

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

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

Л. В. Родионов, С. А. Гафуров, А. Н. Крючков

Расчет динамики объемной гидромашины

Электронное учебное пособие

САМАРА

2012

УДК 621.671, 532.5
ББК

Авторы: **Родионов Леонид Валерьевич,**
Гафуров Салимжан Азатович,
Крючков Александр Николаевич

Рецензенты:
профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов В. Н. Матвеев

Редакторская обработка Л. В. Родионов
Компьютерная верстка А. В. Бахвалов
Доверстка В. Д. Горин

Родионов, Л. В. Расчет динамики объемной гидромашины [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / Л. В. Родионов, С. А. Гафуров, А. Н. Крючков; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (23,5 Мбайт). - Самара, 2012. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM)

Целью учебного пособия является знакомство студентов со способами моделирования рабочего процесса объемной гидромашины с использованием подвижной сетки, освоение принципов численного расчета гидродинамики объемных гидромашин.

Учебное пособие целесообразно использовать при изучении дисциплины «Объемные гидромашины и гидропередачи» в 6, 7 семестрах.

Учебное пособие предназначено для подготовки специалистов, обучающихся по специальности 150802.65 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (ФГОС-2, набор 2005-2008, ФГОС-3, набор 2009) и по направлению подготовки бакалавров 151000.62 "Технологические машины и оборудование" и 141100.62 "Энергетическое машиностроение".

Оно может быть использовано не только при изучении теоретического материала и выполнении курсовых проектов по проектированию объемной гидромашины, но и при выполнении дипломных проектов, магистерских диссертаций.

Подготовлено на кафедре автоматических систем энергетических установок СГАУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2012

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение.....	5
1 Проектирование и расчет шестеренной гидромашины.....	7
1.1 Определение основных геометрических параметров зубчатого колеса	7
1.2 Обоснование выбора системы корригирования профиля зуба	9
1.3 Построение эвольвентного профиля зуба	13
1.4 Определение параметров корригирования передачи, диаметров зубчатых колёс, высоты зуба, основного шага и коэффициента перекрытия передачи	13
1.5 Эвольвентная функция угла	17
1.6 Определение некоторых размеров эвольвентного профиля	19
1.7 Определение площадей зуба и впадины	23
1.8 Определение производительности насоса	24
1.9 Подпятник, разгрузочные канавки и их расчёт	28
1.10 Расчёт корпуса насоса	30
2 Пример расчета шестеренной гидромашины	32
3 Использование динамических сеток при проведении численных расчетов.....	41
4 Пример по расчету рабочего процесса шестеренного насоса.....	43
4.1 Построение геометрической трехмерной модели основных узлов шестеренного насоса.....	47
4.2 Построение трехмерной модели расчетной области шестеренного насоса.....	51
4.3 Формирование сеточной модели трехмерной расчетной области шестеренного насоса.....	52

4.3.1 Подготовка трехмерной расчетной модели.....	52
4.3.2 Построение трехмерной сеточной модели расчетной области шестеренного насоса.....	60
4.3.3 Назначение зон граничных условий.....	65
4.3.4 Передача построенной трехмерной расчетной модели в программу ANSYS Fluent.....	73
4.4 Решение трехмерной численной модели рабочего процесса шестеренного насоса с использованием CAE - систем.....	74
Список использованных источников.....	92

ВВЕДЕНИЕ

Технический уровень всех отраслей народного хозяйства тесно связан и в значительной степени определяется уровнем развития машиностроения. На основе этого развития осуществляется комплексная механизация в промышленности и других отраслях. Уделяется особое внимание усовершенствованию и развитию конструкций гидравлических машин. Особое место здесь занимают объемные гидравлические машины (ОГМ), которые можно по праву считать наиболее совершенными среди ряда аналогичных машин. Они должны быть экономичными как в процессе производства, так и в процессе эксплуатации, удобными и безопасными в обслуживании, допускать стандартизацию деталей и сборочных единиц.

Весьма различные ОГМ в большинстве своем состоят из однотипных по служебным функциям деталей и сборочных единиц. Отсюда следует, что одни и те же методы анализа, расчета и проектирования могут быть применены в различных отраслях техники.

При проектировании ОГМ производят кинематические расчеты, определяют силы, действующие на детали и звенья сборочных единиц, выполняют расчеты изделия на прочность, решают вопросы, связанные с выбором материала и наиболее технологических форм деталей, освещаются вопросы сборки и разработки сборочных единиц ГМ.

Также важным моментом является выполнение численных расчетов рабочего процесса проектируемой гидромашины. Прогресс в разработке численных методов позволил существенно расширить круг задач, доступных анализу. Полученные на их основе результаты используются практически во всех областях техники. Особенно велика их роль в таких областях, как ракетная техника, авиация и энергетика, где численные решения прочно вошли в практику.

Подобные расчеты позволяют понять существо процессов. Вооруженный этими знаниями специалист может выбрать из нескольких возможных конструкций оптимальную. С помощью расчета есть возможность выбрать более безопасные и эффективные режимы работы оборудования. Расчет относящихся к существу процесса явлений помогает нам предугадать и даже контролировать потенциально опасные режимы работы системы [1].

Часто наиболее надежную информацию о физическом процессе можно получить путем непосредственных измерений с помощью экспериментального исследования на полномасштабной установке. В большинстве случаев такие эксперименты чрезмерно дороги и зачастую невозможны. Выходом из сложившейся ситуации является проведение численного моделирования, которое обладает рядом преимуществ. Это низкая стоимость, скорость получения результатов, полнота информации, возможность моделирования как реальных, так и идеальных условий.

1 ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ШЕСТЕРЕННОЙ ГИДРОМАШИНЫ

При расчёте насосов исходными параметрами являются: вид топлива и его температура, частота вращения n , действительная (эффективная) подача Q_d , давление нагнетания p_n и величины механического $\eta_{мех}$ и объёмного $\eta_{об}$ КПД.

Непосредственно сам расчёт рекомендуется выполнять в программе MathCAD (предпочтительно) или офисном приложении Excel.

1.1 Определение основных геометрических параметров зубчатого колеса

Для предварительного определения модуля зацепления m при окружной скорости шестерни $u = 7...20 \text{ м/с}$ (где первая цифра является предельной окружной скоростью для обычных насосов, а вторая – для насосов с принудительным питанием от вспомогательного насоса или с наддувом бака) и отношении $b/m = 6...9$ (b – ширина шестерни) часто пользуются эмпирическим выражением:

$$m = (0,24...0,44)\sqrt{Q_d}, \quad (1.1)$$

где Q_d принимается в л/мин, а m – в мм.

Согласно ГОСТ 9563-60 выбираем нормальный модуль эвольвентного зубчатого колеса, ближайший к полученному значению [1].

Для уменьшения габаритов насоса число зубьев желательно выбирать при всех прочих равных условиях возможно малым, а модуль – большим. Однако при уменьшении числа зубьев уменьшается прочность зубьев из-за подрезания их ножек, а также увеличивается неравномерность подачи. Для устранения подрезания (ослабления) ножек зубьев производят коррекцию (корригирование) зацепления путём увеличения угла зацепления.

В насосах обычно применяются шестерни с малым числом зубьев (наиболее часто в пределах от $z = 8$ до 14), так как шестерни с малым числом зубьев и большим модулем имеют значительно меньший габарит, чем шестерни

с большим числом зубьев и малым модулем, обеспечивающие ту же производительность. Действительно, производительность насоса (приближённая формула) пропорциональна квадрату модуля m и почти первой степени числа зубьев z [2].

$$Q_m = 2\pi b n m^2 (z + 1 + \sin^2 \alpha), \quad (1.2)$$

где b – ширина зуба шестерни, мм;

n – частота вращения, об/мин;

m – модуль зацепления, мм;

z – количество зубьев;

α – угол зацепления основной рейки, град.

С целью уменьшения запертого объёма выбирают такое соотношение размеров головки и ножки зуба, при котором остаточный объём (объём зазора между внешней поверхностью зуба и внутренней поверхностью впадины) переносимый из полости нагнетания в полость всасывания, был бы минимальный. Для этого радиальный зазор между вершиной одной шестерни и доньшком впадины другой уменьшают во многих случаях до 0,05 модуля.

Ширина шестерни обычно не превышает девяти модулей:

$$b = (6...9)m. \quad (1.3)$$

Практикой установлено, что отношение ширины b шестерни к диаметру её делительной окружности d в насосах высоких давлений составляет:

- для насосов с подшипниками качения – $\frac{b}{d} = 0,5...0,6$;
- для насосов с подшипниками скольжения – $\frac{b}{d} = 0,4...0,5$.

При меньших значениях этого отношения объёмный КПД насоса понижается, а при больших – затрудняется герметизация места контакта сцепляющихся зубьев. Поскольку ошибки изготовления по ширине зуба могут вызвать значительные утечки жидкости и снижение объёмного КПД за счёт

межзубовых перетечек, целесообразно применять (в особенности при высоких требованиях к герметичности) шестерни небольшой ширины (в некоторых миниатюрных насосах доводится до 1,5-5 мм). При таких шестернях деформации в зоне контакта зубьев, обусловленные высокими удельными нагрузками, способствуют обеспечению герметичности по линии зацепления зубьев.

Зная модуль зубчатого колеса и его делительный диаметр, определим число зубьев z :

$$z = \frac{d}{m}. \quad (1.4)$$

1.2 Обоснование выбора системы корригирования профиля зуба

Шестерни с малым числом зубьев нежелательно применять в насосах с одинаковым числом зубьев нулевой передачи (нормальные колёса с некорригированным профилем), так как из условий устранения подреза при стандартном угле зацепления основной рейки $\alpha_0 = 20^\circ$ теоретическое число зубьев равно 17, а практическое – $z_{\min} = 14$. Так как речь идёт о передаче с двумя одинаковыми шестернями с малыми числами зубьев z (от 8 до 14), то рациональнее всего применение положительной передачи (корригирование колёс с положительным смещением). Радиусы кривизны профилей зубьев у положительной передачи больше, чем у нулевой и отрицательной передач, и, таким образом, эти зубья более надёжны с точки зрения сопротивлений смятию и износу.

В положительной передаче толщина зуба у основания увеличена, прочность зуба является достаточной, несмотря на уменьшенный радиус сопряжения профиля со впадиной и связанный с этим увеличенный коэффициент концентрации напряжений.

Степень перекрытия ε_γ положительной передачи меньше, чем нулевой (при одинаковых углах зацепления передачи), что также является преимуществом для зубчатой передачи, применяемой в насосах, так как большая продолжительность зацепления приводит к резкому усилению вредного влияния запираемой во впадинах зубьев жидкости. Это преимущество подтверждается формулой, которая доказывает, что вытесняемый защемлённый объём пропорционален величине $(\varepsilon_\gamma - 1)^2$:

$$q_\varepsilon = \frac{b}{r_b} \cdot \frac{p_{bt}^3}{4} (\varepsilon_\gamma - 1)^2, \quad (1.5)$$

где r_b – радиус основной окружности зубчатого колеса, мм;

p_{bt} – основной шаг, мм.

А согласно формуле (4.5) максимальная мгновенная подача жидкости из защемлённого объёма $\left(\frac{dq_\varepsilon}{dt}\right)_{\max}$ пропорциональна величине $(\varepsilon_\gamma - 1)$:

$$\left(\frac{dq_\varepsilon}{dt}\right)_{\max} = \omega b p_{bt}^2 (\varepsilon_\gamma - 1), \quad (1.6)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость зубчатого колеса, рад/с.

Это различие в требованиях к зацеплению является одной из специфических особенностей шестерён, применяемых в насосах.

Уменьшение степени перекрытия желательно даже при наличии разгрузочных устройств, так как ограниченность размеров разгрузочных

канавок не позволяет снизить скорость выталкиваемой жидкости до малой величины. Поэтому наряду с другими мерами борьбы с вредным влиянием защемлённого объёма необходимо стремиться к уменьшению степени перекрытия зубчатой передачи.

Учитывая преимущества такой коррекции профиля зуба, величина положительного смещения должна быть выбрана больше величины, диктуемой условиями устранения подрезания профиля. Увеличение профильного смещения приведёт к увеличению угла зацепления передачи и к увеличению радиусов кривизны профилей зубьев, что благоприятно скажется на их контактной прочности.

К недостаткам такого типа коррекции профиля зуба относятся уменьшение радиуса перехода от профиля зуба ко впадине и уменьшение толщины зуба по окружности головок.

Первый фактор обычно не является решающим, так как изгибная прочность зубьев шестерён достаточно велика. Величина же толщины зуба по окружности головок s_a должна быть гарантированной, и не менее $0,2m$.

Все перечисленные требования хорошо удовлетворяются в разработанной советским учёным Юдиным Е.М. системе [2], аналогично принятой в британском стандарте, согласно которой действительное межосевое расстояние a_w принято равным расстоянию, соответствующему числу зубьев на единицу больше действительного числа, то есть:

$$a_w = m(z + 1). \quad (1.7)$$

Но так как делительное межосевое расстояние a зубчатой передачи равно:

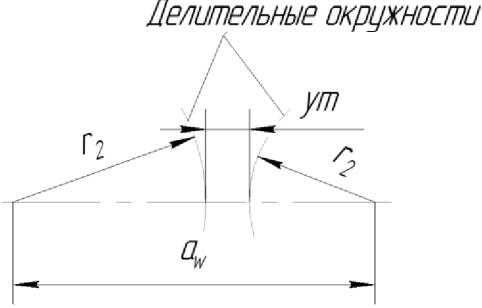
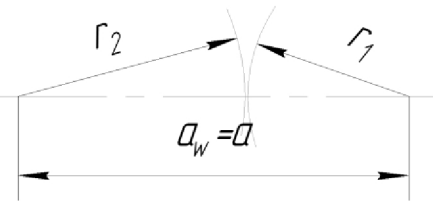
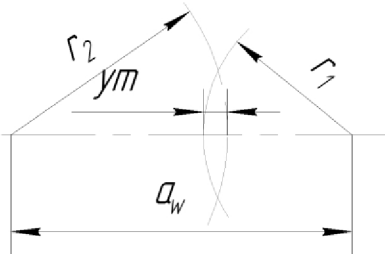
$$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} = \frac{d_1 + d_2}{2 \cos 0^\circ} = d = mz, \quad (1.8)$$

то суммарный коэффициент воспринимаемого смещения передачи y , характеризующий в долях модуля, насколько раздвинуты оси колёс (или расстояние по линии центров между делительными окружностями колёс) равен:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{m(z+1) - mz}{m} = 1, \quad (1.9)$$

где β – угол наклона линии зуба рейки, *град.*

Таблица 1.1 – Типы передач

Положительная передача		$a_w > a$ $\alpha_{tw} > \alpha$ $x > 0$
Нулевая передача		$a_w = a$ $\alpha_{tw} = \alpha$ $x = 0$
Отрицательная передача		$a_w < a$ $\alpha_{tw} < \alpha$ $x < 0$

Выбор этой величины смещения, помимо указанных преимуществ, обладает тем достоинством, что обеспечивает стандартные расстояния между осями шестерён. Кроме того, эта система удобна для пользования и проста. В частности, все выведенные формулы для нулевых колёс остаются в силе и для принятой системы положительных колёс, но вместо действительного числа зубьев нужно в эти формулы подставлять число зубьев на единицу больше.

Ряд параметров исходного контура эвольвентного зубчатого колеса определяется в соответствии со стандартом ГОСТ 13755-81 [3].

В курсовой работе угол зацепления рейки принимаем стандартным: $\alpha = 20^\circ$. Так как передача прямозубая, то нормальное и торцовое сечения зубчатого колеса совпадают и $\alpha_t = \alpha = 20^\circ$.

1.3 Построение эвольвентного профиля зуба

Размеры зубьев с эвольвентным профилем определяют параметры, характеризующие положение любой точки эвольвенты. Эвольвента представляет собой развертку основной окружности диаметром d_b в виде траектории точки прямой, перекатывающейся без скольжения по этой окружности. Кривые, ограничивающие эвольвенту, – диаметр окружности вершин зубьев d_a и диаметр окружности впадин зубьев d_f . Перед непосредственным определением данных кривых, необходимо рассчитать параметры корригирования передачи и некоторые другие.

1.4 Определение параметров корригирования передачи, диаметров зубчатых колёс, высоты зуба, основного шага и коэффициента перекрытия передачи

Угол зацепления передачи α_{tw} (в общем виде):

$$\alpha_{tw} = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t \right). \quad (1.10)$$

Для колёс, корригированных по предлагаемой системе ($y = 1$):

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(0,9397 \cdot \frac{z}{z+1}\right). \quad (1.11)$$

Коэффициент суммы смещений выразим из следующего уравнения:

$$\text{inv } \alpha_{tw} = \frac{2x_{\Sigma} \cdot \text{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha_t; \quad (1.12)$$

$$x_{\Sigma} = \frac{(\text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha_t) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \text{tg} \alpha}. \quad (1.13)$$

Тогда коэффициенты смещений исходных контуров зубчатых колёс x_1 и x_2 , равных отношению величины смещения к модулю нарезаемых зубчатых колёс:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 2x_1 = 2x_2; \\ x_1 = x_2 = \frac{x_{\Sigma}}{2} = x. \quad (1.14)$$

Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y. \quad (1.15)$$

Как видно из последней формулы, коэффициент суммы смещений x_{Σ} больше суммарного коэффициента воспринимаемого смещения передачи y . Это связано с тем, что если в положительной передаче смещение основной рейки взять равным $y \cdot m$ и, исходя из этой величины, определить диаметр колеса, то боковой зазор Δs будет значительно больше требуемого. Поэтому величина суммарного смещения $x_{\Sigma} \cdot m$ превышает величину $y \cdot m$.

Теперь можно определить кривые, необходимые для построения эвольвенты.

Начальный диаметр (согласно ГОСТ 16532-70) [4]:

$$d_w = \frac{2a_w}{u+1} = \frac{2a_w}{2} = a_w, \text{ так как } u = \frac{z_2}{z_1} = 1, \quad (1.16)$$

где u – передаточное число зубчатой передачи.

Диаметр основной окружности, развёртка которой и будет составлять эвольвенту, определяется по формуле:

$$d_b = mz \cdot \cos \alpha_t. \quad (1.17)$$

Общая формула для определения диаметра вершин зубьев (согласно ГОСТ 16532-70):

$$d_a = d + 2(h_a^* + x - \Delta y)m, \quad (1.18)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки

При выбранной системе корригирования профиля зуба применять реечный инструмент с коэффициентом высоты головки $h_a^* = 1$ нельзя, так как высота головки зуба была бы меньше модуля, и это привело бы к получению коэффициента перекрытия $\varepsilon_\gamma < 1$, что недопустимо. ГОСТ 16532-70 позволяет изменить величины диаметров окружностей головок d_a и впадин d_f в обоснованных случаях. Поэтому необходимо взять несколько модифицированный контур с величиной $h_a^* > 1$. Весьма удобным является выбор такой величины h_a^* , которая обеспечивает высоту головки зуба шестерни h_a равной модулю, то есть $\frac{h_a}{m} = 1$.

Задаваясь в соответствии с ГОСТ 13755-81 суммой коэффициентов высоты головки h_a^* и радиального зазора c^* равной 1,25, получим, что последний коэффициент равен $c^* = 0,25 - (x - 0,5)$ [3]. То есть в стандартном исходном контуре активная часть профиля увеличивается на величину $(x - 0,5)$, а

переходная – уменьшается на ту же величину. Следовательно, при этих условиях:

$$d_a = m(z + 3). \quad (1.19)$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_f = m \left[z - 2(h_a^* + c^* - x) \right] = m(z + 2x - 2,5). \quad (1.20)$$

Практически получение профиля зуба методом обкатки при указанных коэффициентах легко осуществимо как при долблении, так и при шлифовании зуба.

Полная же высота зуба:

$$h = m \left[2,25 - (x - 0,5) \right] = m(2,75 - x). \quad (1.21)$$

Шаг по нормали между двумя профилями зубьев остаётся постоянным по любой нормали (или по любой касательной к основной окружности) и равным длине дуги основной окружности между начальными точками этих эвольвент (основной шаг зубчатого колеса):

$$p_{bt} = \frac{2\pi r_b}{z}. \quad (1.22)$$

Очень важным фактором в зубчатой передаче является коэффициент перекрытия зубчатой передачи ε_γ , характеризующий продолжительность зацепления, то есть число зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. В эвольвентном зацеплении коэффициент перекрытия определяется как частное от деления длины рабочего участка линии зацепления на шаг по основной окружности (рабочим участком линии зацепления называется часть общей касательной к основным окружностям сцепляющихся колёс, заключённая между окружностями головок). При $z_1 = z_2 = z$:

$$\varepsilon_\gamma = \frac{2\sqrt{r_a^2 - r_b^2} - a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{p_{bt}}. \quad (1.23)$$

В общем машиностроении обычно стремятся к увеличению продолжительности зацепления, так как это связано с увеличением плавности зацепления и прочности зуба. С увеличением числа зубьев колеса продолжительность зацепления возрастает. Предельное значение коэффициента перекрытия для прямозубой внешней цилиндрической передачи получим при z_1 и z_2 , стремящихся к бесконечности, то есть для предельного реечного зацепления.

Более высоких значений ε_γ добиваются в машиностроении применением косозубой передачи. Но в шестерённых насосах увеличение продолжительности зацепления отрицательно сказывается на работе передаче, как было упомянуто ранее.

Основные данные, необходимые для построения эвольвенты, получены. Теперь необходимо получить уравнение эвольвенты в полярных координатах.

1.5 Эвольвентная функция угла

Уравнение представляется двумя параметрами: текущим радиус-вектором и эвольвентной функцией угла – разности между тангенсом угла эвольвенты и его величиной. Причём расчёт эвольвентной функции ведётся строго в радианах (1 радиан составляет $57,3^\circ$). Эта функция называется инволютой угла и выражается следующей зависимостью:

$$\text{inv } \alpha' = \text{tg} \alpha' - \alpha'. \quad (1.24)$$

Для определения инволюты угла $\text{inv } \alpha'$ необходимо задаться углом профиля зуба α' в торцовом сечении. Последовательно задаваясь различными значениями эвольвентного угла (с определённым шагом в градусах), получим значения текущего радиус-вектора для конкретного угла от значения данного угла $R(\alpha')$:

$$R = \frac{0,5 \cdot d_b}{\cos \alpha'}. \quad (1.25)$$

Стоит отметить, что в последней формуле тригонометрическая функция $\cos \alpha'$ рассчитывается при значении α' в радианах, а не в градусах.

Расчёт по формулам (1.24) и (1.25) нужно вести до тех пор, пока значение R не выйдет за границы допустимого диапазона – $d_b \leq R \leq d_a$.

Из свойств эвольвенты известно, что угол профиля зуба на делительном диаметре равен углу эвольвенты на этом же диаметре. Поэтому в качестве начального значения эвольвентного угла можно принять $\alpha' = 20^\circ$ (так как $\alpha_i = \alpha = 20^\circ$).

Полученные значения инволюты угла и текущего радиус-вектора задают координаты точек эвольвенты относительно центра строящегося колеса.

Построение эвольвенты происходит следующим образом: вычерчиваются основная окружность с диаметром d_b , делительная окружность диаметром d , а также окружности с диаметрами d_a и d_f . Затем откладывается эвольвентный угол φ' ($\varphi' = \text{inv } \alpha' \cdot 57,3^\circ$), и из центра концентрических окружностей проводится текущий радиус-вектор, соответствующий данному эвольвентному углу. Повторяя данную операцию необходимое количество раз, получаем точки, принадлежащие эвольвенте, соединив которые, и получим искомую кривую. Соответственно, чем больше количество точек будет рассчитано, тем точнее будет построена кривая. Результат построений представлен на рисунке 1.1.

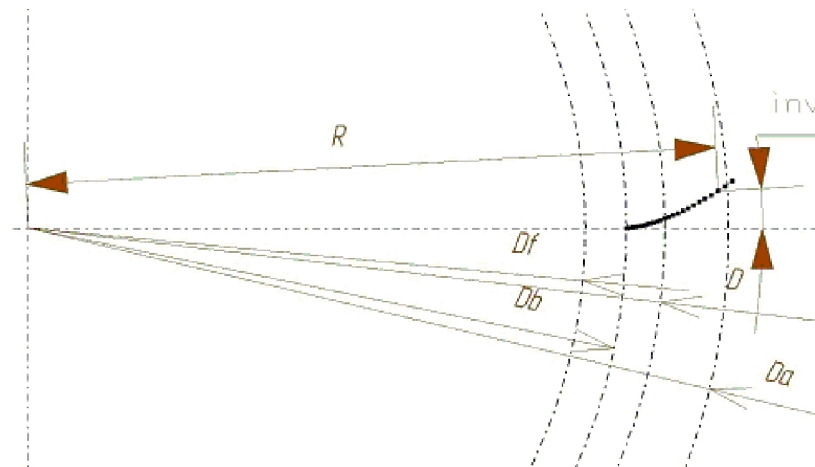


Рисунок 1.1 – Схема построения эвольвенты

Эвольвента ограничивается рассчитанными ранее диаметром вершин зубьев d_a и диаметром основной окружности d_b . Для построения всего профиля зуба необходимо знать толщину зуба хотя бы по одной из окружностей: делительной, начальной или окружности вершин зубьев. Перед непосредственным расчётом толщин зубьев необходимо определить несколько вспомогательных геометрических параметров.

1.6 Определение некоторых размеров эвольвентного профиля

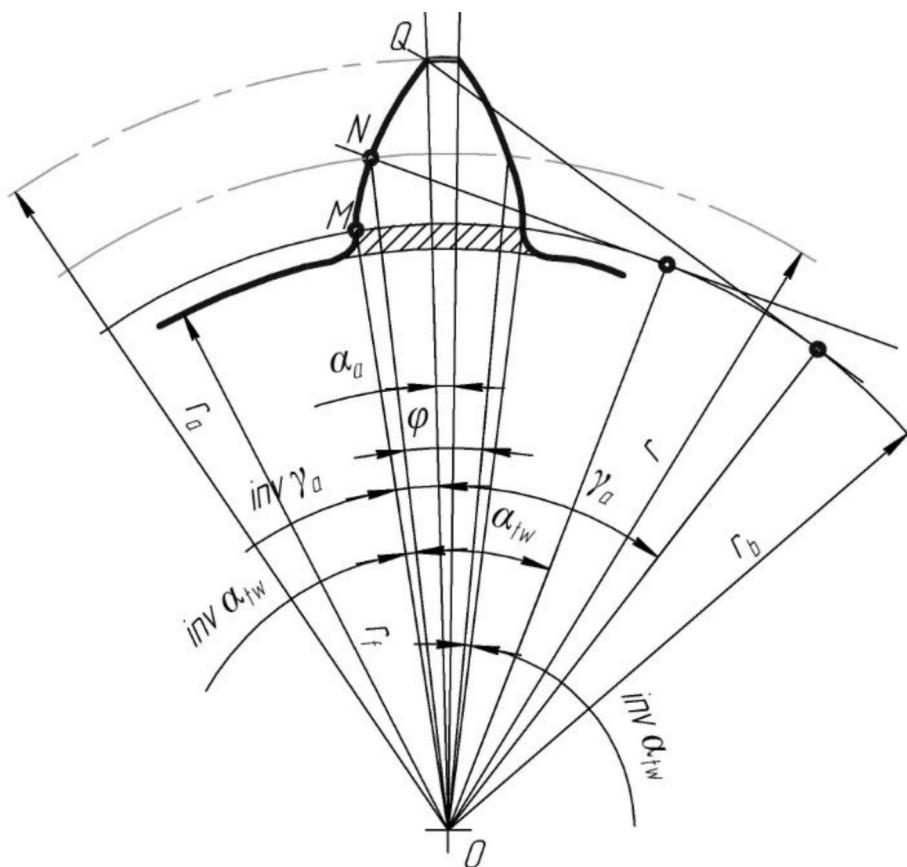


Рисунок 1.2 – Профиль зуба и эвольвентные углы

Угол между радиус-вектором OQ (см. рисунок 1.2), проведённым в конечную точку эвольвенты Q, и радиусом начальной точки OM равен $\text{inv } \gamma_a$. Этот угол γ_a , угол вершины эвольвенты, определяется из равенства:

$$\gamma_a = \arccos \frac{r_b}{r_a} = \arccos \frac{d_b}{d_a}. \quad (1.26)$$

Аналогично определяется значение угла эвольвенты на делительном диаметре:

$$\gamma = \arccos \frac{r_b}{r} = \arccos \frac{d_b}{d}. \quad (1.27)$$

В свою очередь:

$$\cos \alpha_t = \frac{d_b}{d}. \quad (1.28)$$

Значит, на делительном диаметре $\gamma = \alpha_t$, что является свойством делительного диаметра, о чём было упомянуто ранее.

В общем машиностроении величина бокового зазора между профилями зубьев (см. рисунок 1.3) выбирается из условий компенсации неточностей изготовления и сборки, а также расширения при нагревании.

