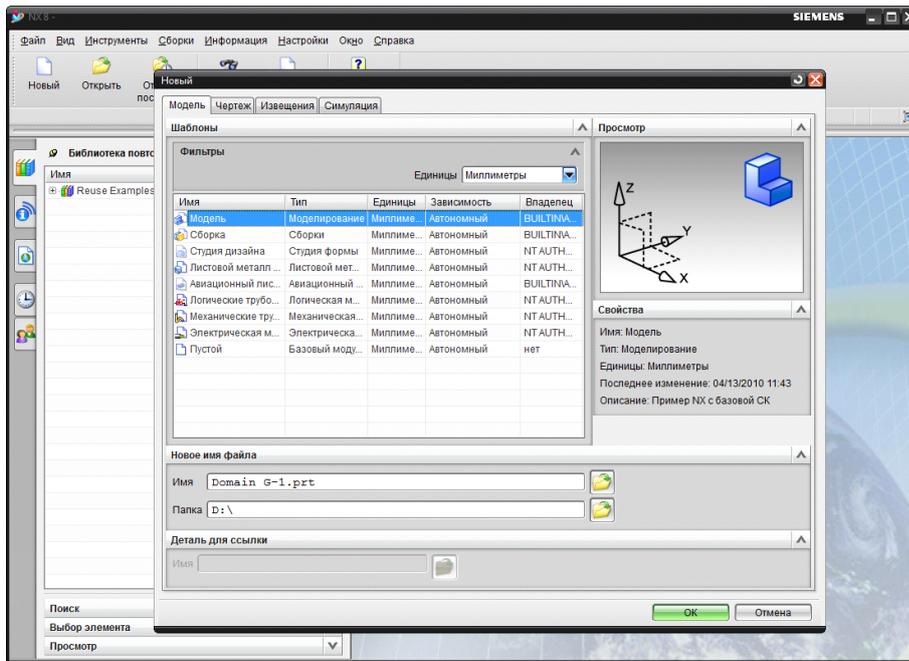


Рисунок 4.3 - Создание нового файла в NX

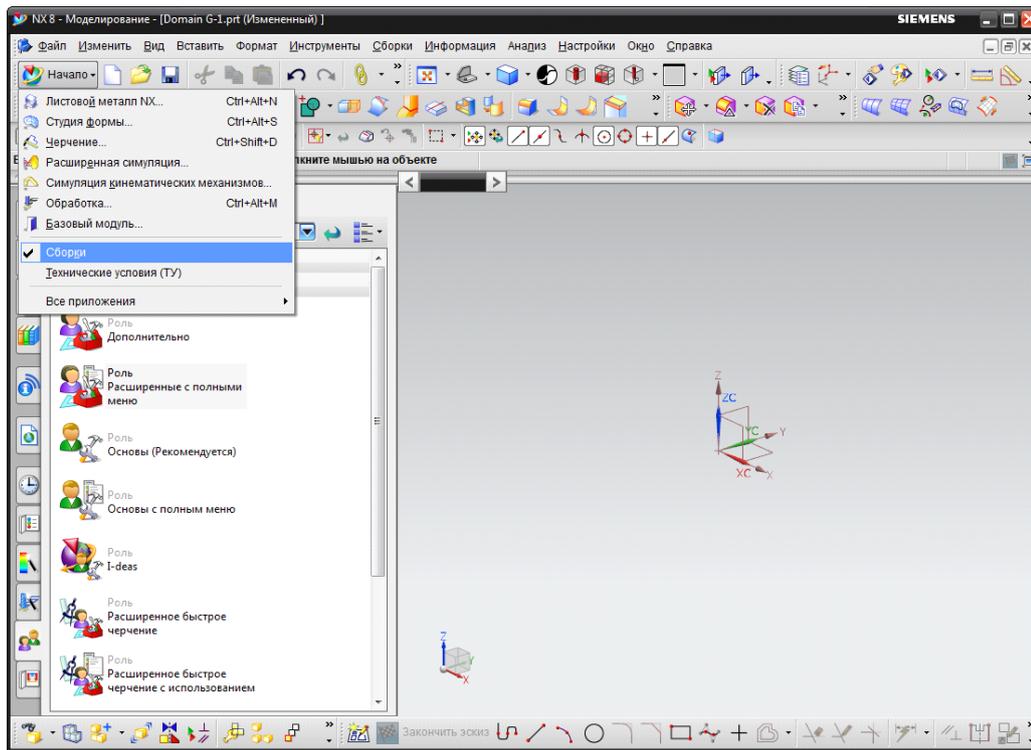


Рисунок 4.4 - Общий вид окна NX

Добавляем в существующий файл клапан горючего, для чего выбираем меню **Сборки – Компоненты – Добавить компонент**. В появившемся окне **Добавить компонент** в блоке **Деталь** нажимаем на кнопку **Открыть**, в окне **Имя детали** выбираем **G-1.prt**, нажимаем **ОК**. В блоке **Расположить** окна **Добавить компонент** из выпадающего списка **Позиционирование** выбираем **Начало абсолютной системы координат** (рисунок 5), нажимаем **ОК**.

Для удобства дальнейшей работы оптимизируем вид клапана нажатием сочетания клавиш **Ctrl+F** и рассечём клапан: выбираем меню **Вид – Сечение – Новое сечение**, и в окне **Вид сечения** в блоке **Плоскость сечения** в выпадающем меню **Задать плоскость** выбираем **Плоскость YC-ZC** (рисунок 4.5), нажимаем **ОК**.

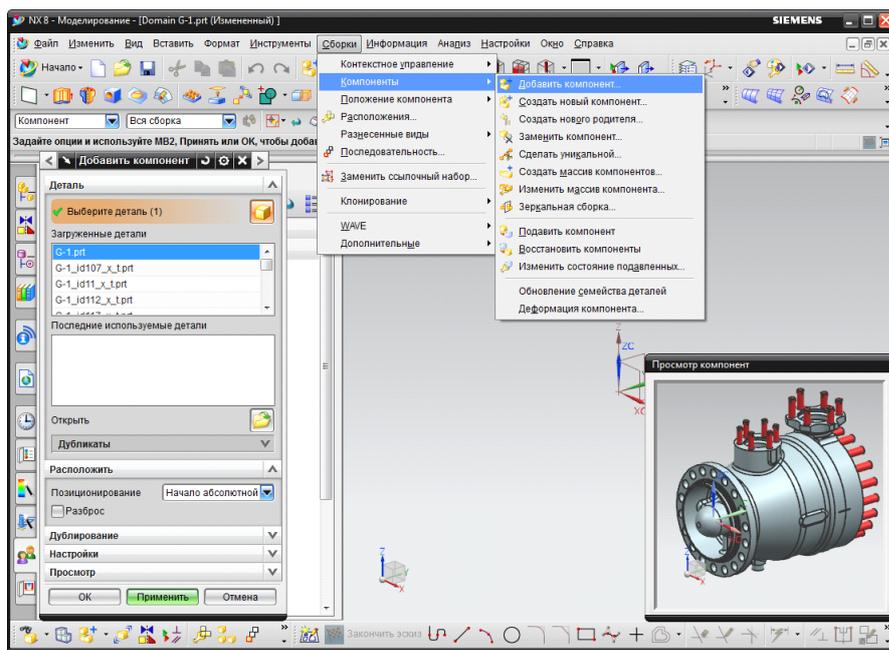


Рисунок 4.5 - Добавление компонента

Для дальнейшей работы по созданию гидравлического домена необходимо скопировать твёрдые тела из сборки в текущую модель. При этом копировать все детали конструкции нет необходимости: необходимы только те детали, которые обтекает поток. При расчёте будем пренебрегать

перетеканием рабочего тела в подгрибковую область, поэтому эта область нам не нужна. Выбираем меню **Вставить – Ассоциативная копия – Редактор геометрических связей WAVE...**, в блоке **Тип связи WAVE** из выпадающего списка выбираем **Тело**, и в графической области выберем корпус, проставку, «грибок» клапана и два уплотняющих элемента на конической поверхности клапана как показано на рисунке 4.6.

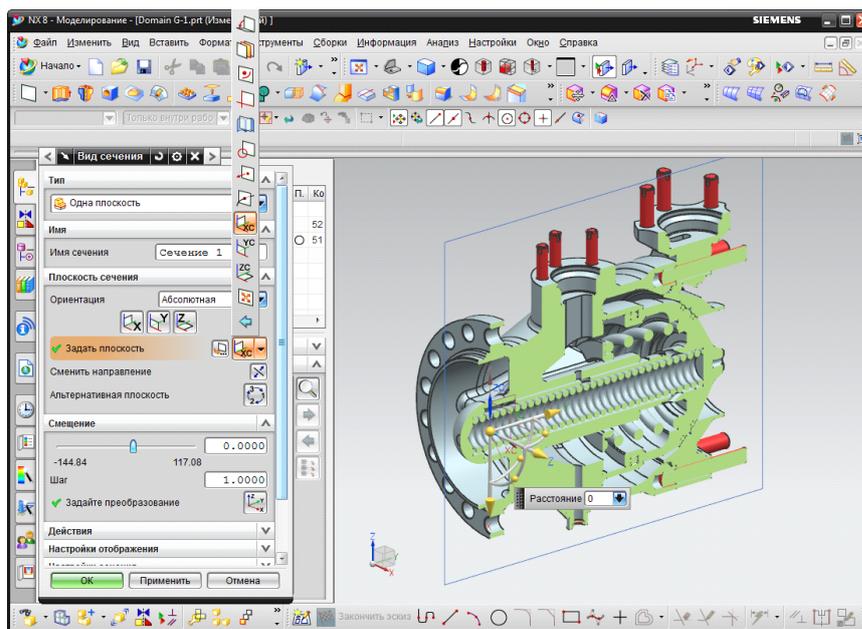


Рисунок 4.6 - Создание сечения

Нажимаем **ОК**. Теперь сборку клапана можно скрыть: во вкладке **Навигатор сборки** на **Панели ресурсов** нажимаем на красную галочку около компонента **G-1**. Переходим на вкладку **Навигатор модели**, где в узле **История модели** должно быть пять связанных тел.

В представленном виде клапан находится в закрытом положении. Расчёт будем проводить при полностью открытом клапане. Для его открытия сделаем следующее: выбираем меню **Изменить – Переместить объект...**, в появившемся окне **Переместить объект** в блоке **Объекты** выбираем «грибок» и два уплотнительных элемента. В блоке **Преобразование** из выпадающего списка **Перемещение** выбираем **От точки к точке**, из

выпадающего списка напротив пункта **Задать исходную точку** выбираем метод **Центр дуги/эллипса/сферы** и в графической области указываем ребро торцевой грани «грибка» со стороны подгибковой полости. Для пункта **Задать конечную точку** поступаем аналогичным образом, но в качестве ребра указываем соответствующее ребро на корпусе клапана (рисунок 4.7).

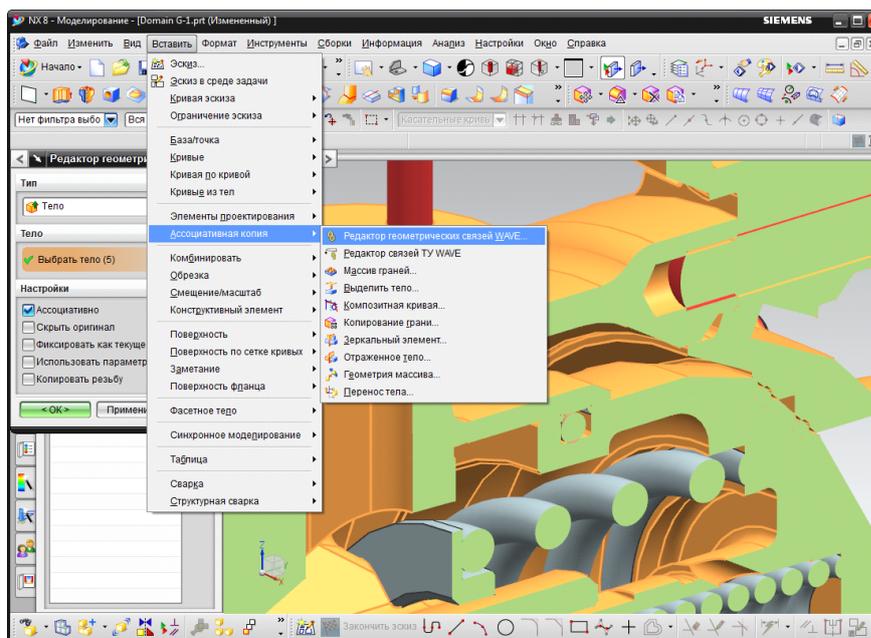


Рисунок 4.7 - Выбор тел для копирования

В блоке **Результат** должна стоять опция **Переместить**. В блоке **Настройка** опция **Переместить родителей** должна быть отключена, опция **Ассоциативно** должна быть включена. Ход операции представлен на рисунке 4.8. Нажимаем **ОК**.

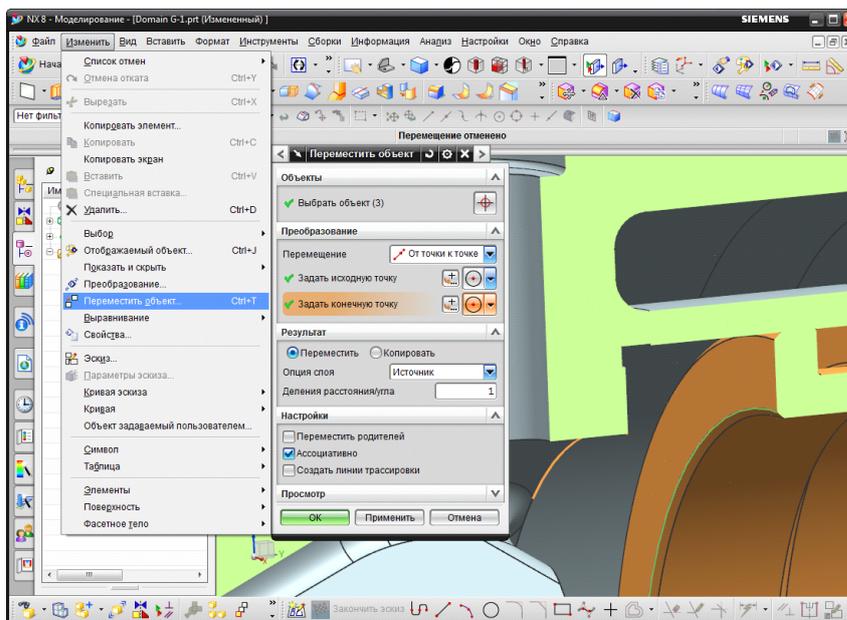


Рисунок 4.8 - Перемещение клапана

Далее необходимо выделить грани тел, которые обтекает поток для построения на их основе геометрической модели гидравлического домена. Грани будем выделять отдельными наборами для каждого тела. Выбираем меню **Вставить – Ассоциативная копия – Выделение геометрии...**, в блоке **Тип** из выпадающего списка выбираем **Грань**, в блоке **Грань** в выпадающем списке **Опция грани** выбираем **Цепочка граней**. На **Панели выбора** в выпадающем списке **Правило грани** выбираем **Касательные грани** и в графической области выбираем сферическую поверхность центрального тела корпуса (рисунок 4.9).

