

Содержание

Введение.....	4
1 Системы охлаждения двигателя легкового автомобиля	7
1.1 Анализ конструкций системы охлаждения двигателей легкового автомобиля.....	7
1.2 Тенденции развития систем охлаждения двигателей легкового автомобиля.....	13
1.3 Обзор методов проектирования систем охлаждения двигателей легкового автомобиля.....	19
1.4 Обзор программного обеспечения проектирования систем охлаждения двигателей легкового автомобиля.....	21
Выводы.....	22
2 Разработка в САПР электронных моделей конструкции системы охлаждения легкового автомобиля	23
2.1 Описание конструкции узлов системы охлаждения легкового автомобиля.....	23
2.2 Построение в САПР электронной модели сборки системы охлаждения двигателя автомобиля.....	26
2.3 Построение в САПР электронной модели трубопроводов системы охлаждения двигателя автомобиля	31
Выводы.....	47
3 Инженерный анализ процессов течения жидкостей в трубопроводах системы охлаждения двигателя в САПР	48
3.1 Построение сетки конечных элементов для базовой конструкции системы трубопроводов.....	48

3.2 Разработка гидравлической модели течения жидкости в трубопроводе системы охлаждения с учетом теплообмена	63
3.3 Инженерный анализ расчета потока жидкости и теплообмена в трубопроводе системы охлаждения	79
Выводы	89
4 Совершенствование базовой конструкции трубопровода системы охлаждения на основе моделирования в САПР	91
4.1 Влияние рассматриваемых параметров гидродинамики и теплообмена на работу жидкостной системы охлаждения двигателя и их учет в конструкторской работе	91
4.2 Разработка модели усовершенствованного трубопровода системы охлаждения в САПР	93
4.3 Идентификация параметров работы новой конструкции трубопровода на основе моделирования процессов течения жидкости с учетом теплообмена в САПР	99
Выводы	108
Заключение	109
Список используемой литературы и используемых источников	111

Введение

В процессе работы двигателя внутреннего сгорания происходит нагрев его деталей горячими газами результате трения между подвижными деталями.

Отвод и передача во внешнюю среду этой теплоты маслом, смазывающим детали, менее интенсивны, чем подвод, в результате чего может произойти нагрев деталей двигателя до критической температуры, которая способна повлиять на устойчивую работу двигателя, снизить его экономичность, мощность и экологические показатели, возможно разрушение деталей двигателя.

Для обеспечения стабильного температурного режима двигателя применяется система охлаждения двигателя, представляющая собой совокупность устройств, позволяющих изменять интенсивность отвода тепла в зависимости от режима работы.

Система охлаждения двигателя влияет на эксплуатационные качества двигателя и его конструкцию, поэтому выбору типа системы охлаждения и ее проектированию уделяется много внимания.

Для соответствия автомобилей и их двигателей современным показателям, требуется максимальная эффективность всех их систем, в том числе системы охлаждения. Целью работы является разработка методики проектирования эффективной системы охлаждения двигателя автомобиля, для повышения характеристик ДВС, улучшения экологических показателей силового агрегата [2], комфорта водителя и пассажиров.

Обеспечение наибольшей эффективности системы охлаждения двигателя возможно за счет управления потоками тепла и минимизации гидравлических потерь по всей длине трубопровода и на местных сопротивлениях, а значит не допускаются элементы конструкции трубы,

генерирующих повышенное сопротивление. Существующие конструкции системы охлаждения двигателя могут быть усовершенствованы для повышения и улучшения характеристик автомобиля.

С целью обеспечения улучшения характеристик трубопроводов системы охлаждения на этапе их проектирования необходимо совершенствование методики проектирования эффективной системы охлаждения двигателя автомобиля путём анализа потерь в трубопроводах системы с применением функционала САПР.

Для выполнения поставленной цели необходимо:

- провести обзор и анализ существующих конструкций систем охлаждения двигателя внутреннего сгорания (ДВС);
- разработать модель течения жидкости в разветвленной системе охлаждения ДВС до водяного насоса с учетом гидравлических потерь и теплообмена потока жидкости в подкапотном пространстве;
- разработать методику проектирования соединительных трубопроводов в системе охлаждения двигателя с учетом гидравлических потерь и теплообмена в САПР;
- разработать техническое задание для создания усовершенствованной конструкции соединительного трубопровода в системе охлаждения ДВС.

Научная новизна магистерской диссертации состоит в разработке новой методики проектирования эффективной системы охлаждения двигателя автомобиля в САПР, что повысит характеристики автомобиля и комфорт пассажиров и водителя.

Объектом исследования является система охлаждения двигателя внутреннего сгорания, предметом исследования - теплообмен и потери при протекании жидкости в каналах системы охлаждения двигателя автомобиля.

В процессе выполнения работы будут использоваться методы вычислительной гидродинамики, в частности расчетный модуль Simcenter Thermal/Flow.

Теоретической значимостью будет являться методика проектирования трубопроводов системы охлаждения на основе численной оценки потерь в трубопроводах.

Практической значимостью выполненной работы будет являться повышение:

- эффективности работы ДВС,
- топливной экономичности за счет сокращения времени прогрева,
- комфорта пассажиров за счет ускоренного прогрева салона.

Данная разработка будет применена в будущих автомобилях.

1 Системы охлаждения двигателя легкового автомобиля

1.1 Анализ конструкций системы охлаждения двигателей легкового автомобиля

По принципу отвода теплоты в окружающую среду выделяют замкнутые и не замкнутые системы охлаждения [1].

В не замкнутых системах охлаждения двигателя рабочее тело забирается из внешней среды [1], а после отводится туда же вместе с теплотой, полученной от деталей.

В замкнутых системах количество рабочего тела, непосредственно отводящего тепло от деталей двигателя, постоянно [1], оно циркулирует в системе, само охлаждаясь в теплообменниках, рассеивающих тепло во внешнюю среду.

1.1.1 Не замкнутые системы охлаждения

Не замкнутые системы охлаждения отличаются простотой своей конструкции, наиболее часто встречающимися вариантами данных систем являются системы воздушного охлаждения двигателей и с забором жидкости из окружающей среды [1].

Системы воздушного охлаждения (представлен на рисунке 1) компактны в двигателях малой мощности, просты по конструкции, однако имеют более низкую, чем жидкостные системы, интенсивность отвода тепла [1], а в случае двигателей повышенной мощности могут достигать значительных размеров. Также данные системы имеют повышенную зависимость от условий окружающей среды, что делает затруднительным применение одних и тех же элементов в различных типах климата [1].

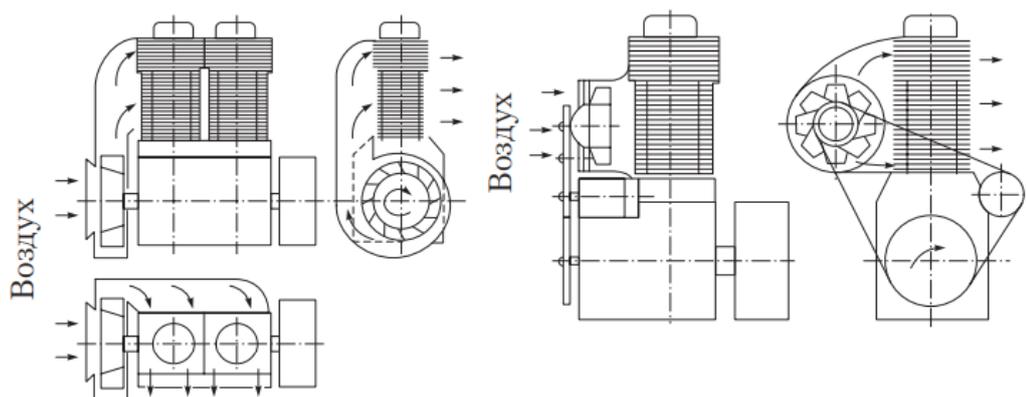


Рисунок 1 - Схемы воздушных систем охлаждения двигателя [23]

Системы же с забором жидкости из окружающей среды (схема представлена рисунке 2) проще своих аналогов с замкнутой системой, однако в процессе их работы в саму систему охлаждения двигателя так же попадает множество мелких частиц, химически активных веществ и мусора, которые забивают каналы протекания жидкости в системе, снижая с течением времени ее эффективность [1]. К тому же данные системы требуют постоянного подвода рабочего тела, в следствие чего их применение ограничено судовыми двигателями и стационарными силовыми установками.

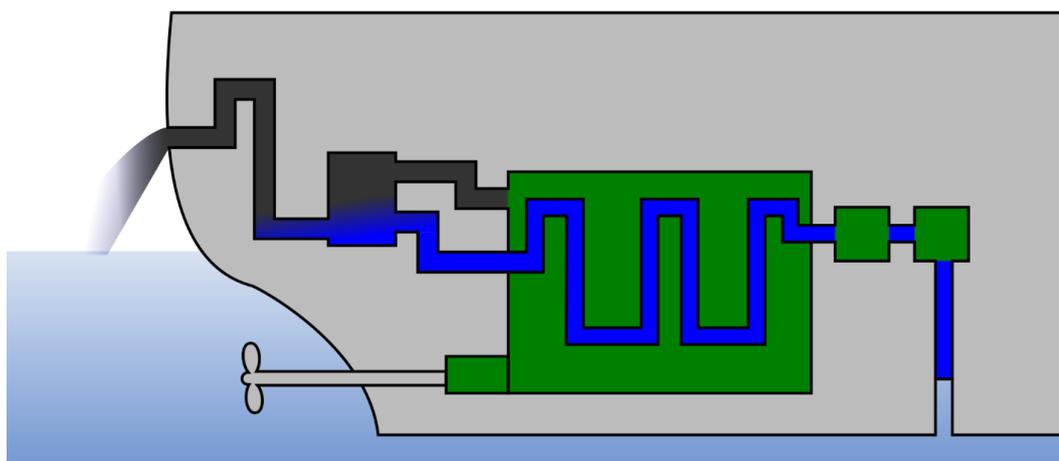


Рисунок 2 - Схема не замкнутой жидкостной системы охлаждения двигателя на судне [7]

1.1.2 Замкнутые системы охлаждения

Наиболее часто же применяющимися в автомобильных двигателях в наше время являются жидкостные системы охлаждения замкнутого типа [1], они, в свою очередь, разделяются на несколько основных видов: термосифонные, принудительные, комбинированные.

В термосифонной системе, изображенной на рисунке 3, работа происходит за счет разности естественных гравитационных сил, влияющих на жидкости с разной плотностью: менее плотную разогретую возле деталей двигателя и более холодной в теплообменнике. Данный тип является самым простым из всех жидкостных замкнутых систем охлаждения, однако редко применяется на практике ввиду слабой интенсивности движения жидкости, а значит и теплоотвода [1].

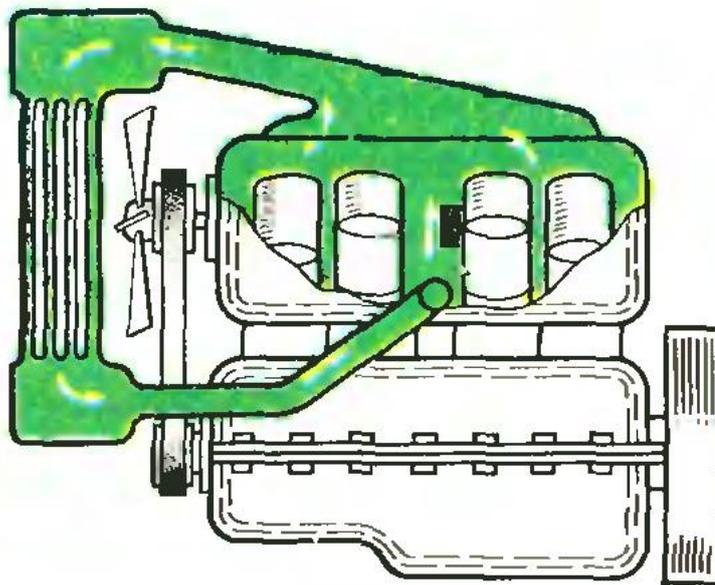


Рисунок 3 - Схема термосифонной системы охлаждения [1].

Комбинированными называются системы, в которых существует разделение деталей по принципу охлаждения: наиболее теплонагруженные детали охлаждаются принудительно, а менее ответственные - по термосифонному принципу [1].

Самым же распространенным типом замкнутых жидкостных систем охлаждения двигателей являются принудительные системы охлаждения, в которых циркуляция рабочего тела обеспечивается специальным насосом [5]. Такая система изображена на рисунке 4. Несмотря на сложность данного типа, он обладает рядом преимуществ по сравнению со своими аналогами: компактность, эффективность и интенсивность теплоотвода, возможность применения в различных автомобилях, возможность работы в широком спектре климатических условий. Рабочим телом в них является дистиллированная вода, не создающая отложений в каналах системы, либо специальные жидкости, имеющие высокую температуру закипания, а также низкую температуру замерзания, что упрощает эксплуатацию транспортного средства и помогает повысить его характеристики.

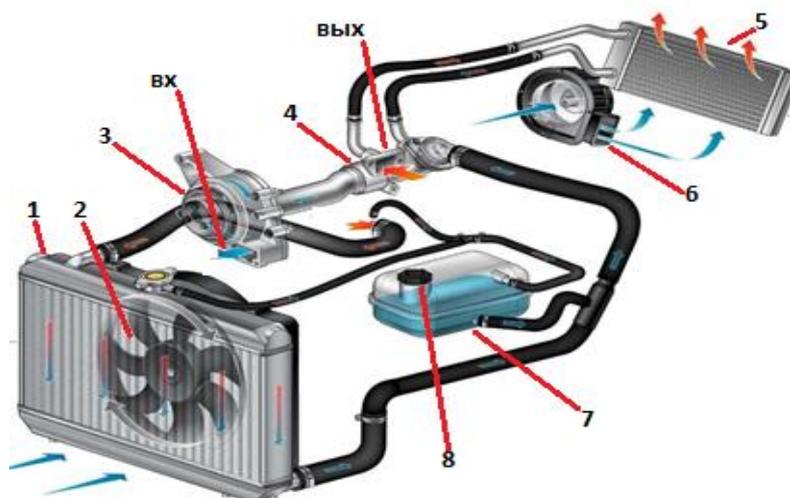


Рисунок 4 - Схема замкнутой жидкостной принудительной системы охлаждения.

На представленной схеме (Рисунок 1.4) обозначены: 1 - Радиатор системы охлаждения двигателя; 2 - Вентилятор системы охлаждения двигателя; 3 - Насос системы охлаждения двигателя; 4 - Термостат; 5 - Радиатор отопителя салона; 6 - Вентилятор отопителя салона; 7 - Расширительный бачок системы охлаждения двигателя; 8 - Пробка расширительного бачка с клапаном регулировки давления в сборе.

Температура жидкости в системе охлаждения играет большую роль: чем она выше, тем меньше теплоты от сгорания топливно-воздушной смеси в цилиндре передается его стенке, равномернее температура стенки, меньше габариты и масса теплообменников. Повышенная температура кипения жидкости в системе достигается при помощи нескольких действий: поднятие рабочего давления в системе, однако стоит помнить про опасность разгерметизации такой системы, что приведет падению ее характеристик или даже прекращению ее работы, а также применению высококипящих жидкостей [5].

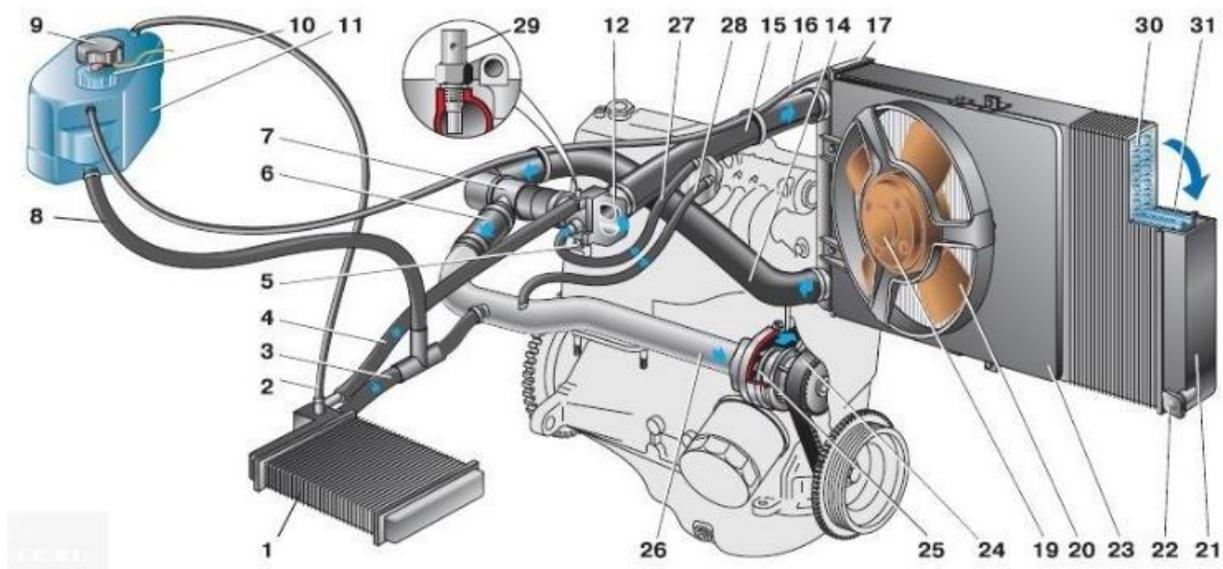


Рисунок 5 - Схема замкнутой системы охлаждения двигателя ВАЗ 2108.