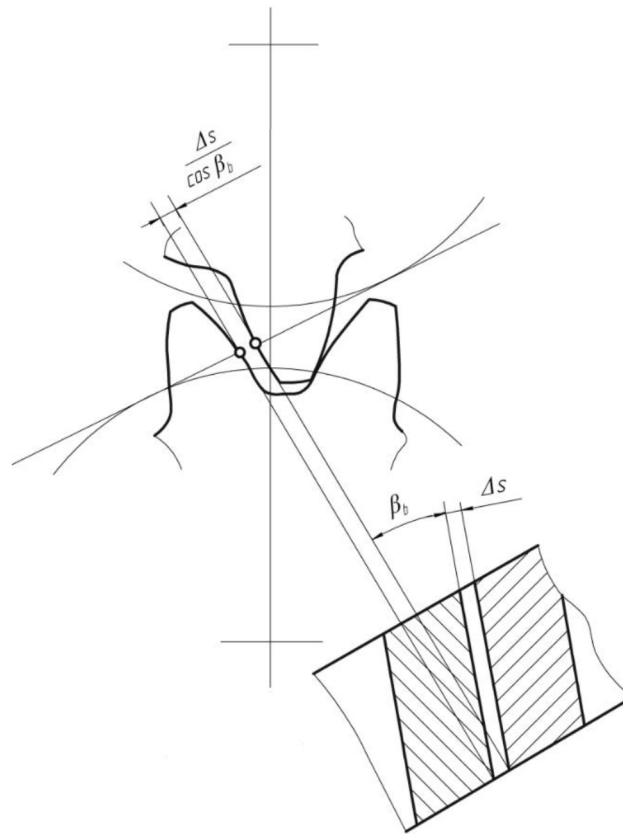


Рисунок 1.3 – Боковой зазор между профилями зубьев в передаче

В рассматриваемых нами передачах, применяемых для насосов, боковой зазор выбирается обычно значительно большей величины, облегчающей условия перетекания жидкости из одной части защемлённого объёма в другую. Это вторая специфическая особенность шестерён, применяемых в насосах. Поэтому рекомендуется значительный боковой зазор, равный:

$$\Delta s = 0,08m. \quad (1.29)$$

Центральный угол φ , соответствующий дуге зуба по начальной окружности, равен π/z при беззазорном зацеплении. В действительности же между зубьями имеется боковой зазор, величина которого по дуге начальной окружности равна Δs . Следовательно:

$$\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{2r_\omega}. \quad (1.30)$$

Применительно к нашему случаю:

$$\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{m(z+1)}. \quad (1.31)$$

В общем случае, толщина зуба s_x по дуге радиуса r_x равна:

$$s_x = r_x \cdot \varphi_x = r_x \left(\frac{s}{r} + 2 \cdot \text{inv } \alpha_{tw} - 2 \cdot \text{inv } \alpha_x \right), \quad (1.32)$$

где s – известная толщина зуба на известном радиусе r ;

$\text{inv } \alpha_x$ – инволюта угла эвольвенты на радиусе r_x .

Тогда толщина зуба по делительной окружности:

$$s = d \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha_t \right). \quad (1.33)$$

Формула для определения толщины зуба по начальной окружности в общем виде:

$$s_w = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2}. \quad (1.34)$$

Применительно к нашему случаю:

$$s_w = r_w \cdot \varphi = \frac{m(z+1)}{2} \cdot \left[\frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{m(z+1)} \right] = m \frac{z+1}{z} \cdot \frac{\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2}. \quad (1.35)$$

Толщина зуба у вершины:

$$s_a = d_a \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_w - \text{inv } \gamma_a \right). \quad (1.36)$$

Полученные толщины зуба на различных диаметрах позволяют построить законченный профиль зуба (см. рисунок 4.4).

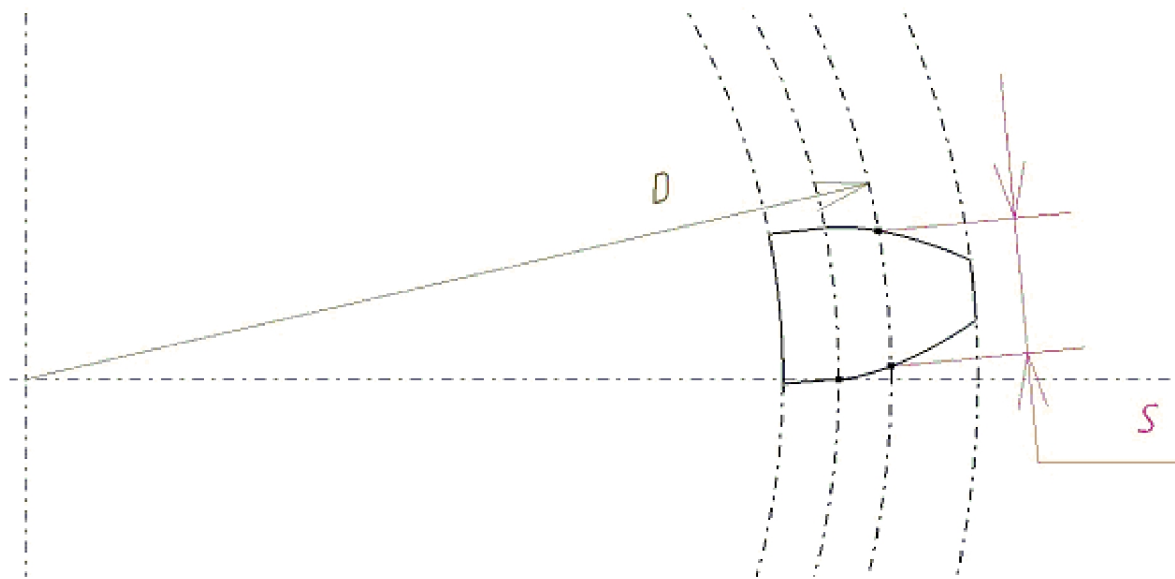


Рисунок 1.4 – Схема построения эвольвентного профиля зуба

Таким образом, построен эвольвентный профиль зуба с заданными исходными данными.

1.7 Определение площадей зуба и впадины

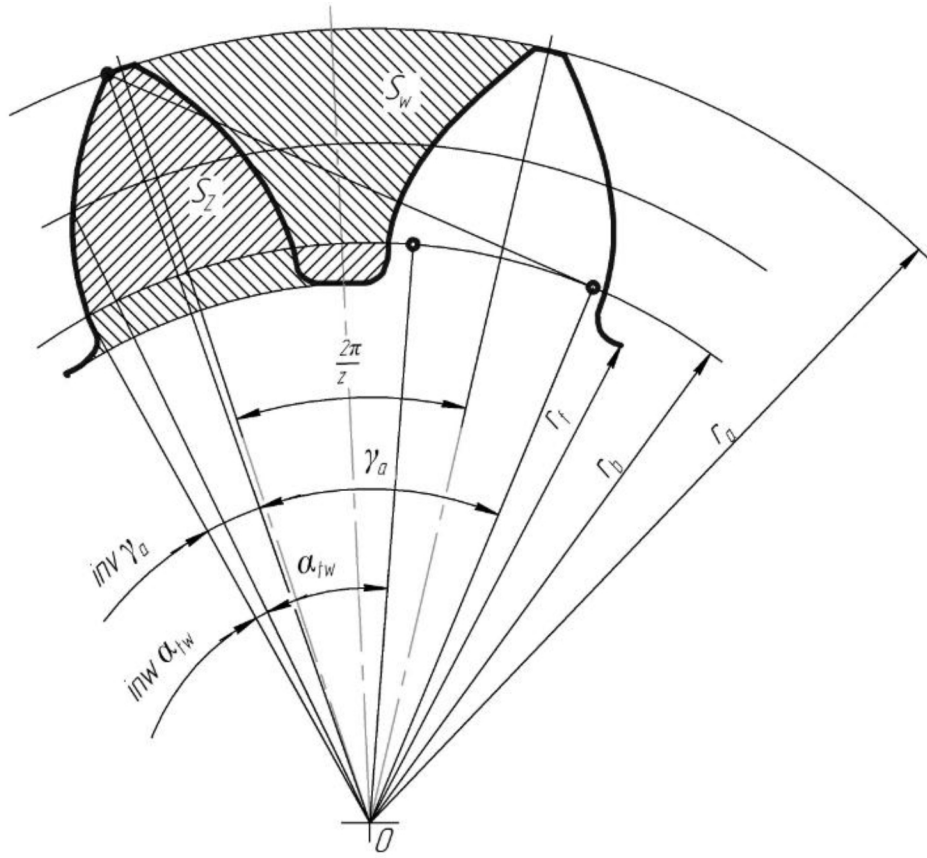


Рисунок 1.5 – Площади зуба и впадины

Площадь зуба (см. рисунок 1.5), ограниченная эвольвентным профилем и основной окружностью:

$$S_z = r_b^2 \left[\frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] + r_a^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right). \quad (1.37)$$

Полную площадь зуба S'_z можно определить, прибавляя к найденной площади S_z дополнительную площадь ΔS_z между основной окружностью и окружностью впадин (без учёта закруглений):

$$S'_z = S_z + \Delta S_z, \quad (1.38)$$

$$\text{где } \Delta S_z = (r_b^2 - r_f^2) \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right).$$

В результате получим:

$$S'_z = r_b^2 \cdot \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} + r_a^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right) - r_f^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right). \quad (1.39)$$

Площадь впадины (до основной окружности) можно определить, если из площади, ограниченной двумя эквидистантными профилями соседних зубьев, вычесть площадь S_z :

$$S_w = r_a^2 \left[\frac{\pi}{z} + \text{inv } \gamma_a - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] - r_b^2 \left[\frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} + \frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right]. \quad (1.40)$$

Аналогично площади зуба полная площадь впадины, включая вредное пространство, то есть пространство до окружности впадин, определяется из равенства:

$$S'_w = r_a^2 \left[\frac{\pi}{z} + \text{inv } \gamma_a - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] - r_b^2 \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} - r_f^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right]. \quad (1.41)$$

1.8 Определение производительности насоса

По заданной действительной (эффективной) подаче Q_o определяется теоретическая (расчётная) подача Q_m :

$$Q_m = \frac{Q_o}{\eta_{об}}. \quad (1.42)$$

Исходя из заданной частоты вращения n , определяют рабочий объём насоса q :

$$q = \frac{Q_m}{n}. \quad (1.43)$$

Удельная теоретическая производительность насоса на 1 оборот и 1 мм ширины зуба:

$$q' = \frac{Q_m}{bn}. \quad (1.44)$$

Средний теоретический крутящий момент насоса:

$$M_{cp.} = pb \left(r_a^2 - r^2 - \frac{p_{bt}^2}{12} \right), \quad (1.45)$$

где $p = p_{нагн.} - p_{вс.}$ – избыточное давления нагнетания, МПа.

В свою очередь, давление всасывания $p_{вс.}$ определяется из условия бескавитационного режима работы насоса. Это условие сводится к тому, чтобы давление на входе в насос превышало упругость паров рабочей жидкости на величину кавитационного запаса (0,03 МПа):

$$p_{вс.} = p_n + 0,03, \quad (1.46)$$

где p_n – упругость паров топлива при температуре t °С;

Значения упругости паров различных видов топлива представлены в таблице 1.2.

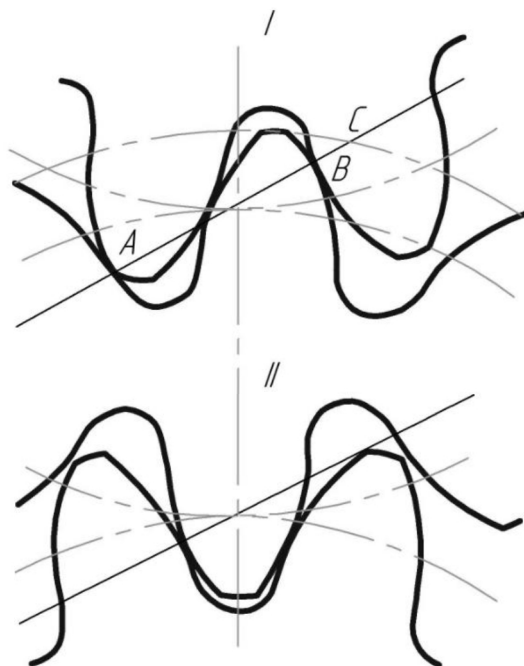
Таблица 1.2 - Свойства жидких компонентов топлива

Компонент	окислители						горючие					
	жидкий кислород	азотная кислота	перекись водорода	озон	четырёх-окись азота	фтор	жидкий водород	керосин	этиловый спирт	толка	НДМГ	гидразин
Плотность $\rho, \frac{кг}{м^3}$	1140	1500	1350	1460	1450	1510	70	800	780	840	780	1010
Кинематическая вязкость $\nu, \frac{м^2}{с}$	При 90К $0,76 \times 10^{-6}$	При 270К $1,33 \times 10^{-6}$	При 290К $0,96 \times 10^{-6}$	При 93К $1,06 \times 10^{-6}$		При 85К $0,17 \times 10^{-6}$		При 288К $2,00 \times 10^{-6}$	При 293К $1,77 \times 10^{-6}$	При 288К $2,7 \times 10^{-6}$	При 253К $1,85 \times 10^{-6}$	При 283К $1,1 \times 10^{-6}$
Давление упругости паров $p_n, кПа$	При 63К – 10, при 253К – 1000	При 273 К – 4,2, при 423 К – 73,2	При 273К – 0,1 при 423К – 100	При 113К – 0,1 при 273К – 10 000	При 193К – 10, при 293К – 100		При 20К – 55, при 30К – 800	При 313К – 2,7	При 293К – 5,5	При 293К – 2,7	При 298К – 20,9	При 298К – 2,67

Кавитационный запас можно найти путём снятия кавитационной характеристики качающего узла, которая строится обычно в виде $Q = Q(p_{вс.})$ для постоянного числа оборотов и постоянного давления нагнетания.

Так как степень перекрытия ε_γ больше единицы, то в момент вступления в зацепление новой пары зубьев предыдущая пара ещё не вышла из зацепления. До выхода из зацепления предыдущей пары зубьев между точками зацепления получается замкнутый объём жидкости.

При отсутствии в шестерённом насосе специальных разгрузочных устройств, сообщающих этот запертый объём с линией всасывания или линией нагнетания насоса, за период уменьшения этого объёма произойдёт резкое увеличение давления в этой полости, так как жидкость практически несжимаема, и выталкивание её через торцовые зазоры, представляющие весьма значительные сопротивления. Возникающее значительное повышение давления оказывает вредное влияние на работу качающего узла в связи с создаваемыми большими нагрузками на шестерни, приводящими к износу зуба и перегрузке подшипников. Процесс образования замкнутого объёма можно проследить на рисунке 1.6 (зацепление шестерён в плоскости, перпендикулярной оси зуба).



I - начало зацепления

II – положение минимального запертого объёма

Рисунок 1.6 – Образование запертого объёма при беззазорном зацеплении

Весь защемлённый объём жидкости разбивается на две части, причём нужно рассматривать изменение объёма жидкости, заключённого между точкой зацепления и точкой контакта нерабочей стороны профиля зуба. Этот объём будет уменьшаться от начала зацепления в точке А и до момента совпадения оси впадины ведущей шестерни с осью сопряжённого зуба ведомой шестерни.

Минимальное значение полного запертого объёма:

$$V'_{\min} = 2b \left\{ r_b^2 \left[\frac{\pi}{z} \left(tg^2 \alpha_{tw} + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} \right] - r_a^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right) - \right. \\ \left. - r_f^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] \right\} \quad (1.47)$$

Максимальный мгновенный расход жидкости, выталкиваемый из запертого объёма (по ширине одного зуба) в момент начала его образования:

$$\left(\frac{dq_e}{dt} \right)_{\max} = \omega b p_{bt}^2 (\varepsilon_\gamma - 1). \quad (1.48)$$

Для получения данной величины в л/мин необходимо будет домножить полученное значение на 10^{-6} .

Степень неравномерности подачи (пульсацию подачи) определяют как отношение разности между максимальной и минимальной подачами к средней подаче. Для нашего случая ($y = 1$):

$$\sigma_1 = \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha}{4(z + 2)}. \quad (1.49)$$

1.9 Подпятник, разгрузочные канавки и их расчёт

Правильный выбор разгрузочных окон (канавок) очень важен для эффективной борьбы с вредным действием давления запираемого объёма жидкости.

Обычно размеры канавок выбираются ориентировочно. Ниже приводится пример профиля канавки, приемлемый как для некорригированных, так и для корригированных шестерён.

При проектировании исходим из того, что канавка должна сообщаться с нагнетательной полостью только до момента расположения точек касания относительно полюса, то есть на расстоянии от него, равном $\frac{P_{bt}}{2}$.

Разгрузочные устройства при разобщении их с камерой нагнетания в момент совпадения впадины ведущей шестерни с линией центров шестерён (что соответствует минимальному запертому объёму) приводят к утечкам и снижению объёмного КПД.

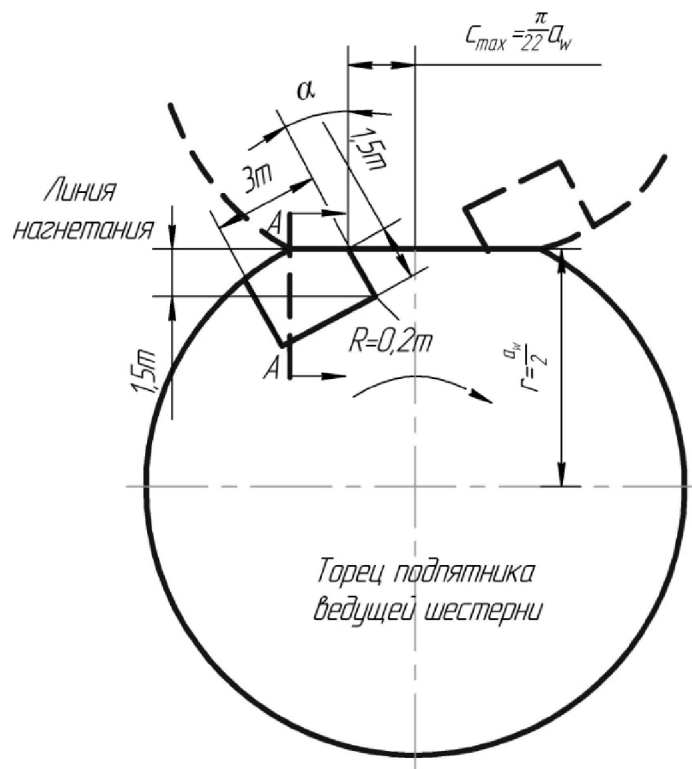


Рисунок 1.7 – Геометрия подпятника и разгрузочной канавки

На рисунке 1.7 изображён торец расточки корпуса и торец подпятника, если таковой предусмотрен конструкцией насоса.

Координата c_{max} (расстояние от оси до начала разгрузочной канавки) определяется из уравнения:

$$c_{max} = \frac{\pi}{2z} \cdot a_w. \quad (1.50)$$

Ширина разгрузочной канавки:

$$b_{канав.} \approx m. \quad (1.51)$$

Глубина разгрузочной канавки:

$$y_{канав.} \cong 3 \cdot 10^{-5} b m n (\varepsilon_\gamma - 1). \quad (1.52)$$

Канавки целесообразно делать на обоих торцах, как и принято в настоящем расчёте. Так как для насосов большой производительности величина $y_{канав.}$ получается большой, то и конструктивно проще делать глубину на каждом торце, чем удвоенную глубину на одном из них.

Объём жидкости, вытесняемый из запертого объёма через разгрузочную канавку q_ε :

$$q_\varepsilon = \frac{\pi b}{2z} \cdot p_{bt}^2 (\varepsilon_\gamma - 1)^2. \quad (1.53)$$

1.10 Расчёт корпуса насоса

Расчёт корпуса насоса сводится к определению сечений каналов на линиях всасывания и нагнетания и к расчёту на прочность стенок корпуса.

Если к насосу предъявляется требование о возможности реверсивной работы, то камеры нагнетания и всасывания должны быть конструктивно одинаковыми. При отсутствии такого требования камера всасывания по условиям улучшения заполнения впадин делается значительно шире, чем окно нагнетания.

На рисунке 4.8 размер окна нагнетания определяется углом β_2 . Угол β_1 , определяющий размеры камеры всасывания, принимается в пределах $45-90^\circ$. По условиям улучшения входа и обеспечения бескавитационной работы следует стремиться к верхнему пределу значения β_1 . Однако для шестерен с малым числом зубьев и высоким давлением нагнетания угол $\beta_1 = 90^\circ$ может оказаться слишком большим с точки зрения размеров уплотняющей дуги.

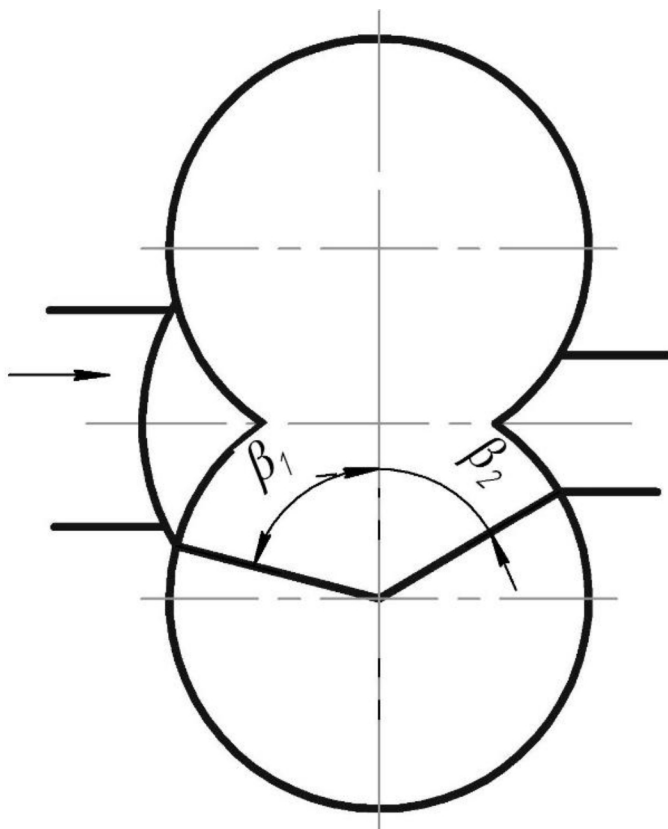


Рисунок 1.8 – Конфигурация окон камер всасывания и нагнетания

Площади сечений окон всасывания и нагнетания выбираются из условий непревышения допустимых скоростей течения жидкости, которые можно считать следующими: для обычных насосов без подкачки на всасывании – $v \leq 2 \text{ м / с}$, а на нагнетании – $v \leq 6 \text{ м / с}$.

Напряжения в стенках корпуса имеют максимальное значение на внутренней поверхности и могут быть определены по формуле Ляме:

$$\sigma = p'_{\text{нагн.}} \frac{D_{\text{корп.}}^2 + d_a^2}{D_{\text{корп.}}^2 - d_a^2}, \quad (1.54)$$

где $D_{\text{корп.}}$ – наружный диаметр корпуса;

d_a – наружный диаметр шестерен или диаметр расточки корпуса;

$p'_{\text{нагн.}}$ – максимальное давление нагнетания, на которое производится статическое испытание корпуса и которое превышает рабочее давление нагнетания в 1,5-2 раза.

Для алюминиевого литья полученное значение σ не должно превышать 50 МПа, а для чугуна – 70 МПа.

2 ПРИМЕР РАСЧЕТА ШЕСТЕРЕННОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Требуется рассчитать насос производительностью $Q_o = 120 \text{ л / мин}$ при максимальном давлении в нагнетающей магистрали $p_{нагн.} = 8,5 \text{ МПа}$, числе оборотов насоса $n = 3000 \text{ об / мин}$ и объёмном к.п.д. насоса $\eta_{об} = 0,85$. Рабочее тело – керосин при температуре 40°C .

Определение геометрических параметров

1) Модуль шестерён:

$$m = (0,24 \dots 0,44) \sqrt{Q_{\phi}} = (0,24 \dots 0,44) \sqrt{120} = 2,63 \div 4,82 \text{ мм} \quad (2.1)$$

Выбираем модуль $m = 4,5 \text{ мм}$ из ряда стандартных модулей зубчатого колеса согласно ГОСТ 9563-60 [1].

2) Ширина зубчатого венца:

$$b = (6 \dots 9)m \quad (2.2)$$

$$b = 6 \cdot 4,5 = 27 \text{ мм}$$

3) Делительный диаметр окружности найдём из соотношения:

$$\frac{b}{d} = 0,5 \dots 0,6 \text{ (для насосов с подшипниками качения)} \quad (2.3)$$

$$d = \frac{b}{0,545} = \frac{27}{0,545} = 49,5 \text{ мм}$$

4) Число зубьев:

$$z = \frac{d}{m} = \frac{49,5}{4,5} = 11 \quad (2.4)$$

Так как полученное значение числа зубьев меньше минимального допустимого практического значения $z_{\min} = 14$, необходимо корректирование зубчатых колёс. Причём в случае с шестерённым насосом следует выбирать именно положительную передачу.

5) Коэффициенты воспринимаемых смещений y_1 и y_2 , рекомендуемых автором из условия обеспечения:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = 1$$

$$y_1 = y_2 = 0,5 \quad (2.5)$$

6) Угол профиля:

$$\alpha = \alpha_t = 20^\circ, \text{ т.к. у цилиндрического}$$

прямоугольного колеса нормальное и торцовое сечения совпадают (угол наклона линии зуба рейки $\beta = 0$)

$$(2.6)$$

7) Инволюта эвольвентного угла:

$$\text{inv } \alpha'_1 = \text{tg} \alpha'_1 - \alpha'_1 = \text{tg} \left(\frac{20}{57,3} \right) - \left(\frac{20}{57,3} \right) = 0,014904 \quad (2.7)$$

$$\text{inv } \alpha'_2 = \text{tg} \alpha'_2 - \alpha'_2 = \text{tg} \left(\frac{15}{57,3} \right) - \left(\frac{15}{57,3} \right) = 0,006150$$

$$\text{inv } \alpha'_3 = \text{tg} \alpha'_3 - \alpha'_3 = \text{tg} \left(\frac{25}{57,3} \right) - \left(\frac{25}{57,3} \right) = 0,029975$$

$$\text{inv } \alpha'_4 = \text{tg} \alpha'_4 - \alpha'_4 = \text{tg} \left(\frac{30}{57,3} \right) - \left(\frac{35}{57,3} \right) = 0,053751$$

$$\text{inv } \alpha'_5 = \text{tg} \alpha'_5 - \alpha'_5 = \text{tg} \left(\frac{35}{57,3} \right) - \left(\frac{35}{57,3} \right) = 0,089342$$

$$\text{inv } \alpha'_6 = \text{tg} \alpha'_6 - \alpha'_6 = \text{tg} \left(\frac{40}{57,3} \right) - \left(\frac{40}{57,3} \right) = 0,140968$$

Тогда эвольвентный угол φ' :

$$\varphi'_1 = \text{inv } \alpha'_1 \cdot 57,3^\circ = 0,014904 \cdot 57,3^\circ = 0,85^\circ \quad (2.8)$$

$$\varphi'_2 = \text{inv } \alpha'_2 \cdot 57,3^\circ = 0,006150 \cdot 57,3^\circ = 0,35^\circ$$

$$\varphi'_3 = \text{inv } \alpha'_3 \cdot 57,3^\circ = 0,029975 \cdot 57,3^\circ = 1,72^\circ$$

$$\varphi'_4 = \text{inv } \alpha'_4 \cdot 57,3^\circ = 0,053751 \cdot 57,3^\circ = 3,08^\circ$$

$$\varphi'_5 = \text{inv } \alpha'_5 \cdot 57,3^\circ = 0,089342 \cdot 57,3^\circ = 5,12^\circ$$

$$\varphi'_6 = \text{inv } \alpha'_6 \cdot 57,3^\circ = 0,140968 \cdot 57,3^\circ = 8,08^\circ$$

8. Угол зацепления передачи:

$$\alpha_{nw} = \arccos\left(0,9397 \cdot \frac{z}{z+1}\right) = \arccos\left(0,9397 \cdot \frac{11}{12}\right) = 30,53^\circ \approx 30,5^\circ \quad (2.9)$$

9. Делительное межосевое расстояние:

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} = \frac{d_1 + d_2}{2 \cos 0^\circ} = \frac{49,5 + 49,5}{2} = d = 49,5 \text{ мм} \quad (2.10)$$

10. Межосевое расстояние:

$$a_w = a + ym = 49,5 + 1 \cdot 4,5 = 54 \text{ мм} \quad (2.11)$$

11. Определим коэффициент суммы смещений x_Σ :

$$\text{inv } \alpha_{nw} = \frac{2x_\Sigma \cdot \text{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha_t$$

$$x_\Sigma = \frac{(\text{inv } \alpha_{nw} - \text{inv } \alpha_t) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \text{tg} \alpha} = \frac{(0,056882 - 0,014904) \cdot (11 + 11)}{2 \cdot \text{tg} 20^\circ} \approx 1,26 \quad (2.12)$$

12. Коэффициенты смещений исходных контуров зубчатых колёс x_1 и x_2 :

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 2x_1 = 2x_2$$

$$x_1 = x_2 = \frac{x_\Sigma}{2} = \frac{1,26}{2} = 0,63 \quad (2.13)$$

13. Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_\Sigma - y = 1,26 - 1 = 0,26 \quad (2.14)$$

14. Диаметр начальной окружности:

$$d_w = \frac{2a_w}{u+1} = \frac{2a_w}{2} = a_w = 54 \text{ мм}, \text{ т.к. } u = \frac{z_2}{z_1} = 1 \quad (2.15)$$

15. Диаметр основной окружности:

$$d_b = mz \cdot \cos \alpha_t = 49,5 \cdot \cos 20^\circ = 46,5 \text{ мм} \quad (2.16)$$

16. Радиус-вектор для построения эвольвенты:

$$R_1 = \frac{0,5 \cdot d_b}{\cos \alpha'_1} = \frac{0,5 \cdot 46,5}{\cos\left(\frac{20}{57,3}\right)} = 24,75 \text{ мм} \quad (2.17)$$

$$R_2 = \frac{0,5 \cdot d_b}{\cos \alpha'_2} = \frac{0,5 \cdot 46,5}{\cos\left(\frac{15}{57,3}\right)} = 24,07 \text{ мм}$$

$$R_3 = \frac{0,5 \cdot d_b}{\cos \alpha'_3} = \frac{0,5 \cdot 46,5}{\cos\left(\frac{25}{57,3}\right)} = 25,65 \text{ мм}$$

$$R_4 = \frac{0,5 \cdot d_b}{\cos \alpha'_4} = \frac{0,5 \cdot 46,5}{\cos\left(\frac{30}{57,3}\right)} = 26,85 \text{ мм}$$

$$R_5 = \frac{0,5 \cdot d_b}{\cos \alpha'_5} = \frac{0,5 \cdot 46,5}{\cos\left(\frac{35}{57,3}\right)} = 28,38 \text{ мм}$$

$$R_6 = \frac{0,5 \cdot d_b}{\cos \alpha'_6} = \frac{0,5 \cdot 46,5}{\cos\left(\frac{40}{57,3}\right)} = 30,35 \text{ мм}$$

17. Диаметр окружности выступов зубьев (при коэффициенте высоты головки $h_a^* > 1$, коэффициентах смещения $x_1 = x_2 = 0,63$ и уравнивающего смещения $\Delta y = 0,26$):

$$d_a = m(z + 3) = 4,5 \cdot (11 + 3) = 63 \text{ мм} \quad (2.18.)$$

18. Диаметр окружности впадин зубьев (при коэффициенте радиального зазора $c^* < 0,25$ и коэффициентах смещения $x_1 = x_2 = 0,63$):

$$d_f = m(z + 2x - 2,5) = 4,5 \cdot (11 + 2 \cdot 0,63 - 2,5) = 43,92 \text{ мм} \quad (2.19)$$