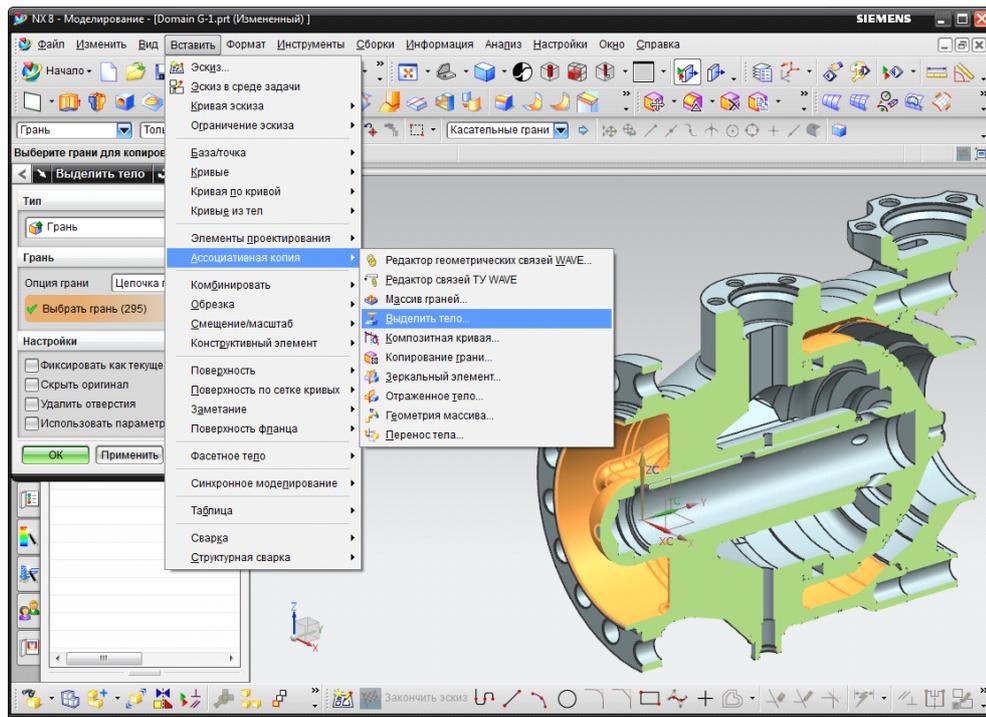


Рисунок 4.9 - Выделение грани корпуса

Далее, выбрав в выпадающем списке **Правило грани** пункт **Одиночная грань**, выбираем оставшиеся грани до замыкания поверхностей либо до пересечения, соединения с гранями смежного тела. Нажимаем **применить**. Аналогичным образом выделяем грани из двух оставшихся тел. При этом выделять грани «грибка» необходимо тремя цепочками, так как эти грани разорваны наличием уплотняющих элементов как отдельных тел. При выделении граней проставки в блоке **Настройка** необходимо установить опцию **Удалить отверстия** для подавления отверстия для контроля на выделенной грани. После выделения грани для удобства можно скрыть твёрдые тела: выбираем меню **Формат – Переместить на слой...**, выберем все твёрдые тела, нажимаем **ОК**, в появившемся окне в поле **Слой или категория назначения** вводим номер слоя **2** (рисунок 4.10), нажимаем **ОК**, затем в меню **Формат – Настройка слоя...** снимаем галочку напротив слоя **2** (рисунок 4.11), нажимаем **Заккрыть**.

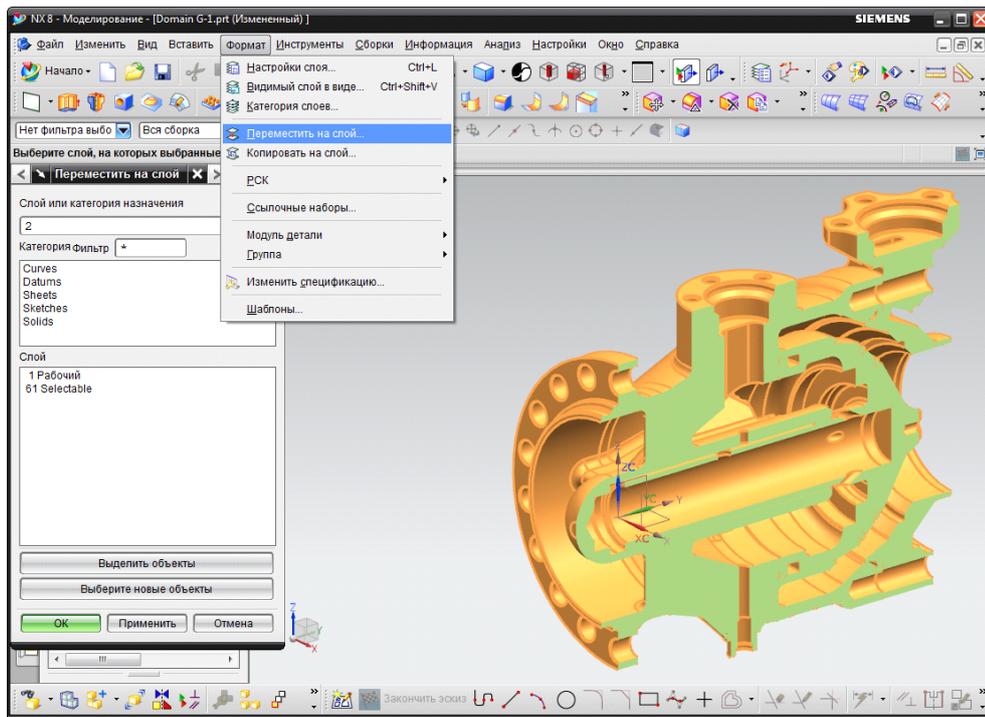


Рисунок 4.10 - Перемещение твёрдых тел на слой 2

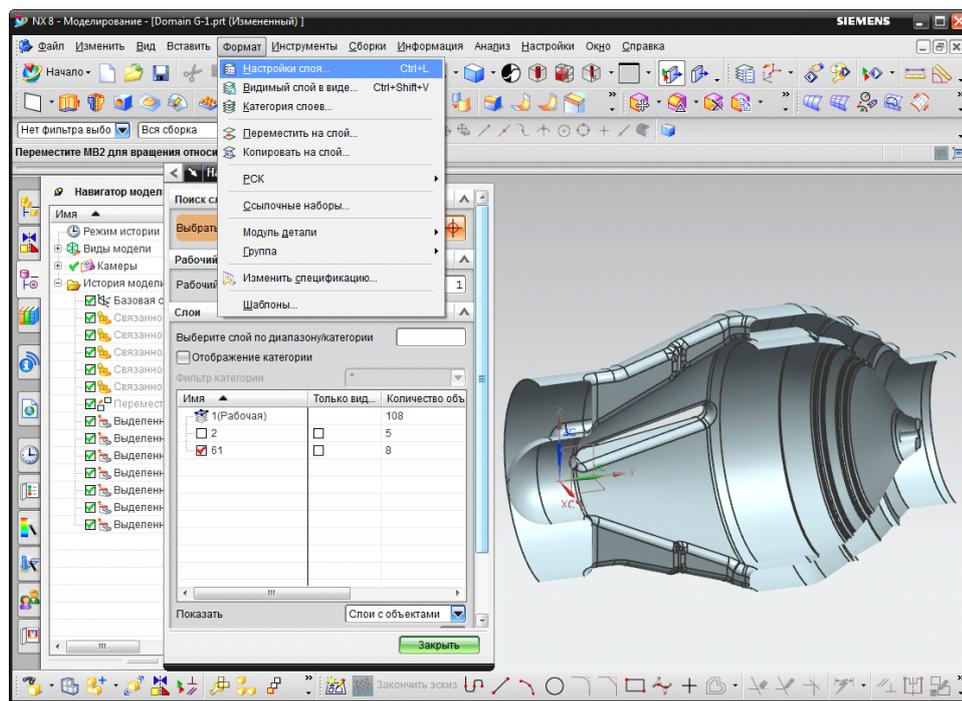


Рисунок 4.11 - Выделенные грани

К полученной модели, прежде всего, необходимо достроить входные и выходные участки. Для этого заходим в меню **Вставить – Элементы**

проектирования – **Вытягивание...**, в появившемся окне в пункте **Выбрать кривую** блока **Сечение** выбираем дугу со стороны входа, в блоке **Ограничения** в поле **Расстояние** для конца вводим значение **200 мм** в выпадающем меню **Булевы операции** блока **Булевы операции** выбираем **Нет**, в блоке **Настройка** в выпадающем меню **Тип тела** выбираем **Поверхность** (рисунок 4.12), нажимаем **ОК**.

Построим поверхность, которая будет замыкать имеющиеся поверхности на входе. Для этого выбираем пункт меню **Вставить – Поверхность – Ограниченная плоскость...** и выбираем дугу со стороны входа на входном участке (рисунок 4.13), нажимаем **ОК**.

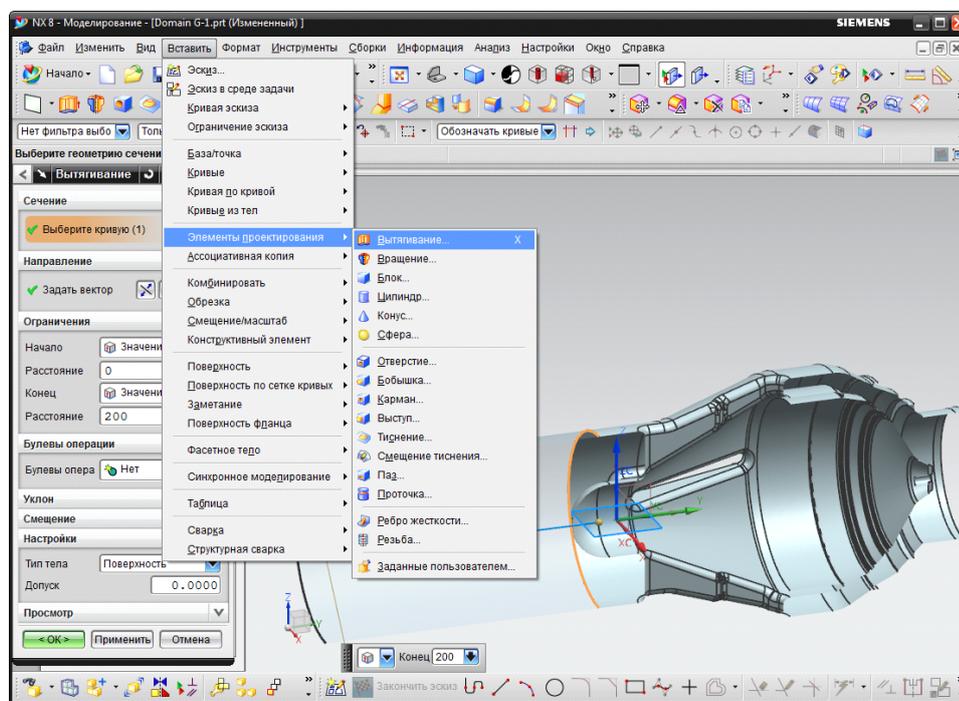


Рисунок 4.12 - Добавление входного участка

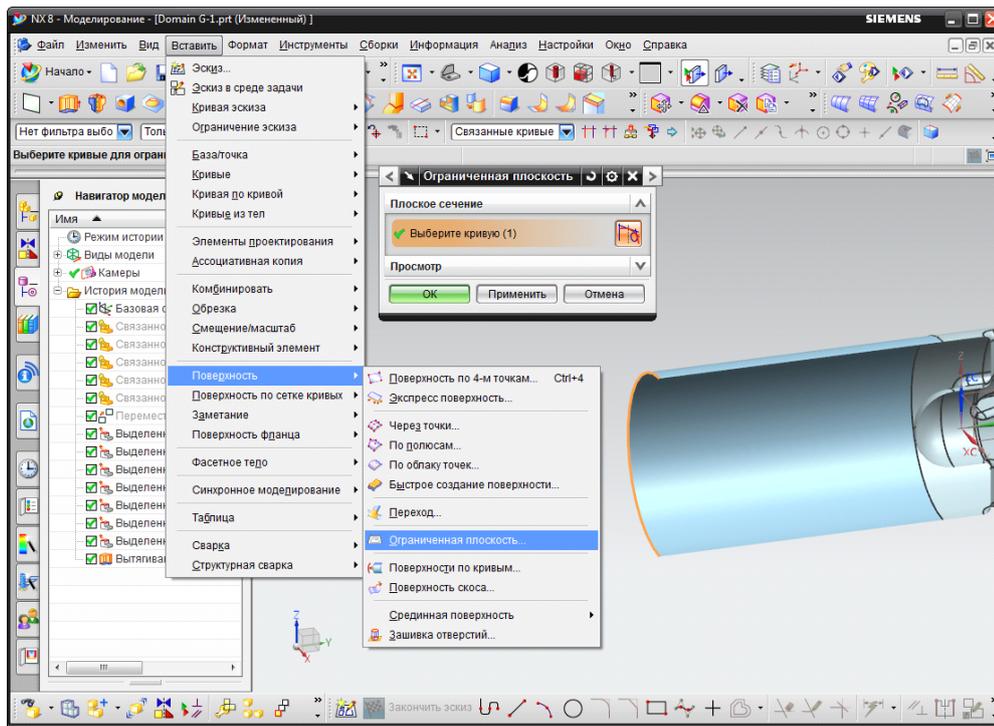


Рисунок 4.13 - Добавление поверхности на входе

Необходимо аналогичным образом добавить участок на выходе из клапана. При добавлении выходного участка следует его длину принять **300 мм**. Результат проделанных операция показан на рисунке 4.14.