В двигателях ВАЗ применяется замкнутая жидкостная принудительная система охлаждения с двумя кругами циркуляции охлаждающей жидкости, например, система охлаждения двигателя ВАЗ 2108 на рисунке 5. При температуре охлаждающей жидкости ниже определенного значения, она, под действием водяного насоса, циркулирует по малому кругу, то есть в полостях между стенками цилиндров и стенками блока двигателя, не попадая в радиатор (малый круг циркуляции), как на рисунке 6 сверху. Это ограничение необходимо для быстрого выведения двигателя в эффективный тепловой режим. Когда температура двигателя достигает оптимальных значений, охлаждающая жидкость начинает циркулировать через радиатор, где активно охлаждается (большой круг циркуляции), как на рисунке 6 снизу. При превышении температурой жидкости заранее определенных значений, включается вентилятор системы охлаждения, увеличивающий воздушный поток в радиаторе, ускоряя теплоотвод и снижая температуру [5].

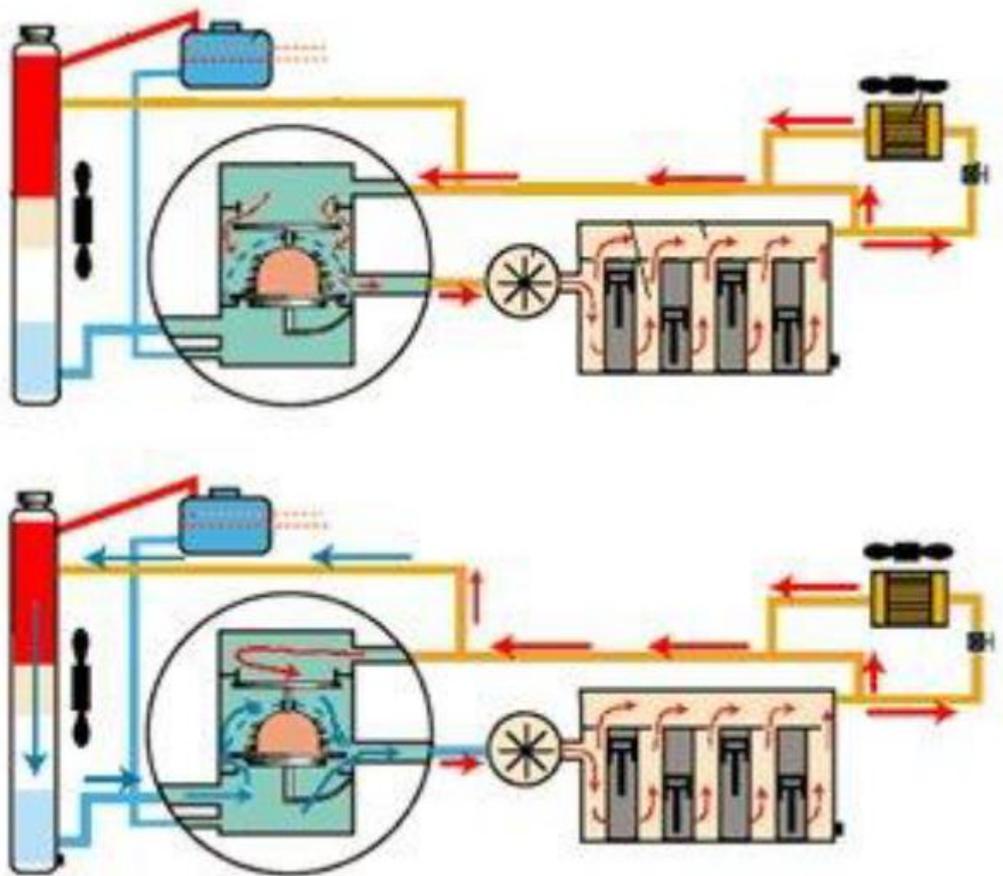


Рисунок 6 - Малый и большой круги циркуляции охлаждающей жидкости.

1.2 Тенденции развития систем охлаждения двигателей легкового автомобиля

Развитие систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания в настоящее время происходит по следующим основным направлениям:

- снижение зависимости производительности системы от режима работы двигателя;
- повышение рабочей температуры охлаждающей жидкости в системе [24];
- создание многоконтурных систем охлаждения, позволяющих дифференцированно регулировать температуру в различных частях двигателя.

Объясняются эти направления следующими факторами:

Как правило, в современных массовых автомобильных двигателях циркуляция рабочего тела в системе охлаждения происходит за счёт работы водяного насоса, который связан при помощи зубчатых или ременных передач с коленчатым валом двигателя. В такой схеме производительность насоса напрямую зависит от оборотов двигателя, и на его функционирование неотъемлемо затрачивается часть мощности двигателя.

Это позволяет в единый момент времени согласовать работу двигателя и водяного насоса, повышая отвод тепла от двигателя при увеличении оборотов. Однако эта же прямая связь не допускает реализации работы водяного насоса с учетом нагрузки двигателя, температуры охлаждающей жидкости, температурного режима работы.

Например, при работе двигателя с температурами ниже рабочей, производительность насоса может быть излишней, и отвод тепла от двигателя повлияет негативно на его работу, и в данном случае было бы желательно снизить производительность насоса, для ускорения достижения двигателем требуемой температуры.

Противоположно, если двигатель продолжительное время работал в высоконагруженных режимах (например, автомобиль буксировал тяжелый груз или участвовал в гонке, постоянно поддерживая двигатель в пиковых зонах производительности), а после обороты двигателя упали до холостого хода (разгрузка после буксировки или финиш после гонки), может возникнуть ситуация, когда двигатель и подкапотное пространство чрезмерно разогреты, а система охлаждения вместо повышенной интенсивности работы для возвращения температуры двигателя к оптимальной, значительно снижает свою производительность. Это может привести к локальным перегревам двигателя, детонации топливно-воздушной смеси, ухудшению экологических

показателей двигателя или даже выводу его из строя в следствие повышенного трения.

Для более гибкого управления системой охлаждения в подобных ситуациях наиболее современные двигатели используют водяной насос с приводом от электромотора. В таком случае, энергию он потребляет количества из вырабатываемой генератором автомобиля и управляется контроллером электронной системы управления двигателем. А это значит, что появляется возможность реализации управления системой охлаждения по заранее прописанному гораздо более сложному алгоритму, с учетом температуры и нагрузки двигателя, работы вентиляторов, характеристик радиатора, состояния окружающей среды и т.д.

Второе направление развития систем охлаждения вытекает из определения КПД тепловой машины, которым является и автомобильный двигатель внутреннего сгорания:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}, \quad (1)$$

где η - коэффициент полезного действия;

Q_1 - абсолютное значение удельного количества подведенной теплоты;

Q_2 - абсолютное значение удельного количества отведенной теплоты.

КПД двигателя тем выше, чем меньше количества тепла отдаваемое охладителю: в выпускной коллектор с отработавшими газами или в окружающую среду через систему охлаждения. В свою очередь количество теплоты, отдаваемое системе охлаждения, зависит от коэффициента теплопередачи, площади поверхности и средней разности температур между системой охлаждения и камерой сгорания:

$$Q = kF\Delta T, \quad (2)$$

где Q - количество теплоты, отдаваемое системе охлаждения;

k - коэффициент теплопередачи от камеры сгорания к рабочему телу системы охлаждения;

F - площадь поверхности цилиндра;

ΔT - разности температур между камерой сгорания и системой охлаждения.

При прочих равных, коэффициент и площадь останутся неизменными, как и температура в камере сгорания, таким образом эффективность двигателя можно поднять за счет поднятия температуры в системе охлаждения. Достигается более высокая температура при помощи управляющих устройств (термостат, вентиляторы охлаждения), однако это невозможно без дополнительной технологической подготовки.

Два основных варианта этих решений:

Первый - изменение рабочего тела системы. Создание специальной жидкости с пакетом присадок, позволяющим ей не деградировать в течение достаточного времени при повышенной температуре; снижающего агрессивность жидкости по отношению к материалам двигателя при высоких температурах; и самое главное - смещающим точку кипения жидкости выше по шкале температур.

Второй - повышение рабочего давления в системе, что влечет изменение требований к гибким элементам трассы системы охлаждения, уплотнениям, насосу охлаждающей жидкости.

Так в 2016 году команда Формулы-1 Mercedes-AMG Petronas F1 team сообщила [24] о том, что при помощи комбинации данных решений смогла добиться рабочей температуры системы охлаждения 115°C , создав, по их

заявлению, самый эффективный не экспериментальный поршневой искровой двигатель внутреннего сгорания, достигнув КПД более 50%.

Вместе с этим невозможно просто повысить температуру охлаждающей жидкости во всем двигателе, т.к. это повлечет за собой превышение допустимой температуры в критических зонах двигателя, например, на гранях шляпки выпускного клапана. Это может повлечь калильное возгорание топлива и детонацию, что нарушит работу двигателя, снизит его эффективность или даже приведет к его разрушению. Также нарушение процесса сгорания топлива в цилиндре неизбежно приведет к снижению экологических характеристик двигателя.

Поэтому в купе с предыдущим направлением развития систем охлаждения изменяют общую архитектуру и логику работы системы охлаждения, разделяя между собой контуры охлаждения блока (блоков) цилиндров и головки (головок) блока цилиндров. Степень разделения может отличаться от модели к модели, но по степени углубления дифференциации можно построить следующую логическую цепочку модернизации системы охлаждения:

Сначала организуются два не связанных между собой управляющих элемента (термостата), один на блок двигателя, второй - на ГБЦ. В блоке двигателя применяется термостат с более высокой температурой полного открытия клапана, что поддерживает более высокую температуру в блоке, сохраняя более низкую в ГБЦ, раньше направляя ее охлаждаться через большой круг системы охлаждения с радиатором.

Причина именно такого разделения кроется в том, что именно ГБЦ содержит в себе основные концентраторы нагрева, являющиеся рисковыми зонами: свечу зажигания и выпускные клапаны. При этом площадь поверхности камеры сгорания в ГБЦ, как правило, значительно меньше,

нежели в блоке двигателя, что снизит влияние повышения температуры в этой зоне на КПД двигателя относительно реализации такого решения в блоке.

Одновременно поверхность цилиндра блока двигателя имеет большую площадь и не имеет концентраторов нагрева, что снижает риски детонации.

В такой системе для работы применяется единый радиатор охлаждения двигателя и водяной насос, подающий охлаждающую жидкость в единую систему блока и ГБЦ, организуются отдельные выходы системы охлаждения из блока двигателя и из ГБЦ, изменяется конструкция деки блока цилиндров, привалочной плоскости к блоку на головке блока цилиндров и прокладки ГБЦ, т.к. через данные плоскости уже не нужно проводить весь объем охлаждающей жидкости, а только то количество, которое непосредственно необходимо для охлаждения ГБЦ, поэтому каналы в блоке и ГБЦ и отверстия под них в прокладке уменьшаются по площади своего перпендикулярного сечения.

Следующим этапом чаще всего реализуют применение двух отдельных водяных насосов, питающих системы охлаждения ГБЦ и блока цилиндров. Это позволяет не прокачивать всю охлаждающую жидкость, используемую для охлаждения ГБЦ, через блок цилиндров, и избежать лишнего нагрева жидкости от более теплонагруженной детали и точнее управлять температурой.

При этом отверстия в прокладке ГБЦ все-равно остаются, хоть и незначительного диаметра, для избегания резкого перепада температур в плоскость разъема Блок-ГБЦ. На данном этапе все еще используется единый радиатор охлаждения, где жидкости с двух контуров охлаждения смешиваются между собой.

Дальнейший вектор развития видится в полном разделении систем охлаждения, оставив ограниченную взаимосвязь между ними только в области прокладки ГБЦ.

Резюмируя, развитие систем охлаждения двигателя сводится к организации более стабильной, управляемой и гибкой системы охлаждения, способствующей повышению КПД двигателя, снижая удельный расход топлива на 1 лошадиную силу.

1.3 Обзор методов проектирования систем охлаждения двигателей легкового автомобиля

Базовым параметром системы охлаждения двигателя является количество теплоты, которое необходимо отвести в окружающую среду, для обеспечения температурного режима двигателя. На основании экспериментальных данных, для бензиновых двигателей с жидкостным охлаждением различных типов удельное количество теплоты Q принимает значения от 2840 кДж/(кВт×ч) до 5700 кДж/(кВт×ч). При этом для более мощных и быстроходных двигателей, а также двигателей с турбонаддувом, характерны меньшие значения из-за меньшей интенсивности охлаждения. Эти величины составляют 18-35% от общего количества теплоты, введенной в двигатель с топливом [22].

Количество теплоты Q , передаваемое от газов рабочему телу системы охлаждения в единицу времени, определяется по формуле:

$$Q = \frac{\alpha_{\Sigma} F_{\Gamma} (T_{\Gamma} - T_{\text{ОХЛ}})}{1 + \frac{\delta \alpha_{\Sigma}}{\lambda} + \frac{\alpha_{\Sigma} F_{\Gamma}}{\alpha F_{\text{ОХЛ}}}}, \quad (3)$$

где α_{Σ} - средний за время теплообмена коэффициент теплоотдачи от газов к нагреваемой стенке;

α - средний за время теплообмена коэффициент теплоотдачи от стенки - рабочему телу системы охлаждения;

F_{Γ} - средняя площадь нагреваемой поверхности;

$F_{\text{ОХЛ}}$ - средняя площадь охлаждаемой поверхности;

T_G - средняя температура газов;

$T_{Oxл}$ - средняя температура охлаждающего тела;

λ - средний коэффициент теплопроводности стенки;

δ - толщина стенки.

Для жидкостного охлаждения α ориентировочно принимает значения 7500...10500 кВт/(м²×К).

Жидкостный контур системы охлаждения характеризуется массовым расходом охлаждающей жидкости или объемным расходом. Так же учитывается перепад температуры теплоносителя на выходе и входе в рубашке охлаждения, чем больше такой перепад, тем менее равномерно охлаждение двигателя.

Температура охлаждающей жидкости на выходе из рубашки охлаждения - максимальная в системе и не должна превышать своего критического значения, равного температуре кипения данной жидкости, которая определяется по формуле:

$$t_{V_{кp}} = t_{V_{кп}} \sqrt[4]{p}, \quad (4)$$

где $t_{V_{кп}}$ - температура кипения жидкости в нормальных условиях, °С;

p - абсолютное давление в системе, МПа.

Радиатор охлаждения двигателя характеризуется площадью поверхности охлаждения в м², теплопередающая способность радиатора характеризуется коэффициентом теплопередачи k_T и зависит от конструкции и теплотехнических характеристик применяемых радиаторе материалов.

В методиках расчета и проектирования систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания основное внимание уделяется проектированию и расчетам общих показателей системы, термостатов, рубашек охлаждения,

водяных насосов и радиаторов. Влияние потерь в трубопроводах на эффективность системы в целом в большинстве случаев не учитывается. Однако высокая роль системы охлаждения в характеристиках двигателя создает необходимость снижения потерь и повышения эффективности всей системы. Появляется потребность в оценке влияния на систему потерь в трубах тока охлаждающей жидкости [22].

Применение метода конечно-элементного анализа и вычислительной гидродинамики в сочетании с расчетами теплопередачи позволит оценить уровень потерь в трубах и разработать методику проектирования эффективной системы охлаждения двигателя автомобиля [9].

1.4 Обзор программного обеспечения проектирования систем охлаждения двигателей легкового автомобиля

Для проектирования систем охлаждения двигателей в отечественной практике САПР тяжелого класса. На предприятиях группы КАМАЗ, ГАЗ и НАМИ это программный комплекс NX, в инженерных подразделениях АО «АВТОВАЗ» применяется ПО CATIA V5.

Данные программные продукты позволяют при проектировании использовать методы построения по направляющим, переходить от твердотельного моделирования к 2D и обратно, учитывать методы и ограничения при производстве, глубоко параметризовать модели с применением геометрических ограничений и формул. После построения цифровой модели в данных продуктах есть возможность создания всех необходимых чертежей не меняя программы.

Данные САПР имеют в своем составе модули CAE, предоставляющие широкие возможности по проведению инженерного анализа разработанных изделий. Есть возможность проведения тепловых, прочностных, кинематических, динамически и газо- гидродинамических и других расчетов.

Исходя из широких возможностей при проектировании, а также унификации с преобладающими в применении на АО «АВТОВАЗ» продуктами, было решено в процессе проектирования узлов системы охлаждения применять CAD CATIA V5, а для проведения инженерного анализа использовать NX Simcenter.

CAE модуль Siemens NX Simcenter позволяет решать широкий спектр задач инженерного анализа: линейный статический анализ, устойчивость конструкций, динамический анализ конструкций, нелинейный статический и динамический анализ, анализ тепломассопереноса, моделирование гидрогазодинамических процессов.

Выводы

- В результате анализа существующих источников литературы и патентно-технической информации установлено, что современные системы охлаждения ДВС разделяются на открытые и замкнутые;
- Выявлено что в ДВС легковых автомобилей наиболее эффективными являются замкнутые двухконтурные системы охлаждения;
- Показано, что проектирование систем охлаждения ДВС осуществляется на основе аналитических зависимостей, учитывающих потери давления в трубопроводах и процессы теплообмена в подкапотном пространстве;
- Установлено, что для совершенствования конструкции соединительных трубопроводов системы охлаждения ДВС и повышения скорости и качества разработки целесообразно создать методику проектирования на основе САПР, которая позволит учесть гидравлические потери и теплообмен на основе численного моделирования процессов в гидросистеме охлаждения.

2 Разработка в САПР электронных моделей конструкции системы охлаждения легкового автомобиля

2.1 Описание конструкции узлов системы охлаждения легкового автомобиля

Основными элементами замкнутой принудительной системы охлаждения являются: каналы вокруг цилиндров и в головках цилиндров (так называемая рубашка охлаждения), образованные наружными стенками блока цилиндров его головки, теплообменники (радиаторы), водяной насос, соединительные трубы, уплотнительные прокладки, устройства для поддержания постоянного давления в системе, устройства, разделяющие систему (термостаты), вентиляторы, обеспечивающие поток воздуха в радиаторах.