19. Высота зуба:

$$h = m(2,75 - x) = 4,5 \cdot (2,75 - 0,63) = 9,54 \text{ мм} \quad (2.20)$$

20. Основной шаг зубчатого колеса:

$$p_{bt} = \frac{2\pi r_b}{z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 23,25}{11} = 13,28 \text{ мм} \quad (2.21)$$

21. Коэффициент перекрытия зубчатой передачи:

$$\varepsilon_\gamma = \frac{2\sqrt{r_a^2 - r_b^2} - a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{p_{bt}} = \frac{2\sqrt{31,5^2 - 23,25^2} - 54 \cdot \sin 30,5^\circ}{13,28} = 1,135 \quad (2.22)$$

22. Угол вершины эвольвенты γ_a :

$$\gamma_a = \arccos \frac{r_b}{r_a} = \arccos \frac{d_b}{d_a} = \arccos \frac{46,5}{63} = 42,4^\circ \quad (2.23)$$

23. Инволюта угла γ_a :

$$\text{inv } \gamma_a = \text{tg } \gamma_a - \gamma_a = \text{tg} \left(\frac{42,4}{57,3} \right) - \left(\frac{42,4}{57,3} \right) = 0,173543 \quad (2.24)$$

24. Угол эвольвенты на делительном диаметре:

$$\gamma = \arccos \frac{r_b}{r} = \arccos \frac{d_b}{d} = \alpha_t = 20^\circ \quad (2.25)$$

25. Боковой зазор:

$$\Delta s = 0,08m = 0,08 \cdot 4,5 = 0,36 \text{ мм} \quad (2.26)$$

26. Центральный угол φ :

$$\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{m(z+1)} = \frac{\pi}{z} - \frac{0,08m}{m(z+1)} = \frac{\pi}{11} - \frac{0,08}{12} = 0,278932 \quad (2.27)$$

27. Инволюта угла зацепления $\text{inv } \alpha_{tw}$:

$$\text{inv } \alpha_{tw} = \text{tg } \alpha_{tw} - \alpha_{tw} = \text{tg} \left(\frac{30,5}{57,3} \right) - \left(\frac{30,5}{57,3} \right) = 0,056882 \quad (2.28)$$

28. Толщина зуба по делительной окружности:

$$s = d \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha_t \right) = 49,5 \cdot \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 - 0,014904 \right) = 8,98 \text{ мм} \quad (2.29)$$

29. Толщина зуба по начальной окружности:

$$s_w = m \frac{z+1}{z} \cdot \frac{\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2} = 4,5 \cdot \frac{12}{11} \cdot \frac{\pi}{2} - \frac{0,36}{2} = 7,53 \text{ мм} \quad (2.30)$$

30. Толщина зуба у вершины:

$$s_a = d_a \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right) = 63 \cdot \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 - 0,173543 \right) = 1,44 \text{ мм} \quad (2.31)$$

31. Площадь зуба до основной окружности:

$$S_z = r_b^2 \left[\frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] + r_a^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right) \quad (2.32)$$

$$S_z = 23,25^2 \left[\frac{\left(\frac{42,4}{57,3} + 0,173543 \right)^3}{3} - \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 \right) \right] + 31,5^2 \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 - 0,173543 \right)$$

$$S_z \approx 54,09 \text{ мм}^2$$

32. Площадь зуба полная (без учёта закруглений):

$$S'_z = r_b^2 \cdot \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} + r_a^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right) - r_f^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \quad (2.33)$$

$$S'_z = 23,25^2 \cdot \frac{\left(\frac{42,4}{57,3} + 0,173543 \right)^3}{3} - 21,96^2 \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 \right) + 31,5^2 \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 - 0,173543 \right)$$

$$S'_z \approx 65,54 \text{ мм}^2$$

33. Площадь впадины до основной окружности:

$$S_w = r_a^2 \left[\frac{\pi}{z} + \text{inv } \gamma_a - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] - r_b^2 \left[\frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} + \frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] \quad (2.34)$$

$$S_w = 31,5^2 \left[\frac{\pi}{11} + 0,173543 - \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 \right) \right] -$$

$$-23,25^2 \left[\frac{\left(42,4 / 57,3 + 0,173543 \right)^3}{3} + \frac{\pi}{11} - \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 \right) \right]$$

$$S_w \approx 74,915 \text{ мм}^2$$

34. Площадь впадины полная:

$$S'_w = r_a^2 \left[\frac{\pi}{z} + \text{inv } \gamma_a - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] - r_b^2 \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} - r_f^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] \quad (2.35)$$

$$S'_w = 31,5^2 \left[\frac{\pi}{11} + 0,173543 - \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 \right) \right] - 23,25^2 \frac{\left(42,4 / 57,3 + 0,173543 \right)^3}{3} -$$

$$-21,96^2 \left[\frac{\pi}{11} - \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 \right) \right]$$

$$S'_w \approx 80,12 \text{ мм}^2$$

Определение производительности насоса

1. Теоретическая производительность насоса:

$$Q_m = \frac{Q_d}{\eta_{об}} = \frac{120}{0,85} = 142 \text{ л / мин} \quad (2.36)$$

2. Рабочий объём насоса:

$$q = \frac{Q_m}{n} = \frac{142}{3000} = 0,0473 \text{ л} \quad (2.37)$$

3. Удельная теоретическая производительность насоса:

$$q' = \frac{Q_m}{bn} = \frac{142}{27 \cdot 3000} = 1,75 \cdot 10^{-3} \frac{\text{л}}{\text{мм} \cdot \text{об.}} = 1,75 \frac{\text{см}^3}{\text{мм} \cdot \text{об.}} \quad (2.38)$$

4. Давление всасывания $p_{вс.}$:

$$p_{вс.} = p_n + 0,03 = 0,27 + 0,03 = 0,30 \text{ МПа} \quad (2.39)$$

5. Избыточное давление нагнетания p :

$$p = p_{нагн.} - p_{вс.} = 8,5 - 0,3 = 8,2 \text{ МПа} \quad (2.40)$$

6. Средний теоретический крутящий момент насоса:

$$M_{ср.} = pb \left(r_a^2 - r^2 - \frac{p_{bt}^2}{12} \right) = 8,2 \cdot 10^6 \cdot 0,027 \cdot \left(31,5^2 - 24,75^2 - \frac{13,28^2}{12} \right) \cdot 10^{-6} \quad (2.41)$$

$$M_{ср.} = 80,81 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

7. Минимальное значение полного запертого объёма:

$$V'_{\min} = 2b \left\{ r_b^2 \left[\frac{\pi}{z} \left(tg^2 \alpha_{tw} + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} \right] - r_a^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right) - \right. \\ \left. - r_f^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] \right\} \quad (2.42)$$

$$V'_{\min} = 2 \cdot 27 \left\{ 23,25^2 \left[\frac{\pi}{11} \left(tg^2(30,5) + \frac{\pi^2}{3 \cdot 11^2} + 1 \right) - \frac{(42,4/57,3 + 0,173543)^3}{3} \right] - \right. \\ \left. - 31,5^2 \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 - 0,173543 \right) - 21,96^2 \left[\frac{\pi}{11} - \left(\frac{0,278932}{2} + 0,056882 \right) \right] \right\}$$

$$V'_{\min} = 10085 \text{ мм}^3 \approx 0,01 \text{ л}$$

8. Максимальный мгновенный расход жидкости, выталкиваемый из запертого объёма:

$$\left(\frac{dq_e}{dt} \right)_{\max} = \omega b p_{bt}^2 (\varepsilon_\gamma - 1) = 2\pi n \cdot b p_{bt}^2 (\varepsilon_\gamma - 1) = 2\pi \cdot 3000 \cdot 27 \cdot 13,28^2 \cdot (1,135 - 1) \quad (2.43)$$

$$\left(\frac{dq_e}{dt}\right)_{\max} = 12116992 \text{ мм}^3/\text{мин} = 12,12 \text{ л}/\text{мин}$$

9. Пульсация потока жидкости для нашего случая ($y = 1$):

$$\sigma_1 = \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha}{4(z+2)} = \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 20}{4(11+2)} = 0,167 = 16,7\% \quad (2.44)$$

Подпятник, разгрузочные канавки и их расчёт

1. Расстояние от оси до начала разгрузочной канавки:

$$c_{\max} = \frac{\pi}{2z} \cdot a_w = \frac{\pi}{2 \cdot 11} \cdot 54 = 7,71 \text{ мм} \quad (2.45)$$

2. Ширина разгрузочной канавки:

$$b_{\text{канав.}} \approx m = 4,5 \text{ мм} \quad (2.46)$$

3. Глубина разгрузочной канавки:

$$y_{\text{канав.}} \cong 3 \cdot 10^{-5} b m n (\varepsilon_\gamma - 1) = 3 \cdot 10^{-5} \cdot 27 \cdot 4,5 \cdot 3000 \cdot (1,135 - 1) = 1,48 \text{ мм} \quad (2.47)$$

4. Объём жидкости, вытесняемый из запертого объёма через разгрузочную канавку q_e :

$$q_e = \frac{\pi b}{2z} \cdot p_{bt}^2 (\varepsilon_\gamma - 1)^2 = \frac{\pi \cdot 27}{2 \cdot 11} \cdot 13,28^2 (1,135 - 1)^2 = 12,4 \text{ мм}^3 \quad (2.48)$$

3 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЕРЕСТРАИВАЕМЫХ СЕТОК ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЧИСЛЕННЫХ РАСЧЕТОВ

Процесс создания любой CFD-модели состоит из нескольких этапов, главными из которых являются следующие:

- выбор физической модели исследуемого процесса;
- выбор и обоснование допущений и упрощений физической и геометрической моделей задачи;
- создание или импорт геометрической модели в сеточный генератор (GAMBIT, ICEM CFD и др.);
- импорт расчетной сеточной модели в расчетный пакет, задание граничных и начальных условий, а также параметров решателя;
- получение результатов решения;
- анализ результатов и верификация модели.

В данном курсовом проекте проектируется и рассчитывается шестеренный насос внешнего зацепления. При моделировании рабочего процесса объемных гидромашин одной из основных проблем является применение типа расчетной сетки. Это связано с тем, что сам рабочий процесс объемных гидромашин представляет собой постоянное изменение объема рабочей жидкости. И, как следствие, с каждым поворотом шестерен требуется перестроение сеточной модели. Для таких случаев следует использовать специальные модели деформации сетки. Данный тип сетки реализован в коммерческом пакете ANSYS FLUENT.

Модели деформаций сетки во FLUENT может быть использована для моделирования потоков, у которых форма области изменяется со временем из-за движения границ области. Движение может быть любым заданным перемещением (например, возможно определить линейные и угловые скорости относительно центра тяжести твердого тела во времени) или незадаанным движением, где последующее движение определено через предварительно

созданную пользователем функцию (UDF - user defined function). Перестроение сетки и определение положения границ на новом i -том шаге выполняется автоматически программой FLUENT, на основе $i-1$ шага.

Моделирование с использованием динамической сетки может быть применено к объектам авиационной (насосы объемного типа) и автомобильной (двигатели внутреннего сгорания, клапаны, форсунки) областей, а также к объектам индустриальной промышленности.

Существует три основные группы моделей деформации сетки в ANSYS FLUENT, позволяющих перестраивать сетку в деформирующихся местах под воздействием движущихся границ.

- Smoothing (сглаживание);
- Layering (расслоение);
- Local remeshing (местное перестроение).

Для использования требуемой модели деформации сетки нужно во вкладке "Mesh Methods" выбрать тип подвижной сетки: "Smoothing", "Layering", и/или "Remeshing" и нажать кнопку "Settings". Откроется диалоговое окно "Mesh Method Settings" (настройки метода перестроение сетки) где есть возможность определить настройки выбранных методов.

Подробное описание методов и областей их применения можно найти в методических указаниях [5].

При моделировании рабочего процесса шестеренного насоса используются методы сглаживания и перестроения сетки.

4 УЧЕБНЫЙ ПРИМЕР ПО РАСЧЕТУ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Под виртуальным моделированием понимается создание комплекса компьютерных CAD - (Computer-Aided Design) и CAE- (Computer Aided Engineering) моделей, необходимых для конструирования различных машин и механизмов. В отличие от CAD-систем, решающих задачи геометрического проектирования, CAE - системы моделируют физические процессы исследуемого объекта: как правило, это оценка напряженно-деформированного состояния и/или расчет термогазодинамических параметров. В результате исследований оптимизируются соответствующие конструктивные или рабочие характеристики, повышается ресурс и долговечность объекта а также обеспечиваются рабочие параметры объекта.

На рисунке 4.1 приведена общая схема совместного использования CAD - и CAE - систем применительно к задаче проектирования какого-либо объекта. Разрабатываемые в CAD - системе конструкторские решения подвергаются исследованиям с помощью CAE - систем. По результатам исследований могут изменяться конструкция или рабочие параметры объекта. При необходимости выполняются повторные исследования и т. д., до получения приемлемого результата.

В данном примере рассмотрен шестеренный насос с внешним зацеплением.

Алгоритм виртуального моделирования рабочего процесса шестеренного насоса представлен на рисунках 4.1 и 4.2 Перед началом численного расчета необходимо определить его тип. Определение типа основывается на том, что именно необходимо рассчитать: течение между зубьями насоса, течения на выходе из него, определить влияние конструктивных параметров насосного агрегата на рабочие характеристики, определить наличие кавитации, и пр.

Таким образом, существует несколько подходов к расчету шестеренных насосов – двухмерный 2D и трехмерный 3D анализы. Также существует

промежуточный 2,5D анализ, но его рассматривать не будем. Обычно 2D расчет проводят тогда, когда необходимо провести предварительные, оценочные расчеты. Наибольшей достоверностью за счет более точного учета конструктивных параметров шестеренного насоса обладают полноценные 3D расчеты.

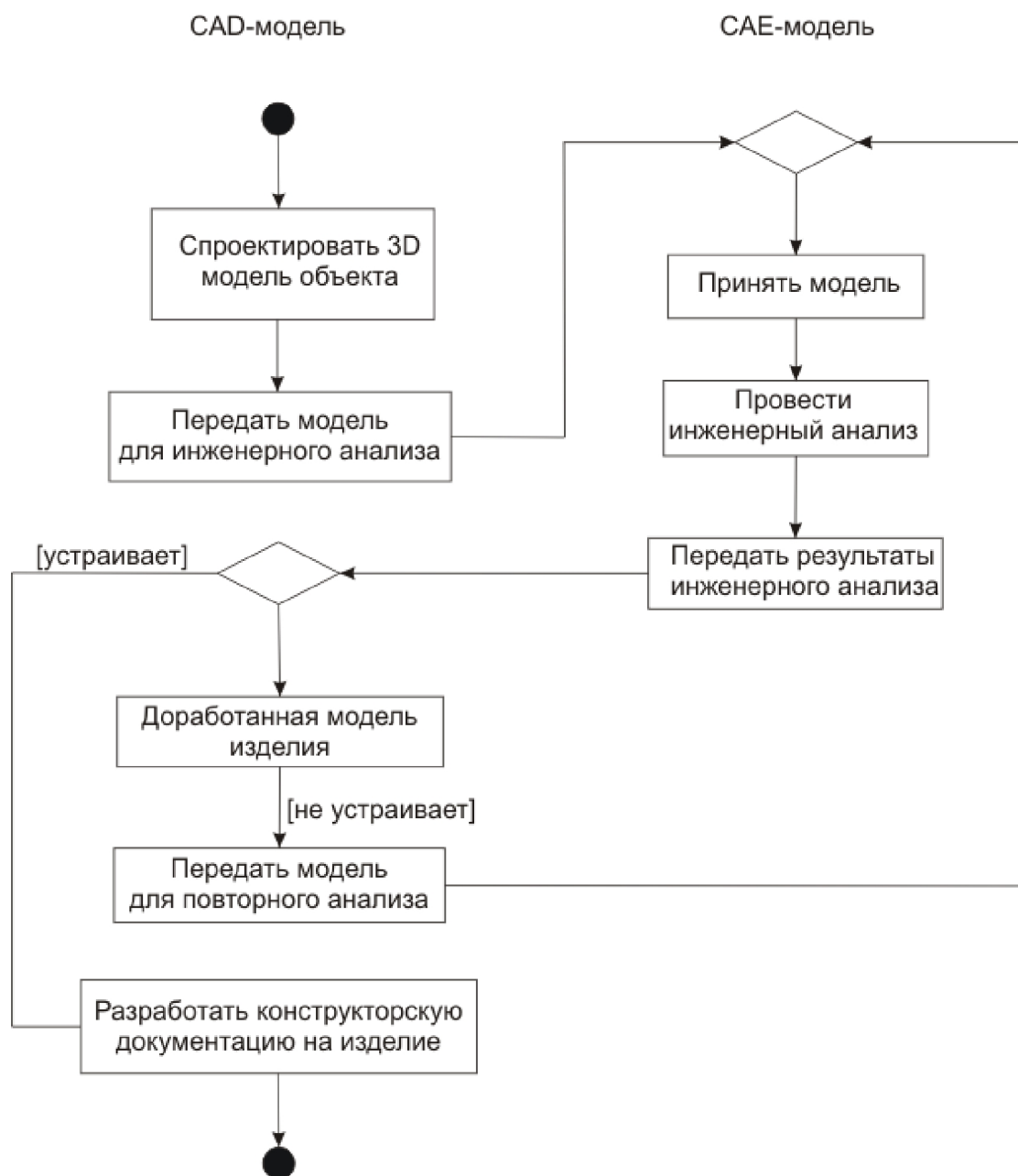


Рисунок 4.1 - Схема совместного использования CAD - и CAE - систем

Как правило, входной информацией для проведения численного расчета шестеренного агрегата является двухмерный чертеж. На основе него строятся необходимые трехмерные модели элементов насоса, а далее расчетные области. В данном случае под расчетной областью понимаются области, где протекает жидкость. После этого построенная расчетная область в одном из форматов *.stp, *.x_t, *.x_b, *.igs и т.д. передается в программу - сеткогенератор (например, ANSYS ICEM CFD, Gambit). Более подробно данные шаги алгоритма будут описаны ниже.



Рисунок 4.2 – Технологическая последовательность решения задачи моделирования рабочего процесса в шестеренном насосе

Численный расчет проводится в лицензионном коммерческом САЕ-пакете FLUENT. Последовательность подготовки задачи для ее решения во FLUENT приведен на рисунке 4.3. Особенностью данного пакета является то, что перед выполнением основных функций необходимо проверить геометрические размеры и правильность установки единиц измерения. Для проведения расчета шестеренного насоса необходимо выбрать вид анализа "Transient". После чего задаются уравнения, используемые для решения задачи, а также свойства рабочих тел и граничные условия. В пакете FLUENT существует несколько видов задания движения поверхностей. В нашем случае необходимым условием является задание движения шестерен. Важным этапом является задание свойств параметров решателя и выбор схемы решения. После проведения данных процедур проводится решение и обработка его результатов.

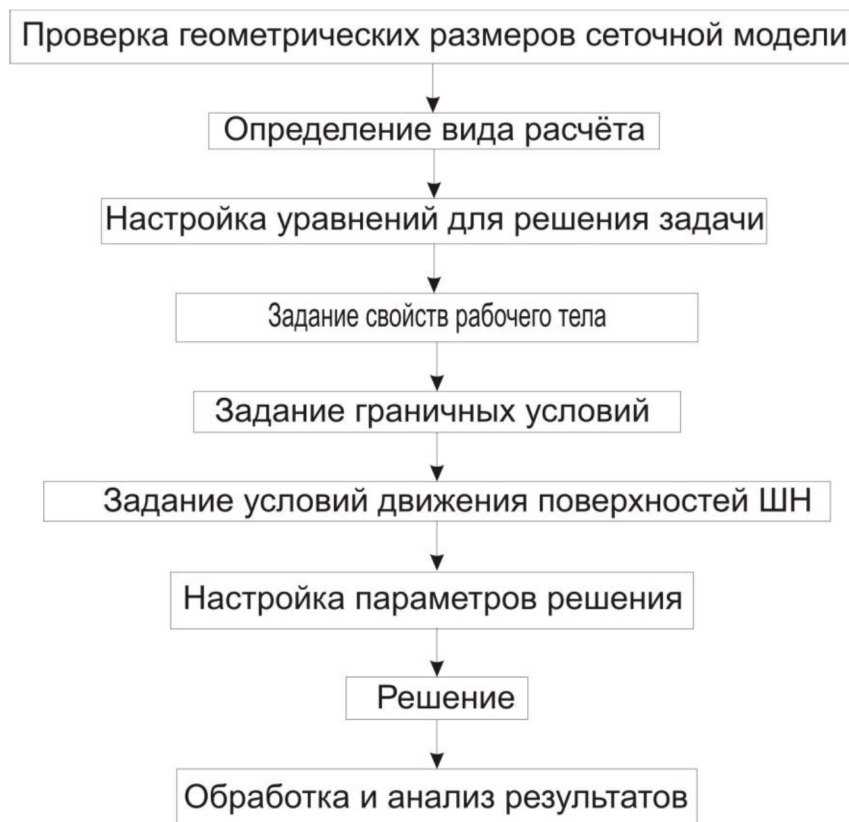


Рисунок 4.3 - Технологическая последовательность решения задачи моделирования рабочего процесса в шестеренном насосе

4.1 Построение геометрической трехмерной модели основных узлов шестеренного насоса

В большинстве случаев для оценки влияния конструктивных параметров на рабочие параметры шестеренного насоса необходимо проведение полноценного трехмерного численного анализа, учитывающего особенности подвода и отвода рабочей жидкости а также конструктивные особенности корпуса ШН, подпятников и т.д. Для этого необходимо построение трехмерной геометрической модели расчетной области шестеренного насоса.

Исходными данными для построения трехмерных моделей основных узлов шестеренного насоса являются их чертежная документация (рисунки 3.1 и 3.2).

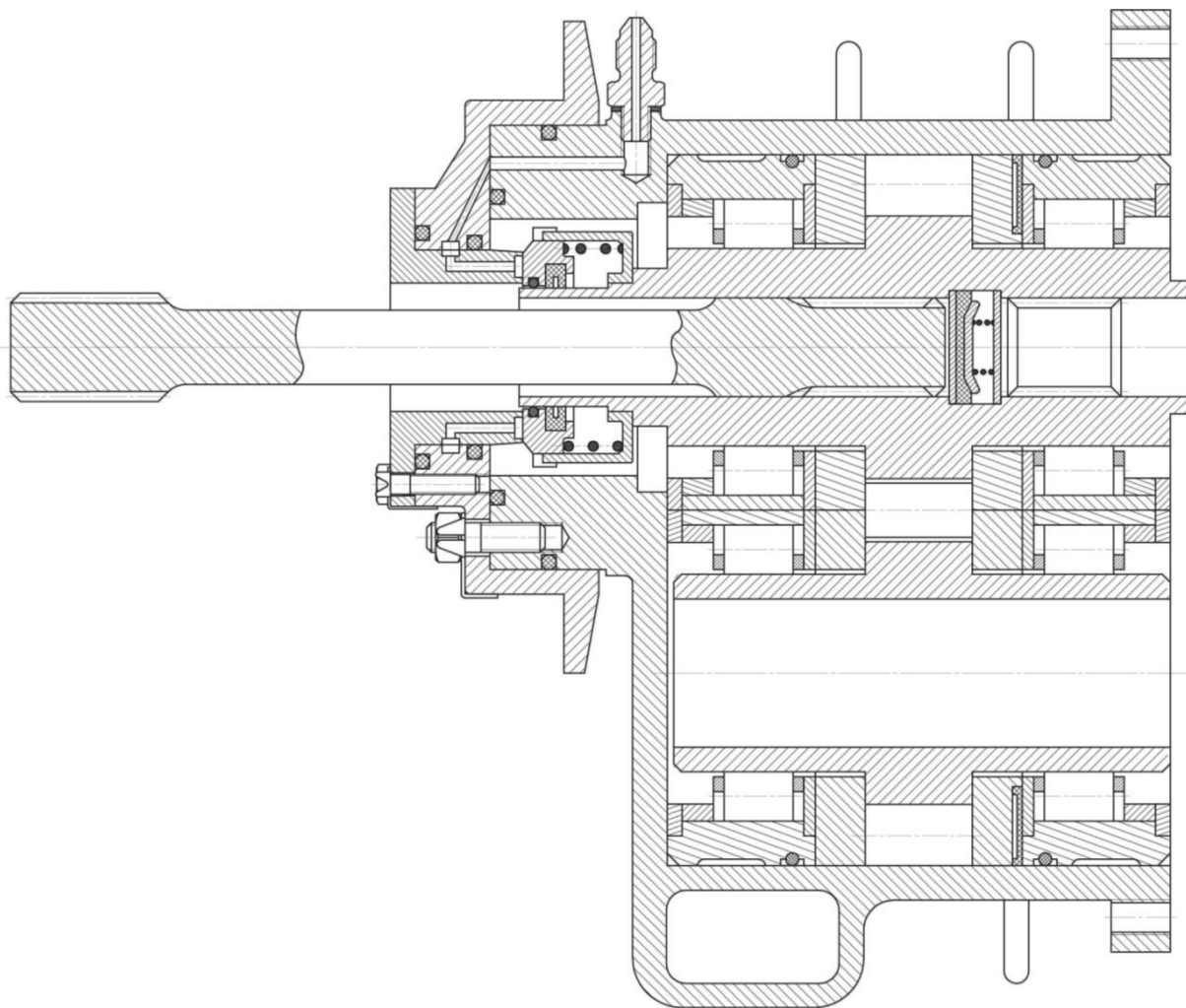


Рисунок 4.4 - Чертеж шестеренного насоса

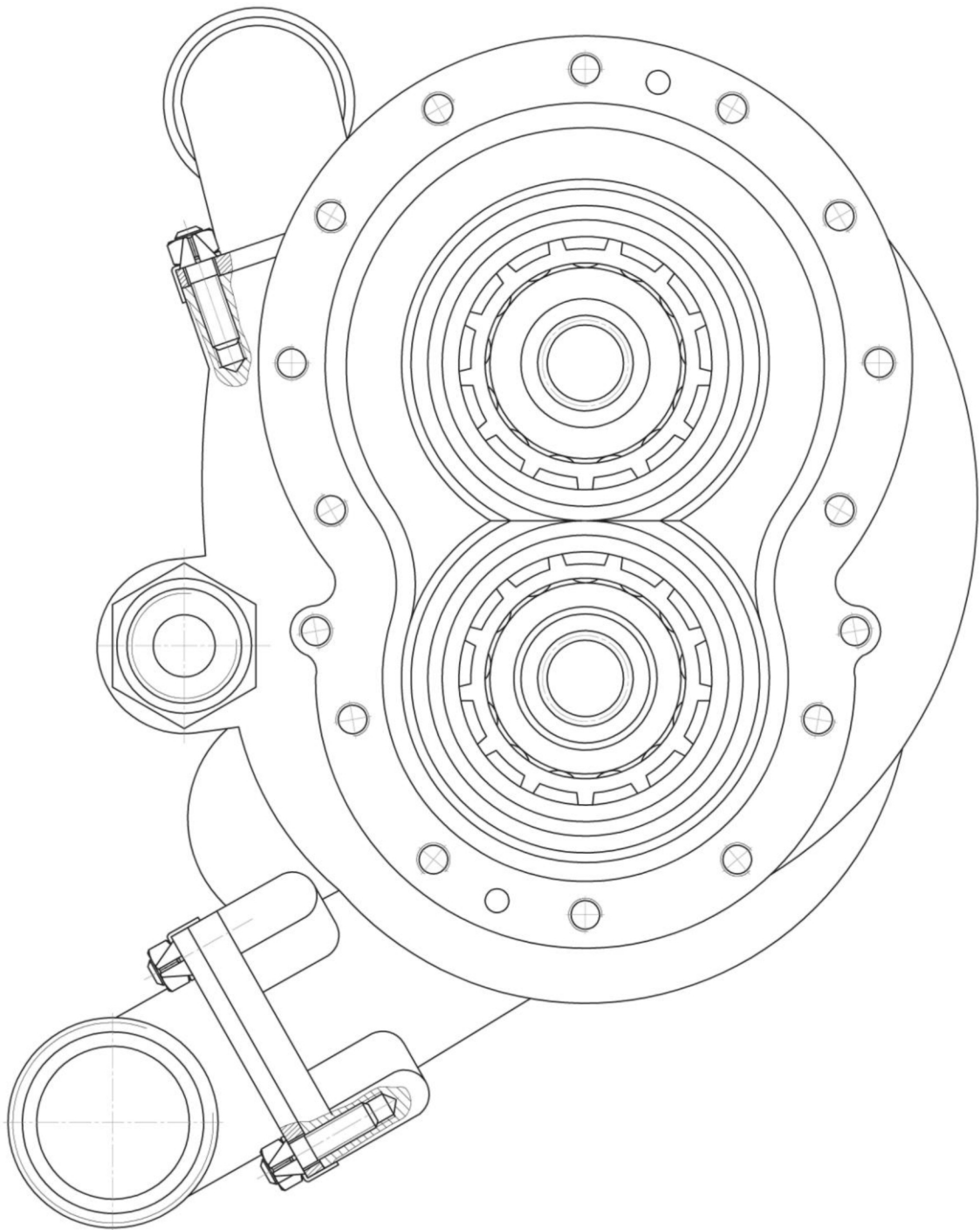


Рисунок 4.5 - Чертеж шестеренного насоса

На основе 2D модели в CAD-системе SolidWorks строятся 3D модели основных узлов данного насосного агрегата. Обойма, подвижный и неподвижный подпятники представлены на рисунке 4.6.