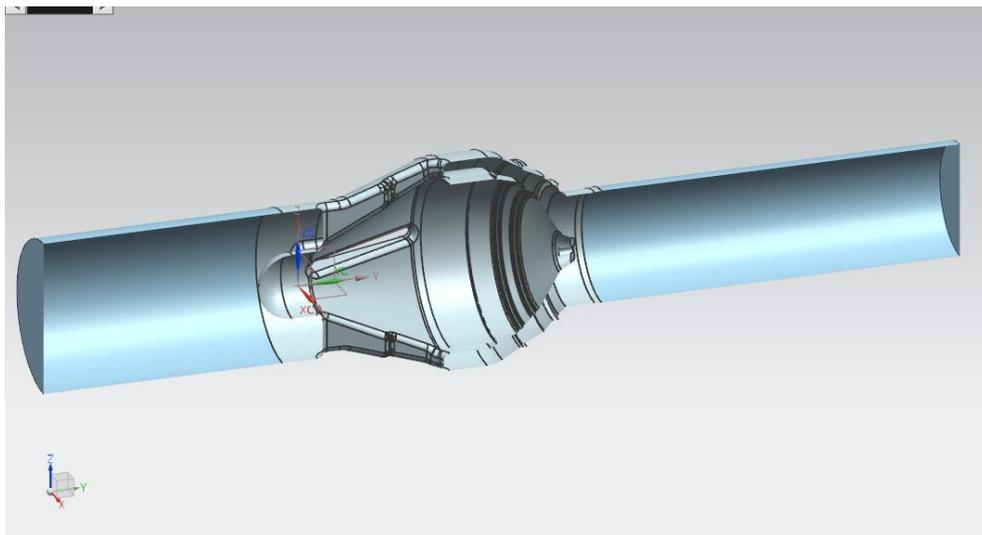


Рисунок 4.14 - Поверхности клапана с добавленными участками

Одним из условия построения твёрдого тела из поверхностей в NX является необходимость замыкания требуемого объёма заметаемыми поверхностями, что в текущей модели уже реализовано. Кроме этого, существует ещё одно условие: необходимо, чтобы заметаемые поверхности не пересекались и соединялись между собой только по рёбрам. В существующей модели нет строго пересекающихся поверхностей, однако есть места (рисунок 4.15), где ребро одной поверхности лежит на другой поверхности. Удалим лишние части поверхностей. Для этого выбираем пункт меню **Вставить – Обрезка – Обрезка поверхности...**, в появившемся окне в пункте **Выберите листовое тело** блока **Цель** выбираем поверхность корпуса клапана, в блоке **Объекты границе** в пункте **Выбрать объект** выбираем грань клапана, смежную с поверхностью корпуса клапана, в выпадающем меню **Направление проекции** блока **Направление проекции** должно быть установлено **Нормаль к грани**. В блоке **Область** выбираем опцию **Оставить**, и, выбрав пункт **Выбрать область** убеждаемся, что останется область граней, которая образует гидравлический тракт. В блоке **Настройка** устанавливаем опцию **Ввод точной геометрии** (рисунок 4.16), нажимаем **ОК**. Аналогичную операцию необходимо сделать и для второго указанного на рисунке 4.15 места.

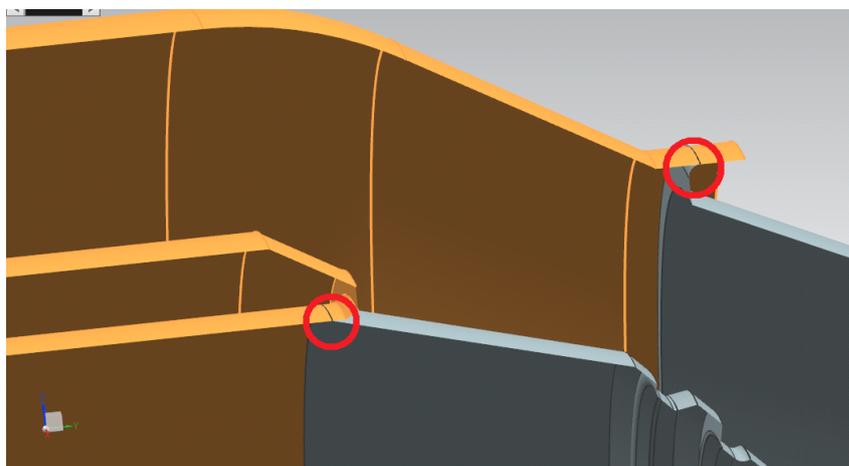


Рисунок 4.15 - Места пересечений граней

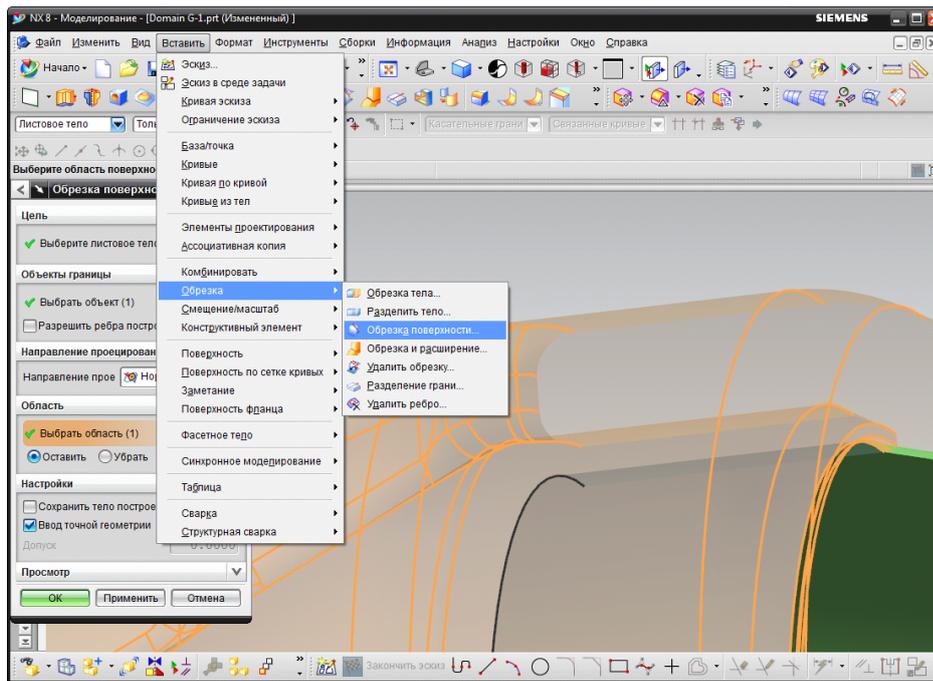


Рисунок 4.16 - Обрезка грани

Теперь модель подготовлена для создания твёрдого тела гидравлического домена. Для его создания выбираем пункт меню **Вставить – Комбинировать – Сшивка...** В выпадающем меню блока **Тип** устанавливаем **Поверхность**, в пункте **Выберите листовое тело** блока **Цель** выбираем любое листовое тело в графической области, затем в пункте **Выберите листовое тело** блока **Инструмент** комбинацией клавиш **Ctrl+A** выбираем все оставшиеся листовые тела (рисунок 4.17), нажимаем **ОК**. В результате получаем твердое тело.

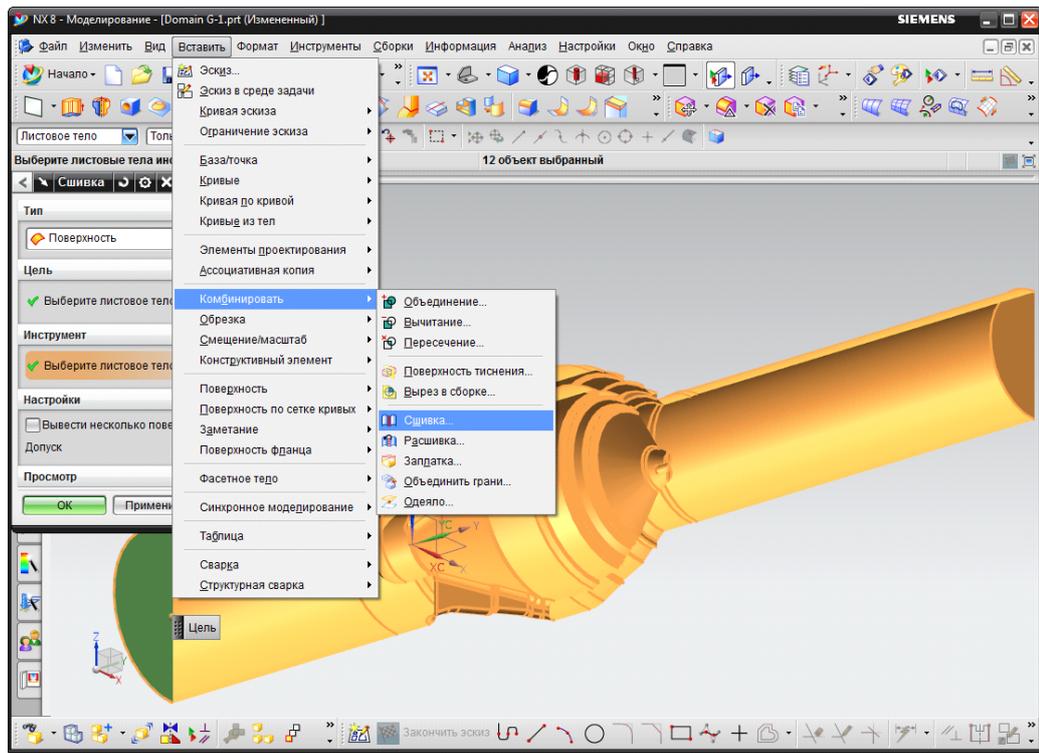


Рисунок 4.17 - Сшивка поверхностей

Полученная таким образом геометрия ещё может быть упрощена для уменьшения размерности расчётной сетки. Это достигается за счёт удаления геометрии, которая не будет оказывать существенного влияния на требуемые результаты расчёта. В данном случае такая геометрия это следа от мест соединения элементов клапана, отверстие с пазом в центре клапана и скругления в проточках около уплотняющих элементов (рисунок 4.18). Для удаления этой геометрии воспользуемся инструментами синхронной технологии NX.

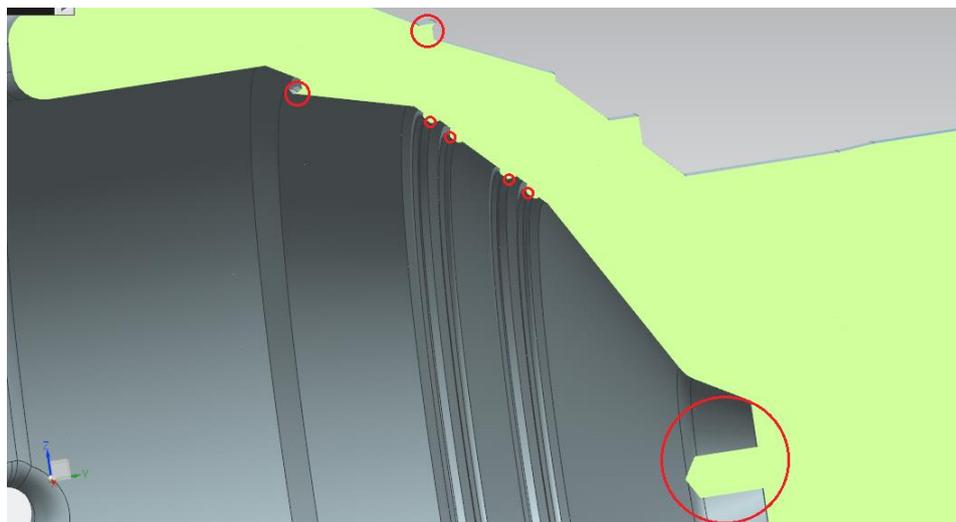


Рисунок 4.18 - Упрощаемая геометрия

Для удаления выступающей геометрии, образованной местом соединения элементов клапана, выбираем пункт меню **Вставить – Синхронное моделирование – Удалить грань** и в графической области выбираем грани как показано на рисунке 4.19, нажимаем **ОК**. Аналогично необходимо удалить другое выступание и скругления на проточках. При этом необходимо убедиться, что в выпадающем меню **Правило граней** на **Панели быстрого выбора** выбран пункт **Одиночная грань**.

Далее необходимо удалить геометрию от отверстия и паза в клапане. Однако, при текущем отображении модели это сделать затруднительно, поэтому изменим рабочее сечение: выбираем пункт меню **Вид – Сечение – Изменить рабочее сечение...**, в появившемся окне в блоке **Плоскость сечения** из выпадающего меню пункта **Задать плоскость** выбираем **Плоскость XC-ZC**, затем в графической области, зажав левую кнопку мыши на маркере в виде жёлтой стрелочки (конуса), перемещаем плоскость ближе к выходу из клапана до тех пор, геометрия от отверстия в клапане будет хорошо видна (рисунок 4.20), нажимаем **ОК**.