Термостат (рисунок 7) работает как автоматический клапан: в закрытом состоянии не позволяет охлаждающей жидкости проникнуть в радиатор, но при температуре среды 82... 89 °С он открывается и тогда циркуляция жидкости проходит по большому кругу (через радиатор). Причем, чем выше температура среды, тем больше зазор открытия термостата, что увеличивает его пропускную способность. Работа устройства основывается на расширении вещества-наполнителя при открытии и силе упругости стальной пружины при закрытии.

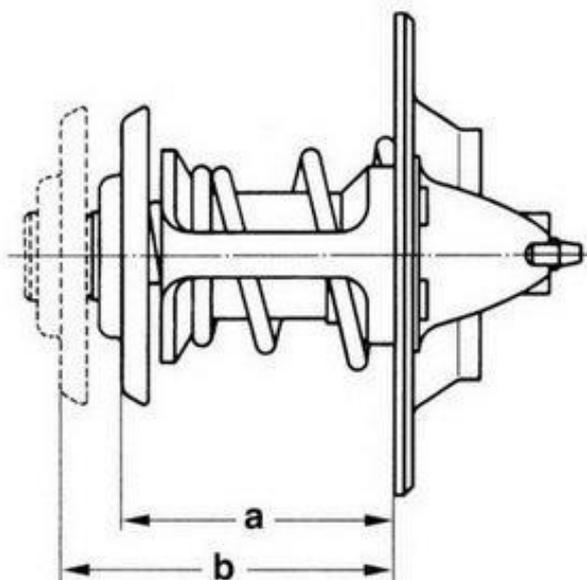


Рисунок 7 - Термостат [5]

Водяной насос (рисунок 8) обеспечивает принудительную циркуляцию жидкости в системе охлаждения двигателя, чаще всего применяют лопастные насосы центробежного типа.

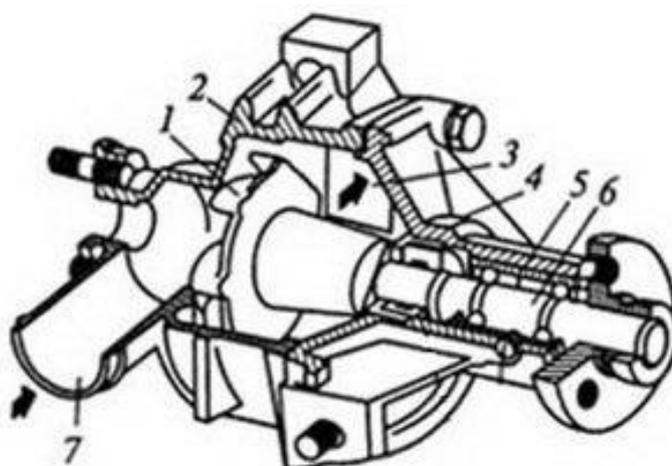


Рисунок 8 - Водяной насос [5]

Радиатор обеспечивает отвод теплоты охлаждающей жидкости в окружающую среду. Он состоит из двух бачков и сердцевины. Наиболее распространены трубчатые и пластинчатые радиаторы. У первых сердцевина образована несколькими рядами трубок, пропущенных через параллельные пластины, увеличивающие поверхность охлаждения и придающие радиатору жесткость (такой радиатор представлен на рисунке 9), у вторых сердцевина состоит из одного ряда плоских трубок, каждая из которых изготовлена из спаянных между собой по краям гофрированных пластин.



Рисунок 9 - Радиатор [5]

Расширительный бачок служит для компенсации изменений объема охлаждающей жидкости при колебаниях ее температуры и для контроля количества жидкости в системе охлаждения. Он также содержит некоторый запас охлаждающей жидкости на ее естественную убыль и возможные потери.

Так же на расширительных бачках, как правило, располагают пробку, имеющую два клапана: паровой для снижения давления при закипании жидкости, который открывается при избыточном давлении, и воздушный, пропускающий воздух в систему при снижении давления вследствие охлаждения жидкости и этим предохраняющий трубки радиатора и трубы системы охлаждения от сплющивания атмосферным давлением. Именно данная пробка регулирует повышенное значение давления в системе. Фотография бачка в сборе с крышкой приведена на рисунке 10.



Рисунок 10 - Расширительный бачок с пробкой [5]

2.2 Построение в САПР электронной модели сборки системы охлаждения двигателя автомобиля

Для создания моделей труб изначально создается компоновочная сборка всех взаимосвязанных деталей и узлов, расположение которых задает геометрию трубопроводов. Эти узлы: двигатель (входной интерфейс водяного насоса и выход от ГБЦ и располагаются в нем), расширительный бачок, радиатор системы охлаждения двигателя и отопитель салона с радиатором в

сборе. Также на геометрию трубопроводов будет влиять все их ближайшее окружение: кузов, система выпуска отработавших газов, система впуска, необходимые крепежные элементы.

Кузов используется серийный, выставляется в стандартных координатах автомобиля (ось Y направлена вдоль передней оси автомобиля, ось X направлена к задней части автомобиля, ось Z - вертикально вверх, оси X и Z образуют продольную плоскость симметрии автомобиля).

Детали в подкапотном пространстве располагаются исходя из требований по зазорам, тепловым нагрузкам, кинематики их возможных перемещений:

- отопитель занимает свое стандартное расположение в салоне автомобиля;
- двигатель располагается с учетом распределения массы автомобиля по осям, компоновки в имеющемся кузове, перемещений силового агрегата в процессе работы и тепловыми зазорами;
- радиатор располагается в передней части моторного отсека с обеспечением зазора до двигателя и максимально возможной площади обдува;
- метка минимального уровня охлаждающей жидкости на расширительном бачке должна располагаться выше верхней точки радиатора.

Описанная сборка представлена на рисунках 11 и 12.

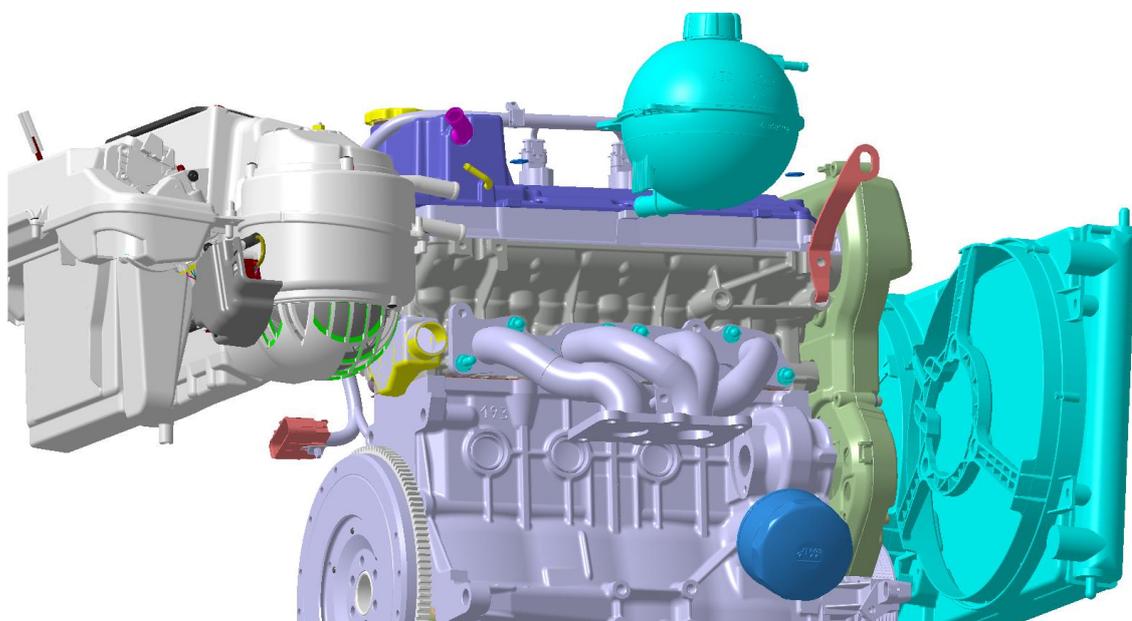


Рисунок 11 - Вид сборки системы охлаждения сзади-снизу-справа

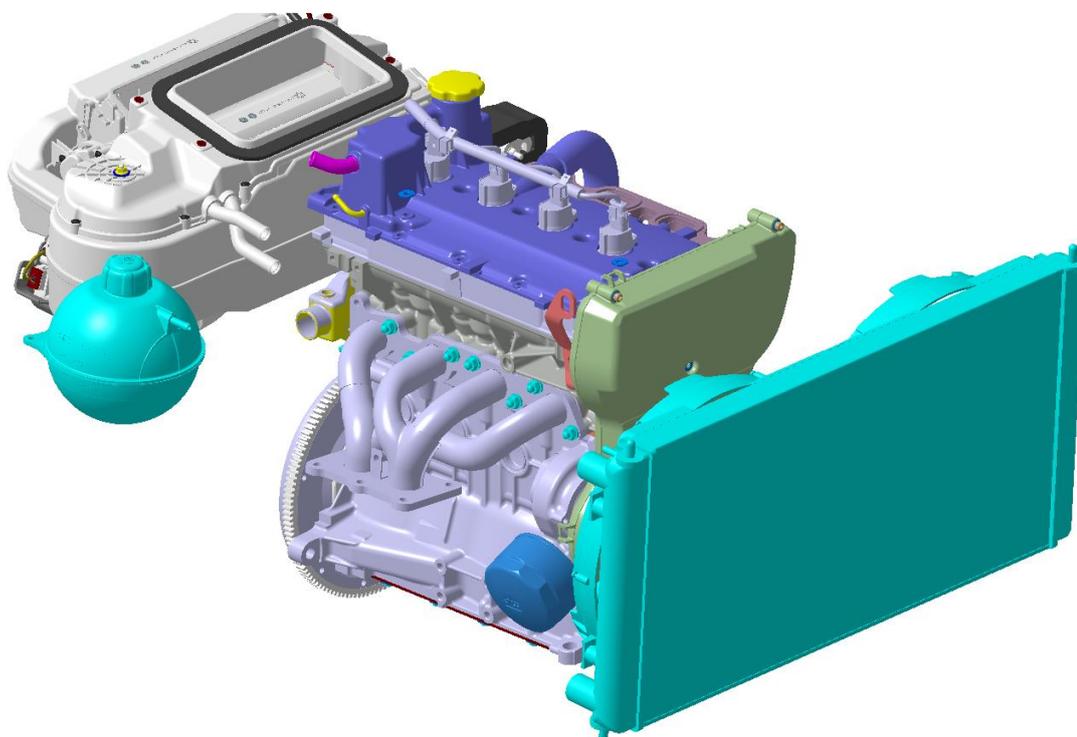


Рисунок 12 - Вид сборки системы охлаждения спереди-сверху-справа

Из имеющейся сборки для дальнейшего построения модели трубы подводящей водяного насоса получаем базовые координаты (точки креплений, привалочные плоскости, координаты центров отверстий и их диаметры), они показаны ниже на рисунке 13.

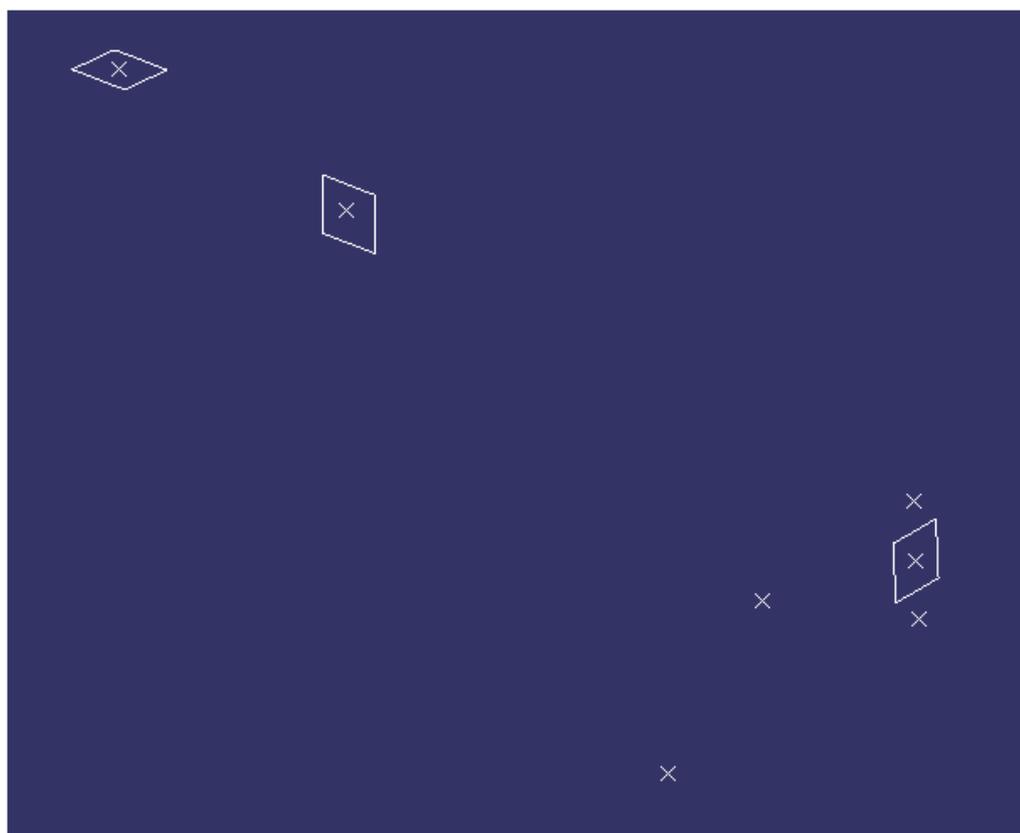


Рисунок 13 - Базовые координаты для построения трубы подводящей водяного насоса.

Изначально создаем трубу, отводящую охлаждающую жидкость от головки блока цилиндров. У данной трубы предусматриваются отводы к радиатору отопителя, к термостату и к радиатору двигателя. Вывод к радиатору создается с учетом применения серийного патрубка подводящего радиатора. Положения вывода к термостату задается применением серийного патрубка и обеспечением зазора до воздушного фильтра.

Ограничениями при построении будут являться технологические возможности поставщика: радиусгиба по центральной линии трубы 60 мм, длина перехвата между двумя ближайшими гибом, материал трубы (сталь 08пс), толщина стенки трубы 1 мм.

Следующим этапом создаем пароотводящий патрубок от радиатора к расширительному бачку. Данный патрубок не должен иметь провисаний во своей длине для избегания скопления в нем конденсата после окончания работы двигателя и остывания. Создаем геометрию в обход корпуса воздушного фильтра, предусматривая точки крепления патрубка на кронштейне воздушного фильтра.

Патрубки подключения к радиатору отопителя - серийные. Для обеспечения их компоновки меняем их положение в подкапотном пространстве.

Получившаяся компоновка узлов показана на рисунке 14.

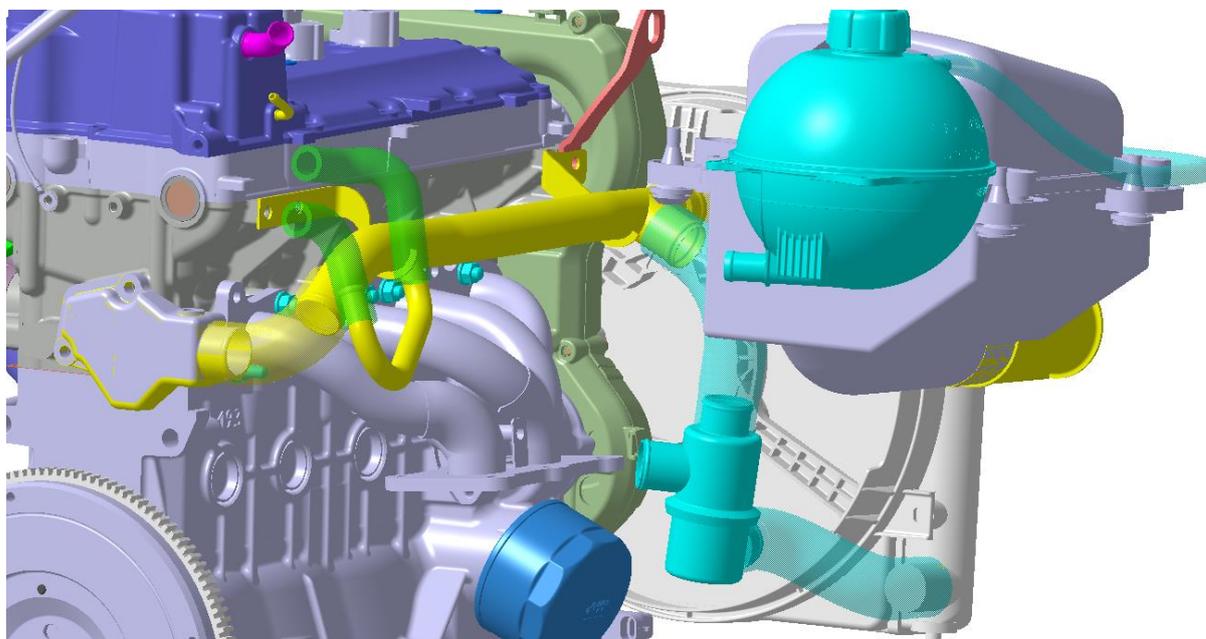


Рисунок 14 - Вид патрубков и трубы отводящей системы охлаждения

2.3 Построение в САПР электронной модели трубопроводов системы охлаждения двигателя автомобиля

В процессе создания геометрии планируемой к рассмотрению трубы подводящей водяного насоса необходимо будет предусмотреть входы от термостата и радиатора отопителя, подключение к расширительному бачку.