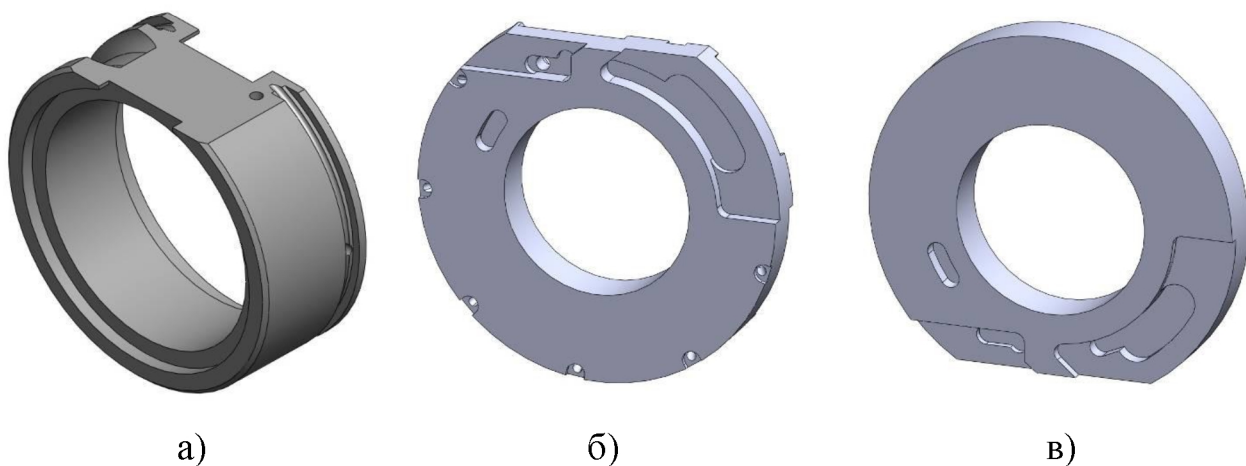


Рисунок 4.6– Трехмерные модели обоймы (а), подвижного (б) и неподвижного (в) подпятников

Трехмерные модели ведущей и ведомой шестерен изображены на рисунке 3.4.

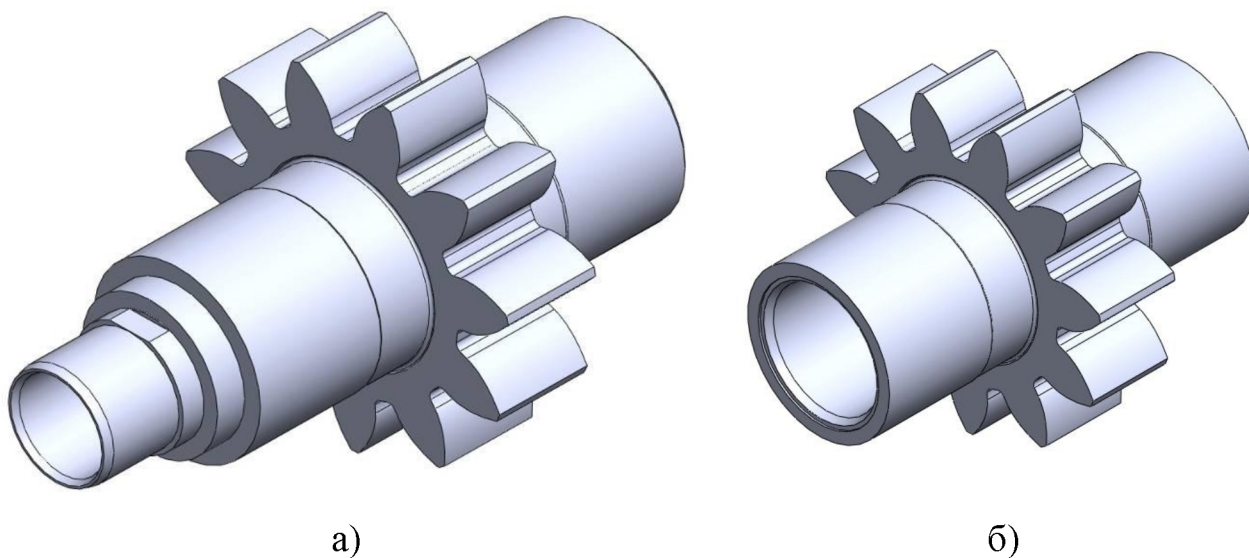


Рисунок 4.7 – Трехмерные модели ведущей (а) и ведомой (б) шестерен

Внешний вид трехмерной модели корпуса шестеренного насоса представлен на рисунке 4.8.

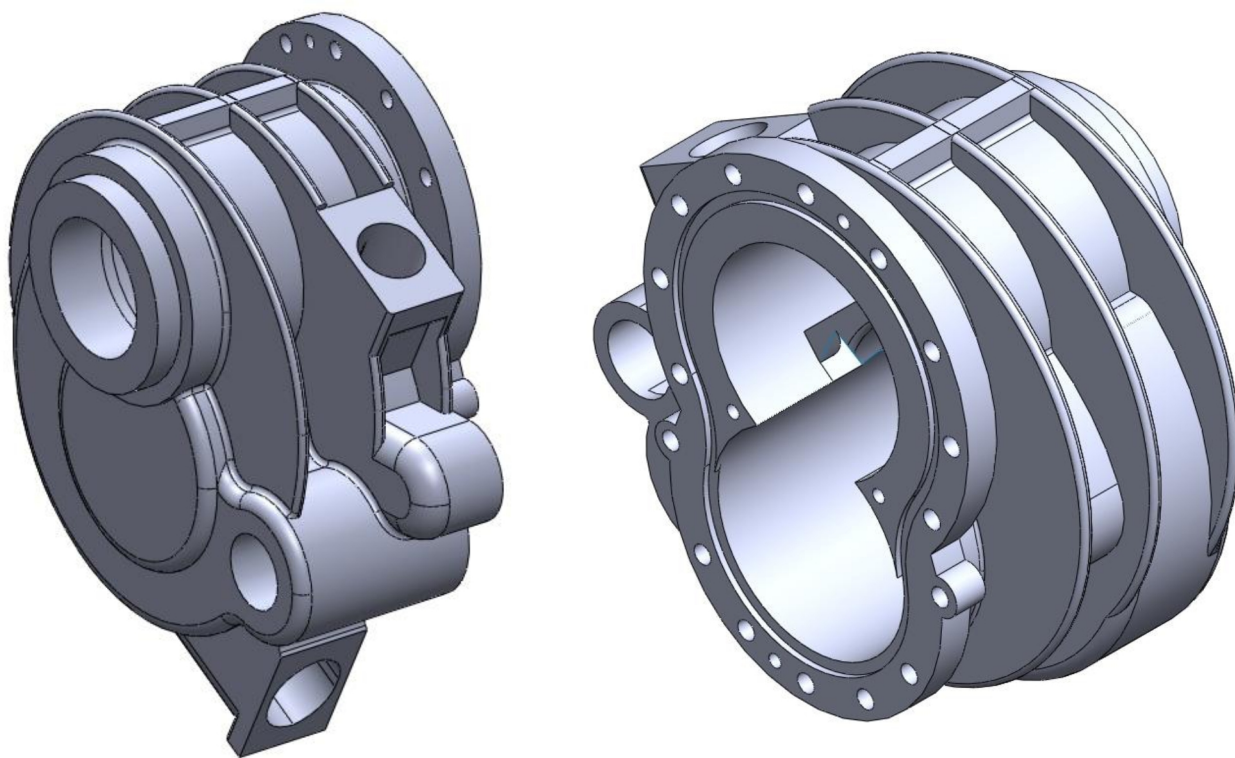


Рисунок 4.8 – Трехмерная модель корпус шестеренного насоса

Полная 3D модель рассматриваемого шестеренного насоса представлена на рисунках 4.9, 4.10.

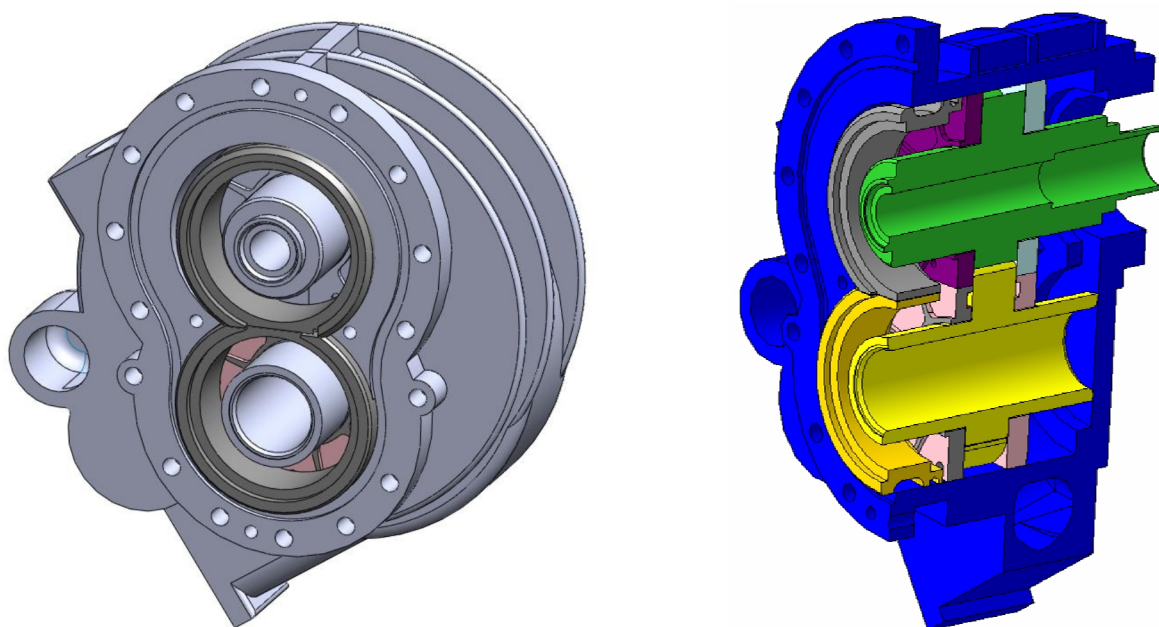


Рисунок 4.9 - Трехмерная модель шестеренного насоса

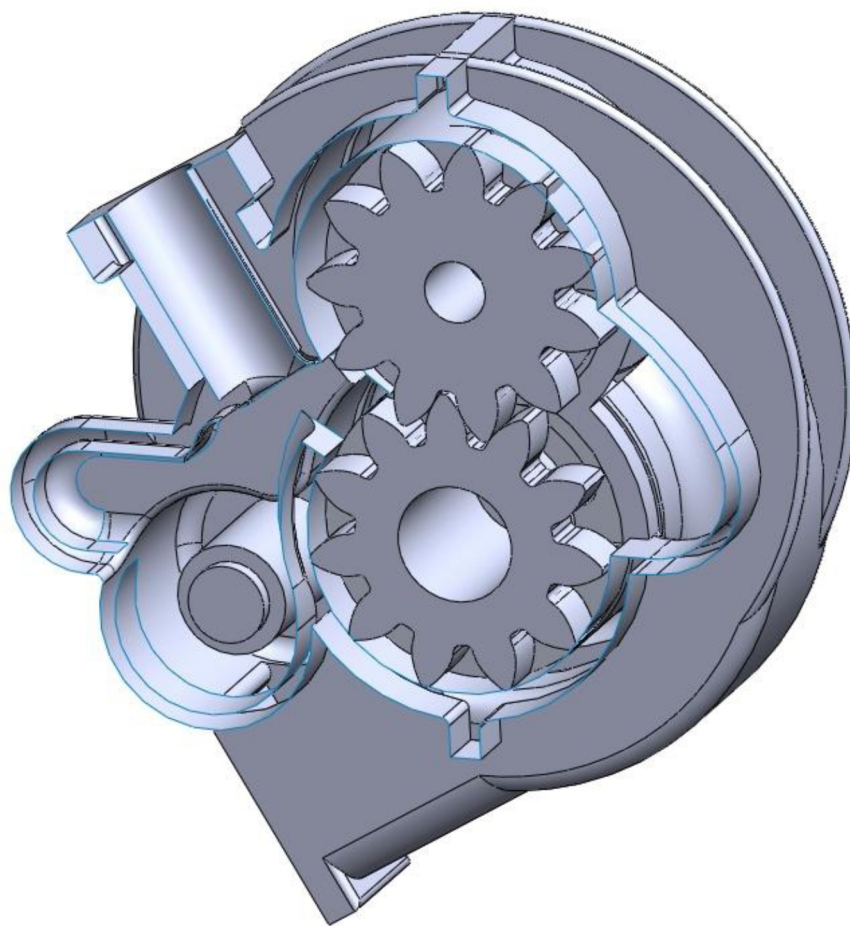


Рисунок 4.10 - Трехмерная модель шестеренного насоса в разрезе

4.2 Построение трехмерной модели расчетной области шестеренного насоса

Геометрическую модель расчетной области шестеренного насоса можно получить с помощью булевых операций, после проведения которых вычленяется внутренняя проточная часть шестеренного насоса (рисунок 4.11). Однако для некоторых решателей необходимо учесть, что длина питающих входных трубопроводов, а также длина выходного трубопровода должны быть не менее 5-7 диаметров входа в насосный агрегат.

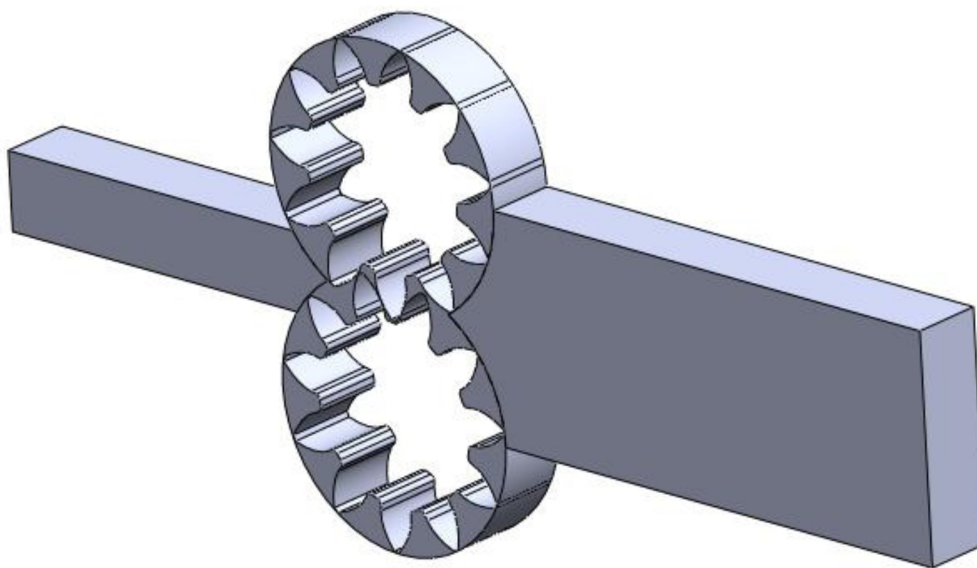


Рисунок 4.11 – Трехмерная геометрическая модель расчетной области шестеренного насоса

4.3 Формирование сеточной модели трехмерной расчетной области шестеренного насоса

4.3.1 Подготовка трехмерной расчетной модели

Построение трехмерной модели шестеренного насоса осуществляется в программе *ANSYS Gambit* на основе ранее построенной двухмерной модели, либо в любом CAD редакторе (*SolidWorks*, *КОМПАС*) с последующим экспортом модели в *ANSYS Gambit*.

Создайте папку, которая будет вашей рабочей директорией, назовите ее, например *Gear Pump 3D*. Скопируйте в нее файлы проекта двухмерной модели. Запустите программу *ANSYS Gambit* и откройте скопированный проект.

Результат открытия модели представлен на рисунке 4.12.

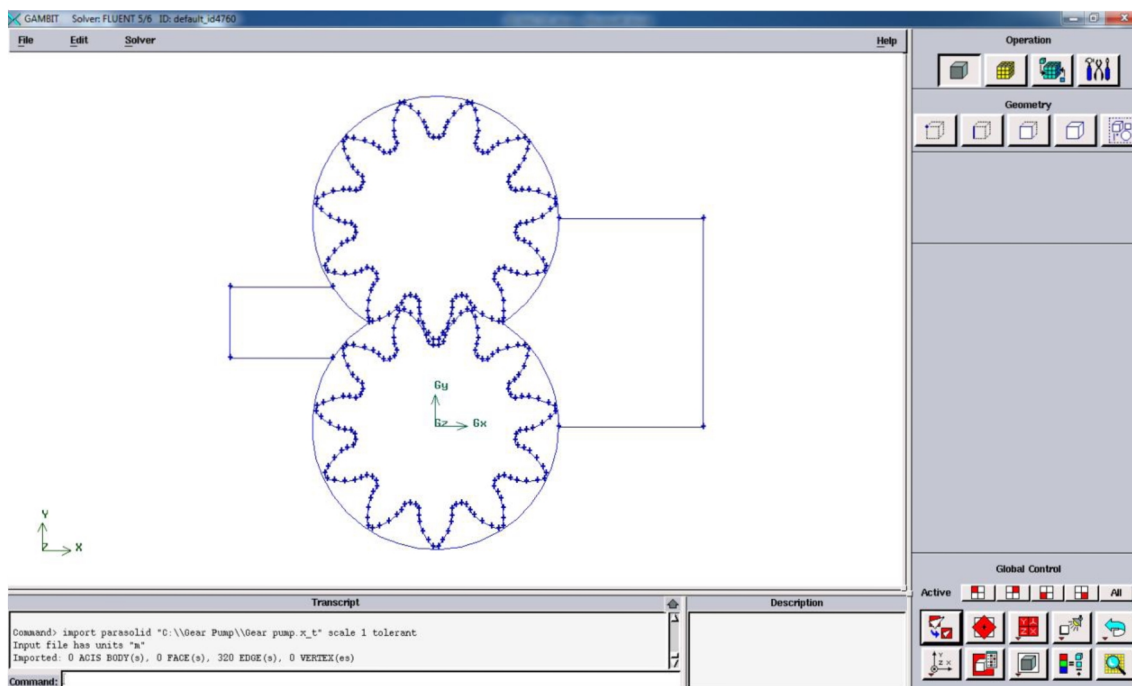


Рисунок 4.12 – Двухмерная модель шестеренного насоса

Для создания трехмерной модели из двухмерной необходимо выполнить следующие действия – создать две точки, построить отрезок между ними и используя инструмент развертки поверхности из трех плоскостей модели создать три объема, тем самым получив трехмерную геометрию модели.

Для создания точки необходимо выполнить следующие действия:

Geometry (Геометрия)  → **Vertex** (Точка)  → **Create Real Vertex** (Создание реальной точки)

В полях меню *Global* ввести координаты точки $\{0;0;-21\}$, после чего для завершения операции следует нажать кнопку *Apply*. Результат этой операции представлен на рисунке 4.13.

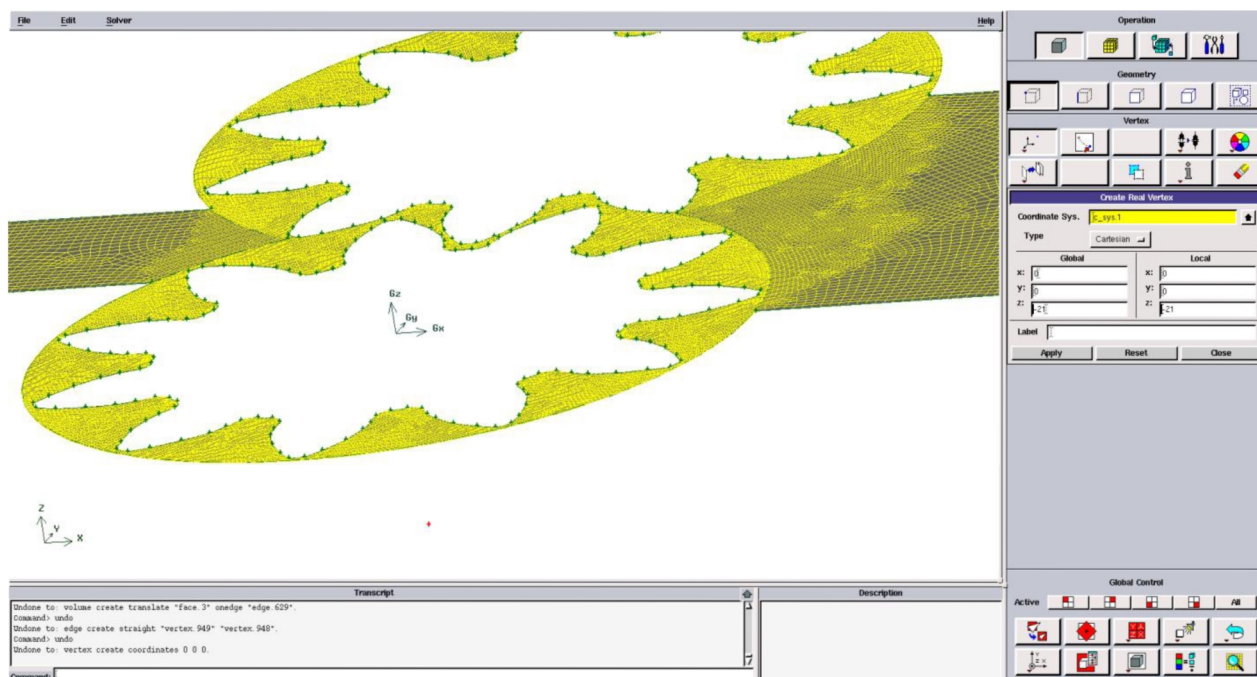


Рисунок 4.13 – Построение точки $\{0;0;-21\}$

Создание второй точки с координатами $\{0;0;0\}$ производится аналогично (рисунок 3.11).

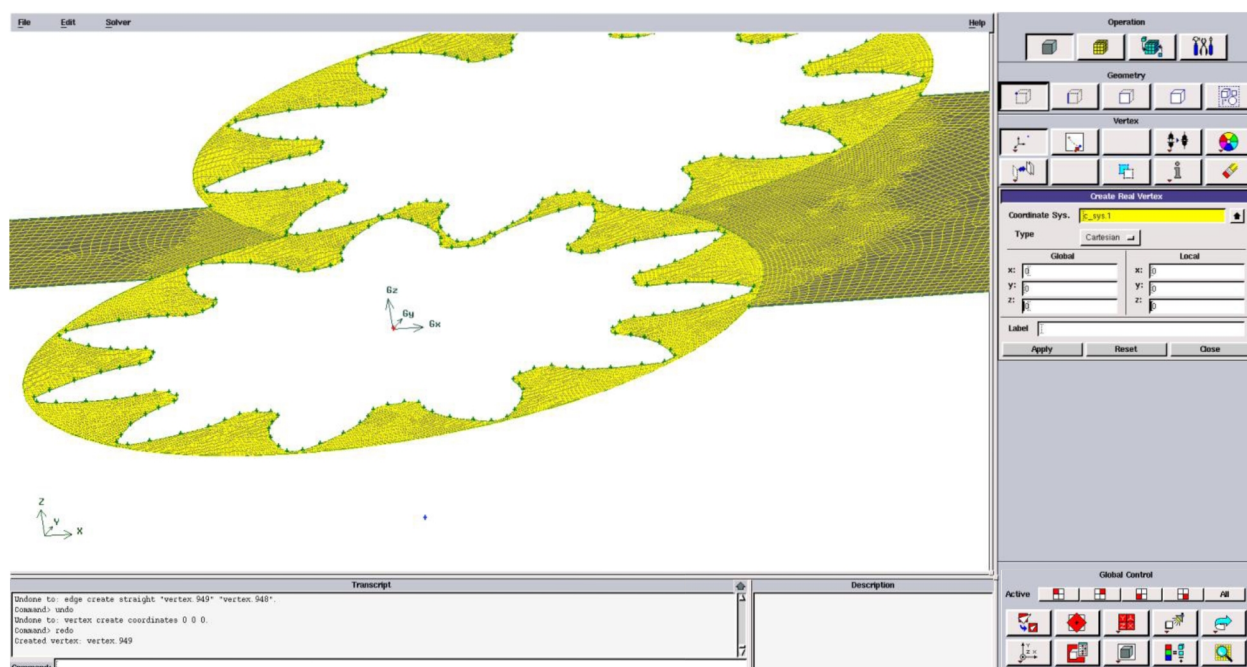
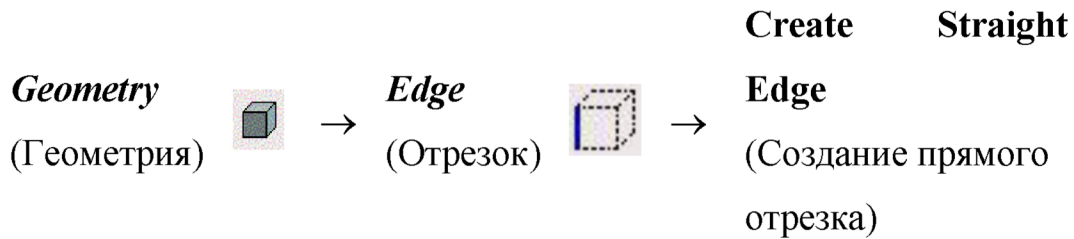


Рисунок 4.14 – Построение точки $\{0;0;0\}$

Для создания отрезка нужно выполнить следующие действия:



В появившемся меню *Create Straight Edge* выбирается опция *Vertex List (Multiple)*, в которой показаны доступные (*Available*) для выбора точки и выбранные (*Picked*). С помощью мыши нужно выбрать созданные точки, после чего для завершения операции нажать кнопку *Apply*. Результат этой операции представлен на рисунке 4.15.

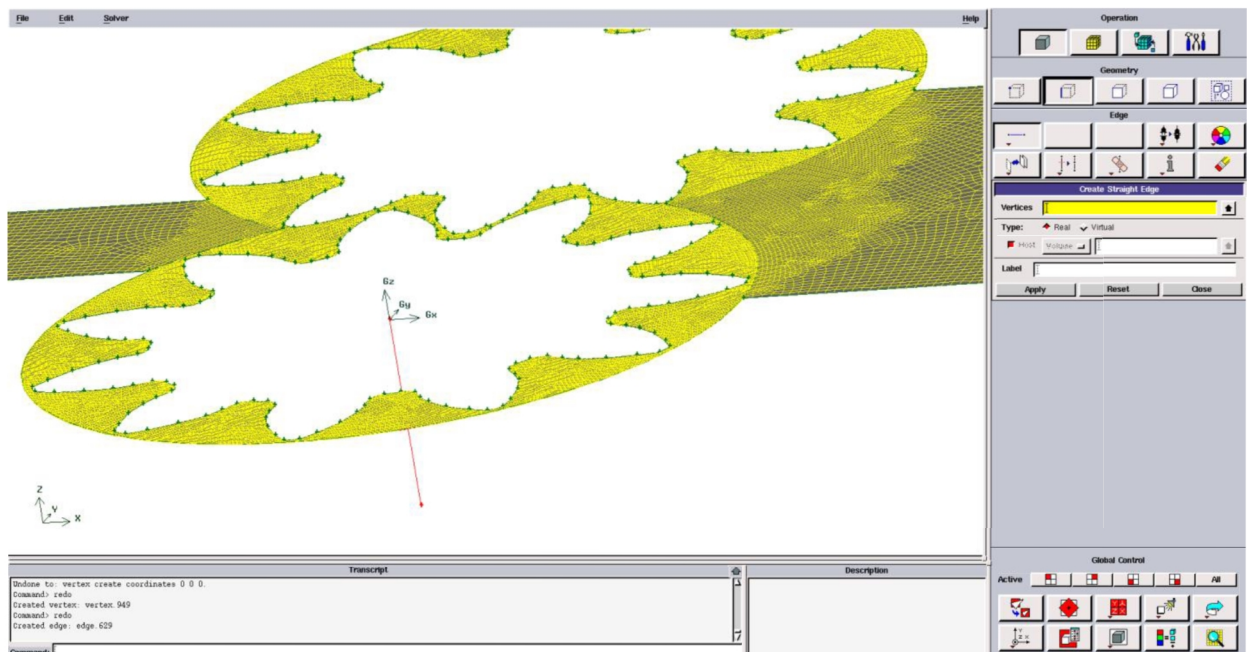


Рисунок 4.15 – Построение отрезка по двум точкам

Создание объема выполняется разверткой поверхности по направлению созданного отрезка:

Geometry

(Геометрия)



Volume

(Объем)



Sweep Faces

(Развертка
поверхностей)



В появившемся меню *Sweep Faces* в поле *Faces* выберите входную поверхность модели (в п.1 *FLUID IN*), в поле *Path: Edge* – созданный отрезок длиной 21мм, на нем появится стрелка указывающая направление развертки, в данном случае необходимое направление против оси Z (вниз) (рисунок 4.16). Длина отрезка выбирается в соответствии с шириной шестерни равной 21мм. Для выполнения операции следует нажать кнопку *Apply* (рисунок 4.17).