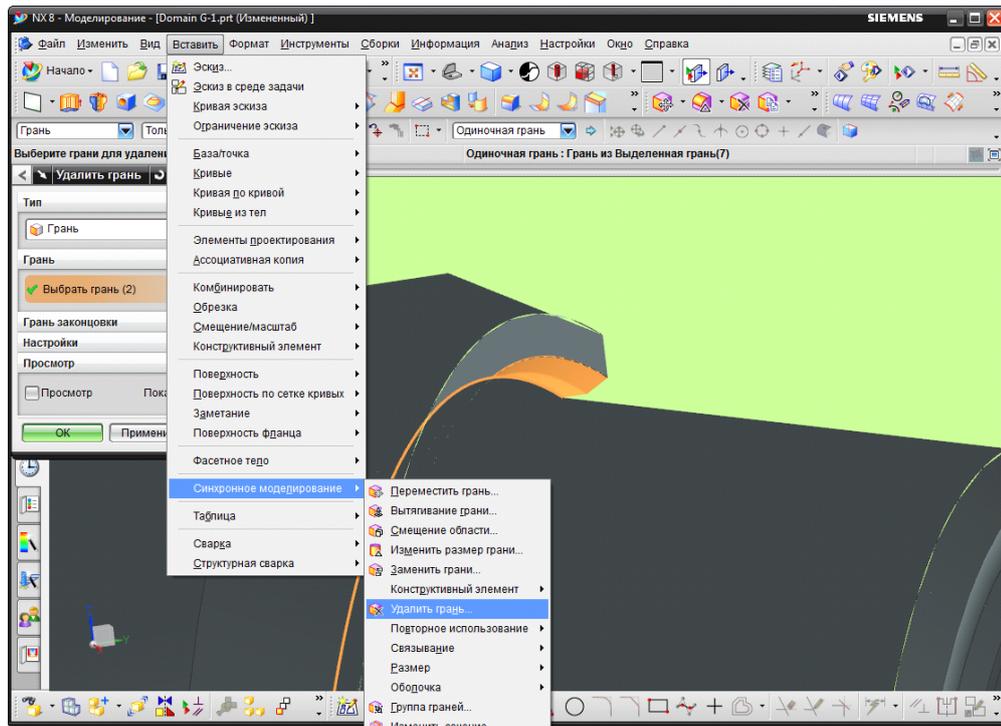


Рисунок 4.19 - Удаление геометрии

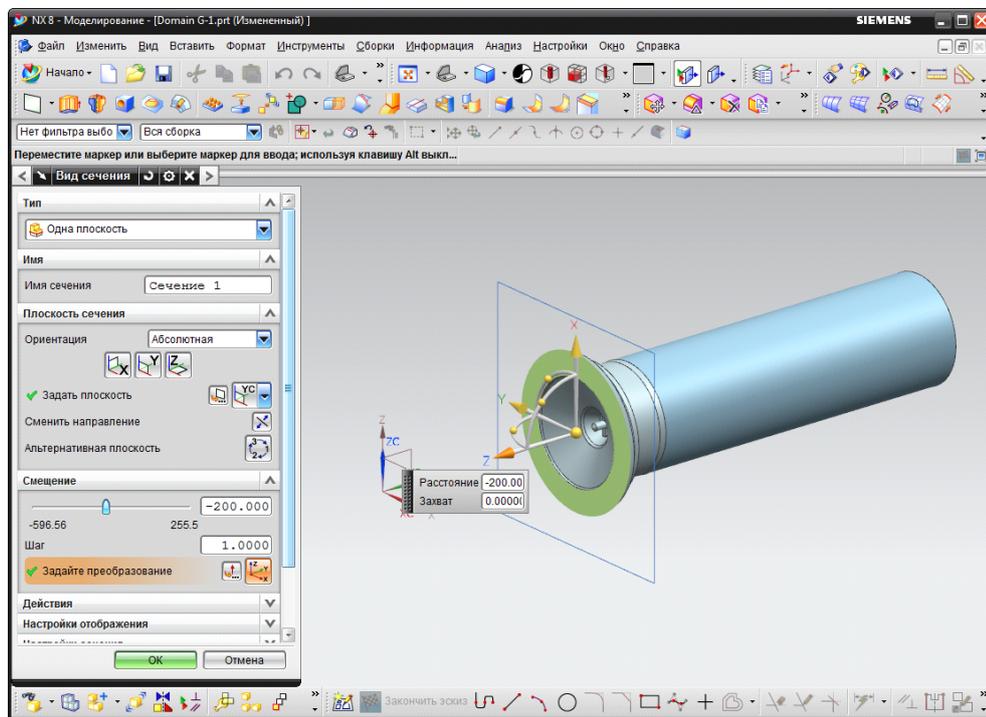


Рисунок 4.20 - Изменение рабочего сечения

Аналогично удаляем геометрию от отверстия и паза в клапане с помощью команды **Удалить грань**, выбирая грани удаляемых элементов.

Геометрия гидравлического домена проточной части клапана является симметричной относительно плоскости YC-ZC. Граничные условия на входе и выходе принимаем равномерными по площади, условия на оставшейся границе (стенке) будут одинаковыми. В таких условиях целесообразно ограничиться расчётной областью, представляющую собой половину текущей геометрии, отсечённой плоскостью YC-ZC для уменьшения размерности расчётной модели. Для этого выбираем пункт меню **Вставить – Обрезка – Обрезка тела...**, для пункта **Выбрать тело** блока **Цель** в графической области выбираем созданное твёрдое тело, в блоке инструмент в выпадающем списке **Опции инструмента** выбираем **Новая плоскость**, в выпадающем списке пункта **Задать плоскость** **Выбираем Плоскость XC-YS**, нажимаем **ОК**.

На данном этапе работа с геометрией в NX может быть завершена, и она может быть передана в ANSYS для дальнейшей работы с ней. Однако, для построения регулярной сетки на некоторых областях расчётной геометрии её необходимо разделить на несколько твёрдых тел. Хотя это можно сделать и средствами ANSYS, NX в этом вопросе, как система, имеющая более развитый CAD-модуль, видится предпочтительным вариантом. Для разбиения геометрии на отдельные объёмы будем использовать команду **Разделить тело**. Выбираем пункт меню **Вставить – Обрезка – Разделить тело...**, в пункте **Выбрать тело** блока **Цель** выбираем тело в графической области, в блоке **Инструмент** в выпадающем списке **Опции инструмента** выбираем **Новая плоскость**, в пункте

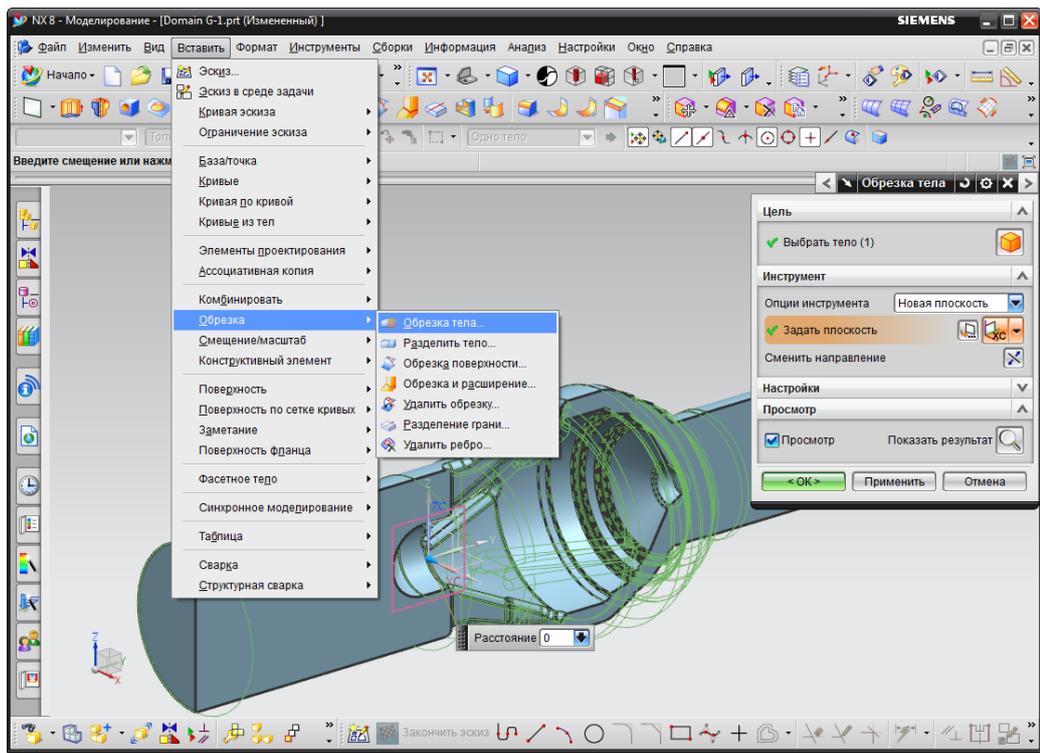


Рисунок 4.21 - Обрезка тела

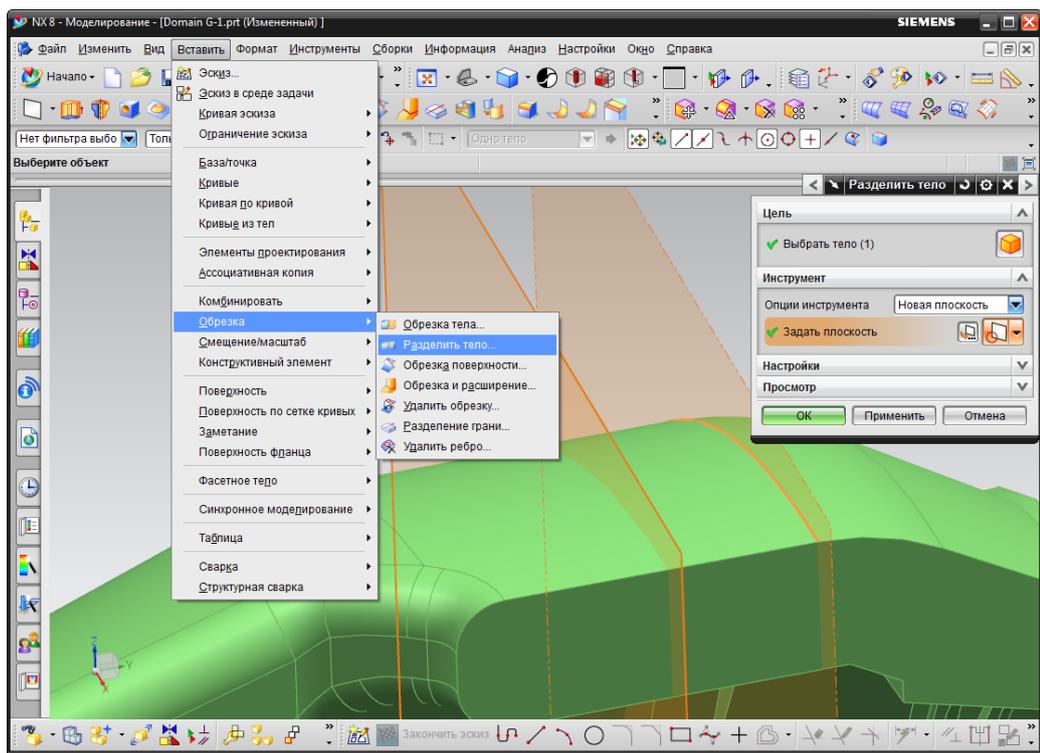


Рисунок 4.22 - Разделение тела

Задать плоскость нажимаем на кнопку **Диалоговое окно “Плоскость”**. В появившемся диалоговом окне из выпадающего списка блока **Тип** выбираем **Сквозь объект**, для пункта **Выбрать объект** блока **Сквозь объект** выбираем

ребро – дугу наибольшего радиуса ближе к выходу как показано на рисунке 4.22, в блоке **Смещение** нажимаем галочку напротив пункта **Смещение**, и в поле **Расстояние** вводим **15 мм**, нажимаем **ОК**, и ещё раз **ОК**.

Аналогично необходимо разделить входной участок. При этом для типа плоскости указываем **На расстоянии**, для пункта **Выберите плоский объект** блока **Плоская ссылка** выбираем плоскую грань на центральном теле со стороны входа, как показано на рисунке 4.23 в блоке **Смещение** в поле **Расстояние** вводим **25 мм**, нажимаем кнопку **Сменить направление**, нажимаем **ОК**, и ещё раз нажимаем **ОК**.

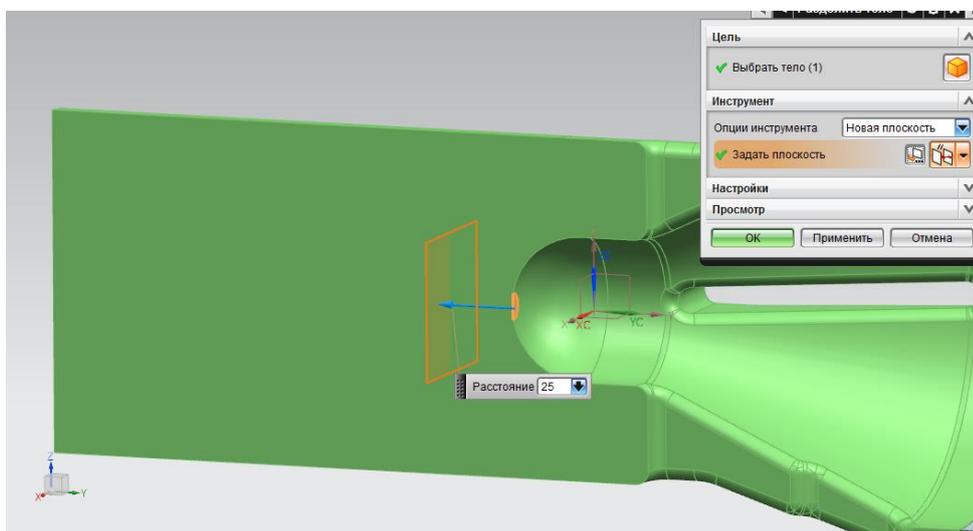


Рисунок 4.23 - Отделение входного участка

Разделим выходной участок цилиндрической поверхностью. Для этого в диалоговом окне **Разделить тело** в блоке **Инструмент** из выпадающего списка **Опции инструмента** выбираем **Вытягивание**, для пункта **Выберите кривую** указываем в графической области ребро плоской грани клапана со стороны выхода как показано на рисунке 4.24, нажимаем **ОК**.