Направляющая линия трубы к термостату должна пересекаться с линией вывода термостата, для последующего создания патрубка, соединяющего их. Внешний диаметр трубы к термостату - 32 мм, трубы к бачку расширительному - 20 мм, трубы к радиатору отопителя - 16 мм. Толщина стенок всех труб 1 мм.

При эскизном построении была выявлена невозможность построения трубы к термостату одним гибом, т.к. в таком случае не выдерживаются необходимые зазоры до выпускного коллектора выхлопной системы, поэтому было принято решение создания трубы из двух спаянных между собой элементов.

На базовой привалочной поверхности трубы ПВН к блоку в районе водяного насоса создаем эскиз фланца, а после вытягиваем, результат показан на рисунке 15.

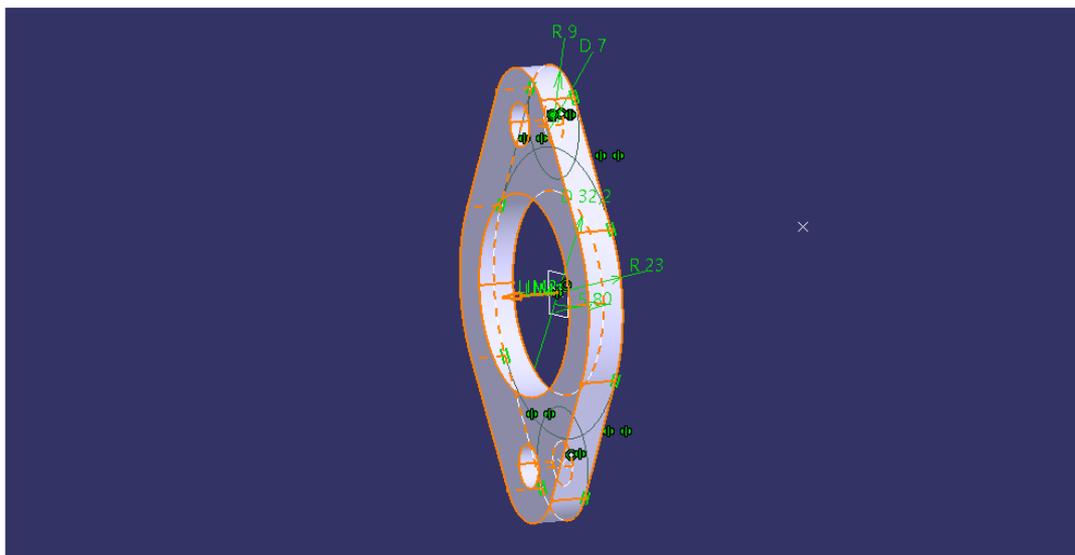


Рисунок 15 - Построение фланца

Далее строим направляющую линию трубы от фланца и пересекающуюся с ней направляющую от точки пересечения с осью выходного патрубка термостата (рисунок 16).

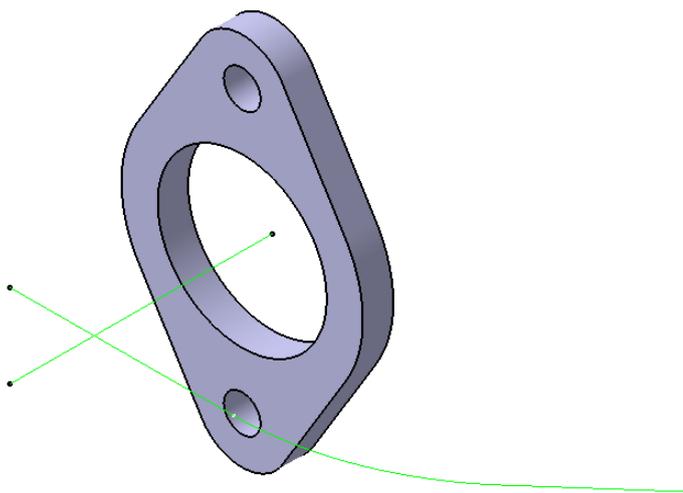


Рисунок 16 - Направляющие трубы диаметром 32 мм

После создания необходимых элементов вытягиваем профиль трубы вдоль направляющей, получая ее поверхность. Перпендикулярно плоскости пересечения направляющих, через биссектрису внутреннего угла, образованного ими, построим секущую плоскость, которой позже зададим стык двух труб. На рисунке 17 секущая плоскость выделена красным цветом.

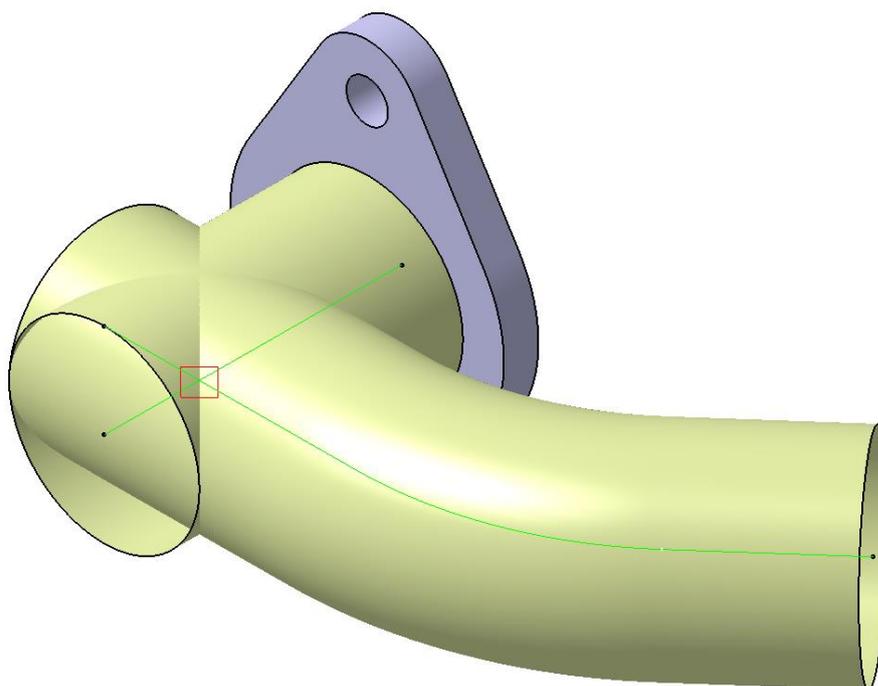


Рисунок 17 - Образующая поверхность и секущая плоскость трубы ПВН

Создаем развальцовку на конце трубы, предназначенном для монтажа гибкого патрубка, при помощи скруглений связываем геометрию с образующей трубы, что изображено на рисунке 18.

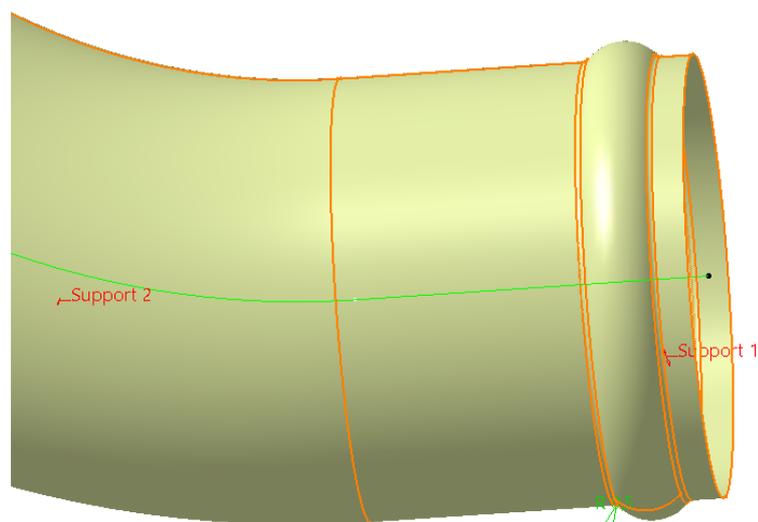


Рисунок 18 - Геометрия развальцовки

Далее строим трубу внешним диаметром 20 мм для подключения расширительного бачка. Создаем направляющую как продолжение оси трубы к водяному насосу. После изгиба труба занимает положение максимально удаленное от выхлопной системы, но обеспечивающее достаточный зазор до моторного щита. Радиус изгиба по средней линии 40 мм, данное значение задано поставщиком. Начало направляющей находится на расстоянии 45 мм от плоскости прилегания к блоку и выступает во внутреннее пространство трубы диаметром 32 мм. Направляющая линия выделена оранжевым цветом на рисунке 19.

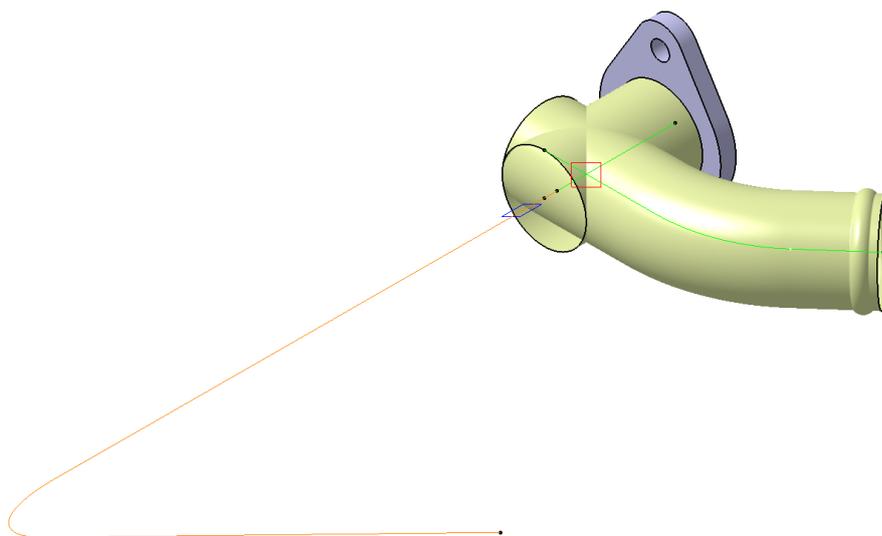


Рисунок 19 - Направляющая трубы заправочной системы охлаждения

После создаем образующую поверхность трубы с развальцовкой для присоединения патрубка. Результат на рисунке 20.

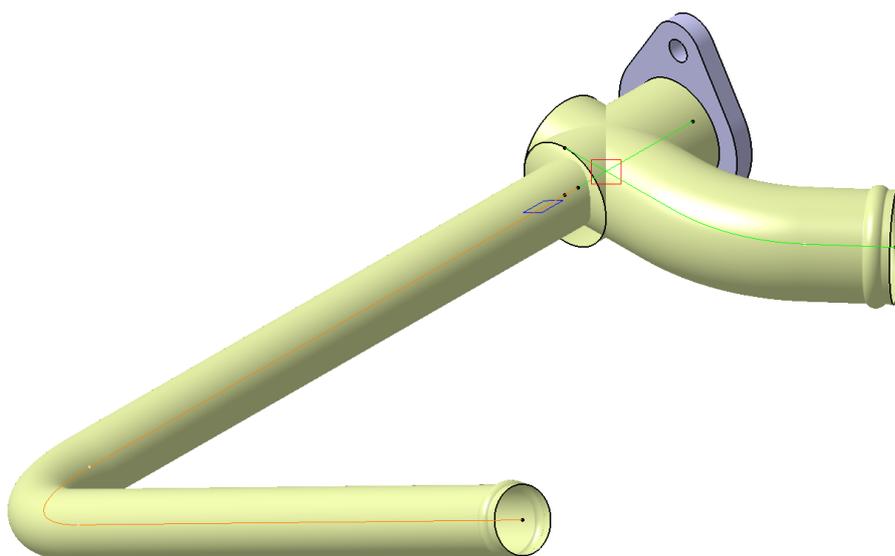


Рисунок 20 - Образующая трубы заправочной системы охлаждения

Направляющая трубы отводящей радиатора отопителя создается перпендикулярно направляющей трубы заправочной, на расстоянии, достаточном для надежной фиксации заправочного патрубка. Верхняя часть направляющей задается осью патрубка отводящего радиатора отопителя салона. При построении обе линии пересекаются в одной точке, радиусгиба по средней линии равен 29,5 мм. Направляющая изображена на рисунке 21.

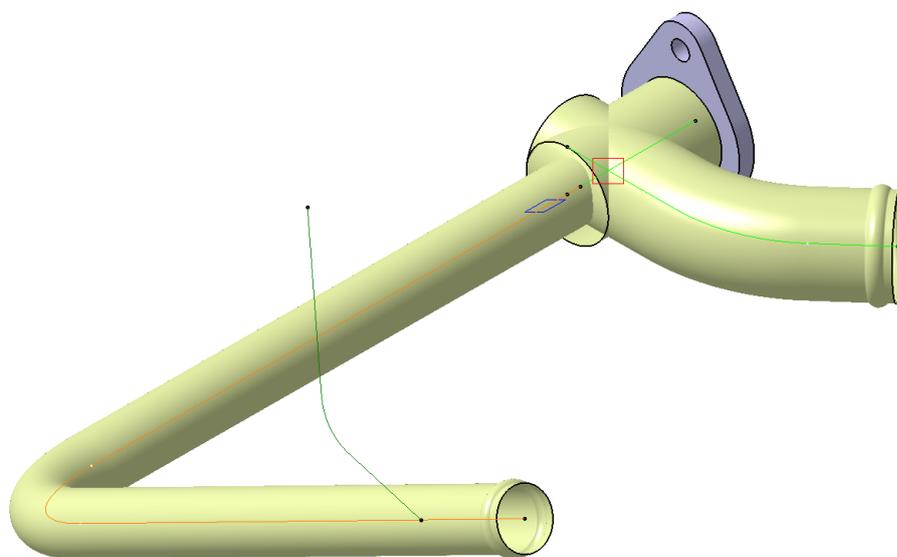


Рисунок 21 - Направляющая трубы отводящей радиатора отопителя

После создаем образующую поверхность трубы с развальцовкой для надежного присоединения патрубка (рисунок 22).

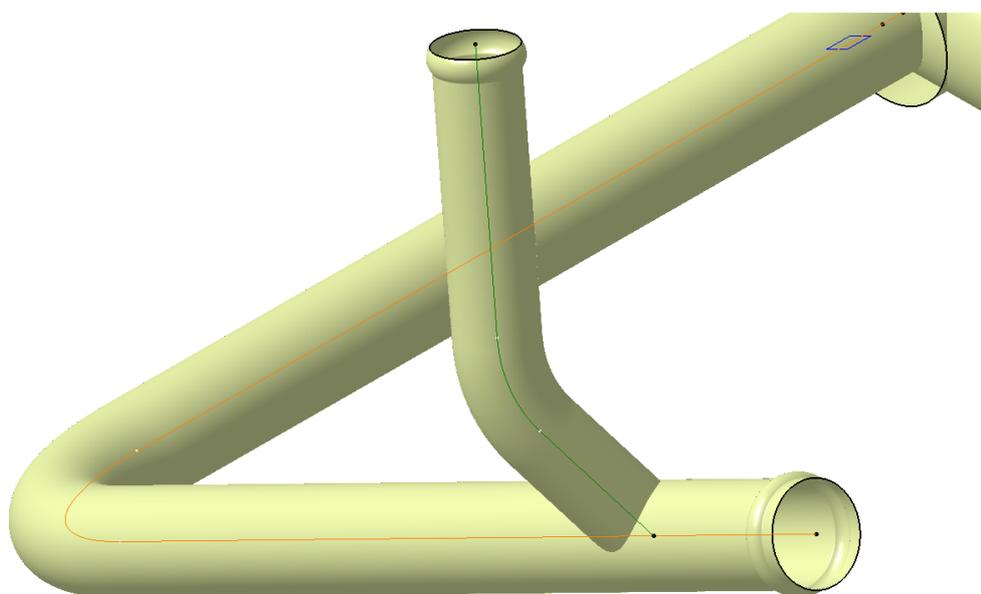


Рисунок 22 - Образующая трубы отводящей радиатора отопителя

После создания образующих поверхностей задаем их толщину, каждую трубу задаем отдельным телом, для возможности индивидуального изменения каждой трубы и проведения булевых операций. Рисунок 23 изображает получившуюся геометрию.

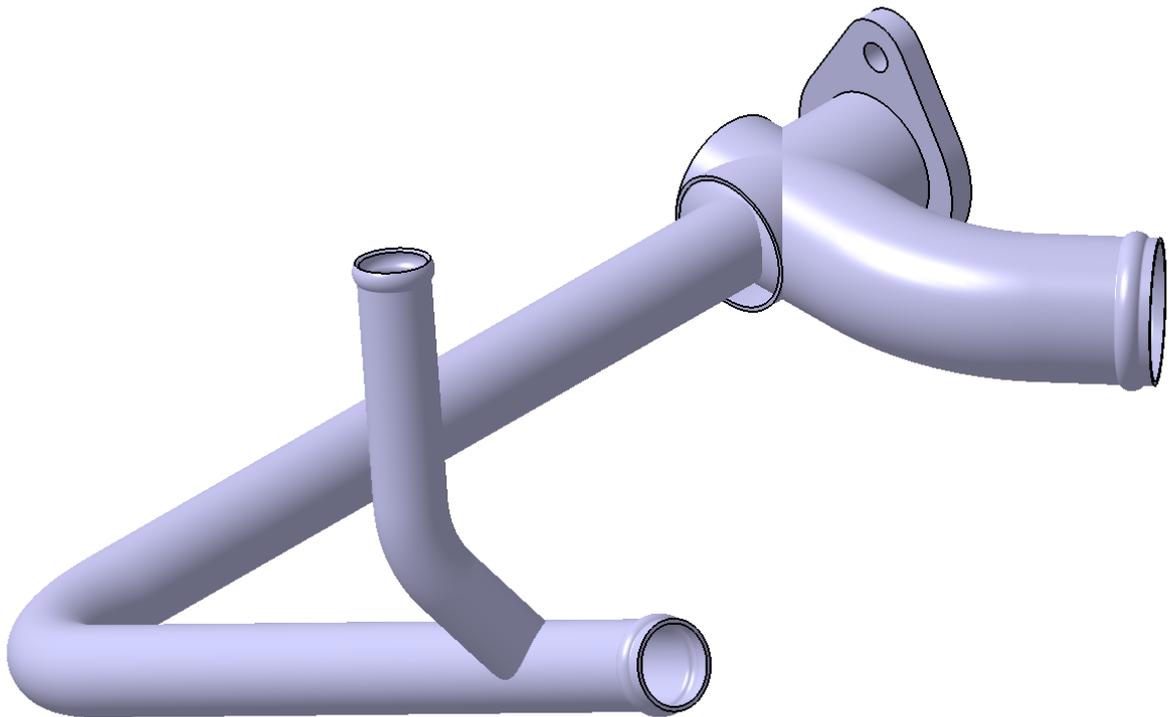


Рисунок 23 - Созданные тела труб

Трубы диаметром 32 мм обрезаем созданной ранее секущей плоскостью, как на рисунке 24.