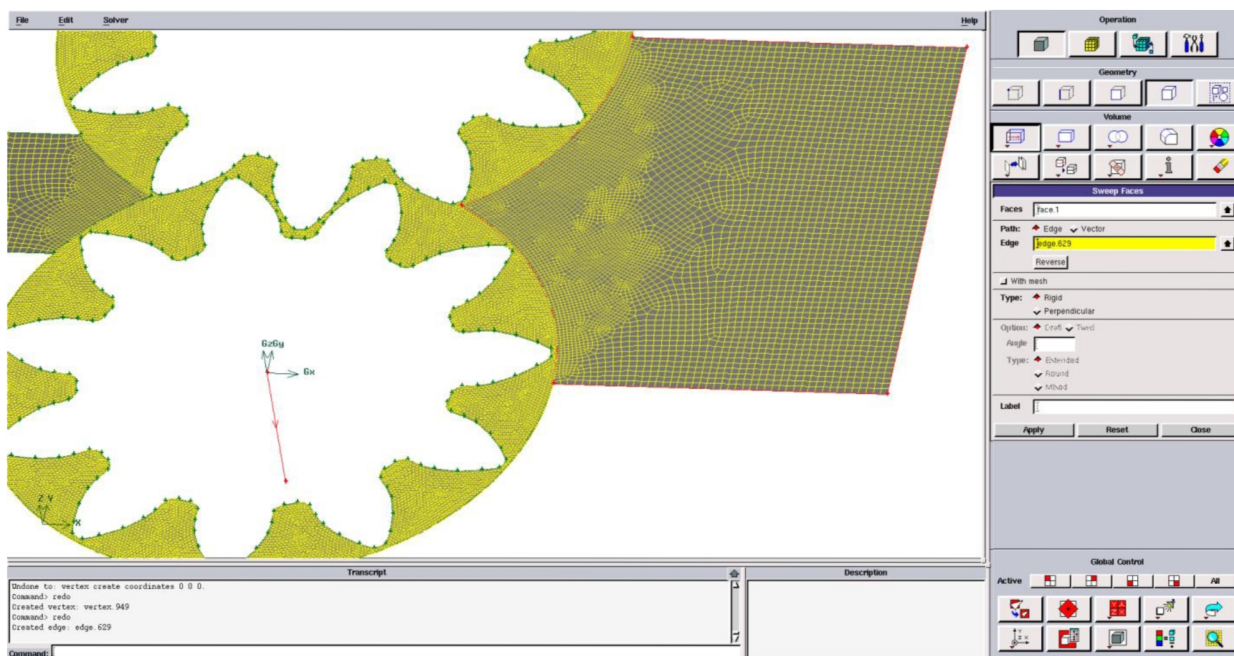


Рисунок 4.16 – Выбор поверхности для развертки и направляющего отрезка

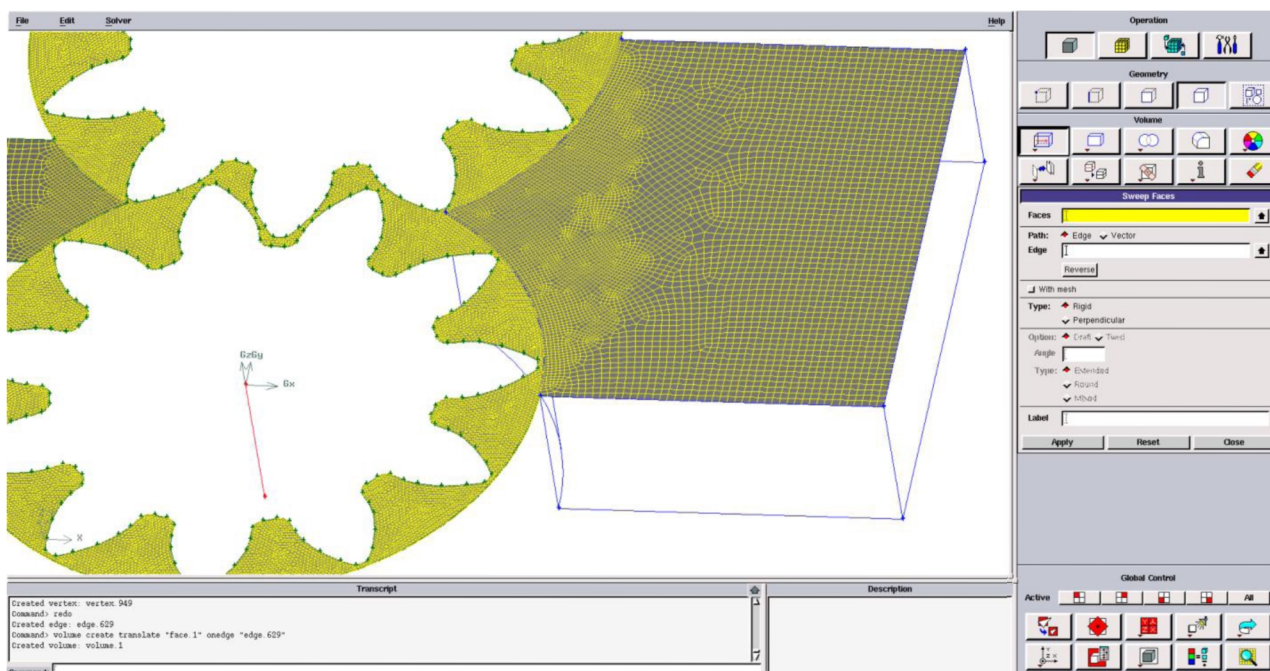


Рисунок 4.17 – Результат построения входного объема модели

Создание выходного объема и объема области шестерен производится аналогично (рисунок 4.18-4.19).

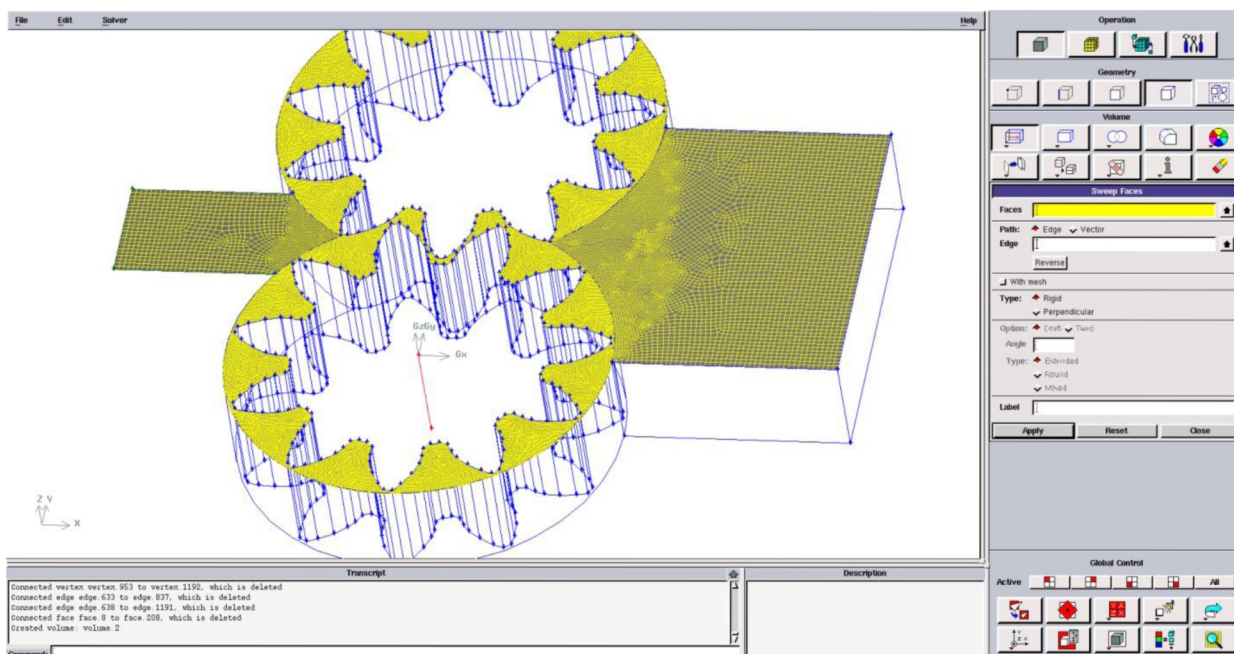


Рисунок 4.18 – Результат построения объема области шестерен модели

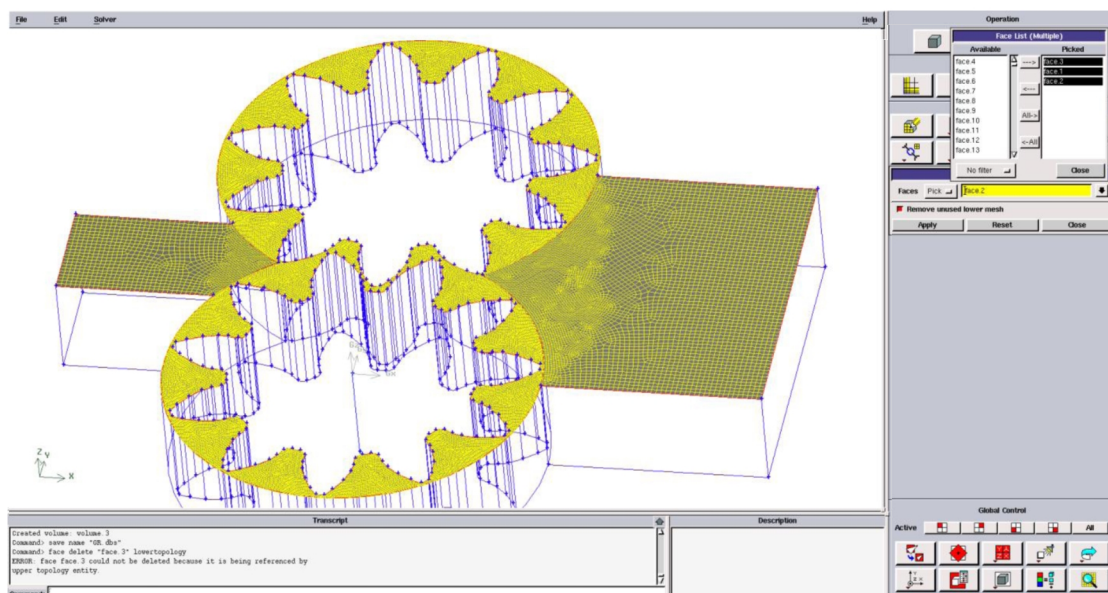


Рисунок 4.20 – Выбор поверхностей для удаления сетки

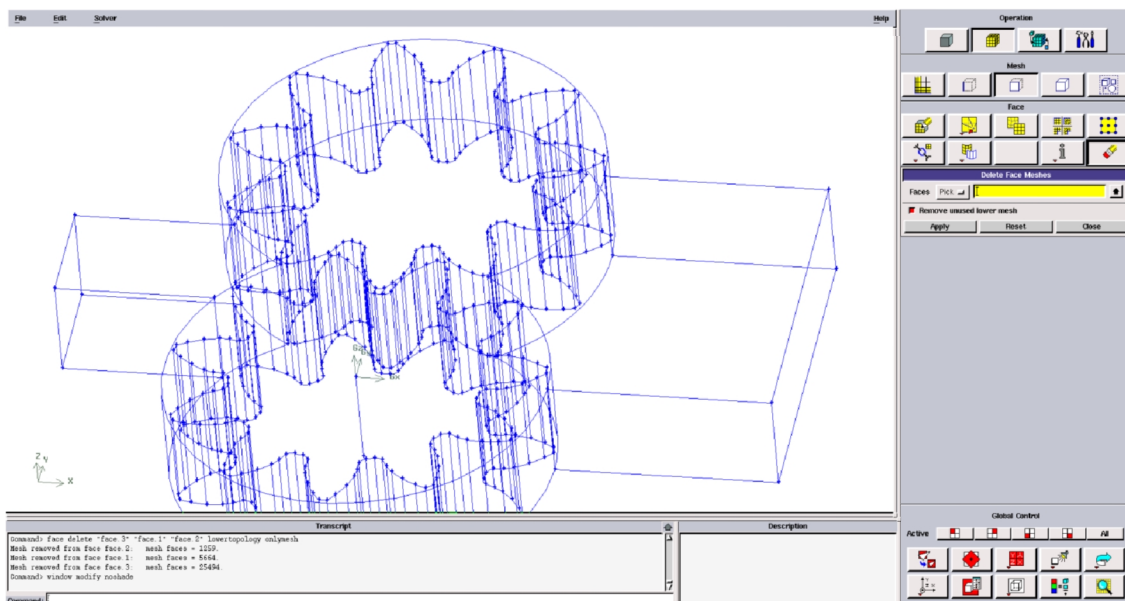
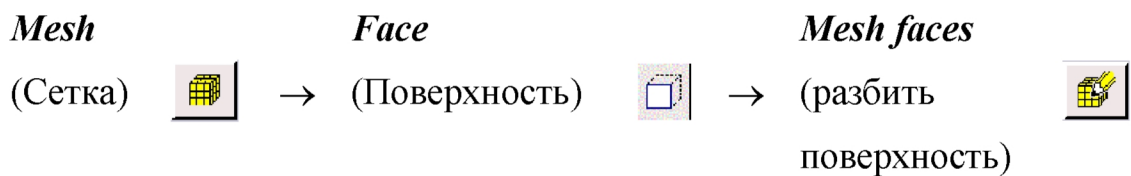


Рисунок 4.21 – Результат удаления сетки

4.3.2 Построение трехмерной сеточной модели расчетной области шестеренного насоса

Разбиение поверхности осуществляется с помощью команды:



В появившемся меню необходимо поставить курсор в окно *Faces* и с помощью мыши выбирать поверхность рабочей области насоса. Сетка рабочей области насоса должна быть перестраиваемой, поэтому назначается треугольный элемент *Tri* во вкладке *Elements*. Далее выбирается тип разбиения (*Type*) *Pave*. Для выбора размера конечного элемента равного 0,25мм в окне *Spacing* вводится 0,25 (рисунок 4.22). Размер конечного элемента выбран исходя из условия получения трех элементов в самом узком месте между зубами равного 0,7 мм. Для построения сетки следует нажать кнопку *Apply*, в результате на выделенной поверхности появится сетка (рисунок 3.20).

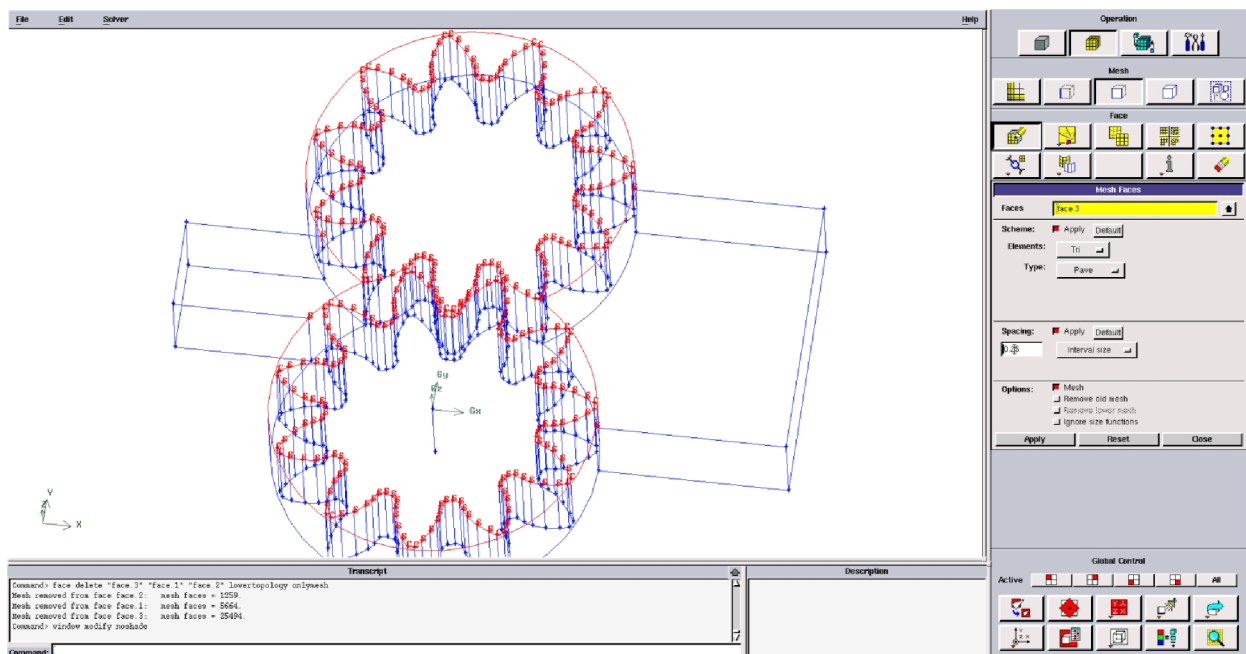


Рисунок 4.22 – Построение сетки на поверхности рабочей области

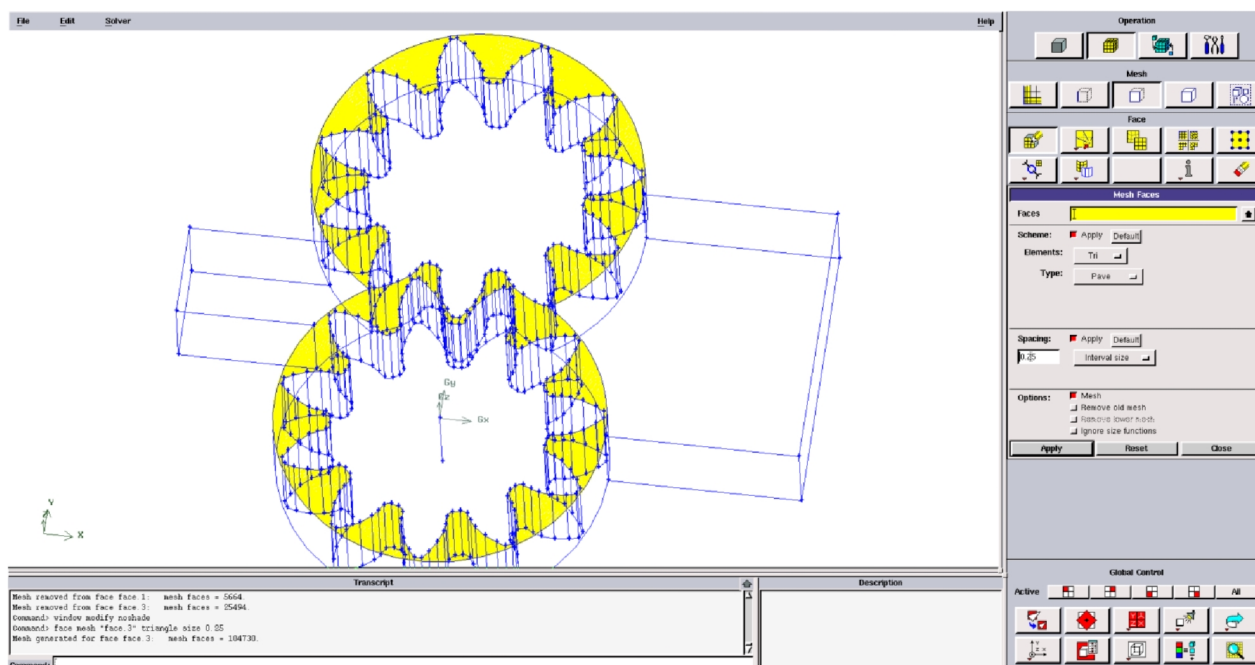


Рисунок 4.23 – Результат построения сетки на поверхности рабочей области

Область входного и выходного каналов не требуют применения «перестраиваемой» сетки, но для оптимального совмещения узлов сетки между соседними поверхностями, поверхность входного канала разбивается сеткой из треугольных элементов *Tri* с размером конечного элемента равным 1 мм, с типом разбиения *Pave* (рисунок 4.24). Размер конечного элемента выбран исходя из размеров входного канала и размера элементов в зоне рабочей области, так как в зоне рабочей области размер 0,25мм то размер элементов входной границы не должен значительно превышать это число. В противном случае невозможно гарантировать необходимую сходимость решения в ANSYS Fluent.

Результат построения треугольной сетки на поверхности входного канала представлен на рисунке 4.25.

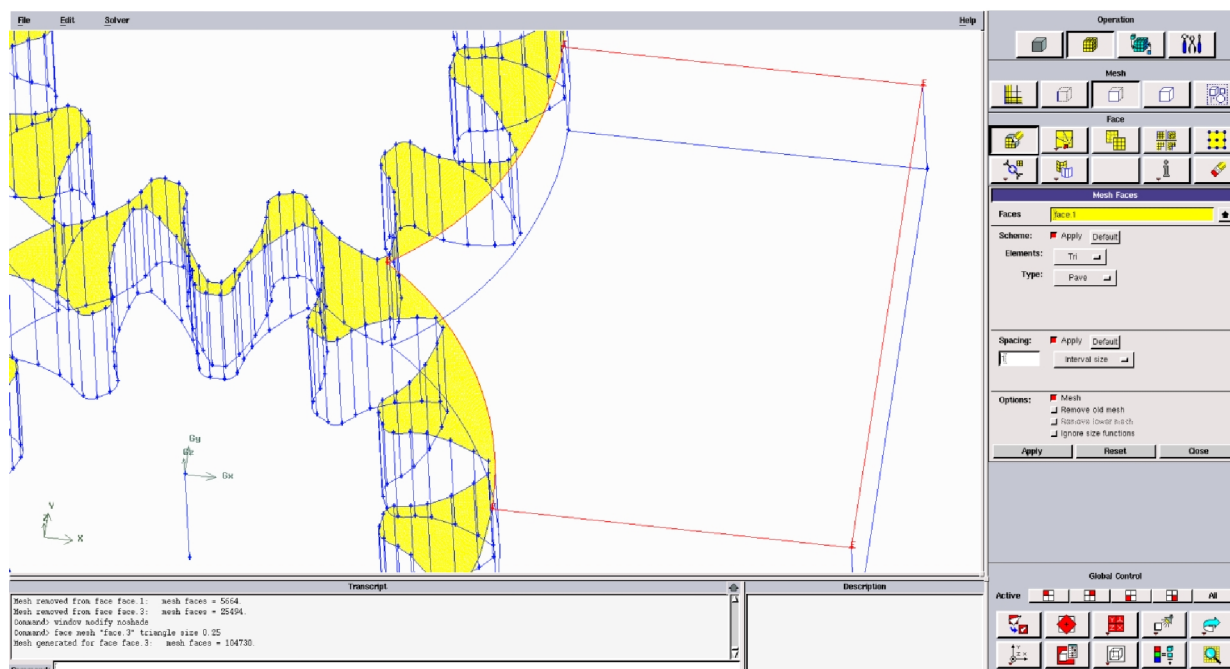


Рисунок 4.24 – Построение сетки на поверхности входного канала

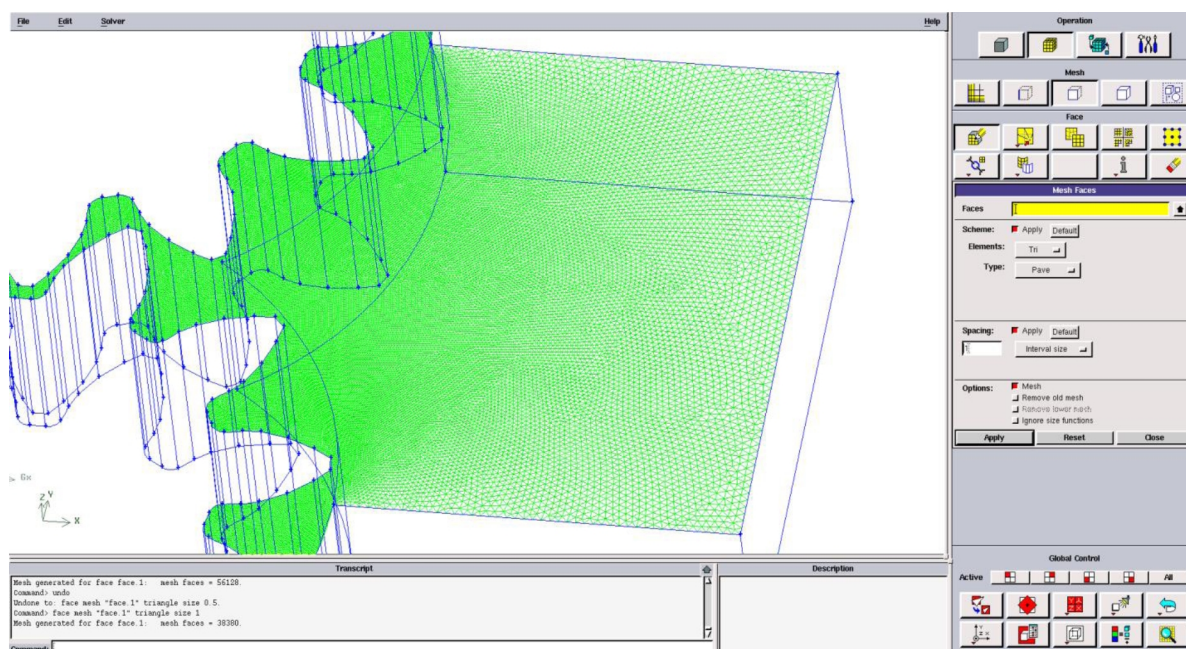


Рисунок 4.25 – Результат построения сетки на поверхности входного канала

Разбиение поверхности выходного канала осуществляется аналогично входному каналу, сеткой из треугольных элементов *Tri* с размером конечного

элемента равным 1мм, с типом разбиения *Pave*. Результат построения сетки на поверхности модели представлен на рисунке 4.26.

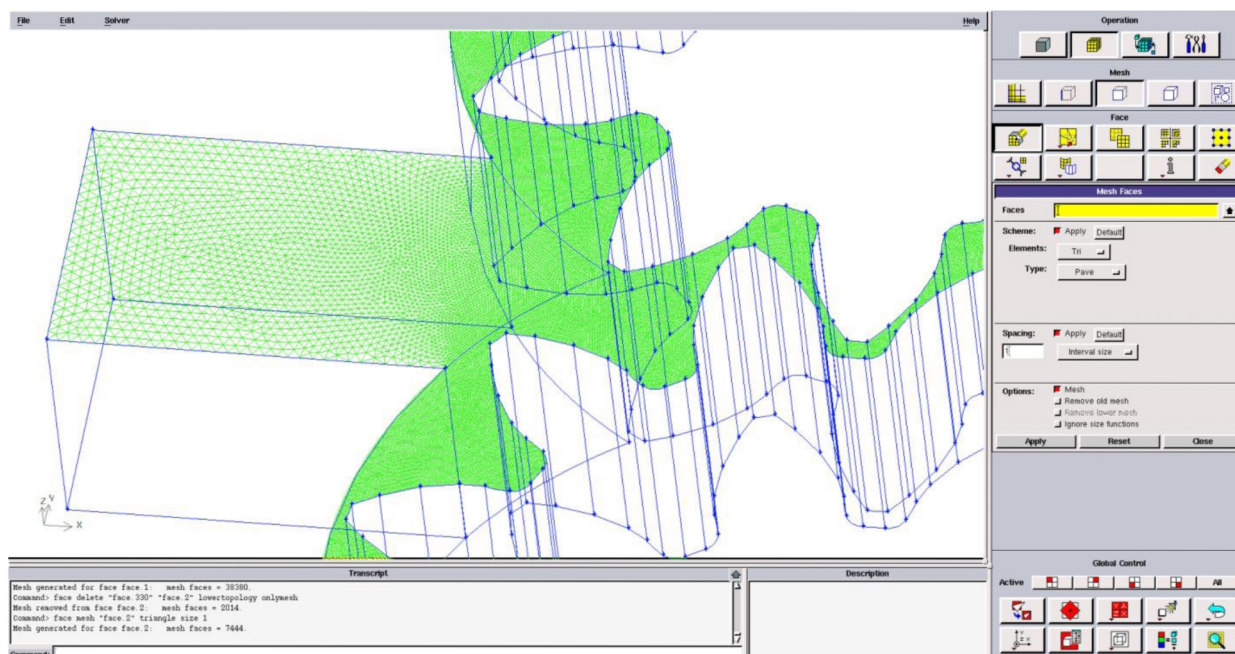
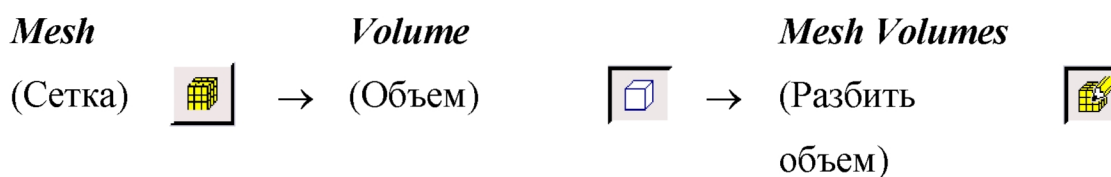


Рисунок 4.26 – Результат построения сетки на поверхностях модели

Далее поочередно необходимо разбить все объемы модели конечно-элементной сеткой:



В появившемся меню *Mesh Volumes* в поле *Volumes* с помощью мыши необходимо выбрать объем рабочей области насоса. Назначить гексагональный элемент *Hex/Wedge* во вкладке *Elements*, тип разбиения (*Type*) *Cooper*. В поле *Spacing* задать размер конечного элемента 1 мм, для получения элементов в виде призм с высотой 1мм. Для построения сетки необходимо нажать кнопку *Apply*, в результате операции получаем объем разбитый сеткой (рисунок 4.27).

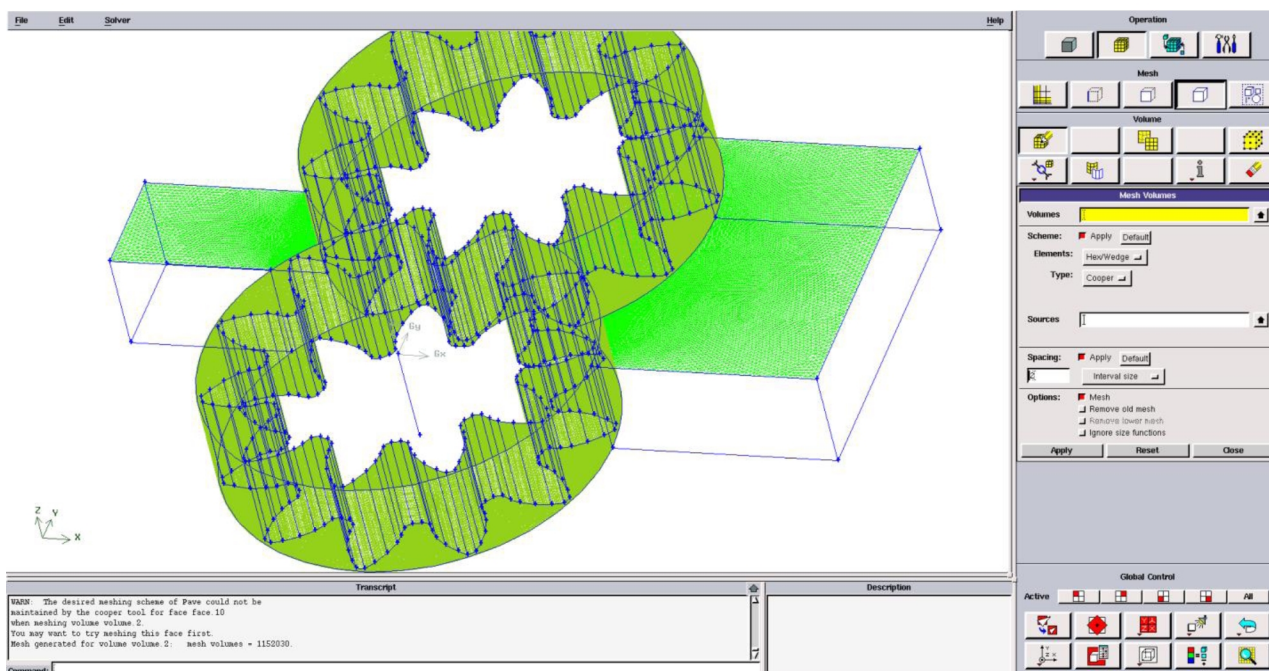


Рисунок 4.27 – Результат разбиения сеткой объема рабочей области насоса

Этим же инструментом разбиваются конечно-элементная сетка объемов входного и выходного каналов насоса. Результат разбиения сеткой модели представлен на рисунке 4.28.