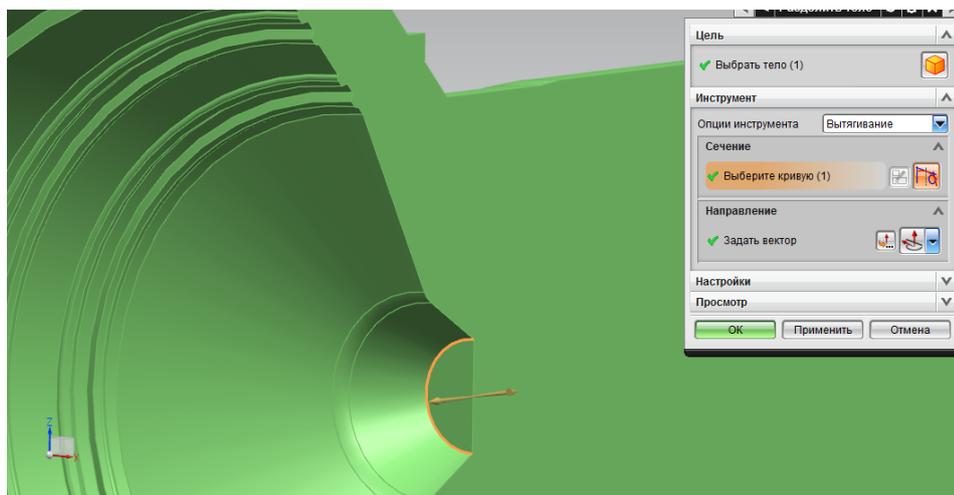


Рисунок 4.24 - Разделение выходного участка

Отделим выходной участок. Для этого предварительно необходимо нарисовать сечение поверхности по которой будет разделено тело. Выбираем пункт меню **Вставить – Кривые – Прямая...**, в блоке **Начальная точка** из выпадающего списка **Начальные опции** выбираем **Точечный**, для пункта **Выберите точку** указываем точку на конической поверхности клапана со стороны выхода как показано на рисунке 4.25. В блоке **Конечная точка или направление** для выпадающего списка **Конечная опция** выбираем **Под углом**, для пункта **Выбрать объект** выбираем в графической области ребро конической поверхности клапана со стороны выхода как показано на рисунке 4.25 и в поле **Угол** вводим значение **110°**. В блоке **Пределы** из выпадающего списка **Конечный предел** выбираем **До выбранного**, и для пункта **Выбрать объект** выбираем ребро на цилиндрической поверхности меньшего диаметра выходного участка как показано на рисунке 4.25, нажимаем **ОК**.

Разделим тело вращением построенной прямой вокруг оси клапана. Для этого в диалоговом окне **Разделить тело** в блоке **Инструмент** для выпадающего списка **Опции инструмента** выбираем **Вращение**, для пункта **Выберите кривую** выбираем построенную прямую, для пункта **Задать вектор** в графической области выбираем любую поверхность вращения, ось которой совпадает с осью клапана, нажимаем **ОК**. Далее построенную

прямую можно перенести на третий слой и сделать его невидимым.

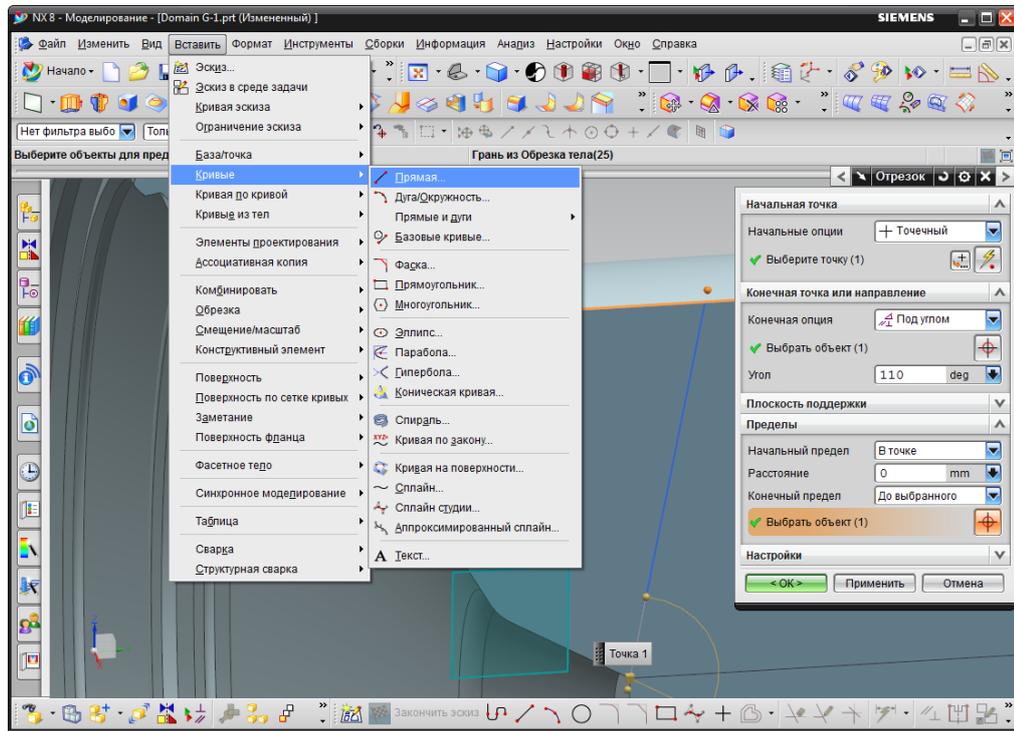


Рисунок 4.25 - Построение прямой

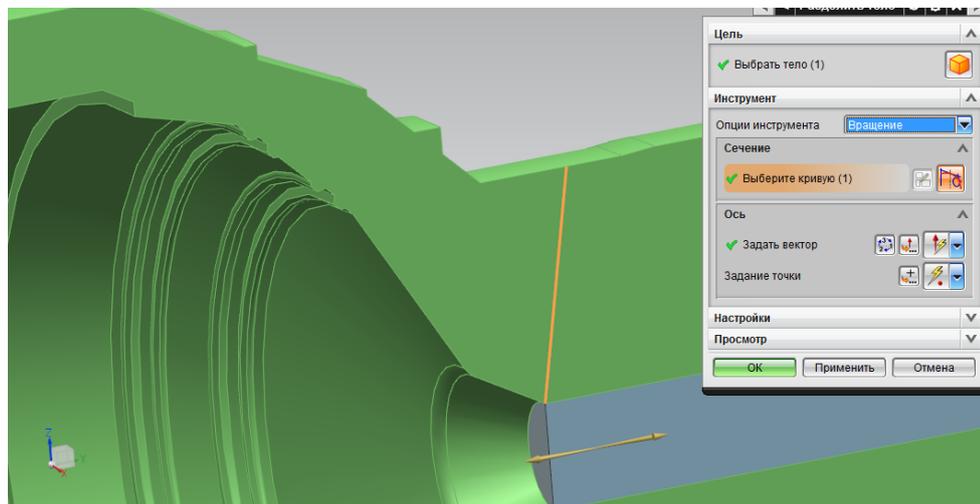


Рисунок 4.26 - Отделение выходного участка

Для построения регулярной сетки на цилиндрических телах без центрального отверстия необходимо дополнительно их разделить на твёрдые тела. Для этого предварительно построим эскиз в соответствии с которым будет разделено твёрдое тело. Выбираем пункт меню **Вставить – Эскиз в**

среде задачи. В блоке **Плоскость эскиза** для пункта **Выберите плоскую грань или плоскость** выбираем грань входа в клапан, в блоке **Начало эскиза** из выпадающего меню пункта **Задание точки** выбираем **Центр дуги/эллипса/сферы** и в графической области выбираем дугу – ребро входной грани, нажимаем **ОК**. Далее с помощью инструментов **Профиль** и **Отрезок** рисуем эскиз как показано на рисунке 4.27, нажимаем **Закончить эскиз**.

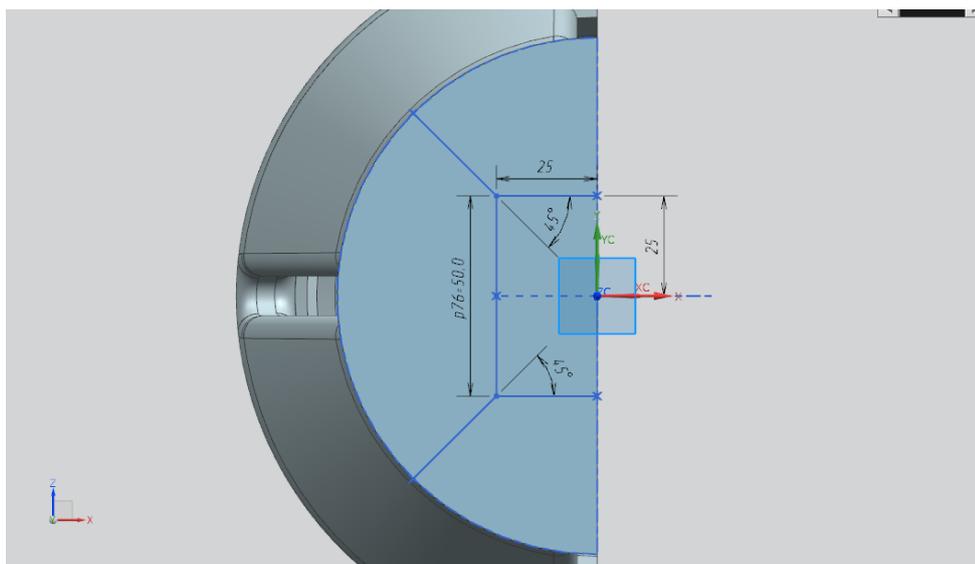


Рисунок 4.27 - Построение эскиза

Аналогично вышеописанным операциям с помощью команды **Разделить тело** разделяем входной участок. При выборе кривых в выпадающем меню **Правило кривой** на **Панели быстрого выбора** необходимо выбрать **Единственная кривая**. Разбиение тело необходимо выполнить за три операции: сначала разделяем тело двумя верхними прямыми, затем двумя нижними, и, наконец, вертикальной прямой. После разделения входного участка можно переместить эскиз на третий слой.

Аналогично необходимо разделить цилиндр на выходном участке. При этом большую сторону прямоугольника для разделения принять **7 мм**. Теперь геометрия подготовлена для построения расчётной сетки. Её разнесённое изображение представлено на рисунке 4.28.

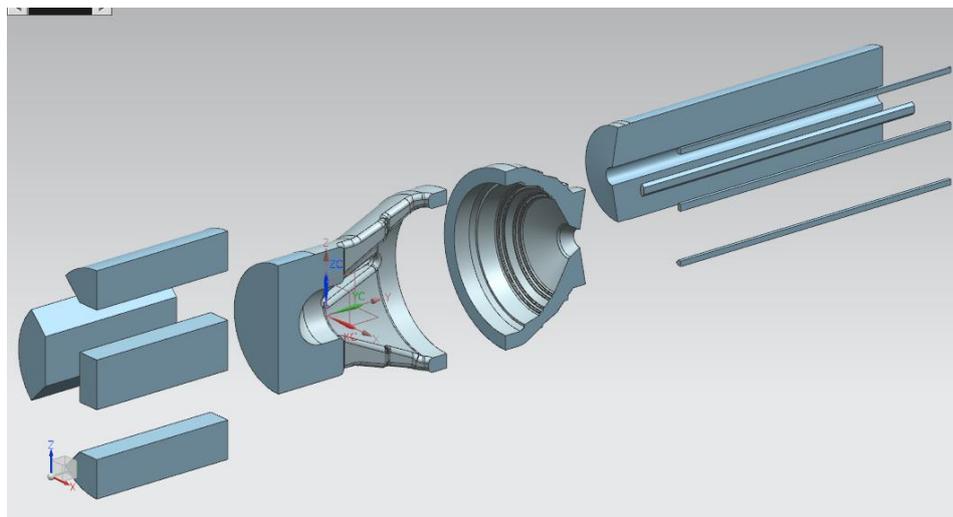


Рисунок 4.28 - Разделённые тела

Теперь необходимо созданную геометрию переместить в ANSYS. Существует несколько способов это сделать. Самый универсальный способ, который возможно применить к абсолютному большинству программных пакетов при передаче геометрии, является передача через файл формата Parasolid. Для экспорта геометрии в файл формата Parasolid в NX выбираем пункт меню **Файл – Экспорт – Parasolid...**, и для появившегося диалогового окна **Экспортировать в Parasolid** выбираем в графической области нужные твёрдые тела (в нашем случае необходимы все отображаемые тела, поэтому используем комбинацию клавиш **Ctrl+A**), нажимаем **ОК**. В появившемся диалоговом окне указываем имя создаваемого файла и путь для его сохранения. **ВНИМАНИЕ** имя файла и путь не должны содержать кириллических символов! Нажимаем **ОК**. Впоследствии данный файл необходимо импортировать в ANSYS. Кроме того, ANSYS импортировать геометрию непосредственно из файла формата prt. Для этого в NX достаточно выбрать меню **ANSYS – ANSYS Workbench**.

При импортировании геометрии из NX в ANSYS через интеграцию NX и ANSYS откроется новый проект ANSYS и один блок с геометрией. Необходимо зайти в него и, поставив курсор на пункте **Attach1** окна **Tree Outline** нажать кнопку **Generate**. Затем, если получившиеся твёрдые тела объединены в одну часть, необходимо это сделать, для этого выделяем все

тела в окне **Tree Outline**, нажимаем правой кнопкой мыши и выбираем пункт **Form New Part**. Результат представлен на рисунке 4.29

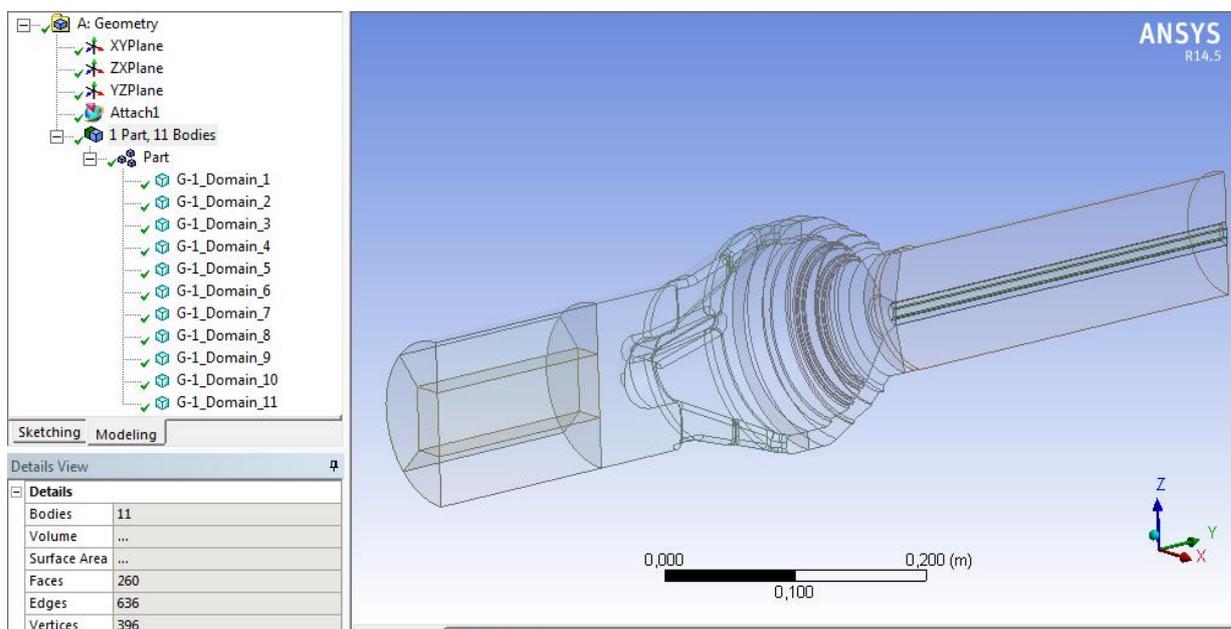


Рисунок 4.29 - Геометрия проточной части

Закрываем **DesignModeler**, в поле проекта вставляем компонент **Mesh**, и зажав левую кнопку мыши на пункте **Geometry** блока **A**, перетаскиваем его на пункт **Mesh** блока **B**.