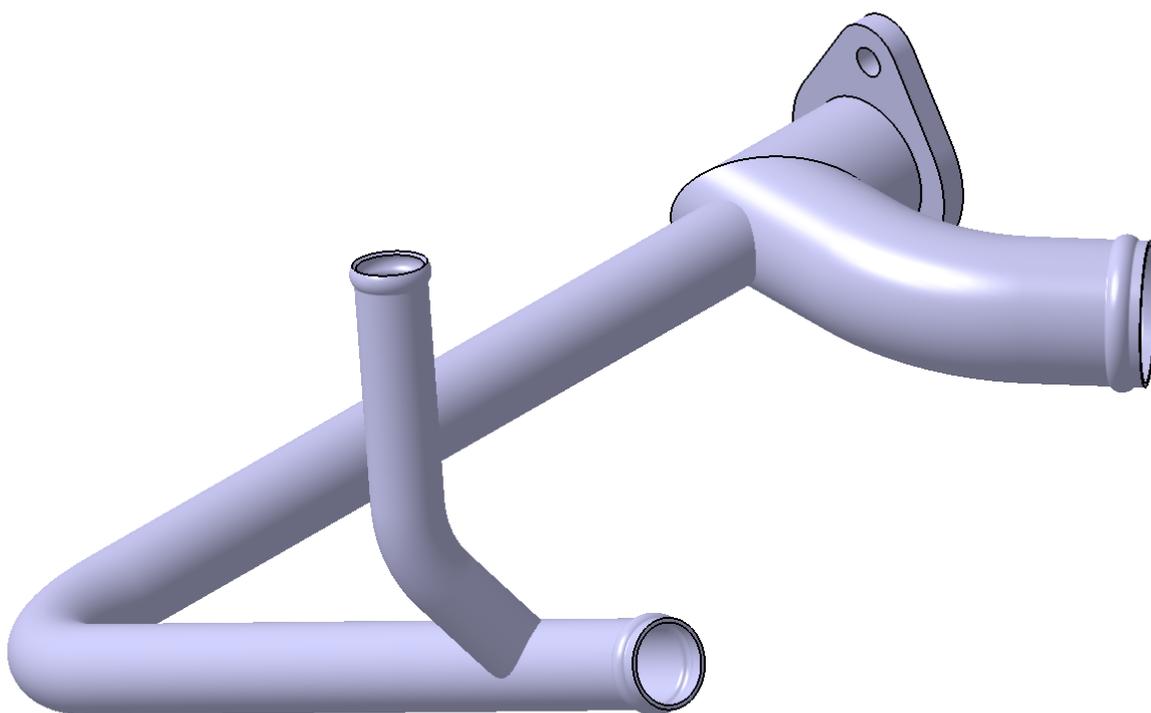


Рисунок 24 - Образка труб диаметром 32 мм

После этого вырезаем в части трубы подводящей отверстие, используя образующую поверхность трубы заправочной, диаметром 20 мм (рисунок 23). В трубе заправочной аналогичным образом вырезаем отверстие, используя образующую поверхность трубы отводящей радиатора отопителя (рисунок 24).

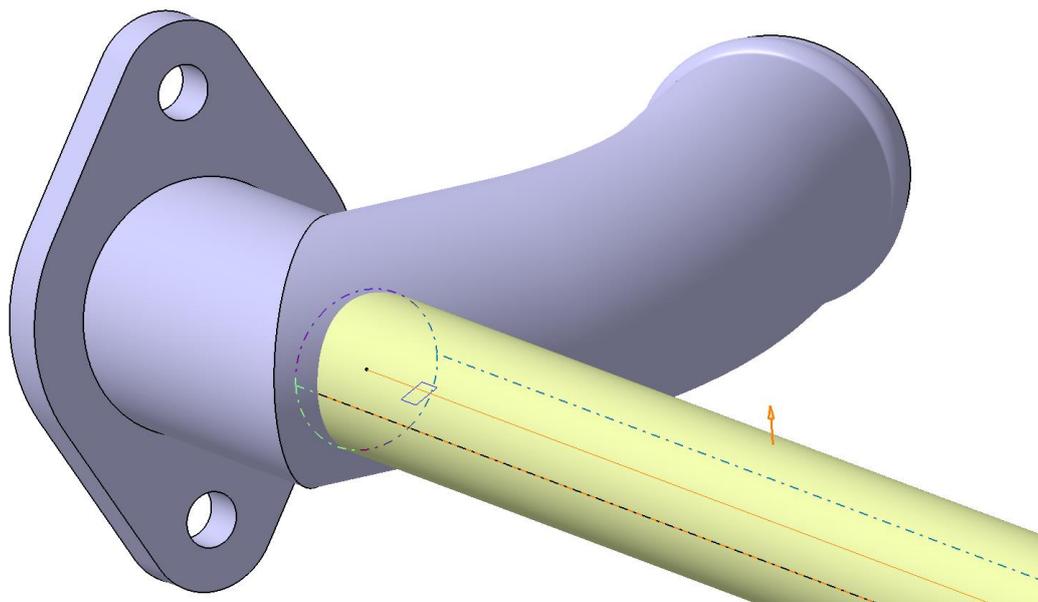


Рисунок 23 - Вырезание отверстия в трубе подводящей

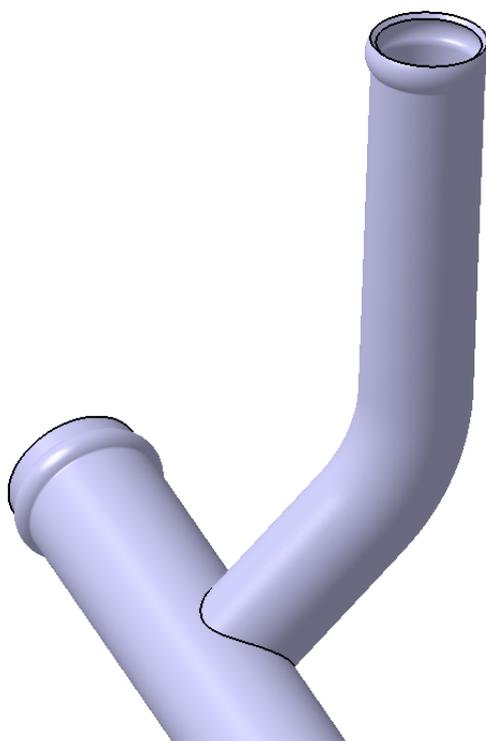


Рисунок 24 - Созданное отверстие в трубе заправочной

При этом труба отводящая радиатора отопителя сильно выступает во внутреннюю часть трубы заправочной, значительно снижая площадь поперечного сечения (рисунок 25), поэтому вводится фрезерование торца трубы для снижения негативного эффекта данной проблемы (рисунок 26).

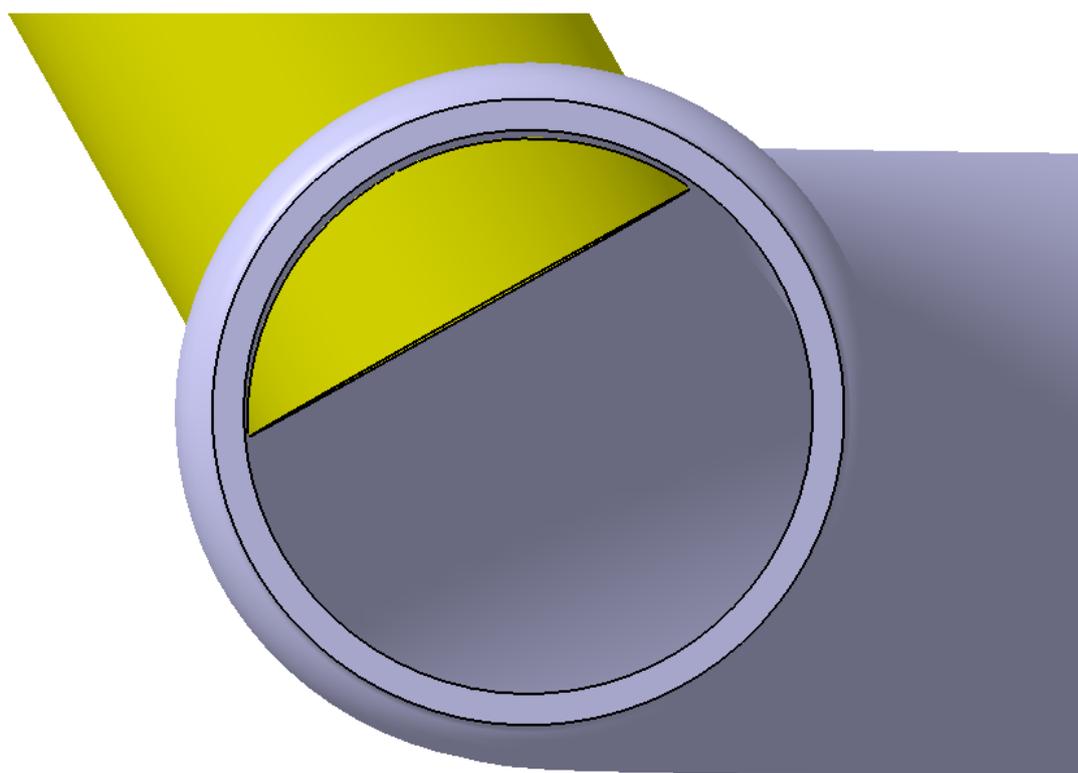


Рисунок 25 - Выступление трубы отводящей радиатора отопителя

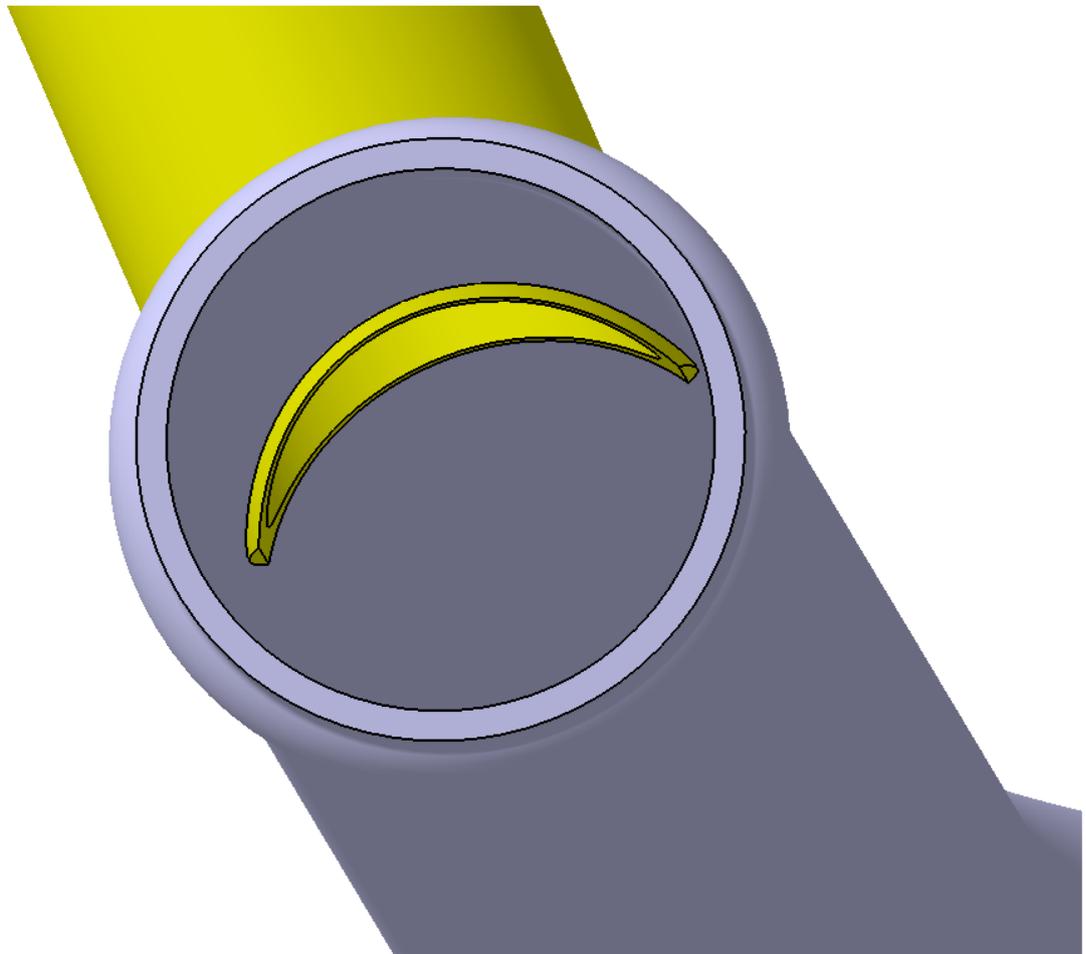


Рисунок 26 - Фрезеровка торца трубы отводящей радиатора отопителя

Следующим этапом построения модели создаем кронштейн трубы подводящий водяного насоса. Для этого переходим в режим работы с листовым металлом. На привалочной плоскости крепления трубы к головке блока цилиндров создаем эскиз, на базе которого создаем листовое тело (рисунок 27).

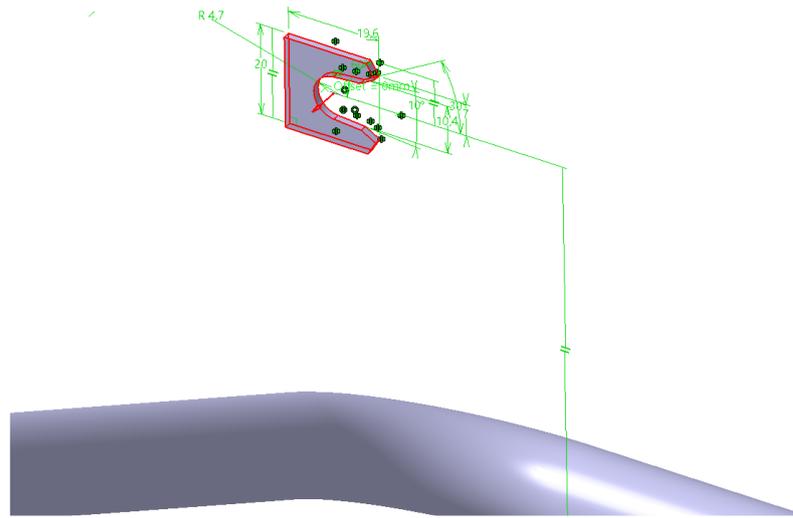


Рисунок 27 - Создание части кронштейна к ГБЦ

Затем создаем ребро к трубе заправочной. Для этого используется инструмент создания ребра на грани, основанного на эскизе на рисунке 28.

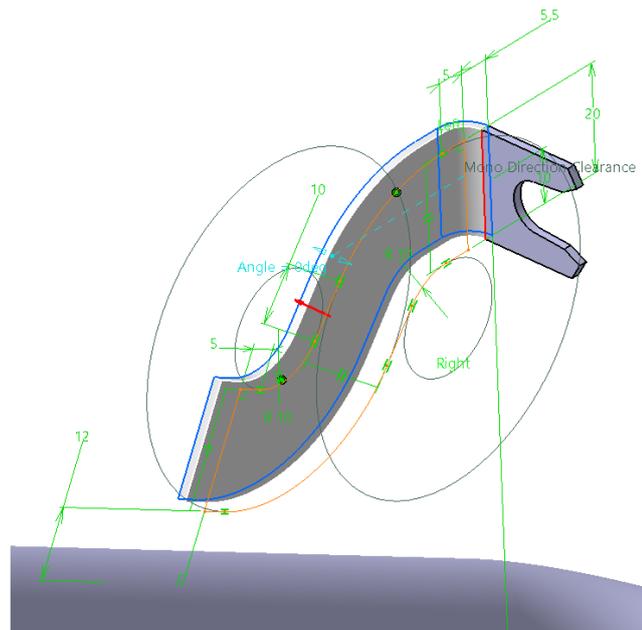


Рисунок 28 - Создание ребра на грани

Следующим этапом создания кронштейна будет часть, присоединяемая к трубе заправочной, которая так же создается как ребро на грани, основанное на эскизе (рисунок 29).