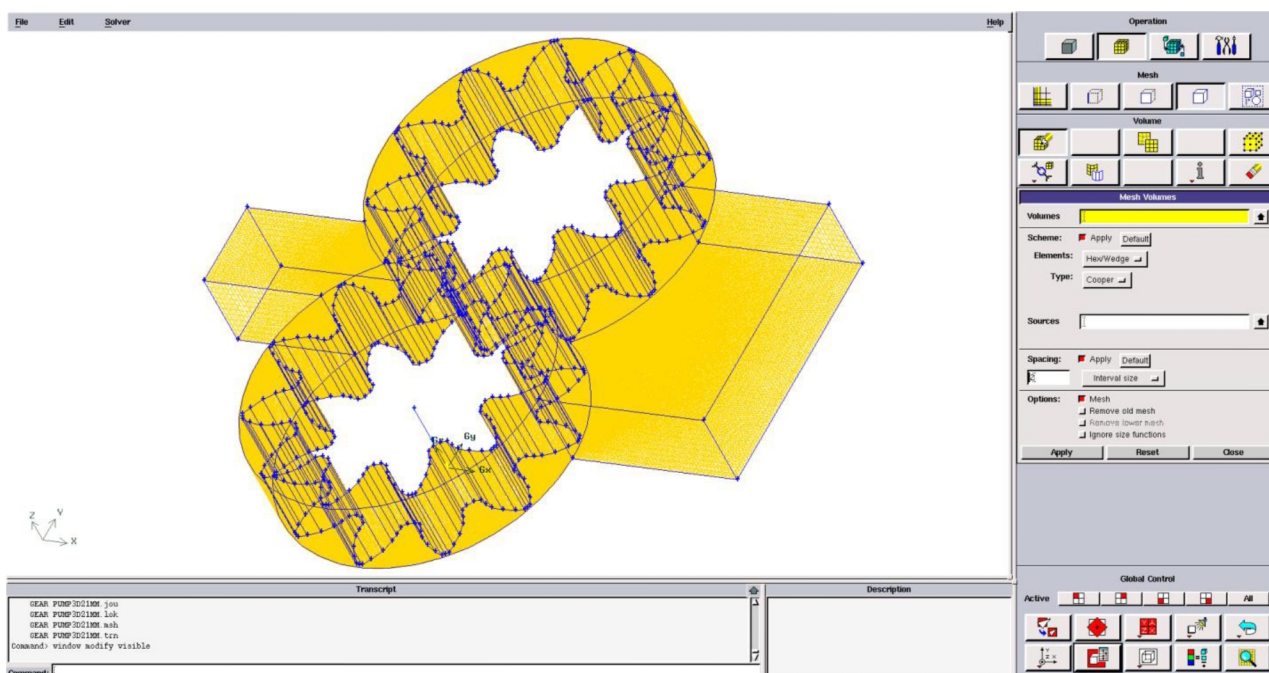


Рисунок 4.28 – Результат разбиения сеткой модели насоса

4.3.3 Назначение зон граничных условий

После того, как сетка построена и ее качество удовлетворяет условиям моделирования нужно задать граничные условия. Для входа в меню задания граничных условий следует нажать следующие кнопки в главном меню:

Zones

(Зоны)



Specify Boundary Types

(Задать тип граничных условий)



В появившемся меню необходимо поставить курсор в окно *Faces* и с помощью мыши выбрать поверхность во входном канале соответствующую входной границе. В окне *Name* ввести название *Pressure_inlet*. Во вкладке *Type* нужно выбрать *PRESSURE_INLET* (рисунок 4.29). Применение граничного условия осуществляется нажатием кнопки *Apply*.

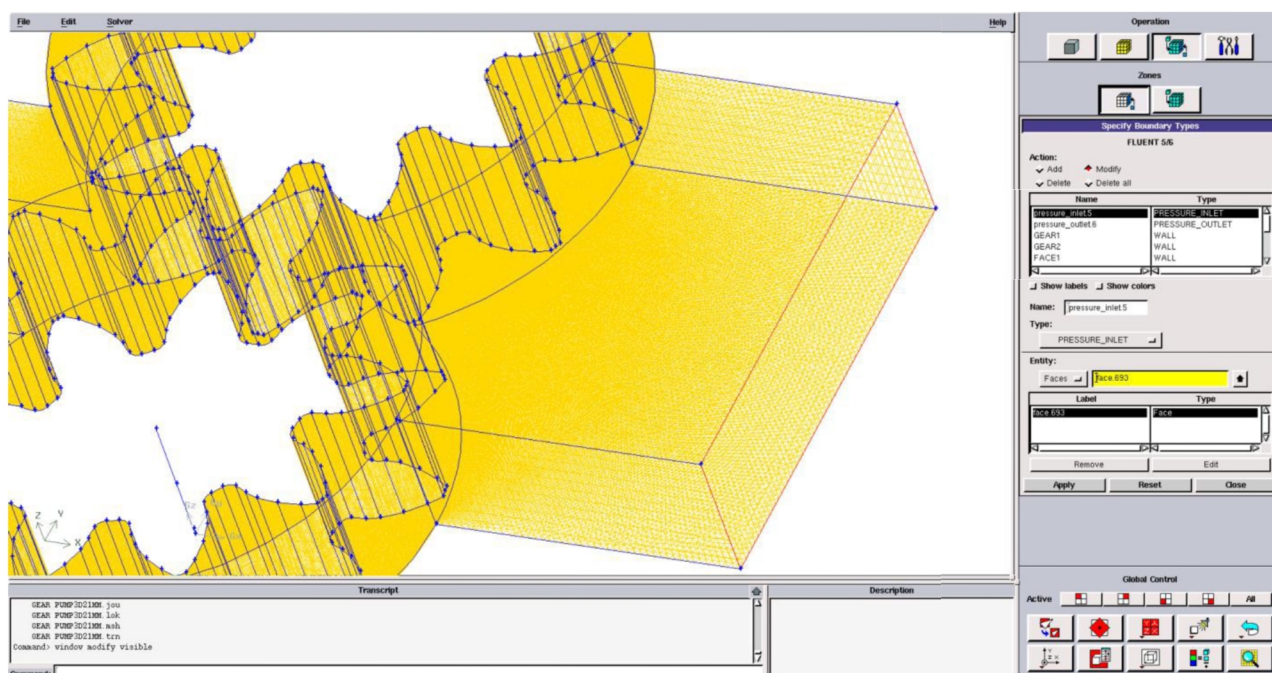


Рисунок 4.29 – Назначение граничного условия *Pressure_inlet*

Аналогично задается граничное условие *Pressure_outlet*. Необходимо поставив курсор в окно *Faces* и с помощью мыши выбрать поверхность в выходном канале соответствующую выходной границе, в окне *Name* вводится название *Pressure_outlet*. Во вкладке *Type* требуется выбрать *PRESSURE_OUTLET*. Для применения граничного условия нажмите кнопку *Apply*.

Далее необходимо задать граничное условие проницаемой стенки *interior* для границ между сетками объемов. Для задания этого условия в выходном канале следует поставить курсор в окно *Faces* и с помощью мыши выбрать соответствующие поверхности, в окне *Name* ввести название *Interior_outlet*. Во вкладке *Type* нужно выбрать *INTERIOR* (рисунок 4.30). Для применения граничного условия нажмите кнопку *Apply*.

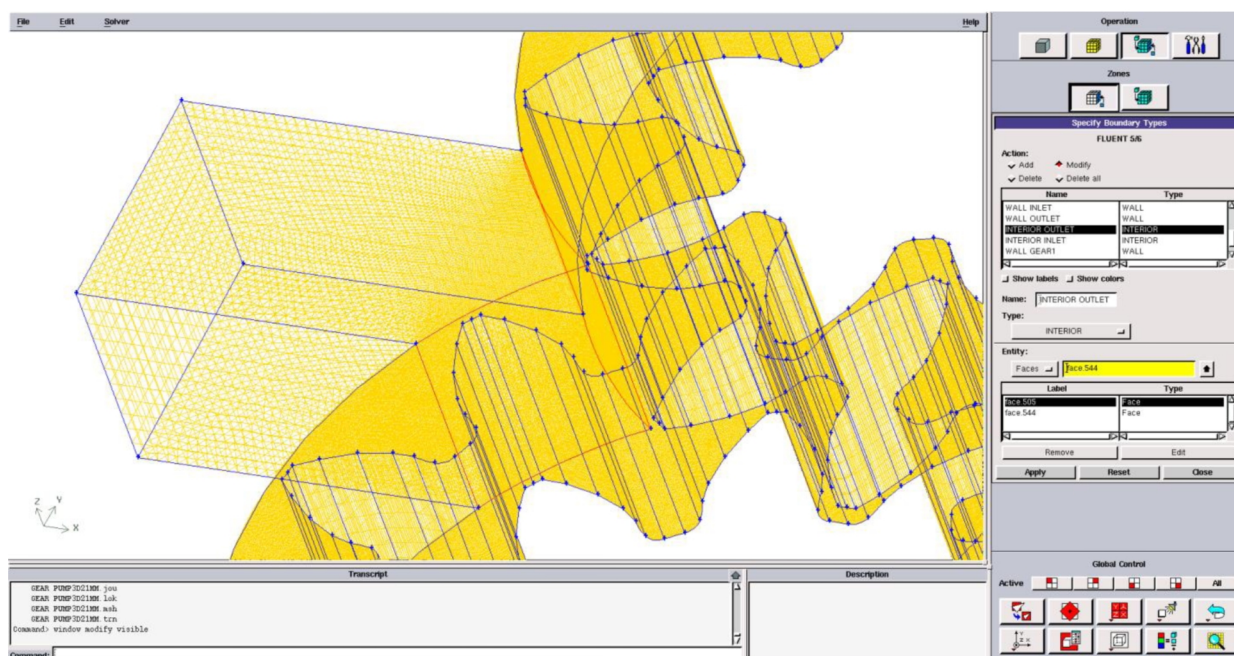


Рисунок 4.30 – Назначение граничного условия *Interior_outlet*

Задание условия проницаемой стенки во входном канале осуществляется аналогично. В окне *Name* введите название *Interior_inlet*. Во вкладке *Type* выберите *INTERIOR*. Для применения граничного условия нажмите кнопку *Apply*.

Для задания движения шестерен в программе *ANSYS Fluent* необходимо чтобы поверхности, составляющие шестерни, имели название. Для этого нужно поставить курсор в окно *Faces* и с помощью мыши выбрать соответствующие поверхности первой шестерни, составляющие замкнутый контур. В окне *Name* ввести название *Gear1*. Во вкладке *Type* следует выбрать *Wall* (рисунок 4.31). Для применения граничного условия нажмите кнопку *Apply*.

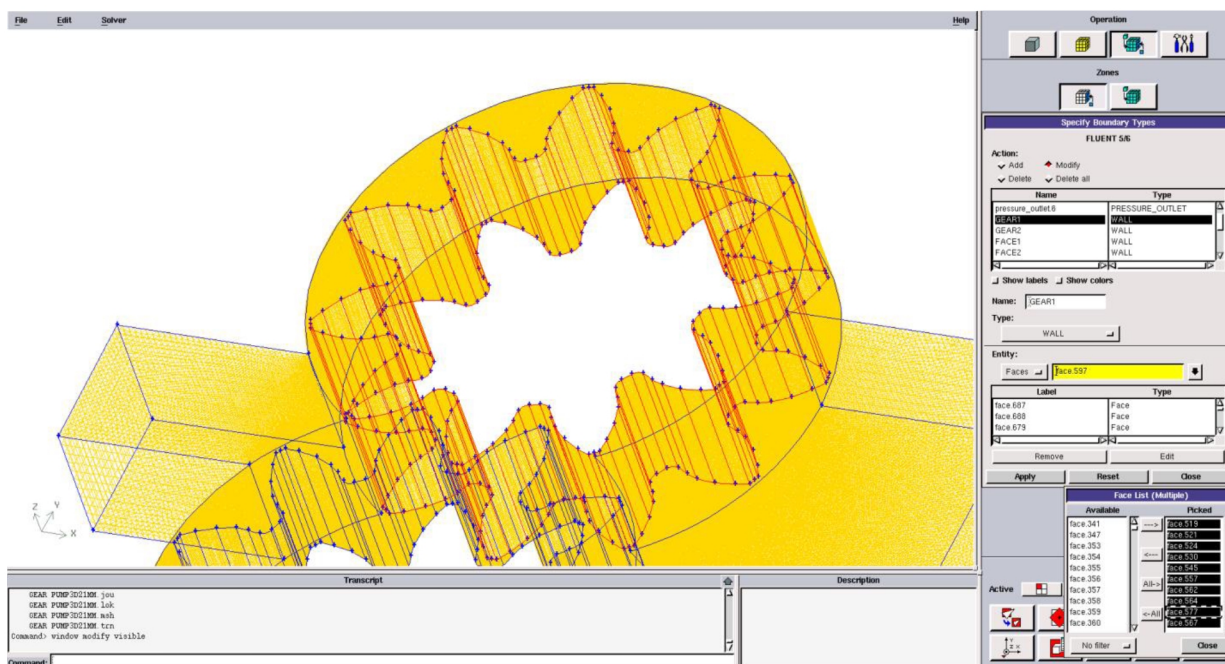


Рисунок 4.31 – Назначение граничного условия для одной шестерни (*Gear1*)

Задание названия (*Gear2*) второй шестерни производится аналогично первой.

Таким же образом называются поверхности объема выходного канала – *WALL OUTLET* (рисунок 4.32), входного канала *WALL INLET* (рисунок 4.33), каждая из боковых поверхностей объема рабочей области – *SIDE_FACE1* и *SIDE_FACE2* (рисунок 4.34), а также верхняя *TOP WALL GEAR1* (рисунок 4.35) и нижняя *BOTTOM WALL GEAR2* (рисунок 4.36) полуокружности объема рабочей области.

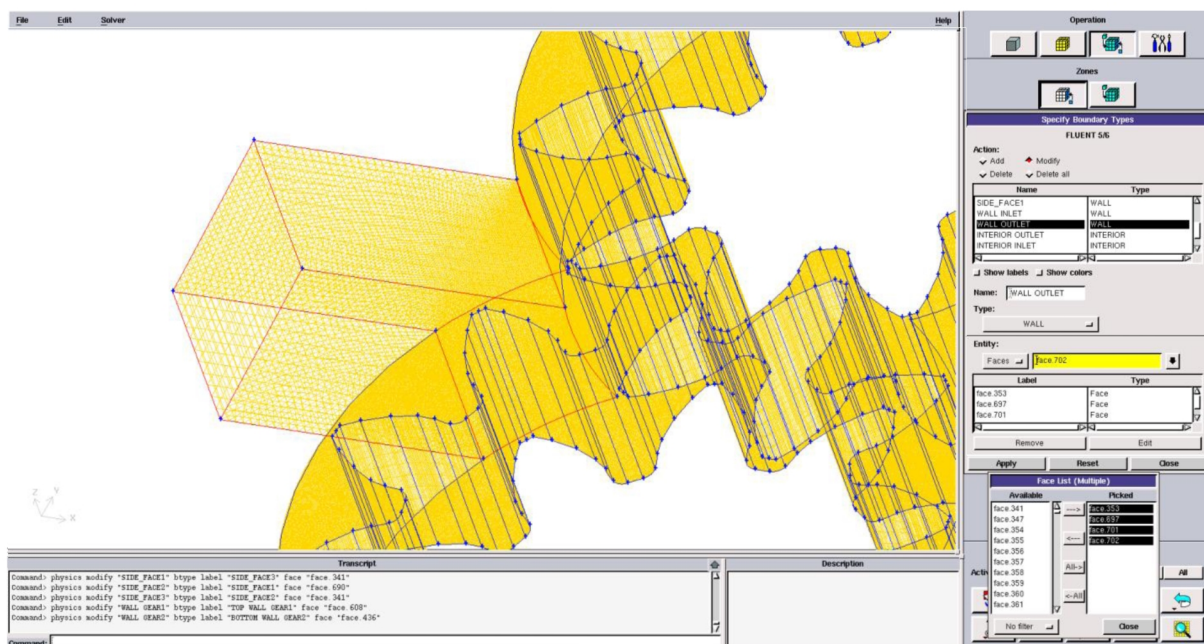


Рисунок 4.32 – Назначение граничного условия стенки для объема выходного канала (*WALL OUTLET*)

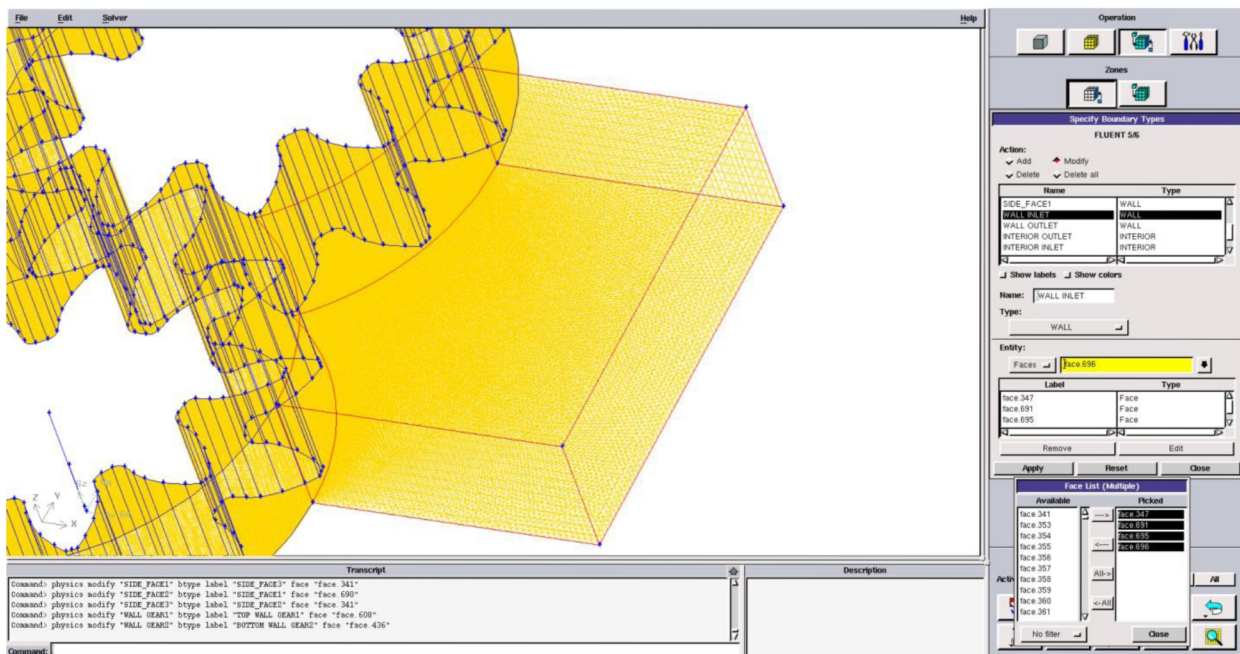


Рисунок 4.33 – Назначение граничного условия стенки для объема выходного канала (*WALL INLET*)

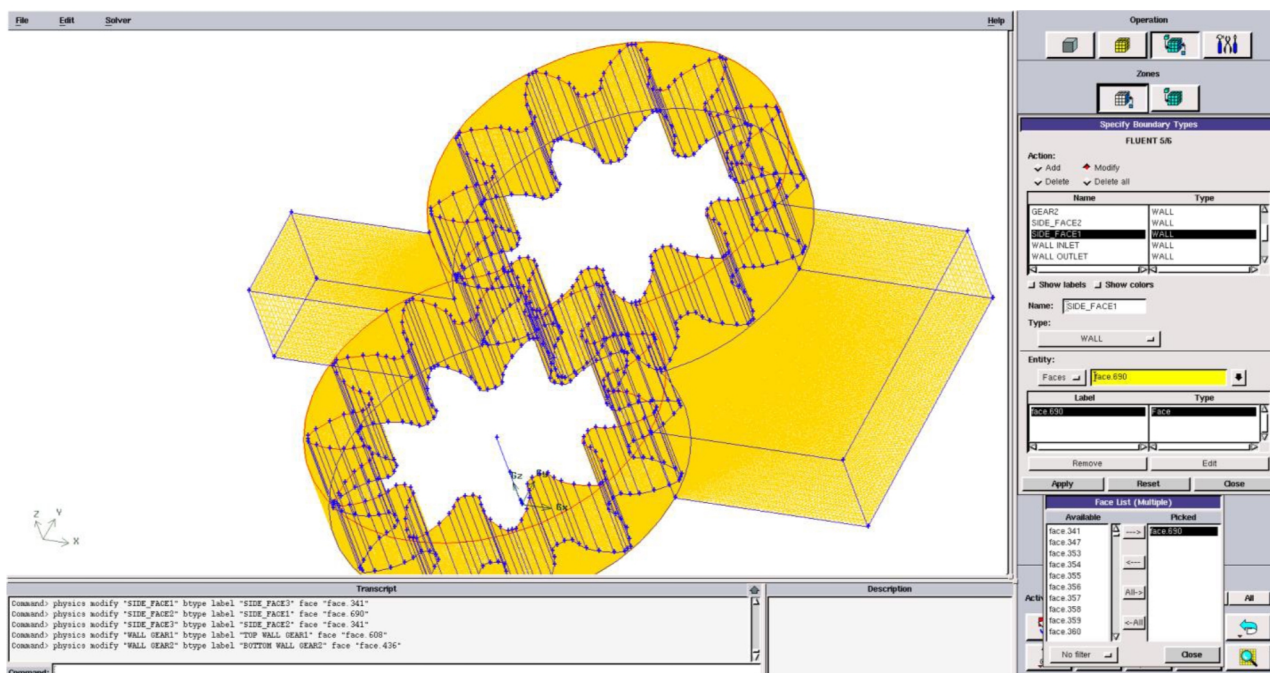


Рисунок 4.34 – Назначение граничного условия стенки для боковой поверхностей объема рабочей области (*SIDE_FACE1*)

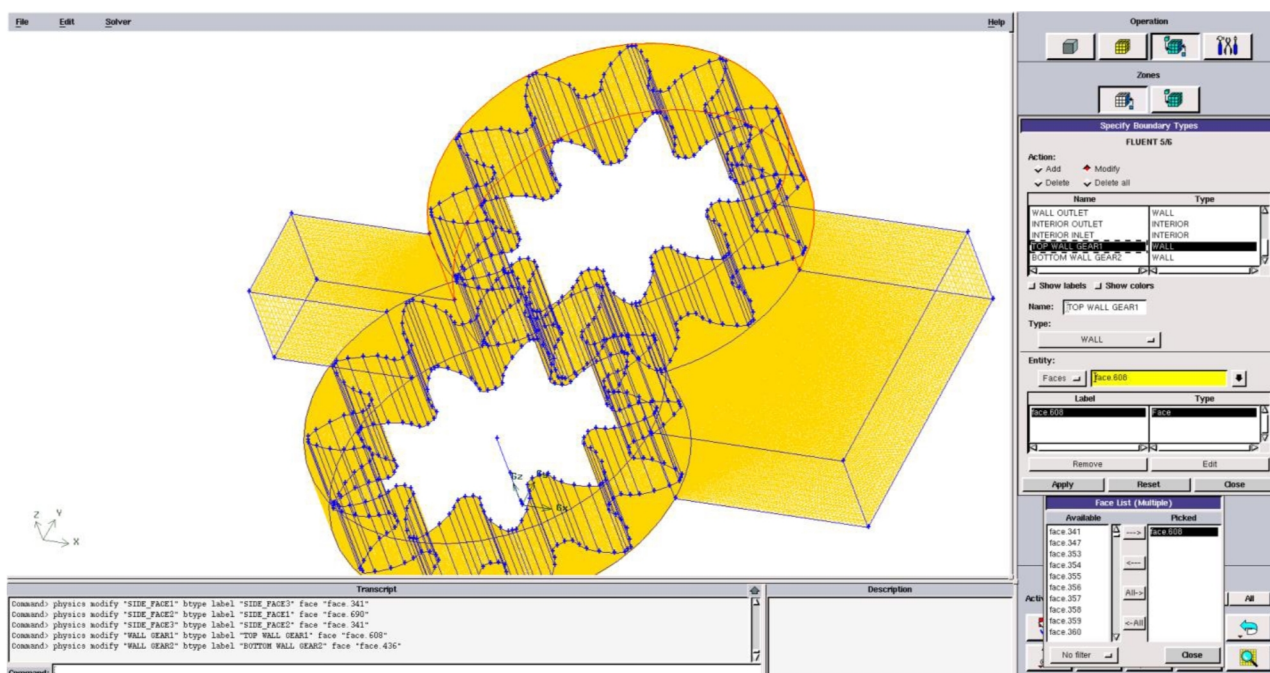


Рисунок 4.35 – Назначение граничного условия стенки для верхней полуокружности объема рабочей области (*TOP WALL GEAR1*)

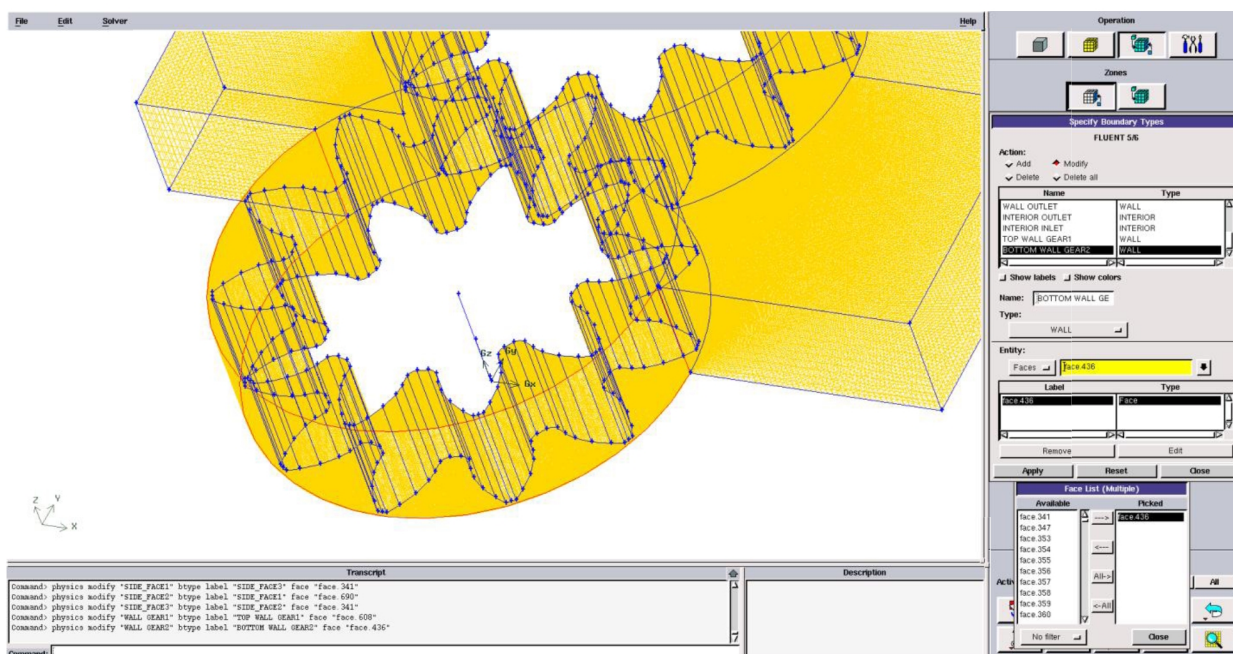


Рисунок 4.36 – Назначение граничного условия стенки для нижней полуокружности объема рабочей области (*BOTTOM WALL GEAR2*)

Далее будет произведено назначение типов зон. Это необходимо для дальнейшей настройки параметров этих зон в программе *ANSYS Fluent*. Например для задания перестроения сетки в зоне шестерен.

Для входа в меню задания типа зон необходимо нажать следующие кнопки в главном меню:

Zones

(Зоны)



Specify Continuum Types

(Задать тип зон)



В появившемся меню необходимо поставить курсор в окно *Volumes* и с помощью мыши выбрать объем входного канала. В окне *Name* ввести название *FLUID IN*. Во вкладке *Type* следует выбрать *FLUID* (рисунок 4.37). Для применения задания типа зоны нажмите кнопку *Apply*.

Для задания зоны выходного канала необходимо поставить курсор в окно *Volumes* и с помощью мыши выбрать объем выходного канала. В окне *Name*

ввести название *FLUID OUT*. Во вкладке *Type* следует выбрать *FLUID*. Для применения задания типа зоны нажмите кнопку *Apply*.

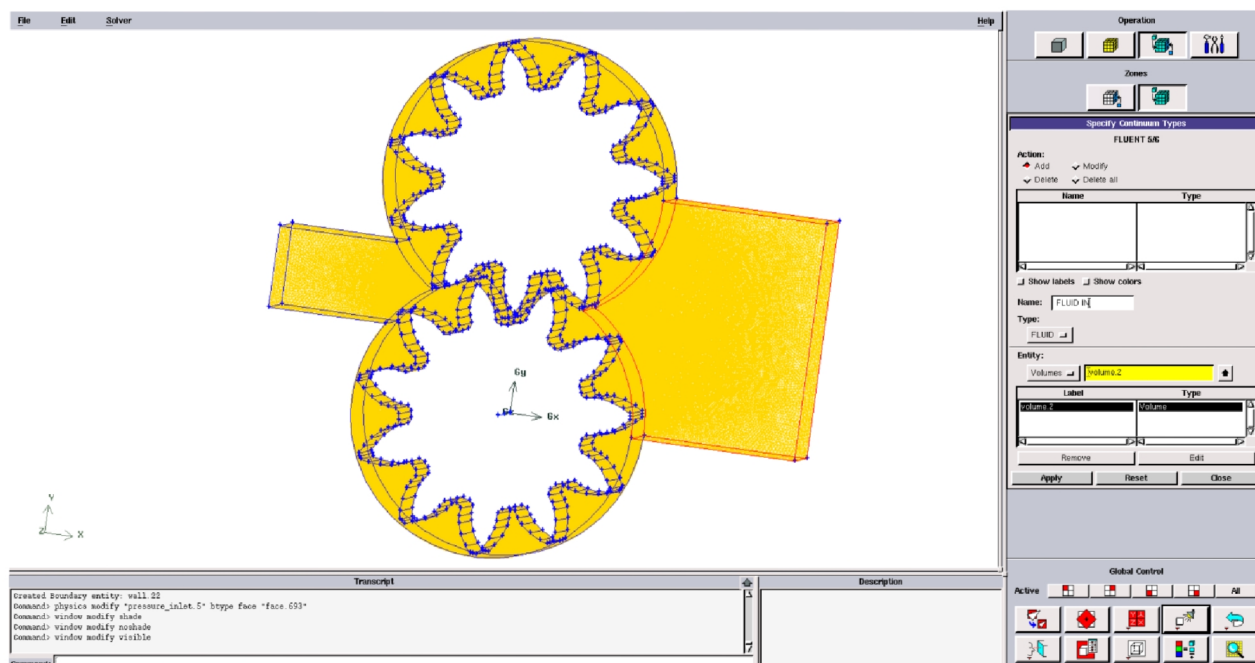


Рисунок 4.37 – Задание зоны *FLUID IN*.