Открыв двойным щелчком пункт **Mesh** блока **B**, с помощью инструментов **Sizing**, **Method** и **Inflation** задаём параметры разбиения тел на конечные элементы в соответствии с рисунками 4.30 – 4.33.

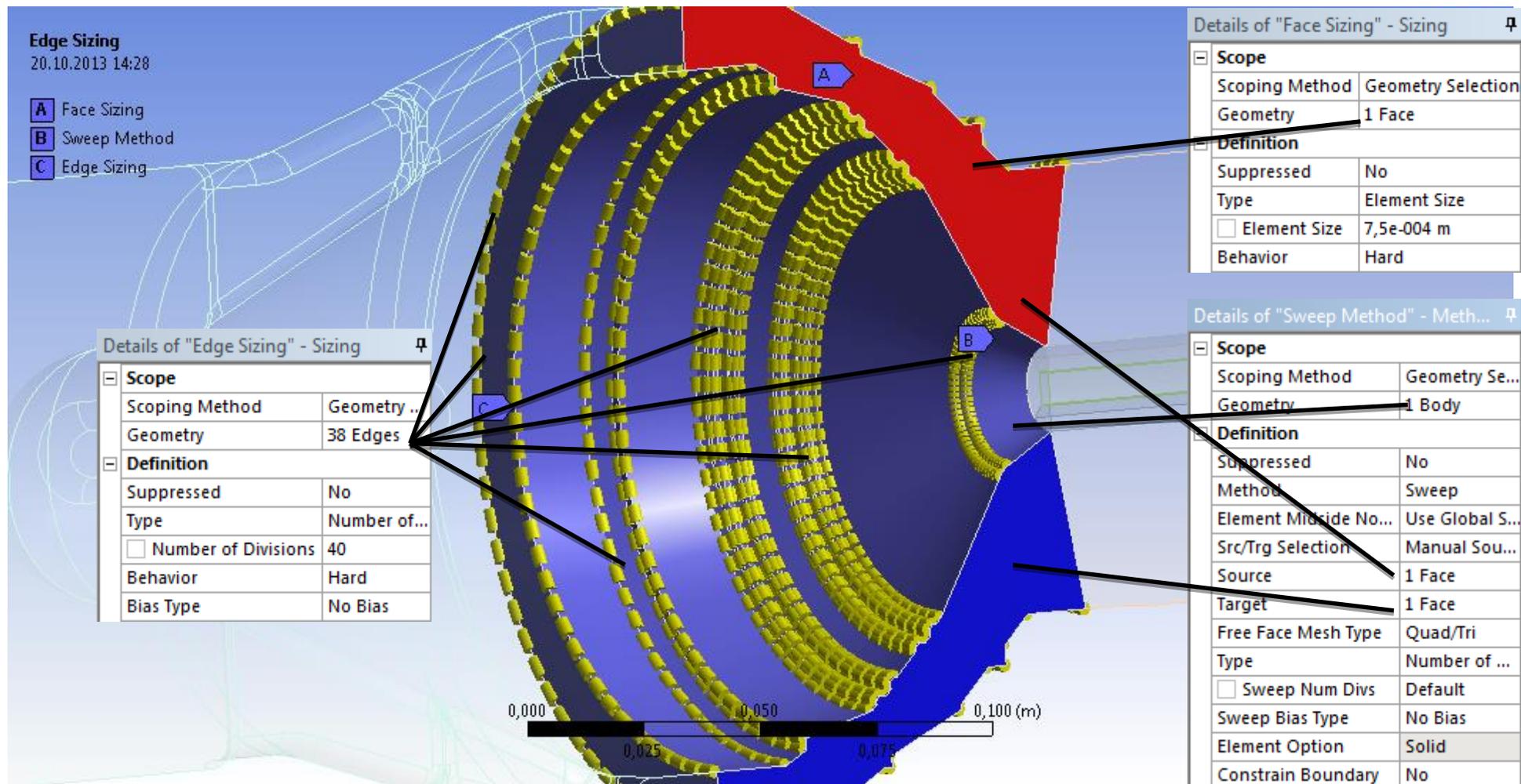


Рисунок 4.30 - Параметры разбиения тела

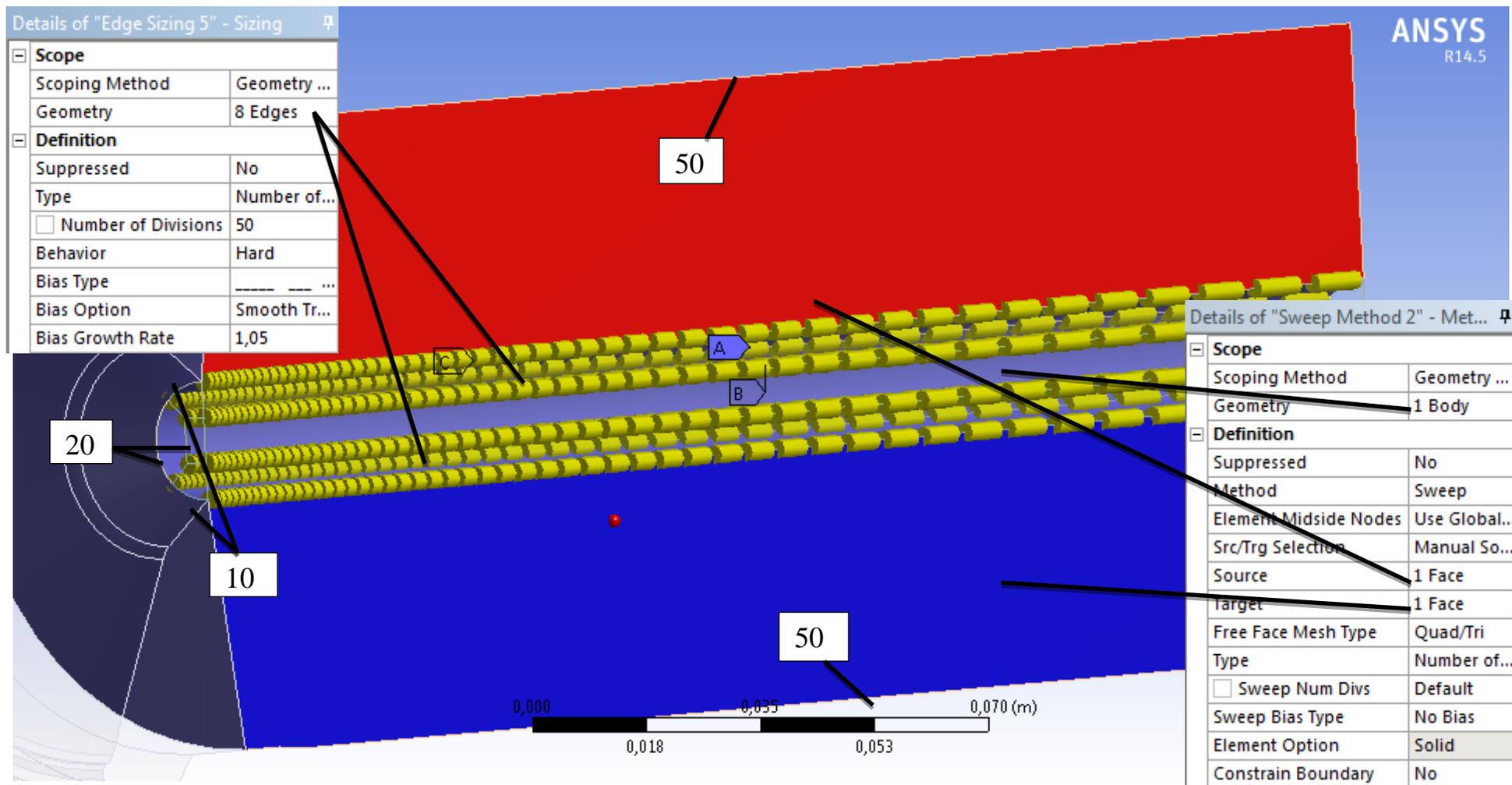


Рисунок 4.31 - Параметры разбиения тела

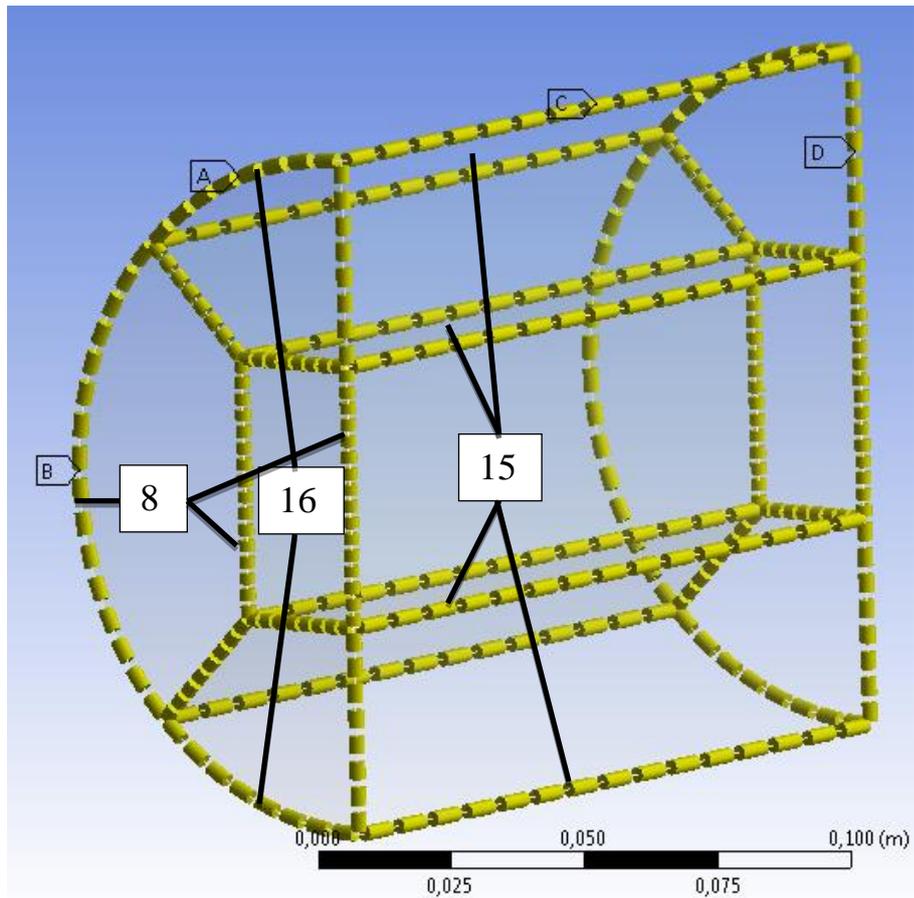


Рисунок 4.32 - Параметры разбиения тела

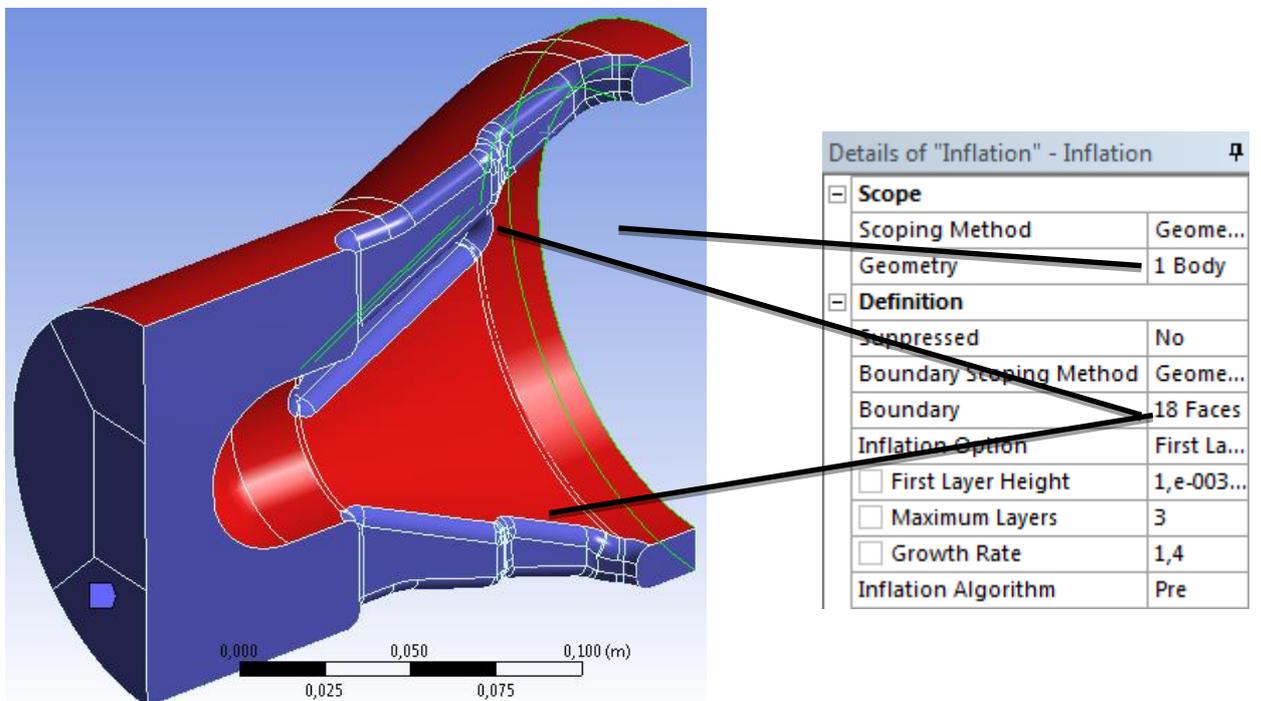


Рисунок 4.33 - Параметры разбиения тела

Общие параметры разбиения тел на конечные элементы задаём в соответствии с рисунком 4.34.