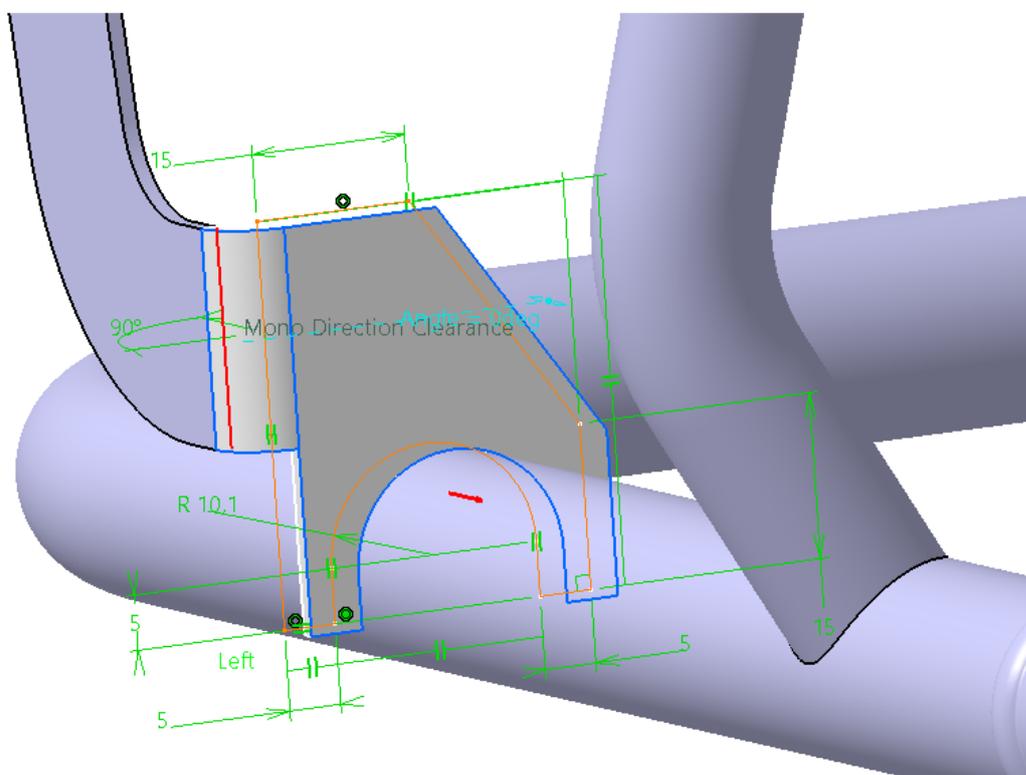


Рисунок 29 - Создание второго ребра на грани

Завершаем создание кронштейна введением скруглений, для снижения вероятности возможных травм слесарей-сборщиков при установке трубы подводящей водяного насоса в сборе на двигатель (рисунок 30).

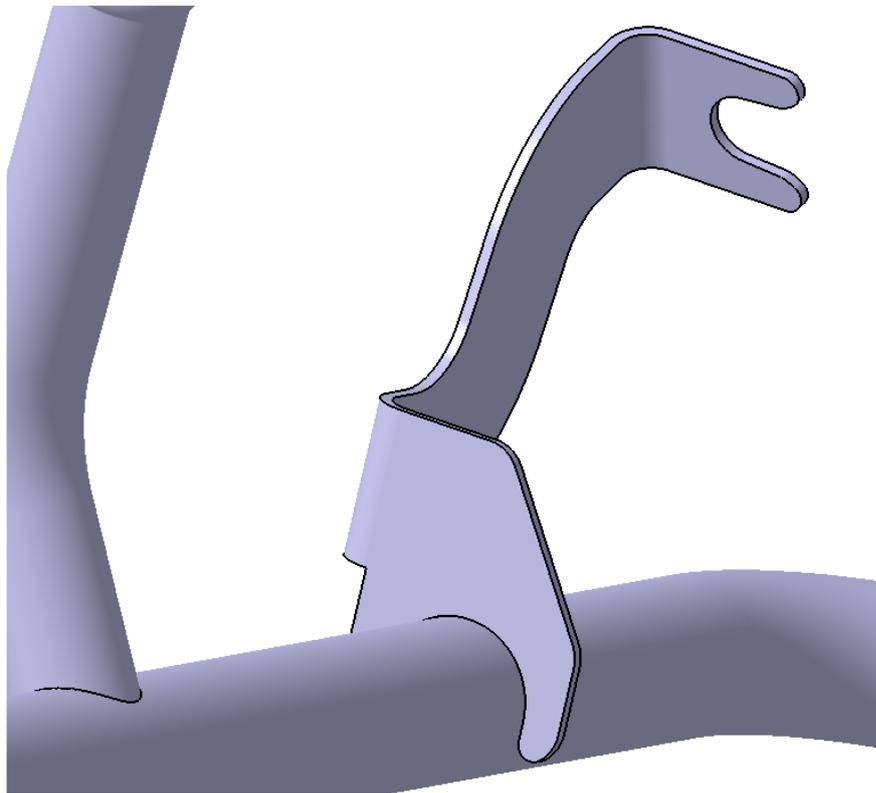


Рисунок 30 - Готовый кронштейн крепления трубы подводящей водяного насоса

Полученная модель трубы подводящей системы охлаждения позволит провести дальнейшие исследования. Итоговый внешний вид созданной модели трубы подводящей водяного насоса в сборе представлен на рисунке 30:

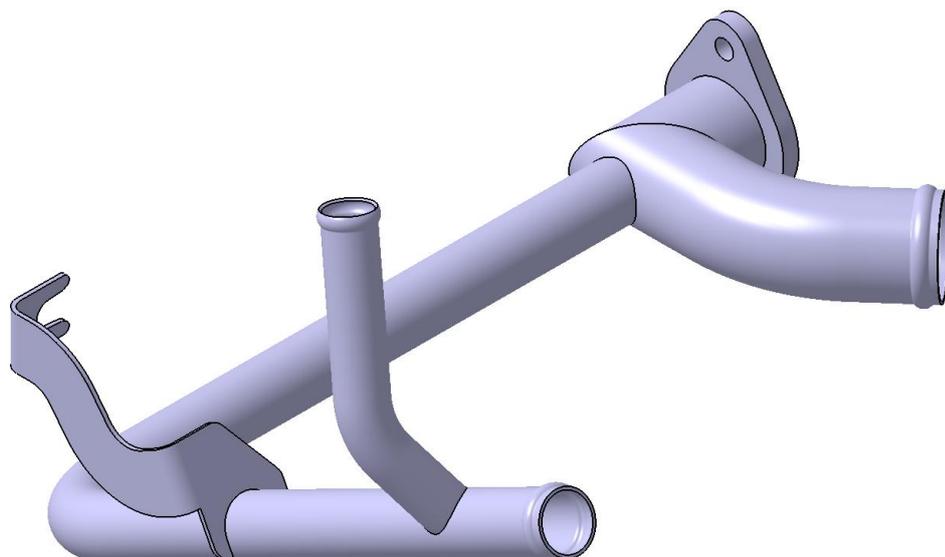


Рисунок 30 - Внешний вид трубы подводящей водяного насоса в сборе

После создания модели трубы подводящей водяного насоса в сборе создаем присоединяющиеся к ней два новых резиновых патрубков (рисунки 31 и 32).

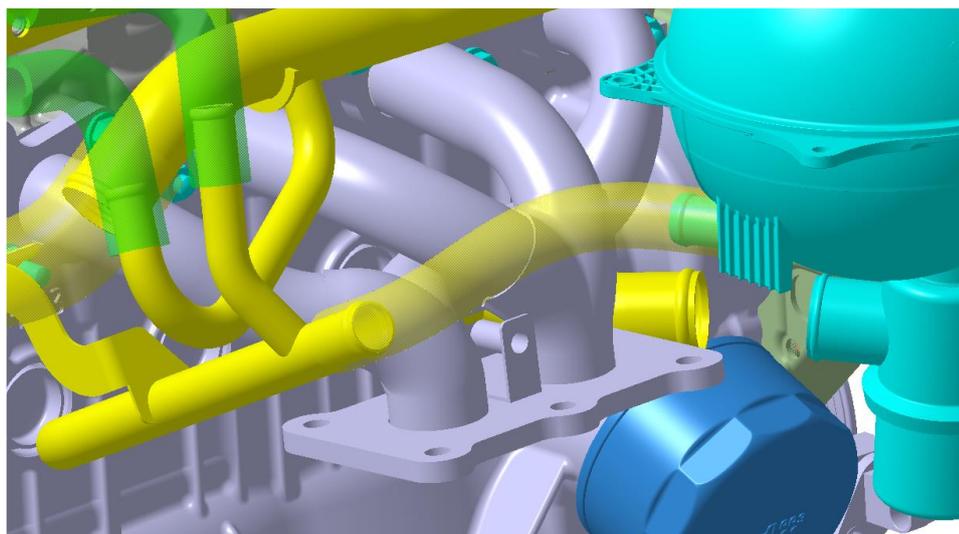


Рисунок 31 - Патрубок заправочный системы охлаждения

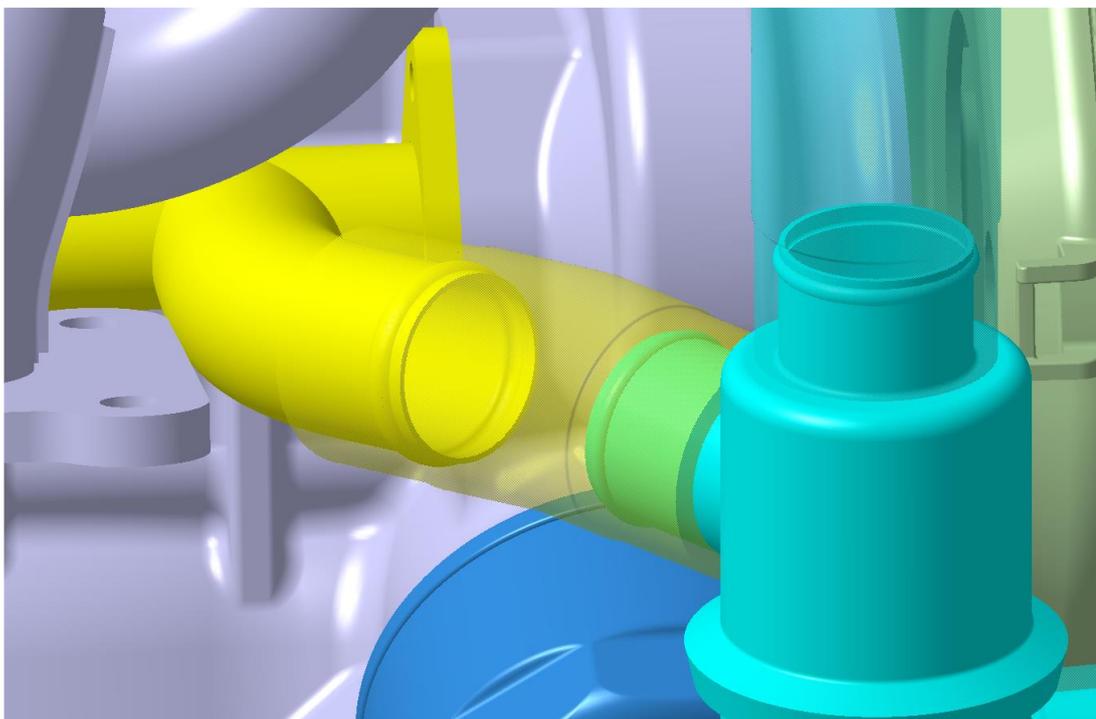


Рисунок 32 - Патрубок соединительный термостата и водяного насоса

Выводы

- Была разработана конструкция системы охлаждения двигателя автомобиля с применением существующих узлов;
- Конструкция системы позволит осуществлять базовые функции системы охлаждения;
- Созданная конструкция удовлетворяет требованиям по минимальным необходимым зазорам для недопущения вредных контактов в ходе эксплуатации автомобиля;
- Данная модель позволит осуществить дальнейшее проведение необходимых расчетов.

3 Инженерный анализ процессов течения жидкостей в трубопроводах системы охлаждения двигателя в САПР

3.1 Построение сетки конечных элементов для базовой конструкции системы трубопроводов

Для оценки влияния потерь в трубопроводах на работу системы охлаждения двигателя автомобиля (Рисунок 33) в целом необходимо проведение расчета и анализа тепломассопереноса рабочего тела с учетом гидравлических сопротивлений.

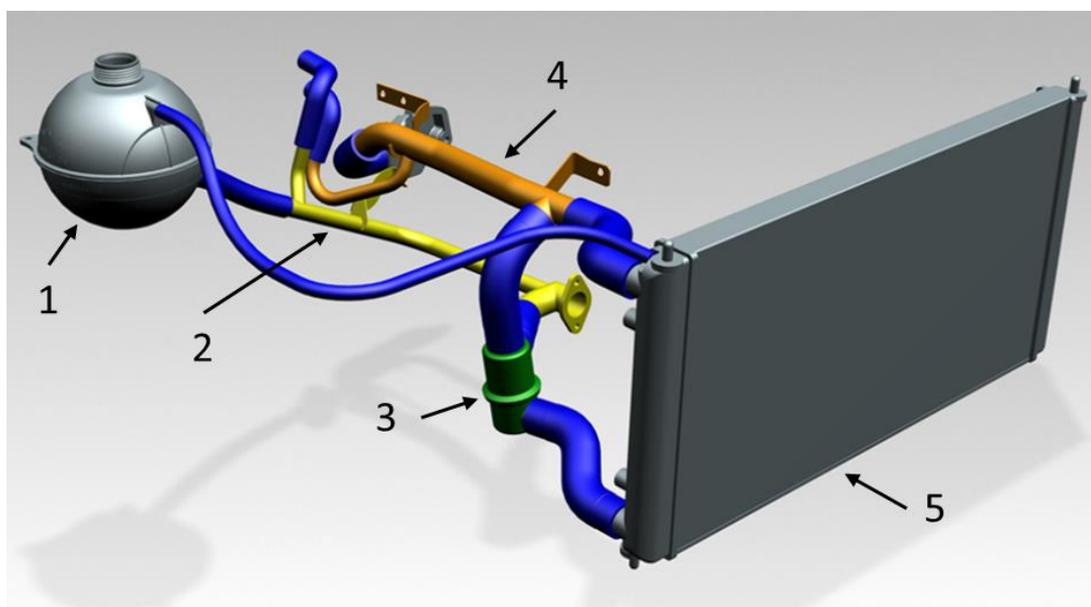


Рисунок 33 - Система охлаждения двигателя

На рисунке 33 цифрами обозначены: 1 - расширительный бачок системы охлаждения, 2 - труба подводящая водяного насоса, 3 - термостат, 4 - труба отводящая системы охлаждения, 5 - радиатор системы охлаждения двигателя

Разработку сетки конечных элементов (КЭ) модели условно можно разделить на три этапа:

- 1 - Создание расчетной модели на основе сборки трубопроводов.
- 2 - Выбор типа и размеров конечных элементов.
- 3 - Построение сетки КЭ для объема жидкости в трубопроводе и стенок трубопровода.

3.1.1 Создание расчетной модели на основе сборки трубопроводов

Для определения рациональных режимов течения жидкости и теплообмена будем рассматривать только часть системы трубопроводов, а именно трубу подводящую водяного насоса (Рисунок 34), т.к. в данном узле сходятся все контуры системы охлаждения.

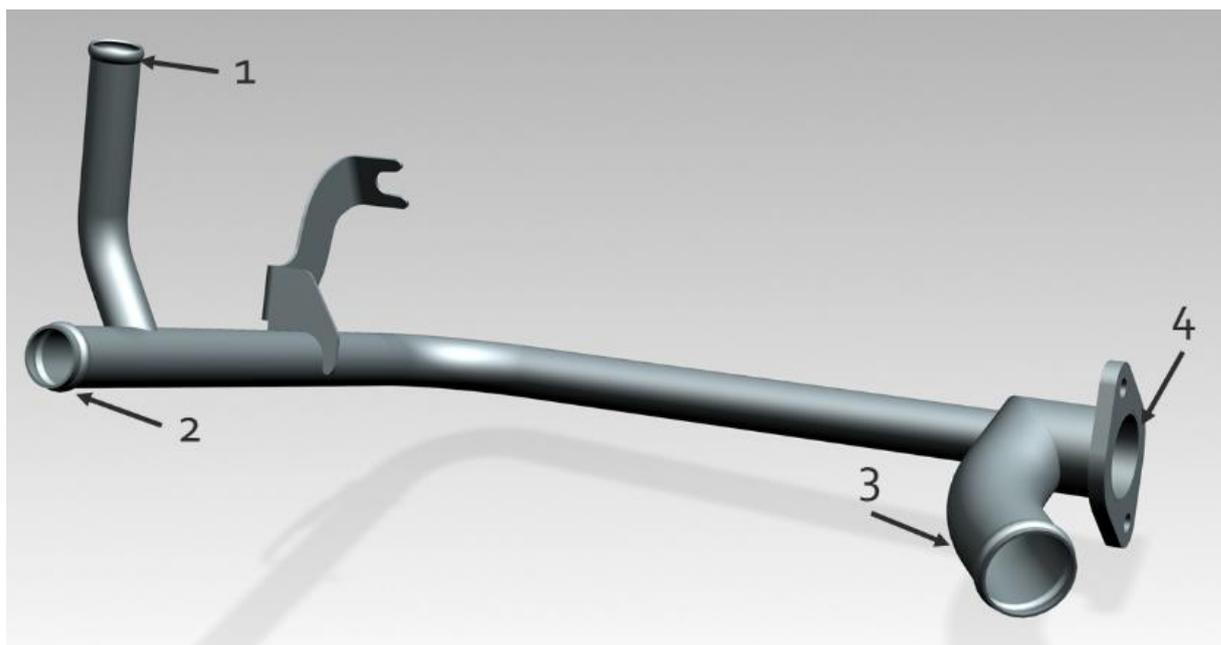


Рисунок 34 - Труба подводящая водяного насоса в сборе

Обозначение выходов трубы: 1 - патрубок отводящий радиатора отопителя салона, 2 - место соединения с бачком расширительным, 3 - вход охлаждающей жидкости от термостата, 4 - выход на водяной насос.