Для задания зоны рабочей области необходимо поставить курсор в окно *Volumes* и с помощью мыши выбрать поверхность рабочей области. В окне *Name* ввести название *FLUID GEAR*. Во вкладке *Type* следует выбрать *FLUID*. Для применения задания типа зоны нужно нажать кнопку *Apply*. Результат выполнения задания типов зон представлен на рисунке 4.38.

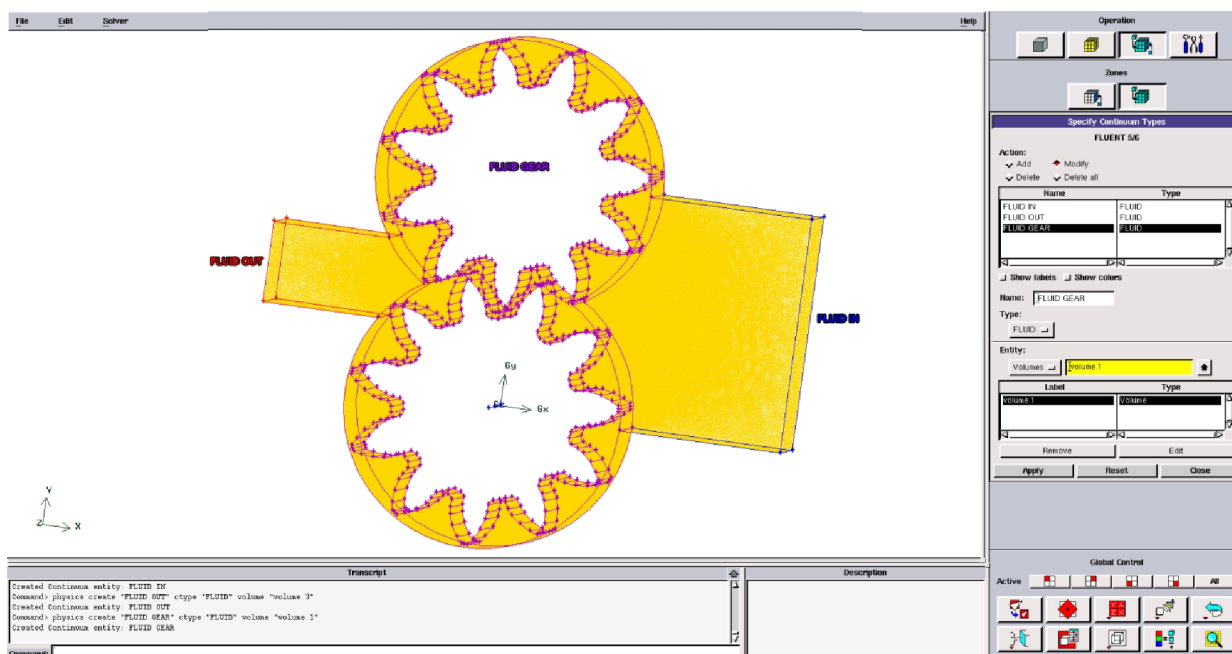


Рисунок 4.38 – Результат задания типов зон

В результате определения зон назначены области всасывания, нагнетания и рабочий «подвижный» объем.

4.3.4 Передача построенной трехмерной расчетной модели в программу ANSYS Fluent

Для экспорта созданной модели в верхнем меню нужно выбрать следующие пункты: *File* → *Export* → *Mesh*.

В появившемся окне нужно ввести имя файла обмена (например, *Gear pump3D.msh*). По умолчанию оно совпадает с именем файла модели. С помощью кнопки *Browse* можно выбрать место, где файл необходимо сохранить. Поскольку расчетная модель трехмерная, то обязательно следует отключить кнопку *Export 2D (X-Y) Mesh* (рисунок 4.39). Запись файла подтверждается нажатием кнопки *Accept*.

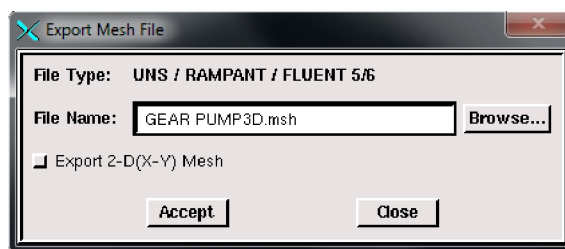


Рисунок 4.39 – окно экспорта сетки

Если файл обмена был успешно записан, то в окне сообщений появится надпись *mesh was successfully written to Gear pump3D.msh*.

В указанном месте появится файл *Gear pump3D.msh*.

4.4 Решение трехмерной численной модели рабочего процесса шестеренного насоса с использованием CAE - систем

Решение численной модели осуществляется в коммерческом CAE-пакете ANSYS FLUENT.

Запустите программу. В результате этого на экране появится окно, изображенное на рисунке 4.40.

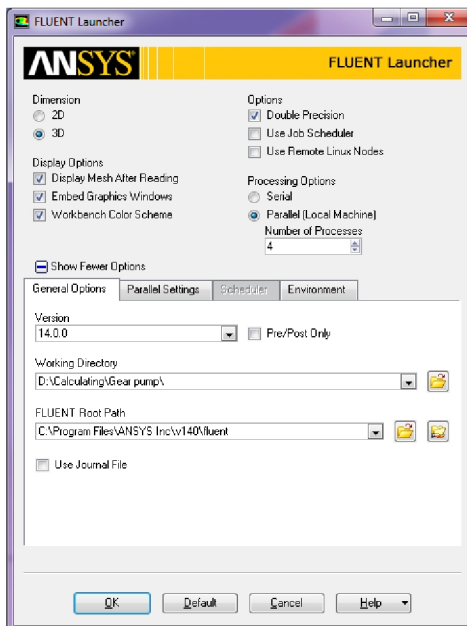


Рисунок 4.40 – Начальное окно ANSYS FLUENT

В этом окне в поле *Working Directory* необходимо выбрать рабочую папку, например, *D:\Calculating\Gear pump*. Также необходимо выбрать размерность решаемой задачи *Dimension – 3D*.. В этом же окне нужно выбрать количество ядер процессора компьютера, которые будут использоваться при решении. Для повышения точности решения задачи можно активизировать поле *Double Precision* (увеличение количества знаков после запятой). Также здесь можно настроить параметры параллельного режима во вкладке *Parallel Settings*.

Геометрические параметры рассматриваемого шестеренного насоса представлены на рисунке 4.41.

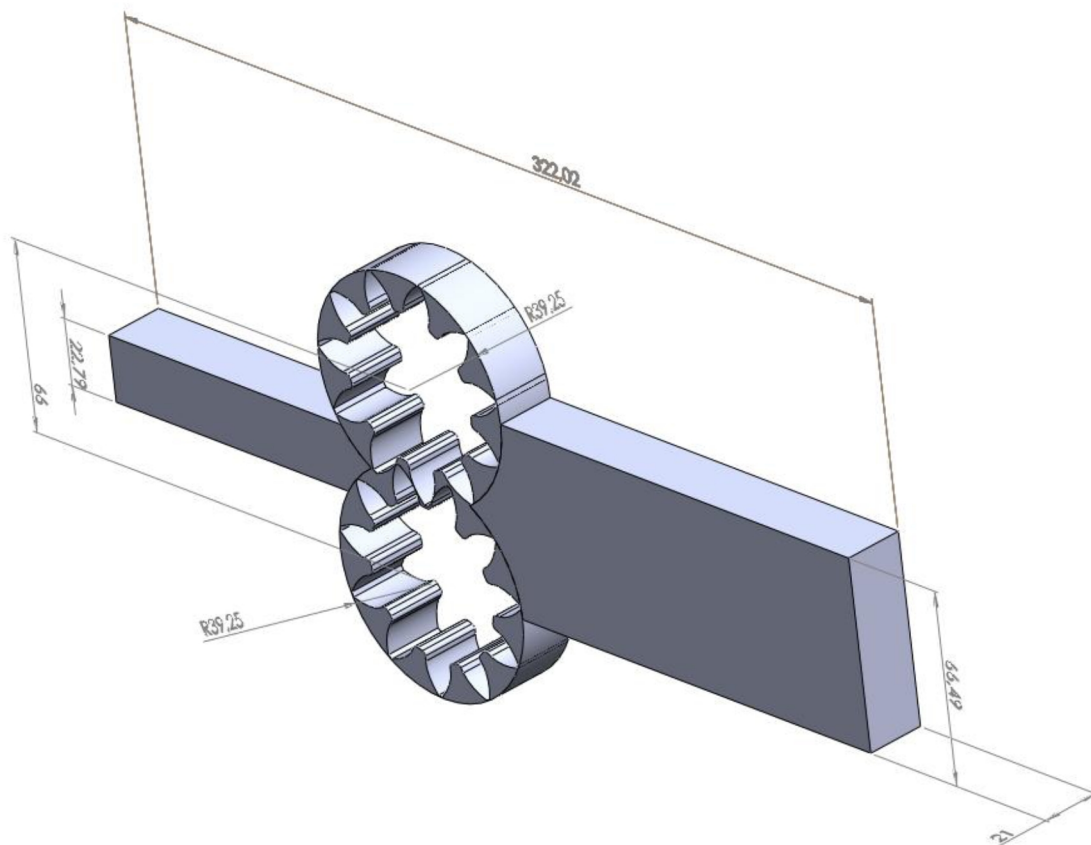


Рисунок 4.41 – Геометрические размеры шестеренного насоса

Далее откроется рабочее окно программы, изображенное на рисунке 4.42.

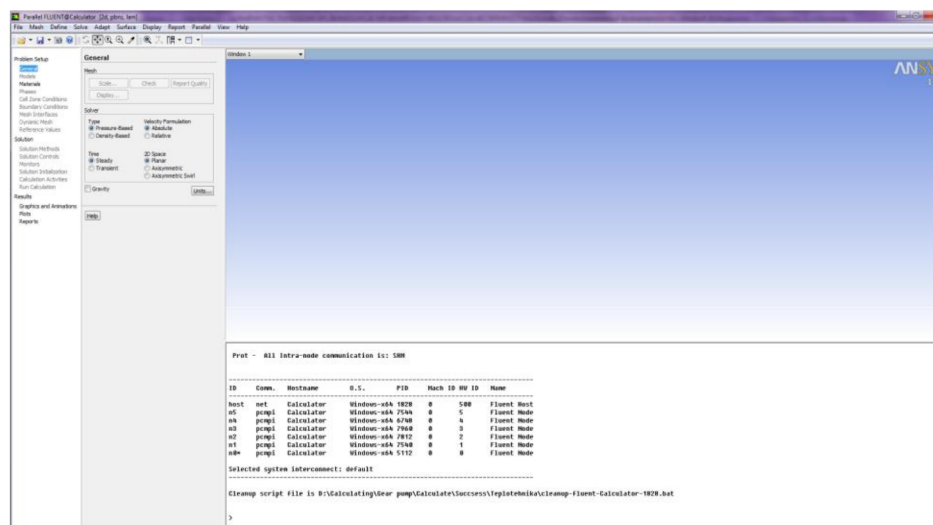


Рисунок 4.42 – Рабочее окно программы ANSYS FLUENT

После проведения всех описанных выше предварительных операций, необходимо произвести импортирование сеточной модели шестеренного насоса с помощью команды верхнего меню *File→Read→Mesh*. После чего нужно выбрать заранее построенную сеточную модель расчетной области шестеренного насоса в формате *.msh. Далее на экране появится рабочее окно с изображением сеточной модели шестеренного насоса (рисунок 4.43).

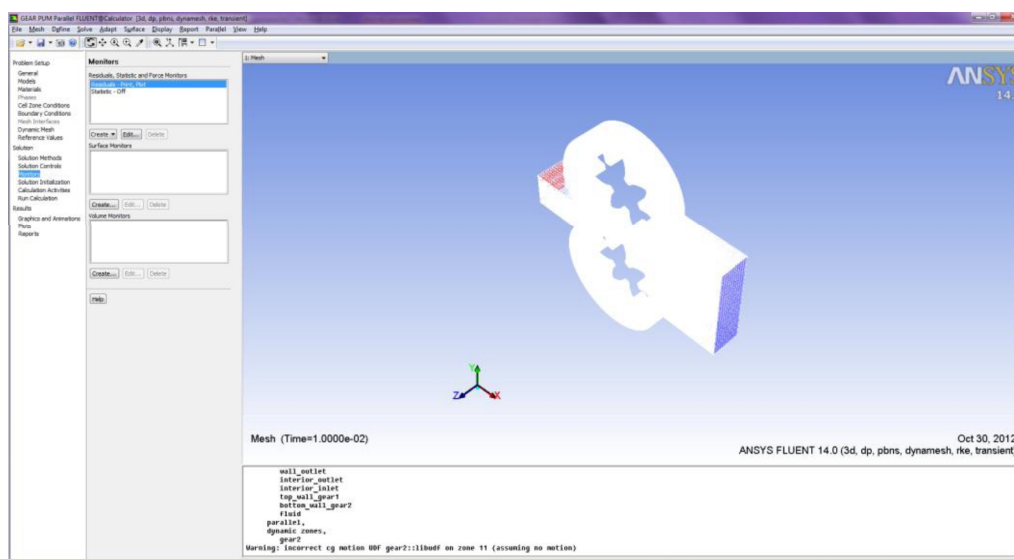


Рисунок 4.43 – Рабочее окно программы после импортирования сеточной модели шестеренного насоса

После импортирования сеточной модели проведем проверку геометрических параметров модели. Для этого с помощью команды *Mesh*→*Scale* перейдем в пункт настройки единиц измерения (рисунок 4.44).

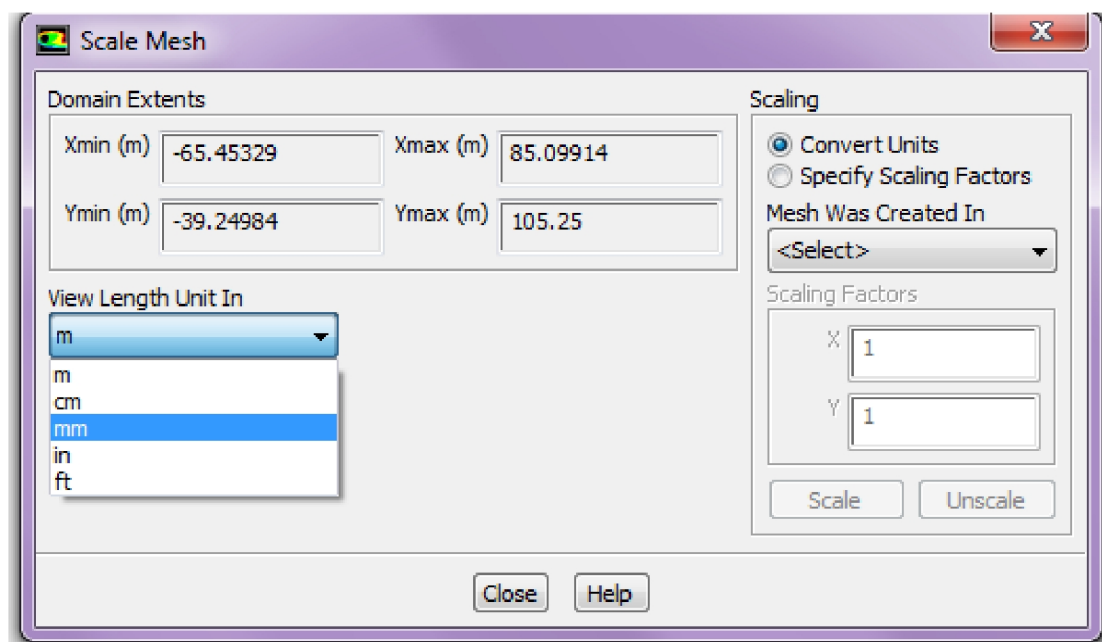


Рисунок 4.44 – Пункт настройки единиц измерения

В поле *Mesh Was Created in* необходимо указать единицы измерения, в которых строилась сеточная модель расчетной области. Построение геометрической и сеточной моделей велось в миллиметрах. Таким образом, в качестве единиц указываем миллиметры.

Для расчета рабочего процесса в шестеренном насосе при движении шестерен необходимо проведение нестационарного типа расчета. Для этого нужно активизировать поле *Transient* в меню *General*, которое можно найти, выполнив *Define*→*General* (рисунок 4.45).

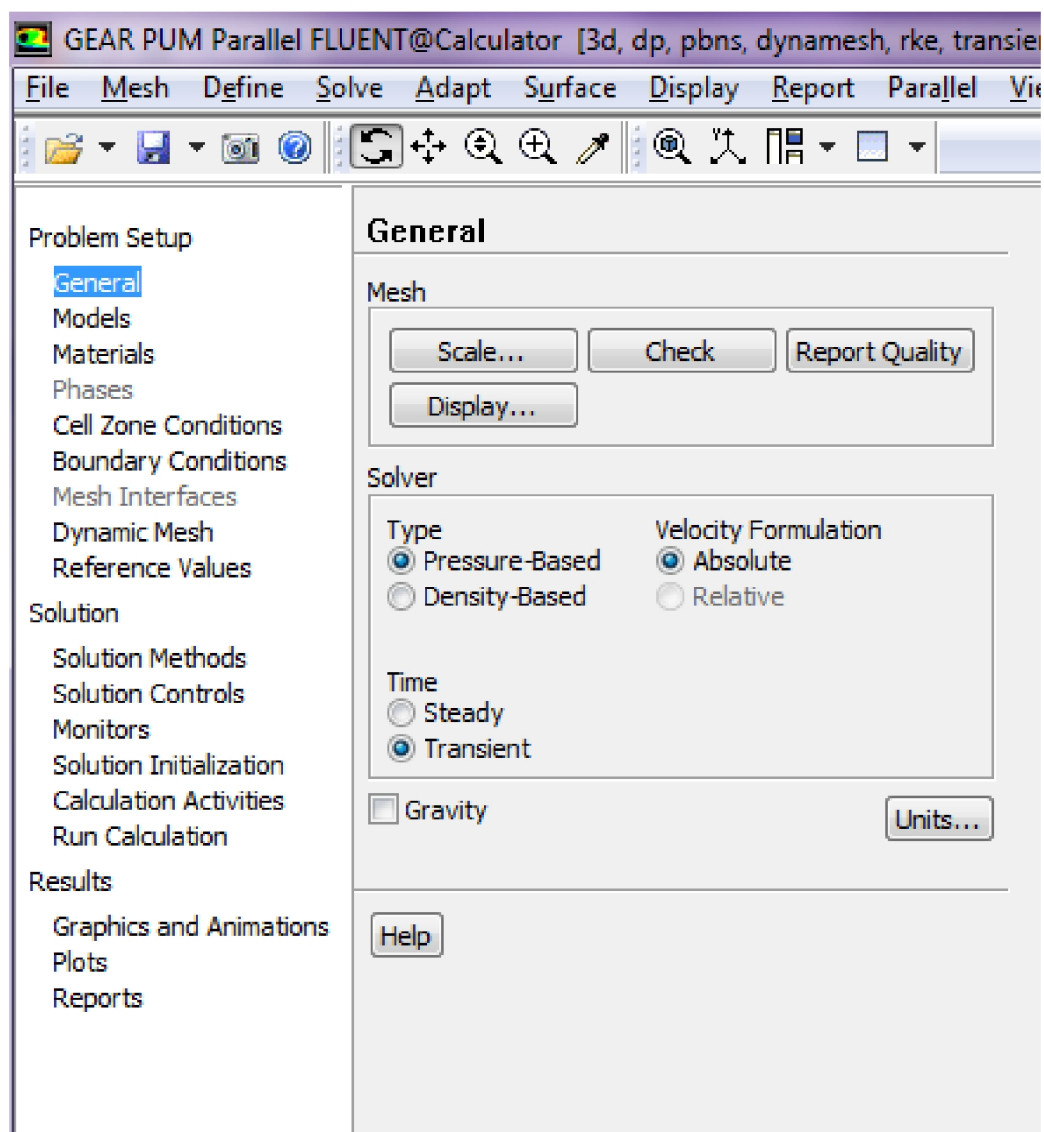


Рисунок 4.45 – Настройка параметров в меню *General*

Далее необходимо указать уравнения, которые будут использоваться при решении задачи. Для этого необходимо выполнить команду верхнего меню *Define*→*Models*. Для решения данной задачи следует включить решение уравнения вязкости. В качестве модели турбулентности будем использовать стандартную Realizable k-epsilon модель со стандартной функцией стенки (рисунок 4.46).

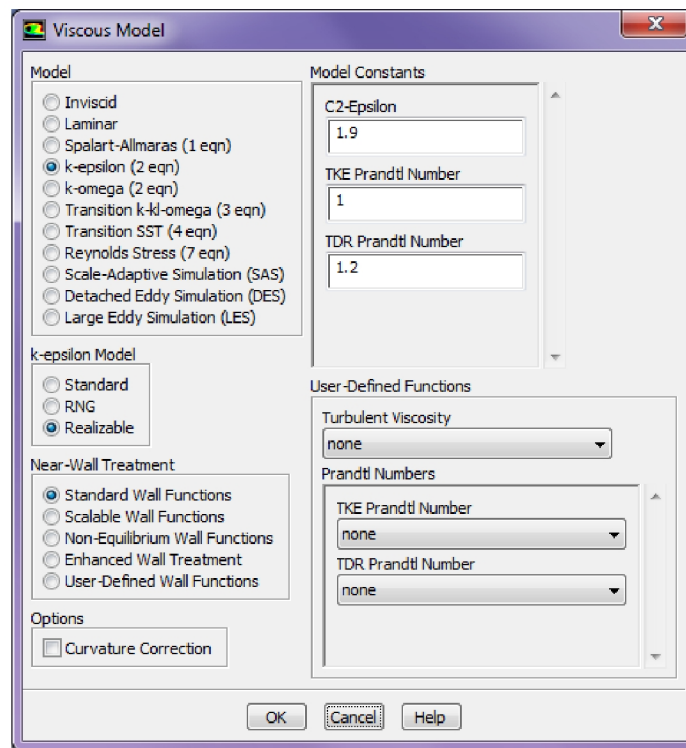


Рисунок 4.46- Меню настройки моделей турбулентности

В качестве рабочего тела будем использовать воду. Выбор рабочего тела можно произвести, выполнив команду *Define*→*Materials*. Окно задания рабочей жидкости и ее свойств показано на рисунке 4.47.

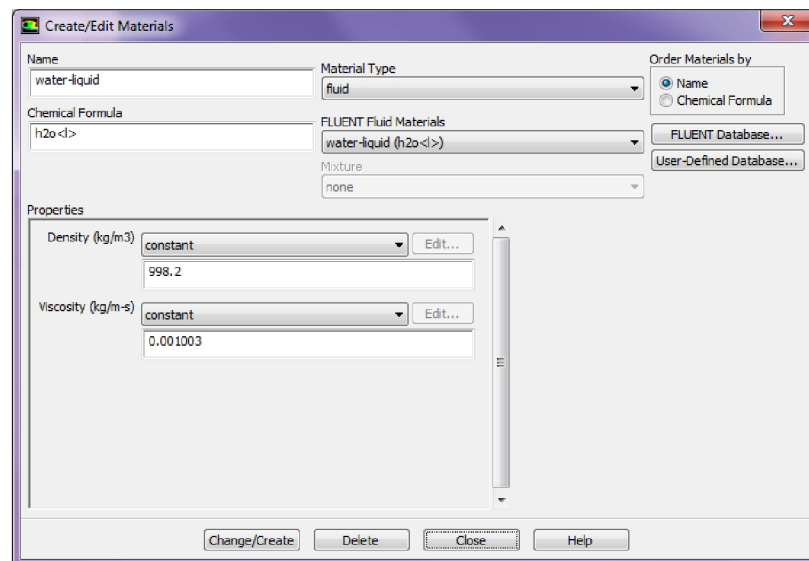


Рисунок 4.47 – Меню создания и редактирования свойств рабочей жидкости

Для данного случая построения расчетной области шестеренного насоса для всех ее расчетных доменов нужно указать, что они являются жидкостью (fluid) (рисунок 4.48).

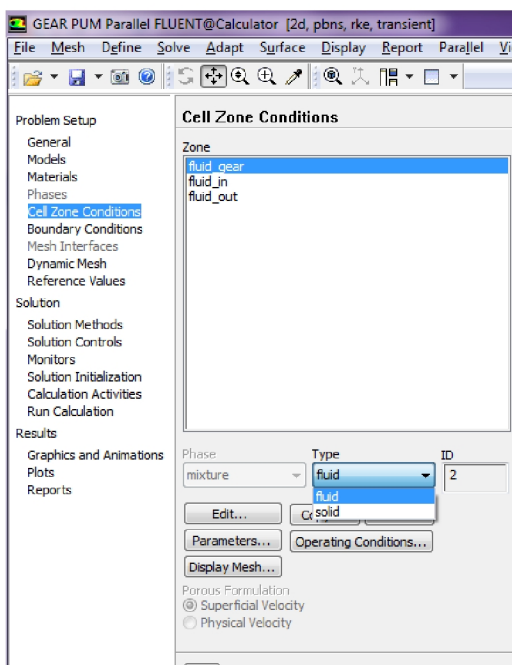


Рисунок 4.48 – Меню задания типа рабочего тела

В качестве граничных условий задается: полное давление на входе в насос (рисунок 4.49) и статическое давление на выходе из него (рисунок 4.50).

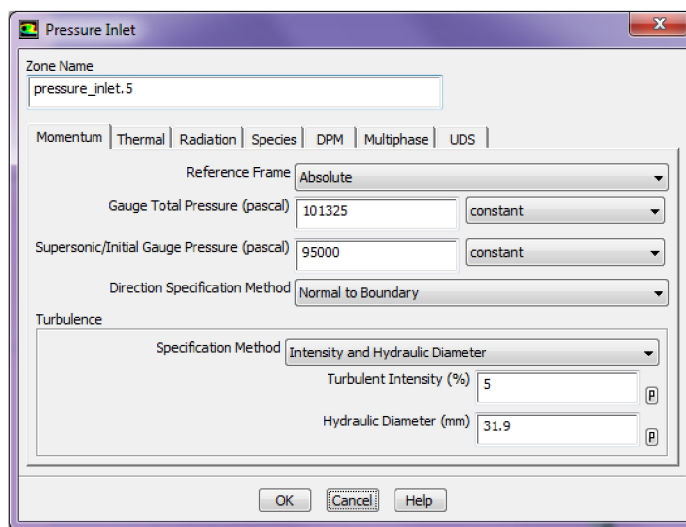


Рисунок 4.49 – Граничное условие на входе в насос

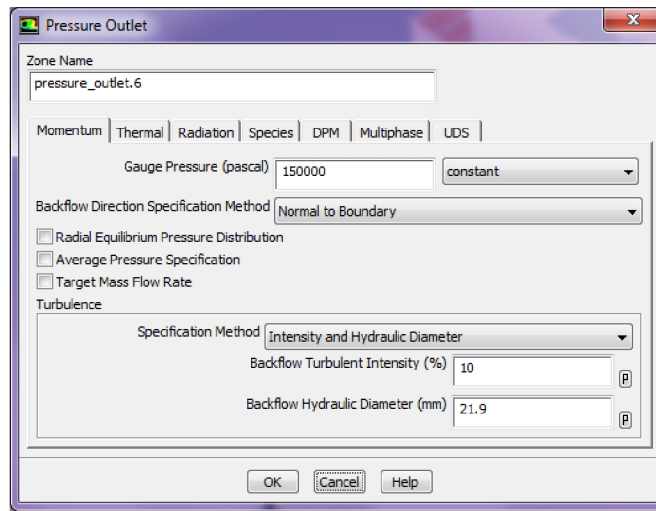
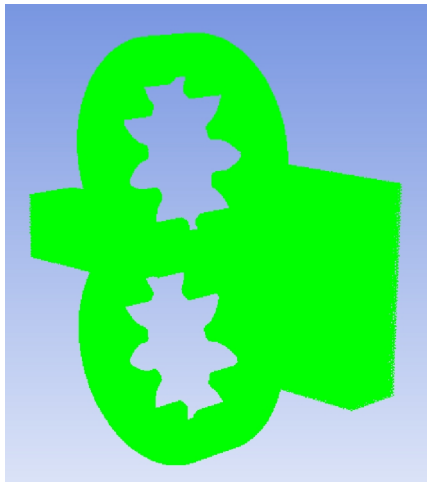


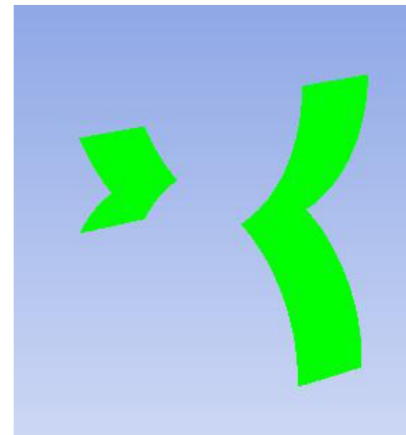
Рисунок 4.50 – Граничное условие на выходе из насоса

Турбулентности в соответствующих областях задаем с помощью задания значения ее интенсивности и гидравлического диаметра питающего и напорного трубопроводов (см. рисунки 4.49 и 4.50).

После импортирования сеточной модели ко всему внутреннему объему (рисунок 3.51а) расчетной области а также ко внутренним поверхностям (рисунок 3.51б) присваивается условия проницаемости – Interior.