Details of "Mesh"	
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
<input type="checkbox"/> Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (18,0 °)
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (3,951e-0...
<input type="checkbox"/> Max Face Size	1,e-003 m
<input type="checkbox"/> Max Size	3,e-003 m
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,20)
Minimum Edge Length	8,2517e-007 m
Inflation	
Assembly Meshing	

Рисунок 4.34 - Общие параметры создание КЭ-модели

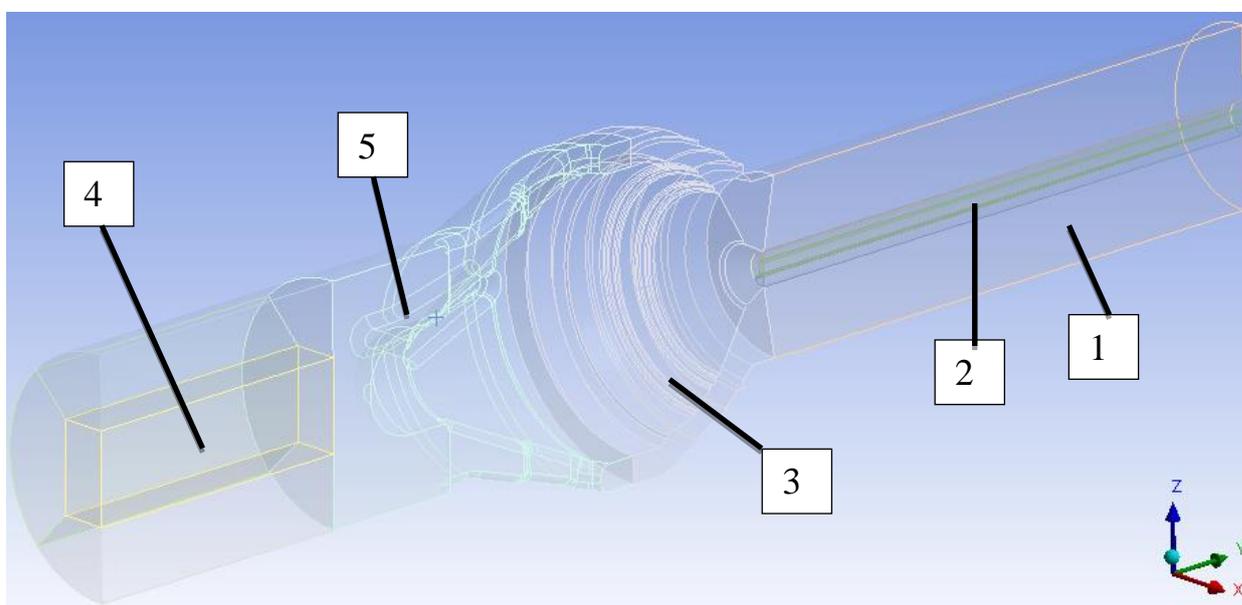


Рисунок 4.35 - Последовательность создания сетки

Последовательно выбирая тела, нажимаем на них правой кнопкой мыши, и, выбирая пункт **Generate Mesh On Selected Bodies**, генерируем сетку в порядке, указанном на рисунке 4.36.

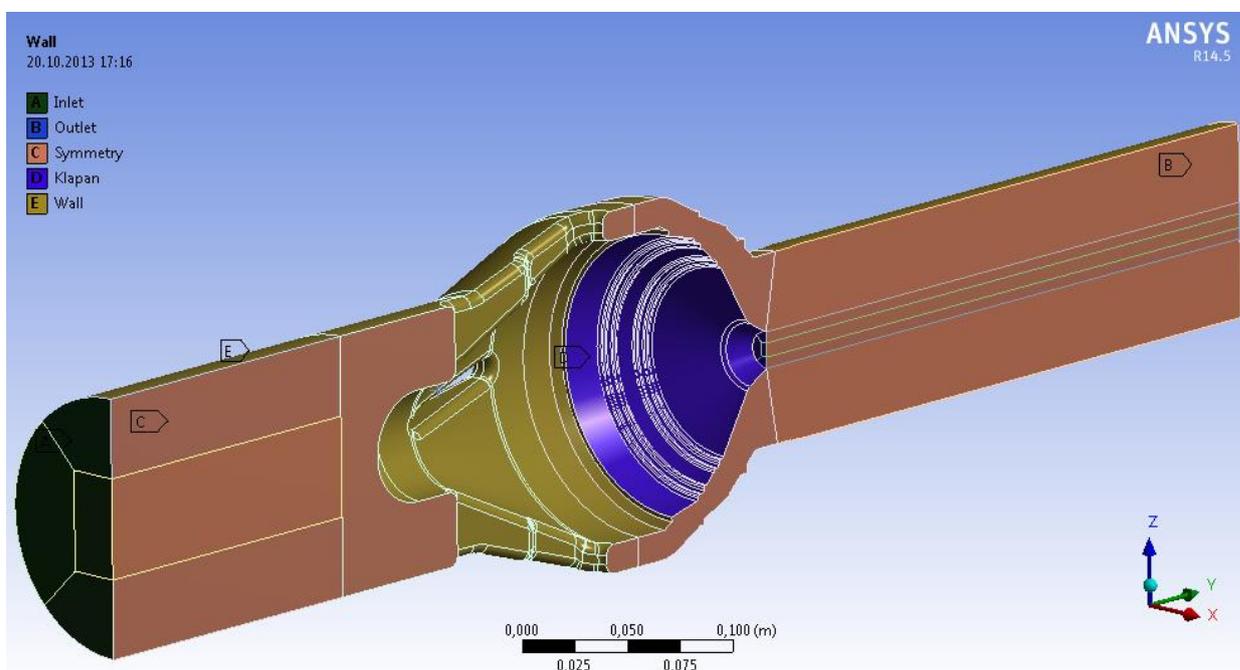


Рисунок 4.36 - Именованние граней

С помощью инструмента **Named Selection** именуем грани.

Закрываем приложение **Meshing**, в поле проекта добавляем компонент **Fluid Flow (Fluent)** и перетаскиваем пункт **Mesh** из блока **B** в пункт **Setup** блока **C**. Двойным щелчком на пункте **Setup** открываем **Fluent**, в появившемся окне нажимаем **ОК**.

Алгоритм расчёта течения во Fluent следующий:

1 На закладке **General** в блоке **Mesh** нажимаем кнопку **Check**. В консоли не должно появиться сообщений об ошибке.

2 На закладке **Model** для пункта **Viscous** выбираем модель турбулентности **k-omega**, и для неё в блоке **k-omega Model** выбираем **SST**, нажимаем **ОК**.

3 На закладке **Materials** нажимаем кнопку **Create/Edit...**, в появившемся окне нажимаем кнопку **Fluent Database...**, для **Material Type** выбираем **fluid**, из списка **Fluent Fluid Materials** выбираем **water-liquid (h2o<|>)**, нажимаем **Copy**, затем **Close, Close**.

4 На вкладке **Cell Zone Conditions** из выпадающего списка **Type** выбираем **fluid**, и в появившемся окне из выпадающего списка **Material Name** выбираем **water-liquid**, нажимаем **OK**. Нажимаем на вкладку **Operating Conditions...**, и в поле **Operating Pressure (pascal)** вводим **0**, нажимаем **OK**.

5 На вкладке **Boundary Conditions** в поле **Zone** выбираем зону **inlet** и в выпадающем списке **Type** выбираем **mass-flow-inlet**, нажимаем **Yes**. В появившемся окне в поле **Mass Flow Rate (kg/s)** вводим **53.2**, из выпадающего списка **Direction Specification Method** выбираем **Normal to Boundary**. В блоке **Turbulence** в выпадающем списке **Specification Method** выбираем **Intensity and Hydraulic Diameter**, в поле **Hydraulic Diameter (m)** вводим **0.129**, нажимаем **OK**.

6 На той же вкладке выбираем зону **outlet**, нажимаем кнопку **Edit...**, в появившемся диалоговом окне в поле **Gauge Pressure (pascal)** вводим **759937.5**. В блоке **Turbulence** в выпадающем списке **Specification Method** выбираем **Intensity and Hydraulic Diameter**, в поле **Hydraulic Diameter (m)** вводим **0.096**, нажимаем **OK**.

7 На вкладке **Solution Methods** из выпадающего списка **Scheme** выбираем **Coupled**.

8 На вкладке **Solution Controls** в поле **Flow Courant Number** вводим **20**.

9 На вкладке **Monitors** под блоком **Surface Monitors** нажимаем кнопку **Create...**, в появившемся диалоговом окне в поле **Name** вводим **mass**, в блоке **Options** выбираем опции **Plot** и **Write**, из выпадающего списка **Report Type**

выбираем **Mass Flow Rate**, в списке **Surfaces** выбираем **inlet** и **outlet**, нажимаем **OK**.

10 Создадим ещё один монитор: под блоком **Surface Monitors** нажимаем кнопку **Create...**, в появившемся диалоговом окне в поле **Name** вводим **stst-pres**, в блоке **Options** выбираем опции **Plot** и **Write**, из выпадающего списка **Report Type** выбираем **Mass-Weighted Average**, из выпадающего списка **Field Variable** выбираем **Pressure...**, ниже – **Static Pressure**, в списке **Surfaces** выбираем **inlet**, нажимаем **OK**.

11 На вкладке **Solution Initialization** нажимаем кнопку **Initialize**. Сохраняем проект: **File – Save Project**.

12 На вкладке **Run Calculation** в поле **Number of Iterations** вводим **1000** итераций и запускаем расчёт нажатием кнопки **Calculate**. Переключением посредством выпадающего меню в верхнем левом углу графической области можно наблюдать на изменение величин невязок по итерациям, а также следить за изменением разности расходов входа и выхода и статического давления на входе по итерациям.

13 После того как решение сойдётся, заходим на вкладку **Solution Methods**, и в блоке **Spatial Discretization** из выпадающих списков выбираем **Second Order Upwind**. Снова запускаем задачу на расчёт.

14 После окончания расчёта на закладке **Graphics and Animation** можно посмотреть распределение интересующих параметров в проточной части клапана.

На рисунках 4.37 – 4.41 приведены иллюстрации поля скоростей и поля давлений в проточной части клапана горючего, на основе обработки которых построены в разд. 5 его дроссельные характеристики.

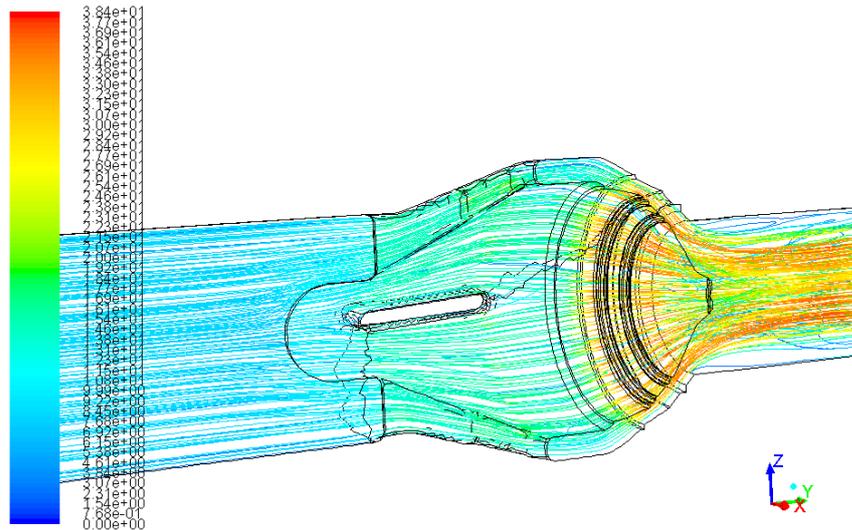


Рисунок 4.37 - Линии тока, окрашенные в соответствии со скоростью потока, м/с

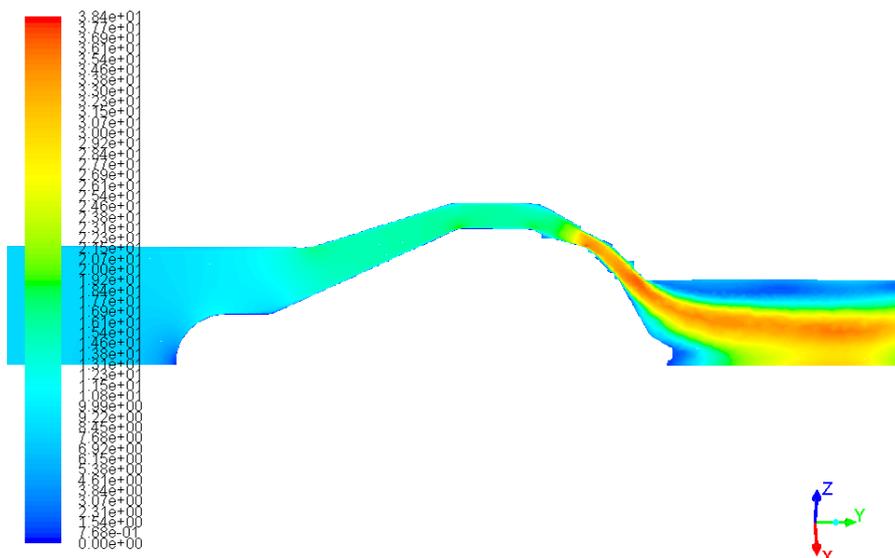


Рисунок 4.38 - Поле скоростей в сечении под углом 45° к плоскости симметрии, м/с

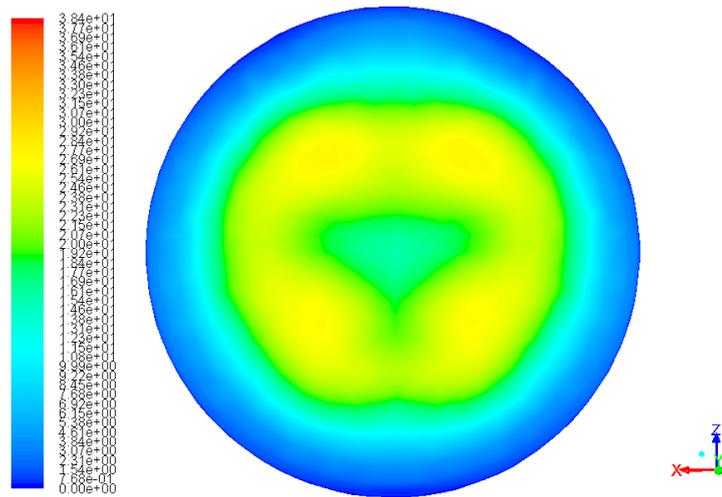


Рисунок 4.39 - Поле скоростей на выходе из клапана, м/с

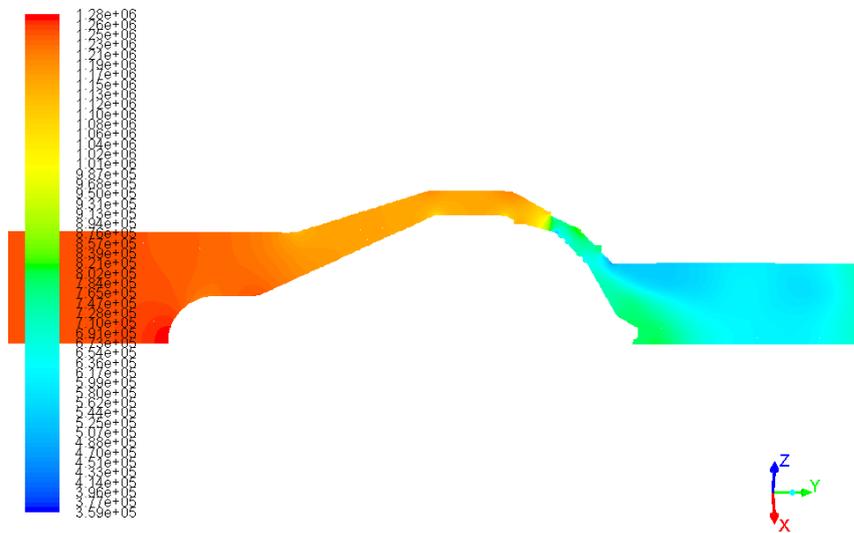


Рисунок 4.40 - Поле статического давления в сечении под углом 45° к плоскости симметрии, Па