Так как в выходе 2 ток жидкости практически отсутствует, и он нужен только для поддержания постоянного давления и заправки системы рабочим телом; выход 1 оказывает малое влияние на систему в целом ввиду малого расхода жидкости по данному контуру и малой теплоотдачи в окружающую среду; данную часть трубы можно не учитывать в расчете для упрощения модели. Однако труба к данным выходам выступает внутрь основного трубопровода, генерируя дополнительное сопротивление, а значит полностью ее удалять нельзя. Также для упрощения построения КЭ сетки удаляем вальцовку трубы, т.к. для построения данной области необходимо будет применять конечные элементы малого размера, что повлечет за собой увеличение количества КЭ и времени расчета. Исключим и расчетной схемы модели фланец трубы, т.к. он не оказывает влияния на режимы течения жидкости.

Таким образом, для расчета создается упрощенная модель трубы подводящей водяного насоса (рисунок 35).

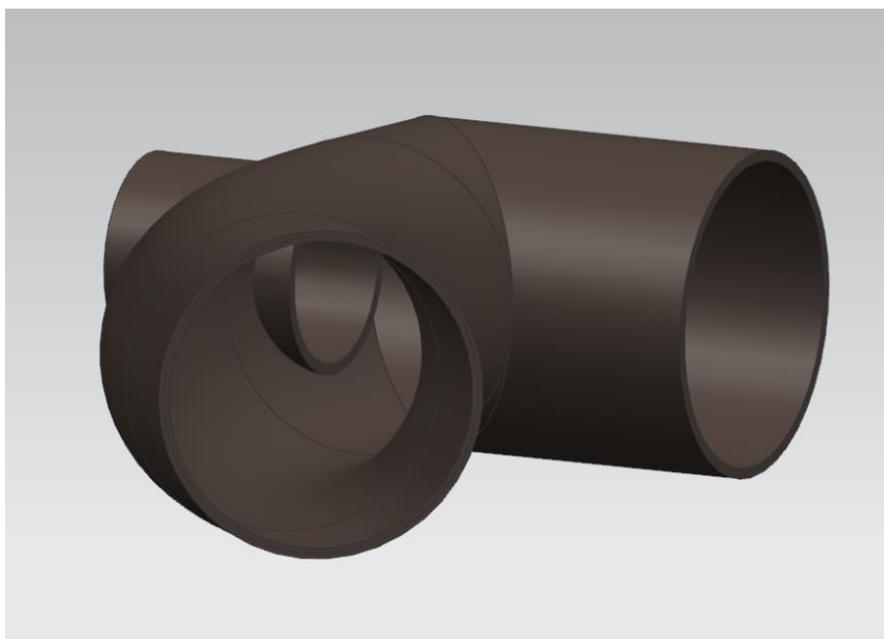


Рисунок 35 - Упрощенная модель трубы подводящей водяного насоса

На рисунке 35 также можно видеть выступающую внутрь часть трубы.

Для проведения расчета заполняем внутреннюю часть трубы (рисунок 36), получая рабочее тело системы охлаждения - охлаждающую жидкость. Именно тело охлаждающей жидкости (рисунок 37) будет использоваться в дальнейшем для проведения расчета.

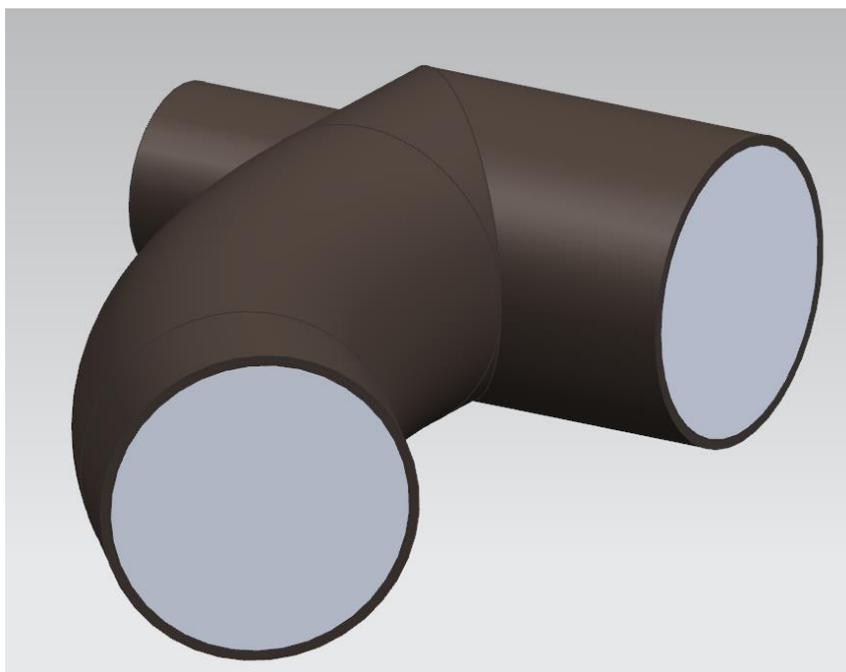


Рисунок 36 - Расчетная схема упрощенной модели, заполненной телом жидкости

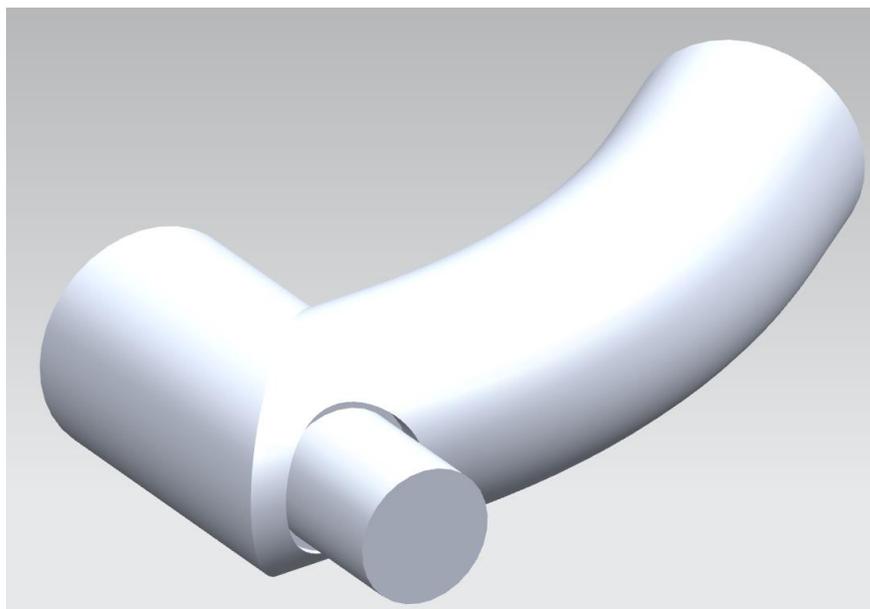


Рисунок 37 - Тело жидкости

Создаем на базе тела трубы срединные поверхности, которые далее будут использоваться в расчетах вместо твердотельной модели (рисунок 38).

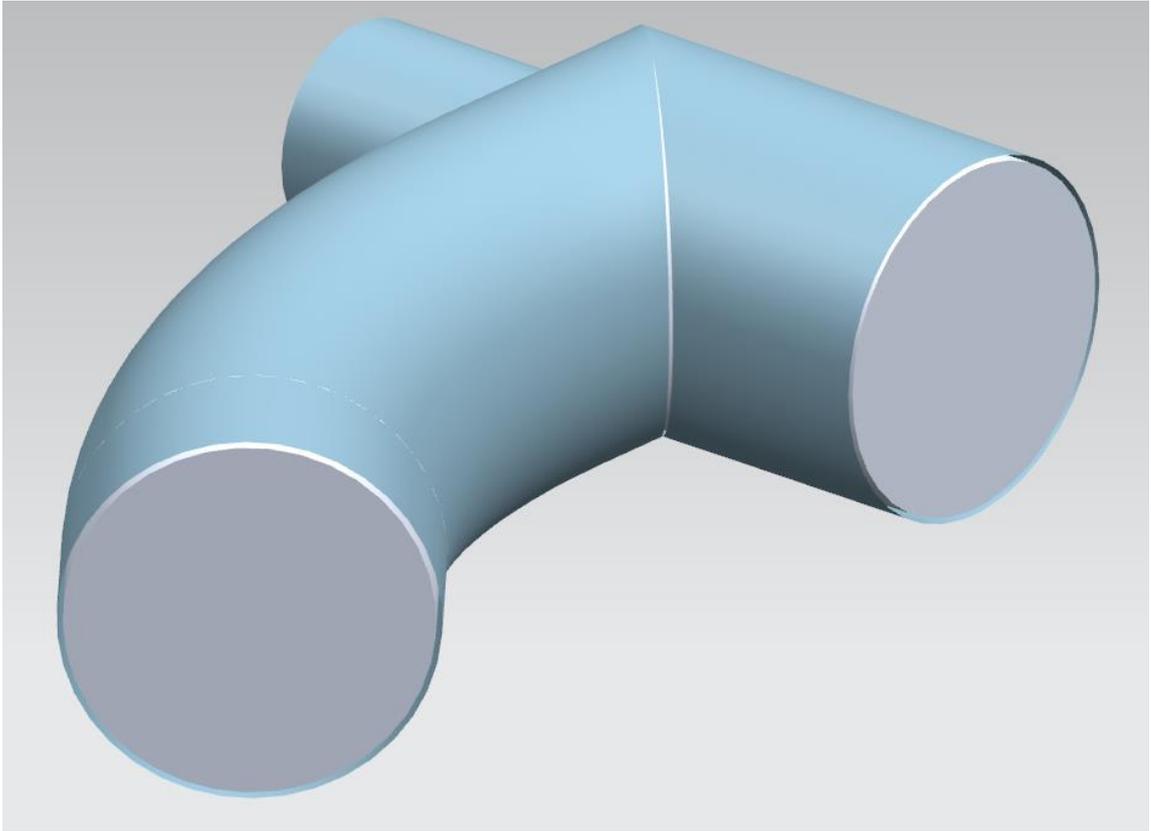


Рисунок 38 - Срединные поверхности листового тела трубы

Перед началом построения КЭ модели подготавливаем 2D элементы для дальнейшего расчета: устраняем зазоры между поверхностями, соединяем поверхности, относящиеся к одному телу.

Сначала продлив вторую часть трубы подводящей, а после обрезав ее гранью первой части устраняем зазор между двумя половинами трубы подводящей (рисунок 39).

Затем, нарастив ту же часть трубы подводящей, а после обрезав поверхностью трубы заправочной, устраняем зазор между ними (рисунок 40).

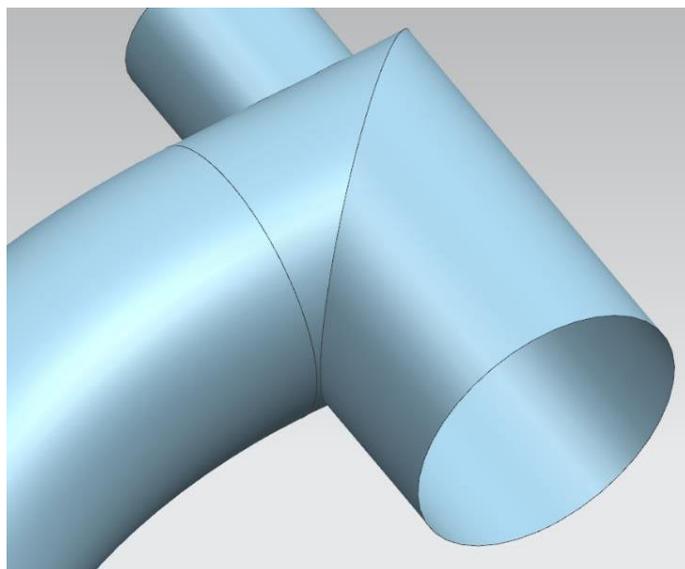


Рисунок 39 - Устранение зазора в трубе подводящей

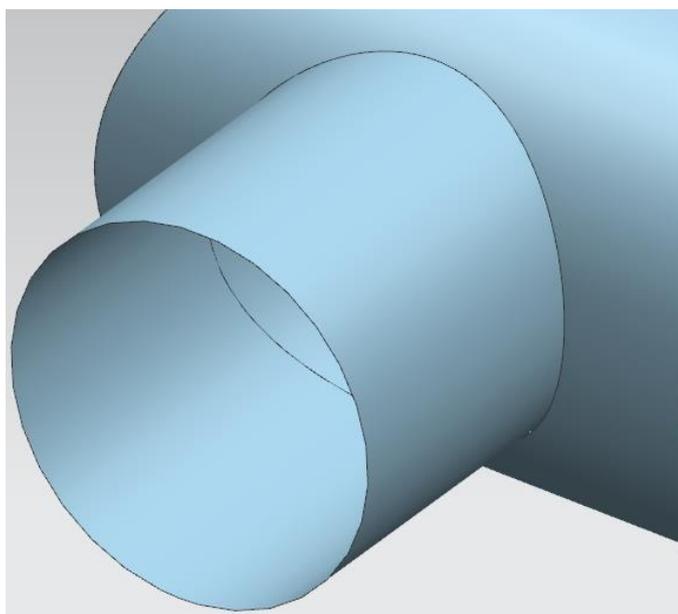


Рисунок 40 - Устранение зазора между трубой подводящей и заправочной

После этого обрезаем поверхность трубы заправочной получившейся гранью трубы подводящей, сохранив результат как новую поверхность; и

повторяем действия для второй части трубы заправочной (рисунок 41). Таким образом мы получаем разделенную на две части трубу заправочную, что позволит при создании 2D КЭ сетки на данных элементах задать совпадение узлов этих труб на этой грани для обеспечения точности расчета.

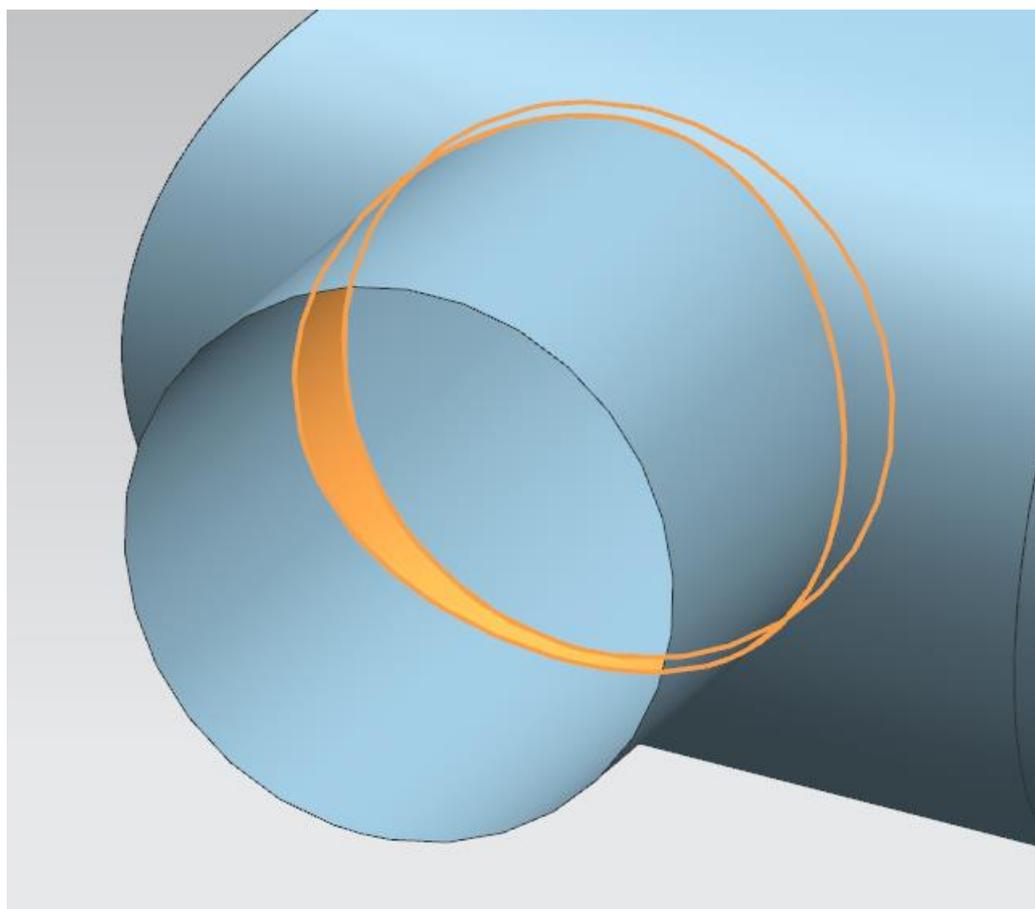


Рисунок 41 - разделенная на две части труба заправочная.

Завершаем подготовку к созданию КЭ модели сшивкой двух частей подводящей трубы.

3.1.2 Выбор типа и размеров конечных элементов

Тип элемента - STETRA(4). Выбор данного типа конечного элемента сделан исходя из высокой точности расчета, которой удается добиться за счет взаимной связи между собой всех узлов элемента, также данный тип КЭ позволяет с высокой точностью воспроизводить криволинейную форму, что необходимо при отображении радиусных участков. Размер элемента - 1 мм, данный размер обусловлен тем, что при увеличении размера элемента в районе пайки двух труб основного круга обращения жидкости (обозначен цифрой 1 на рисунке) значительно увеличиваются высоты треугольников, образующих элементы, образуя остроугольные треугольники, что так же ведет к увеличению количества ошибок в процессе расчета и снижению его точности.