а



б

Рисунок 4.51 – Области с граничным условием *Interior*

Для решения задачи необходимо задание движения поверхностей. Для этого активизируем поле *Dynamic Mesh*. После чего указать метод деформации сетки: *Smoothing* и *Remeshing* (рисунок 4.52).

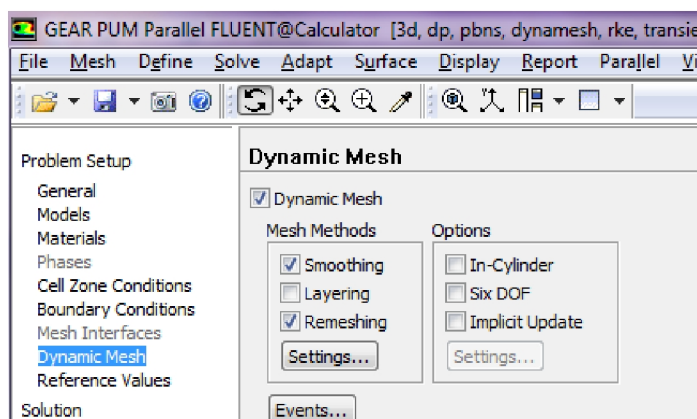
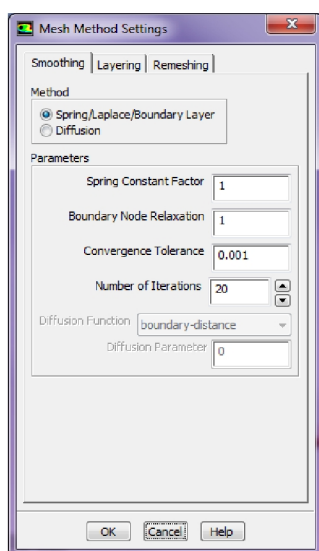
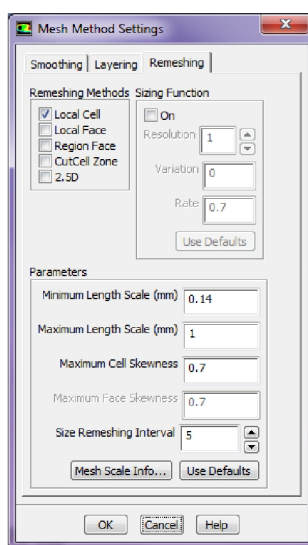


Рисунок 4.52 – Окно выбора способов перестроения сеточной модели

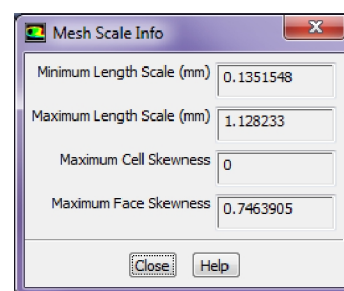
Параметры *Smoothing* метода деформации сетки указаны на рисунке 4.53а. Параметры настройки *Remeshing* метода деформации сетки указаны на рисунке 4.53б, информация о максимальном и минимальном размерах ячеек сетки рассматриваемого примера представлена на рисунке 4.53в.



а



б



в

Рисунок 4.53 – Параметры методов деформации сеточной модели

Движение шестерен задано с помощью UDF, в которой прописаны центры и направления вращения шестерен, а также угловая скорость вращения. Текст UDF файла приведен ниже.

```
#include "udf.h"
```

```
DEFINE_CG_MOTION(gear1, dt, vel, omega, time, dtime)  
{Domain *domain;  
domain = Get_Domain(1);  
omega[2]=100.0;}
```

```
DEFINE_CG_MOTION(gear2, dt, vel, omega, time, dtime)  
{Domain *domain;  
domain = Get_Domain(1);  
omega[2]=-100.0;}
```

В тексте UDF файла: gear1, gear2 – название поверхностей профилей зубьев шестерен, для которых задается движение; omega[1], omega [2] – частота вращения в рад/с.

На рисунке 4.54 представлены области, к которым применяется условие деформации сетки (gear1 –профиль шестерни 1; gear2 – профиль шестерни 2; side_face1 и side_face2 – торцевые поверхности колодца шестерен). Поверхности side_face1 и side_face2 представлены на рисунке 4.55.

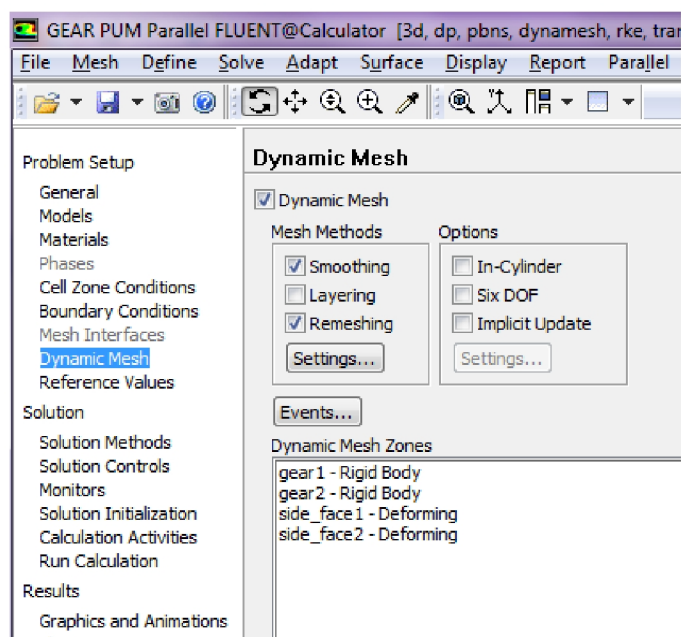
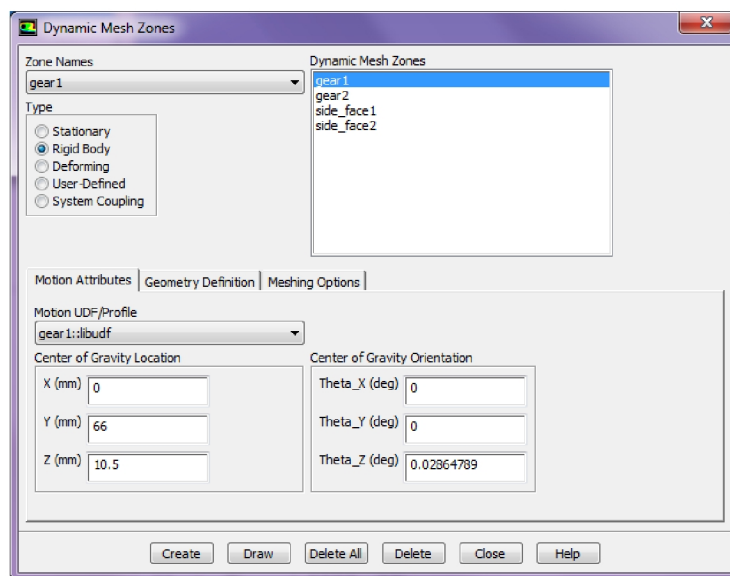


Рисунок 4.53 – Области, в которых происходит деформация сеточной модели

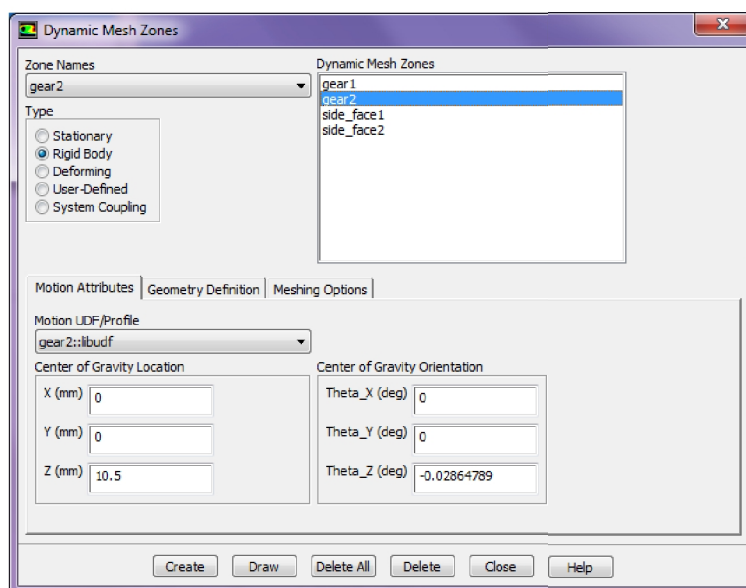


Рисунок 4.55- Поверхности side_face1 и side_face2

Параметры настройки областей gear1 и gear2 приведены на рисунке 4.56а и 4.56б соответственно.



a



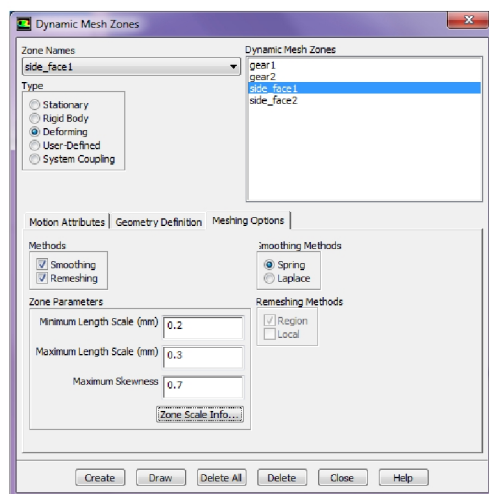
б

Рисунок 4.56 - Параметры настройки областей gear1 и gear2

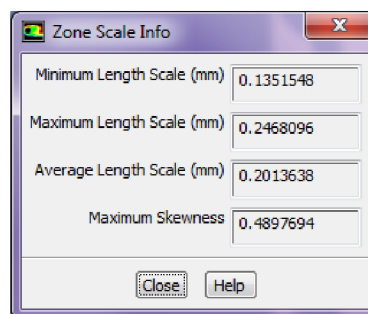
Параметры областей side_face1 и side_face2 указаны на рисунке 4.57.

После проведения описанных операций по определению движения областей можно проверить их правильность. Для этого в меню *Dynamic Mesh* необходимо нажать на кнопку *Display Zone Motion*. Временной шаг в поле *Time Step* можно указать равным $5 \cdot 10^{-6}$ с, количество шагов *Number of Steps* – 100.

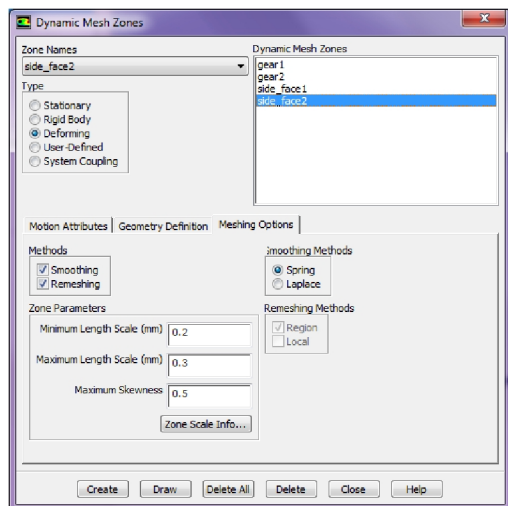
Движение областей и перестраивание сеточной модели можно просмотреть с помощью меню *Preview Mesh Motion*. Для этого в меню *Dynamic Mesh* следует нажать на соответствующую кнопку, после чего откроется окно, изображенное на рисунке 4.58.



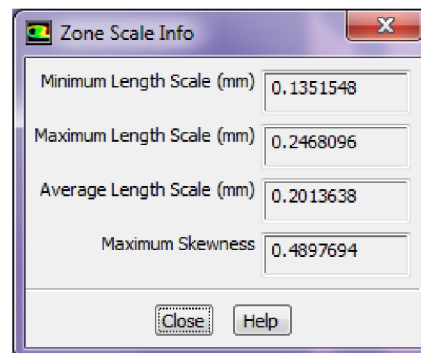
а



б



в



г

а – значения параметров деформации области *side_face1*; б – значения скошенности элементов а также их максимального и минимального размера в области *side_face1*; в - значения параметров деформации области области *side_face2*; г - значения скошенности элементов а также их максимального и минимального размера в области *side_face2*;

Рисунок 4.57 – Параметры областей *side_face1* и *side_face2*

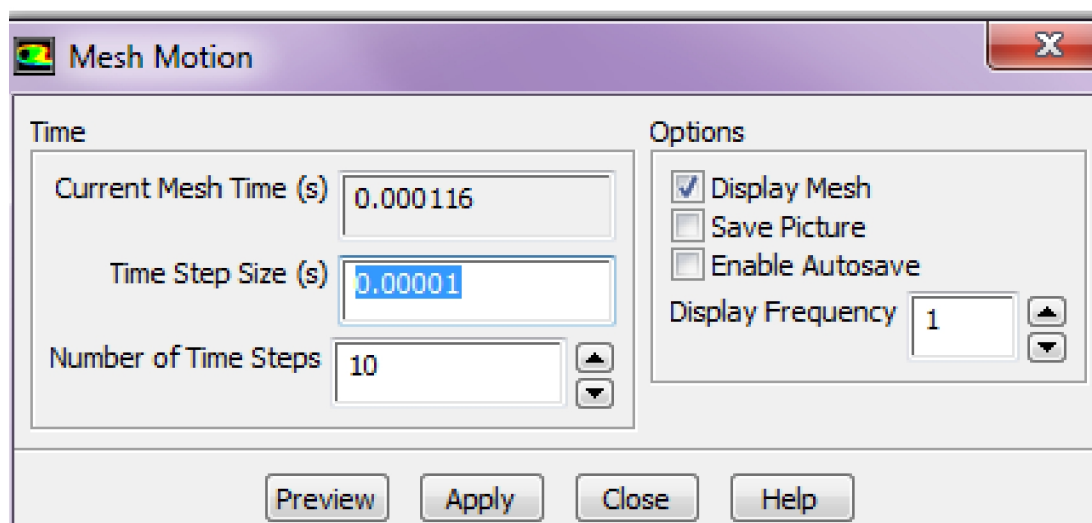


Рисунок 4.58 – Окно меню настройки просмотра движения сетки

В поле значения величины шага по времени, *Time Step Size*, следует ввести величину порядка $5 \cdot 10^{-6}$ с., количество шагов следует поставить равным 10...50. Данные величины выбираются из соображений обеспечения правильности перестраивания сетки в процессе. Если временной шаг выбран большим, то в процессе перестройки сетки будут возникать ее большие деформации, что в свою очередь будет приводить к созданию ячеек сетки с отрицательным объемом.

Если настройки методов деформации сеточной модели выполнены правильно, то далее можно переходить к настройкам метода решения. Для решения данной задачи используем схему решения *SIMPLE*. Все остальные параметры пространственной дискретизации *Spatial Discretization* для проведения начальных расчетов можно оставляем по умолчанию (рисунок 4.59).

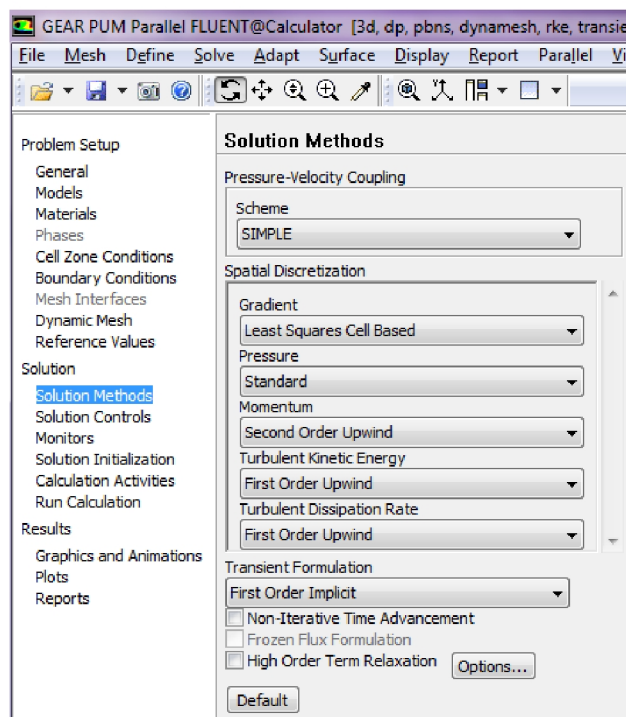


Рисунок 4.59 – Настройка решателя

Для контроля решения на выходной из насоса поверхности настраиваем монитор. Настройка параметров показана на рисунке 4.60.

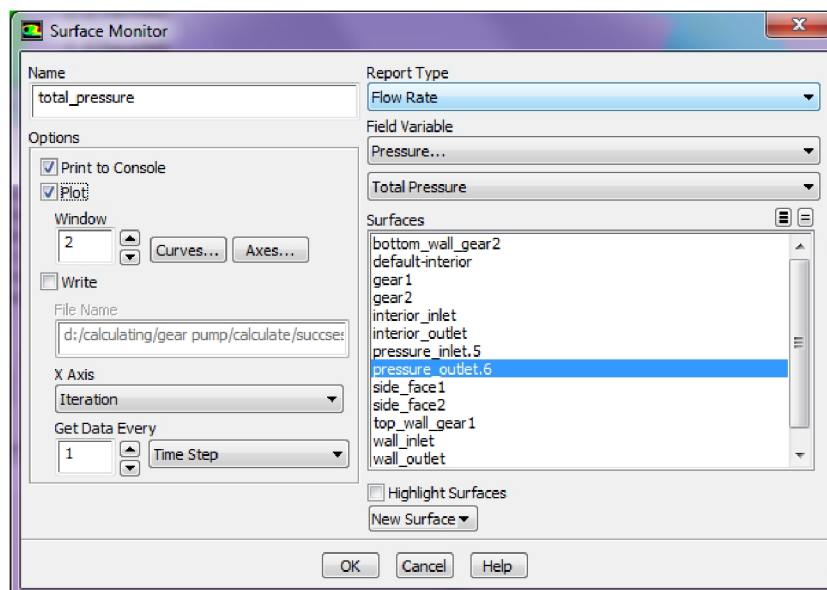


Рисунок 4.60 – Окно меню Monitors

Далее проводим стандартную инициализацию по входной поверхности. Однако осевую скорость (X velocity) в начальный момент времени следует обнулить (рисунок 4.61).

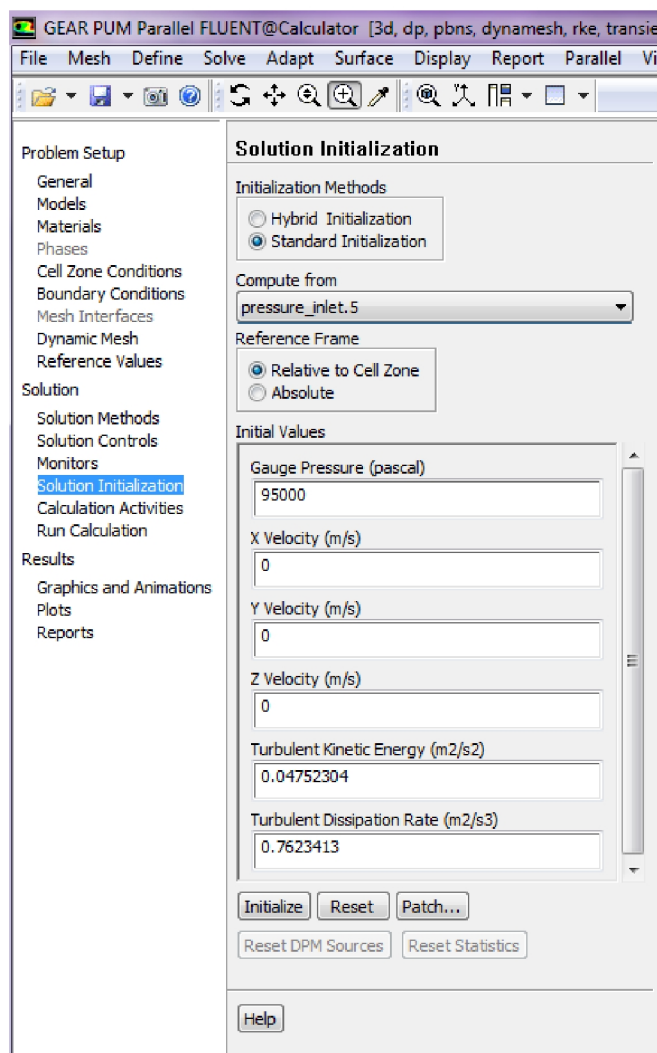


Рисунок 4.61 – Окно меню Solution Initialization

Для описания одного полного оборота шестерен количество шагов для выбранной частоты вращения (100 рад/с.) при временном шаге $1e-06$ должно быть равным 62500 (рисунок 4.62).

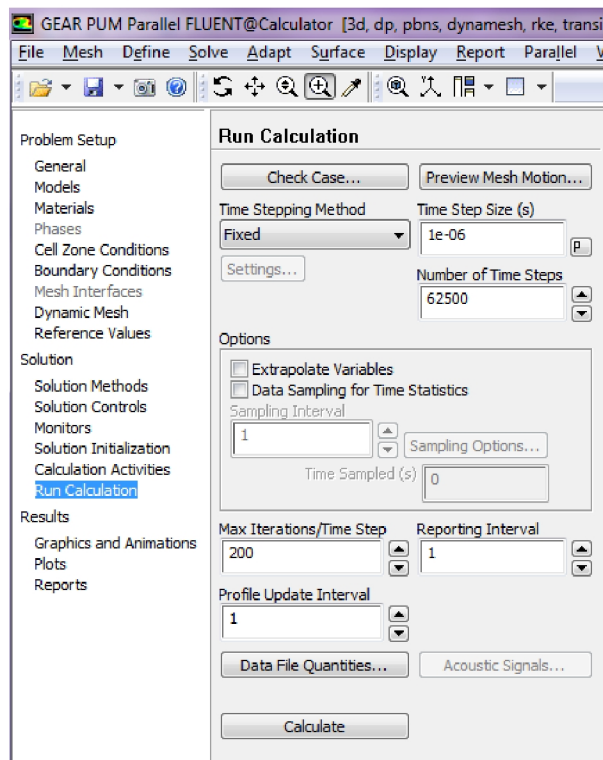


Рисунок 4.62 – Окно настройки параметров решения

После введения значений всех необходимых параметров данного меню необходимо нажать на кнопку *Calculate*. Далее начинается процесс решения задачи (рисунок 4.63).

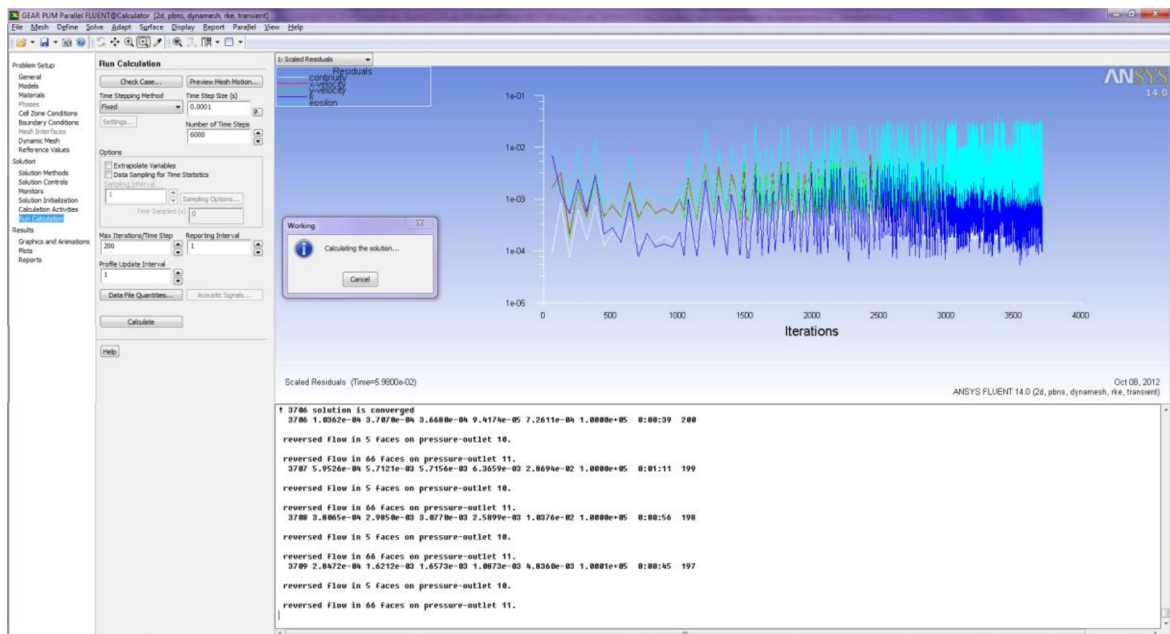


Рисунок 4.63 – Рабочее окно FLUENT в процессе расчета задачи

Обработку результатов можно вести как в самом FLUENT, так и в модуле ANSYS CFX-Post.

На рисунках 4.64 и 4.65 приведено расчетное поле распределения полного и статического давлений по всему расчетному объему.

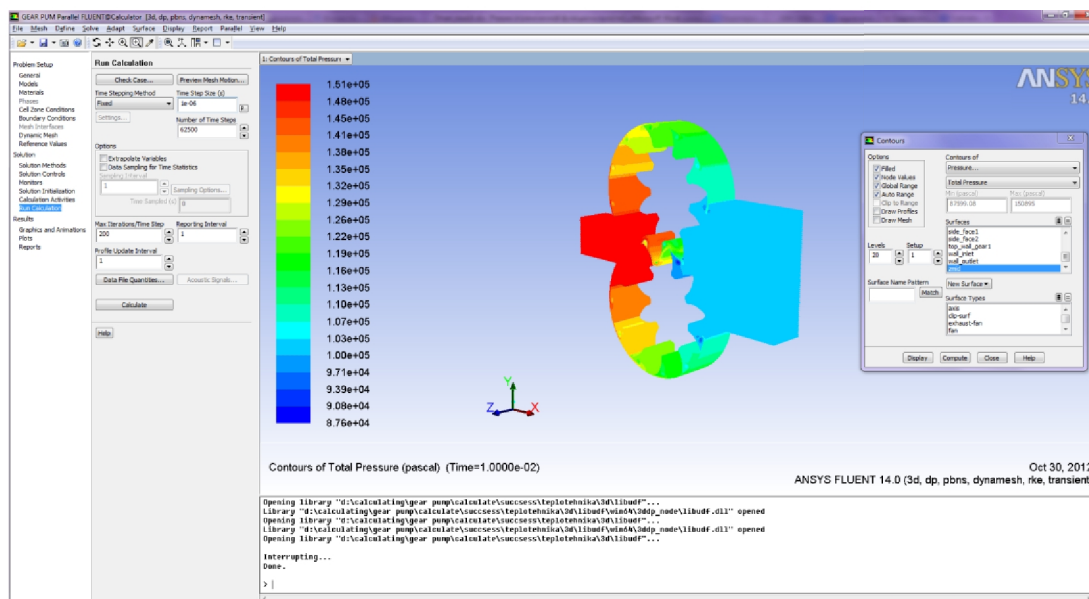


Рисунок 4.64- Распределение полного давления в расчетной области

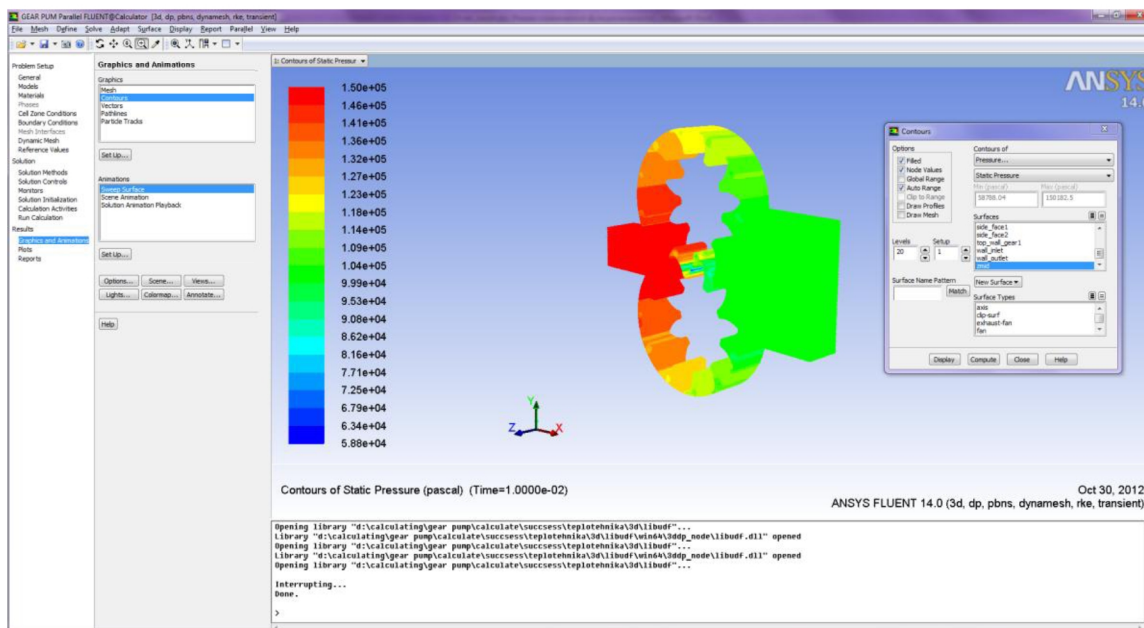


Рисунок 4.65 - Распределение статического давления в расчетной области

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 ГОСТ 9563-60. Колеса зубчатые. Модули. [Текст] – Введ. 1962-07-01. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1962. - 5 с.
- 2 Юдин, Е.М. Шестеренные насосы [Текст]/ Е.М. Юдин. - М.: Машиностроение, 1964. – 232с.
- 3 ГОСТ 13755-81 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур. [Текст] – Введ. 1981-07-01. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1981. - 8 с.
- 4 ГОСТ 16532-70 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт геометрии. [Текст] – Введ. 1972-01-01. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1972. - 44 с.
- 5 Родионов, Л. В. Моделирование рабочего процесса шестеренного насоса [Электронный ресурс]: электрон. метод. указания к лаб. работам / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); сост. Л.В. Родионов, А.А. Иголкин, С.А. Гафуров. - Электрон. текстовые и граф. дан. (1,8 Мбайт). - Самара, 2012. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).