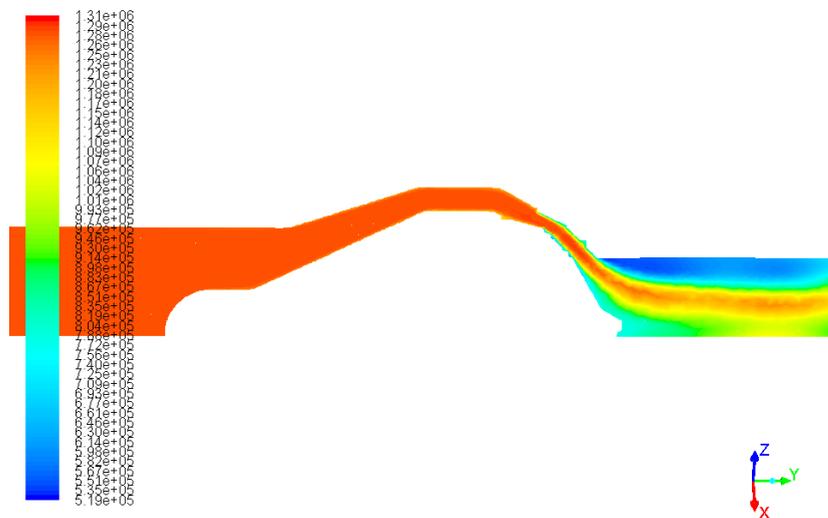


Рисунок 4.41 - Поле полного давления в сечении под углом 45° к плоскости симметрии, Па

5 ПОСТРОЕНИЕ ДРОССЕЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНОГО КЛАПАНА ГОРЮЧЕГО ЖРД

Рассчитанные вышеописанным образом характеристики для нескольких значений расходов на входе позволяют получить расчётную дроссельную характеристику и характер изменения гидродинамической силы, действующей на клапан. Устанавливая «грибок» клапана в промежуточные положения, и аналогично рассчитывая клапан для нескольких расходов, получаем дроссельную характеристику клапана и гидродинамическую силу в промежуточных положениях «грибка» клапана.

Клапан рассчитываем при следующих условиях: рабочая среда – вода с плотностью $998,2 \text{ кг/м}^3$, давление на выходе для всех случаев $759937,5 \text{ Па}$. Для всех положений «грибка» рассчитываем клапан для пяти режимов в соответствии с таблицей 5.1.

Таблица 5.1 – Значения расхода горючего через клапан в зависимости от режима расчёта

№ режима	Значение расхода, кг/с
1	106,4
2	121,6
3	136,8
4	152
5	167,2

Ход «грибка» клапана составляет 23 мм. Клапан рассчитываем в полностью открытом и при открытом на $2/3$ (первое промежуточное) и $1/3$ (второе промежуточное) положениях. В таких положениях «грибок» клапана

должен находиться, соответственно, на механическом упоре и на расстояниях 7,667 и 15,33 мм от него.

После расчёта для каждого режима каждого положения клапана определяем перепад давлений на клапане. Он равен разности статических давлений на входе и выходе за исключением разности динамического напора, вызванной различными площадями проходных сечений на входе и выходе, и определяется по формуле 3.1.

$$\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}} + \frac{G^2}{2\rho} \left(\frac{1}{F_{\text{вх}}^2} - \frac{1}{F_{\text{вых}}^2} \right), \quad (5.1)$$

где $p_{\text{вх}}$ – полученное в результате расчёта статическое давление на входе в клапан;

$p_{\text{вых}} = 759937,5$ Па – заданное статическое давление на выходе из клапана;

G – расход воды через клапан;

$\rho = 998,2$ кг/м³ – плотность воды;

$F_{\text{вх}} = 1,3070 \cdot 10^{-2}$ м² – площадь сечения на входе в клапан;

$F_{\text{вых}} = 7,2382 \cdot 10^{-3}$ м² – площадь сечения на выходе из клапана.

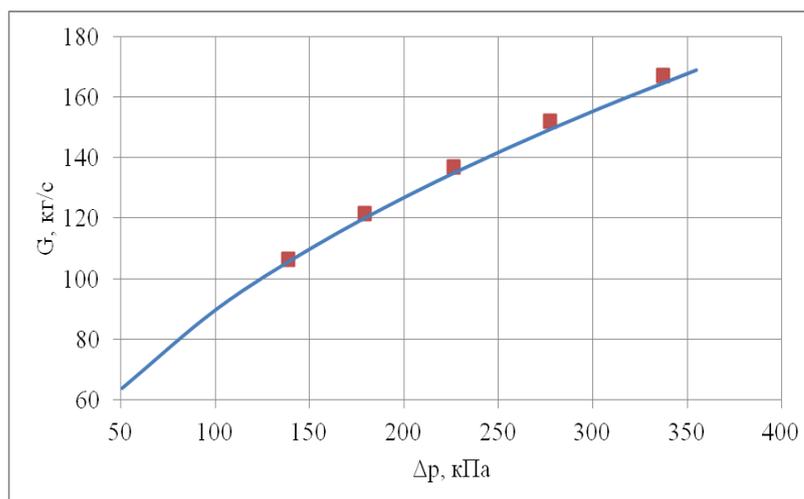


Рисунок 5.1 - Дроссельная характеристика полностью открытого клапана

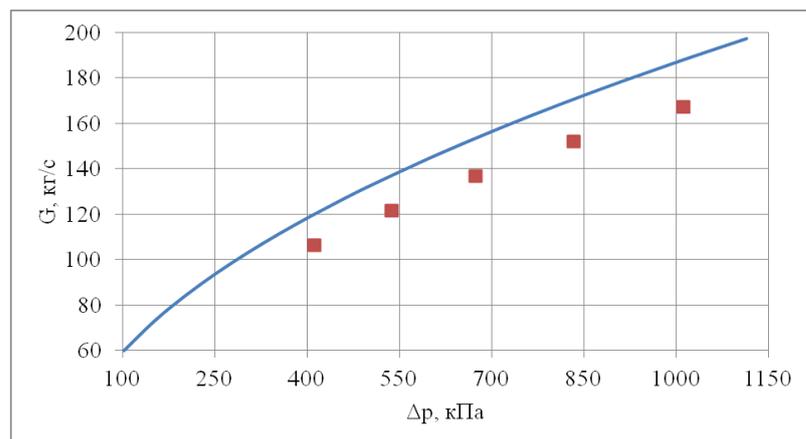


Рисунок 5.2 - Дроссельная характеристика клапана в первом промежуточном положении

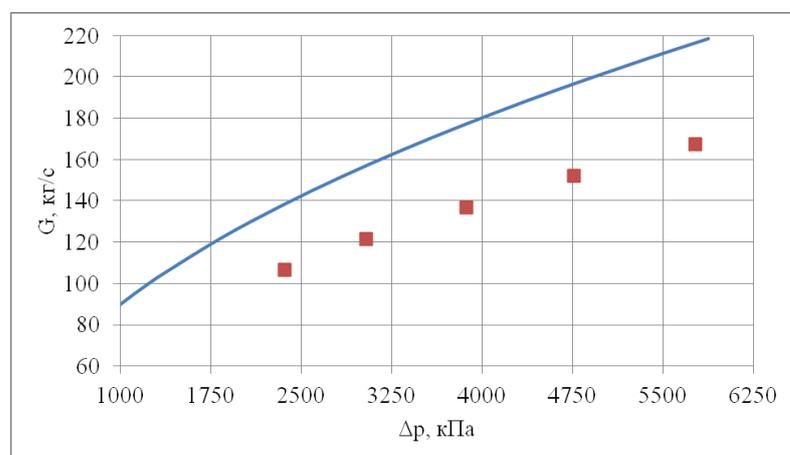


Рисунок 5.3 - Дроссельная характеристика клапана во втором промежуточном положении

На графиках на рис 5.1 – 5.3 расчётные зависимости представлены квадратами, а сплошные линии соответствуют данным технических условий, заявленным по экспериментальным данным исследуемого клапана. Из графиков видно хорошее совпадение расчётных и экспериментальных данных для полностью открытого клапана и существенное расхождение для промежуточных его положений. Такая разница в данных может быть либо большой погрешностью экспериментальных исследований, что сомнительно, или недостаточностью подбора сеточной модели клапана для закрытых его положений. В дальнейших исследованиях необходимо провести уточнение расчётной модели и провести анализ полученных результатов.

В целом разработанная методика расчёта характеристик клапанов с применением программного продукта ANSYS дало возможность, во-первых построить дроссельную его характеристику, совпадающую с экспериментальной зависимостью, во-вторых, получен инструмент с использованием которого можно провести не только расчёты, но и оптимизацию конструктивных решений с целью получения требуемых характеристик агрегатов.

Список использованных источников

1. Снегирёв, А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений [Текст] : Учеб. пособие / А. Ю. А. Ю. Снегирёв // СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. - 143 с.
2. Schnerr, I. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics [Text] / I. Schnerr, W. Sauer // 4th International Conference on Multiphase Flow - New Orleans, USA, 2001
3. Menter, F.R. Application of advanced turbulence models to complex industrial flows [Text] / F.R. Menter, H. Grotjans // Advances in Fluid Mechanics: Calculation of Complex Turbulent Flows - WIT Press, 2000
4. Гарбарук, А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений [Текст] : Учеб. пособие / А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец, М. Л. Шур // СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
5. Senocak, I. Interfacial Dynamics-Based Modeling of Turbulent Cavitating Flows Part-1: Model development and steady-state computations[Text] / I. Senocak, W. Shyy // Int. J. for Num. Methods in Fluids. - 2004. - Vol. 44. – P. 975 - 995
6. Овсяников, Б. В. Высокооборотистые лопаточные насосы [Текст] / Б.В. Овсяников, В.Ф. Чебаевский. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с;
7. Григорьев Ю. Е. Влияние термодинамического эффекта кавитации на некоторые параметры кавитационного течения жидкости в насосах [Текст] / Ю.Е. Григорьев, Н.Л. Дорош // Гидрогазодинамика технических систем : сб. научн. тр. / Наукова думка – Киев, 1985. - С. 31-34.
8. Iga, Y. Numerical Investigation of Thermodynamic Effect on Unsteady Cavitation in Cascade [Text] / Y. Iga, N. Ochiai, Y. Yoshida, T. Ikoagi // 7th International Symposium on Cavitation - Ann Arbor, MI, 2009. – P. 16 - 20
9. Plesset, M.S. The Dynamics of cavitation bubbles [Text] / M. S. Plesset // J. Appl. Mechanics. - 1949. P. 277-282.
10. Schnerr, I. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics [Text] / I. Schnerr, W. Sauer // 4th International Conference on Multiphase Flow - New Orleans, USA, 2001
11. Gerber, A.G. A CFD model for devices operating under extensive cavitation conditions [Text] / A. G. Gerber // International Mechanical Engineering Congress and Exhibit - New Orleans, Louisiana, USA, 2002. – V. 3. – P. 341- 329
12. Senocak, I. Evaluation of cavitation models for Navier-Stokes computations [Text] / I. Senocak, W. Shyy // Proceedings of the 2002 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. – 2002. Paper FEDSM2002-31011
13. Kunz, R. F. Multi-phase CFD Analysis of Natural and Ventilated Cavitation about Submerged Bodies [Text] / R. F Kunz, D. A Boger, T. S. Chyczewski, D. R. Stinebring, H. J. Gibeling // Proc. 3rd ASME/JSME Joint Fluid Engineering Conference, 1999. - Paper FEDSM99-7364
14. Чебаевский В. Ф. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов [Текст] / В. Ф. Чебаевский, В. И. Петров - М.: Машиностроение, 1973. – С. 152
15. Page, M. Turbulent Flow Computations in Turbine 99 Draft Tube with CFX-TASCflow, FIDAP and FINE/Turbo Turbine 99 [Text] / M. Page, A. Giroux // The second ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow : workshop 2 - Älvkarleby, Vattenfall Utveckling AB, Sweden, 2001
16. CFX-TASCflow manuals, version 15 [Text]. - AEA Technology, 2010
17. FIDAP manuals version 8.52. [Text]. - FLUENT Incorporated, 2009
18. FINE/Turbo manuals version 4.1 [Text]. - NUMECA International, 2010

19. Wilcox, D. C. Turbulence Modeling for CFD [Text] : third edition / D. C. Wilcox. - DCW Industries Inc., La Cañada, - 2006.