3.1.3 Построение сетки КЭ для объема жидкости в трубопроводе и стенок трубопровода

Создадим fem-файл для построения новой конечно-элементной модели, и построим сетку конечных элементов. На основе получившейся геометрии тела жидкости создадим сетку КЭ, как на рисунке 42.

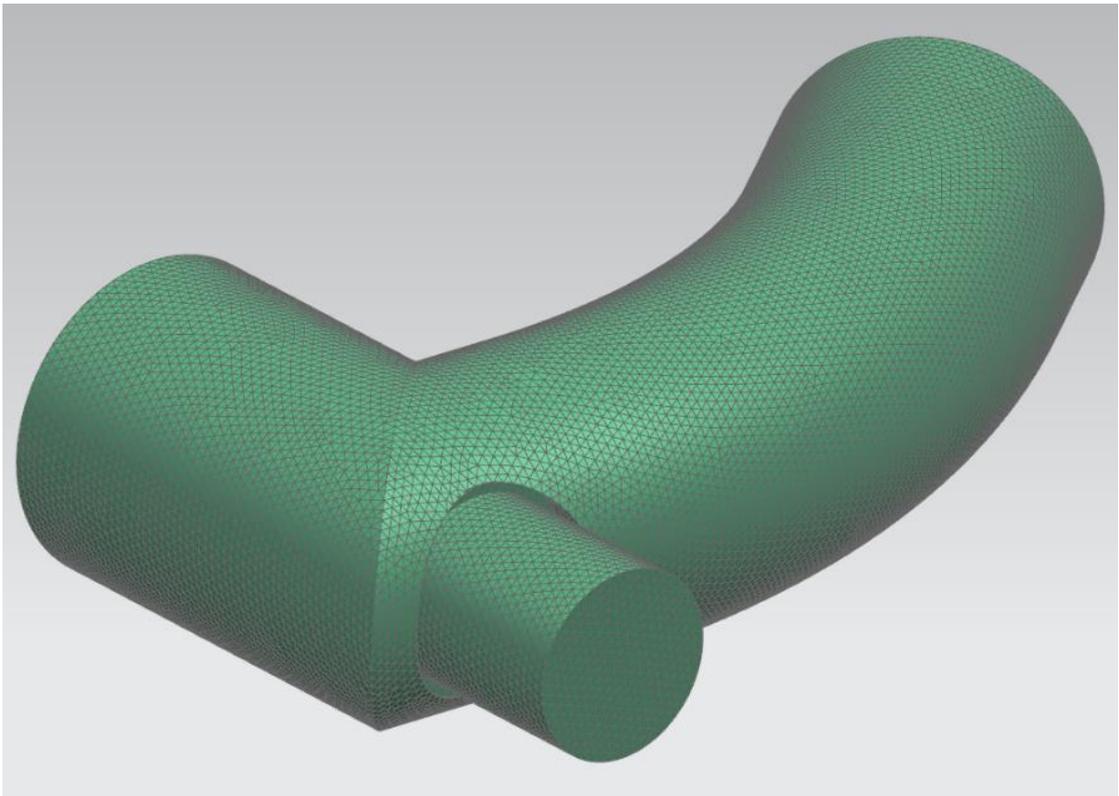


Рисунок 42 - КЭ сетка тела жидкости охлаждающей.

Для расчета материал охлаждающей жидкости назначаем из стандартной библиотеки NX - раствор этиленгликоля (рисунок 43), т.к. охлаждающая жидкость, антифриз, представляет собой именно раствор этиленгликоля с дополнительными присадками, и основные параметры, имеющиеся в свободном доступе для антифризов, совпадают с таковыми для стандартного материала. Свойства выбранного материала представлены в Таблице 1.

Name	Used	L.	Category	Type ▲	Label	Library	Mass Density (RHO)
Aniso_Sample		🔒	OTHER	Anisotropic		physicalmateriallibrary.xml	1e-06kg/mm ³
Acetylene_C2H2_Gas		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...
Acetylene_C2H2_Liquid		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...
Air		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	1.2041kg/m ³
Air_Temp-dependent_Gas	✓	🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...
Ammonia_Gas		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...
Ammonia_NH3_Liquid		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...
Argon_Ar_Gas		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...
Bismuth_Liquid		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...
Carbon_Dioxide_Gas		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...
Carbon_Dioxide_Liquid		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...
Engine_Oil_Liquid		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...
Ethylene_Glycol_Liquid		🔒	OTHER	Fluid		physicalmateriallibrary.xml	Tabular Data: ...

Рисунок 43 - Выбор материала охлаждающей жидкости

Таблица 1 - Свойства материала

Ethylene Glycol Liquid / Этиленгликоль (жидкость)				
Коэффициент теплового расширения			0.00065 °C ⁻¹	
Молярная масса			0.06208 кг	
Температура	Плотность	Теплопроводность	Удельная теплоемкость	Динамическая вязкость
°C	кг/мм ³	мкВт/(мм·°C)	мкДж/(кг·К)	кг/(мм·с)
0	1.13075·10 ⁻⁶	242	2290000000	6.51·10 ⁻⁵
20	1.11665·10 ⁻⁶	249	2380000000	2.14·10 ⁻⁵
40	1.10143·10 ⁻⁶	256	2470000000	9.57·10 ⁻⁶
60	1.08766·10 ⁻⁶	260	2560000000	5.17·10 ⁻⁶
80	1.07756·10 ⁻⁶	261	2650000000	3.21·10 ⁻⁶
100	1.0585·10 ⁻⁶	263	2740000000	2.15·10 ⁻⁶

Далее приступаем к построению 2D КЭ сетки поверхностей труб.

Сначала задаем ограничение на совпадение граничных узлов КЭ сеток двух разных поверхностей (рисунки 44, 45, 46).

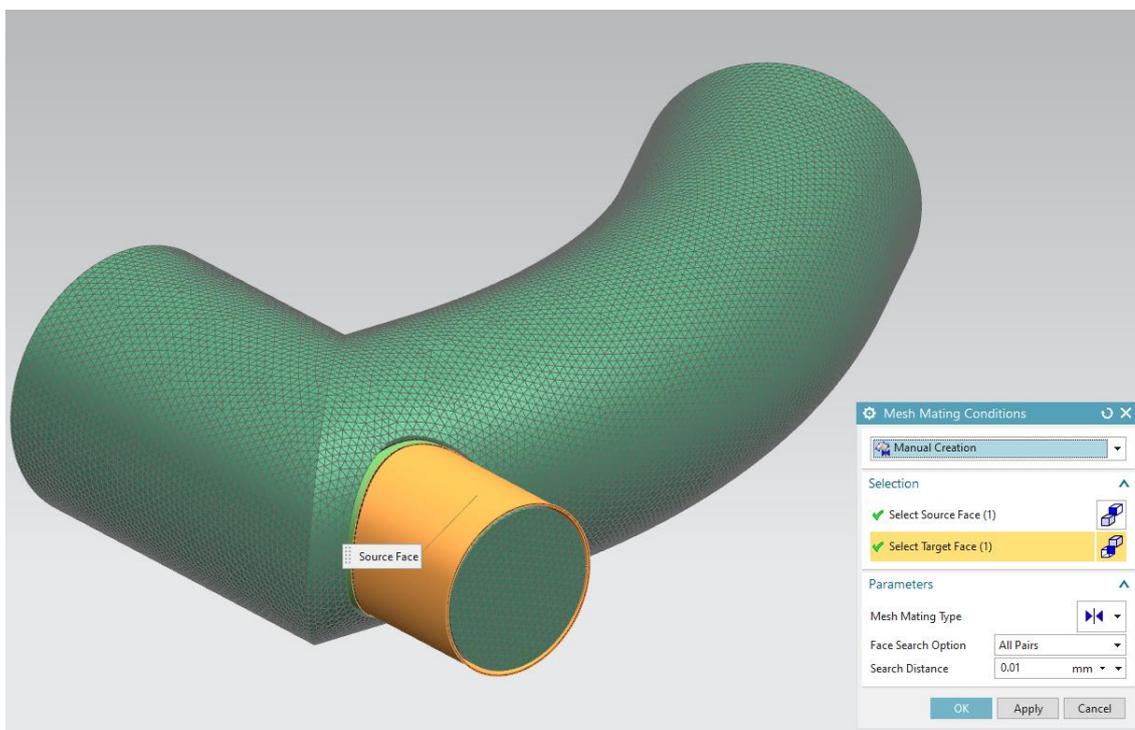


Рисунок 44 - Совпадение КЭ сеток частей трубы заправочной

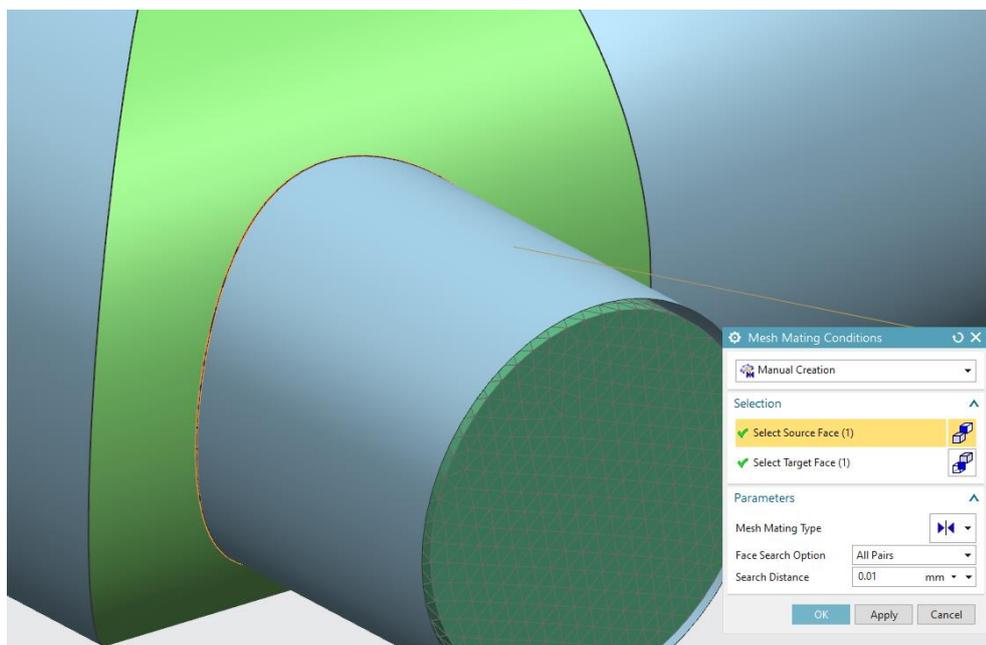


Рисунок 45 - Совпадение КЭ сеток трубы подводящей и внутренней части трубы заправочной

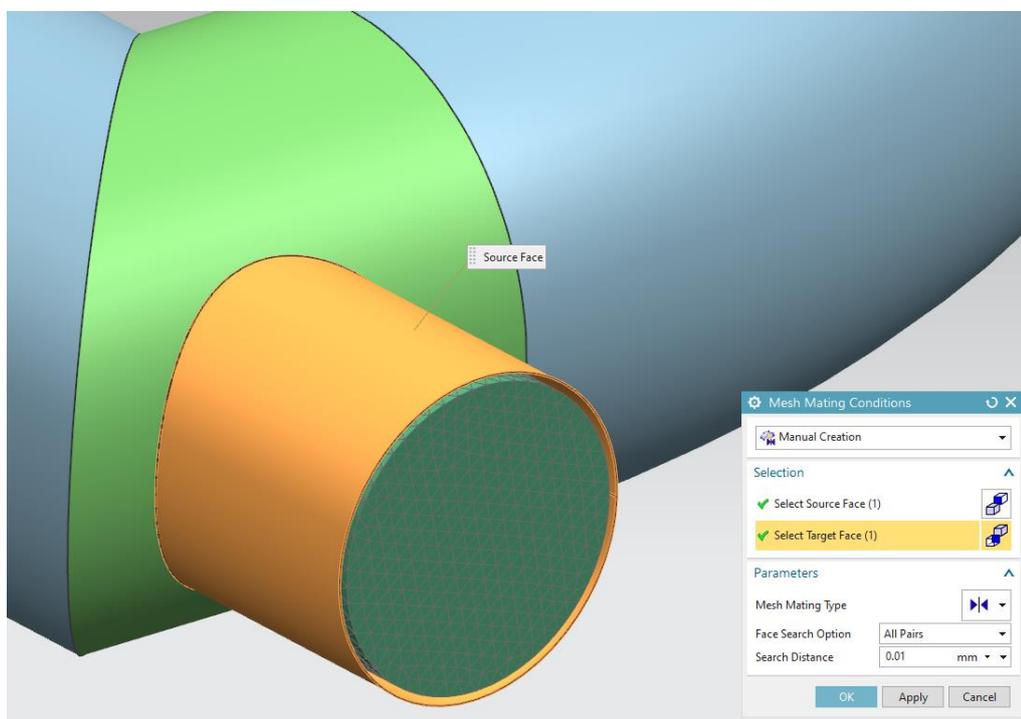


Рисунок 46 - Совпадение КЭ сеток трубы подводящей и внешней части трубы заправочной

После проведения данной подготовки строим 3 КЭ сетки: на поверхности трубы подводящей водяного насоса, поверхности внутренней трубы заправочной и поверхности внешней трубы заправочной (рисунок 47).

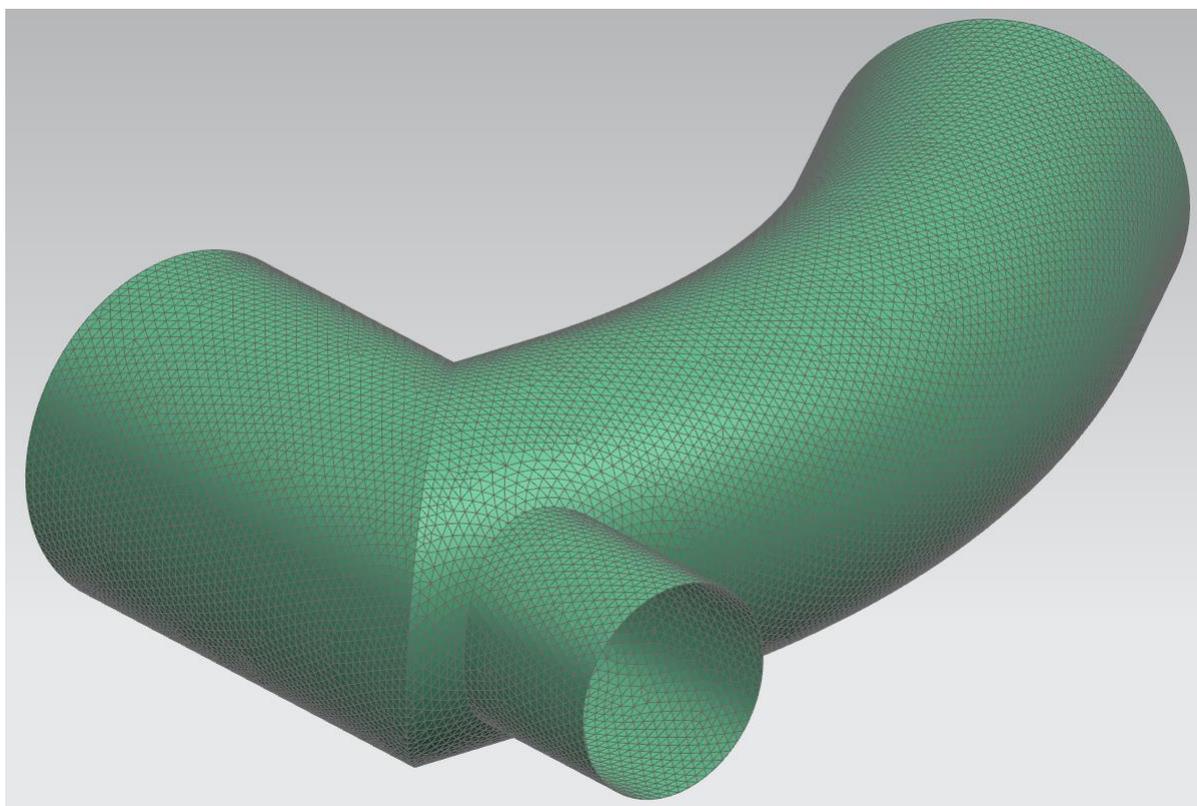


Рисунок 47 - 2D КЭ сетки труб системы охлаждения

При этом КЭ сетки обеих частей трубы заправочной располагаем в одном коллекторе сеток, т.к. они принадлежат к одному телу (рисунок 48).

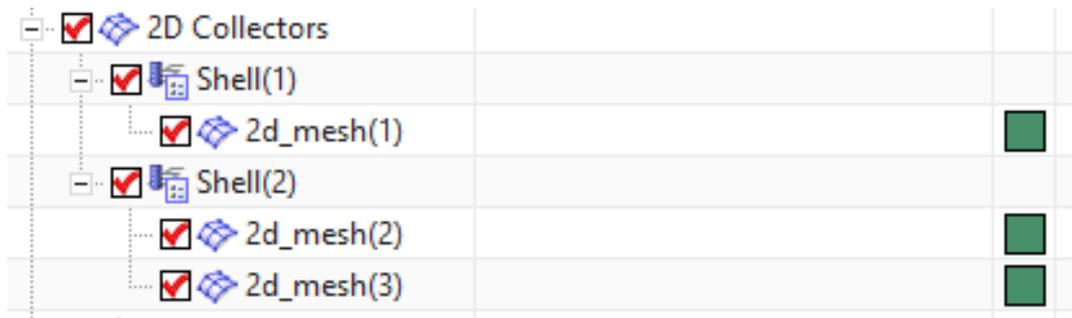


Рисунок 48 - Распределение КЭ сеток

После чего задаем материал и толщину материала для труб (рисунок 49).

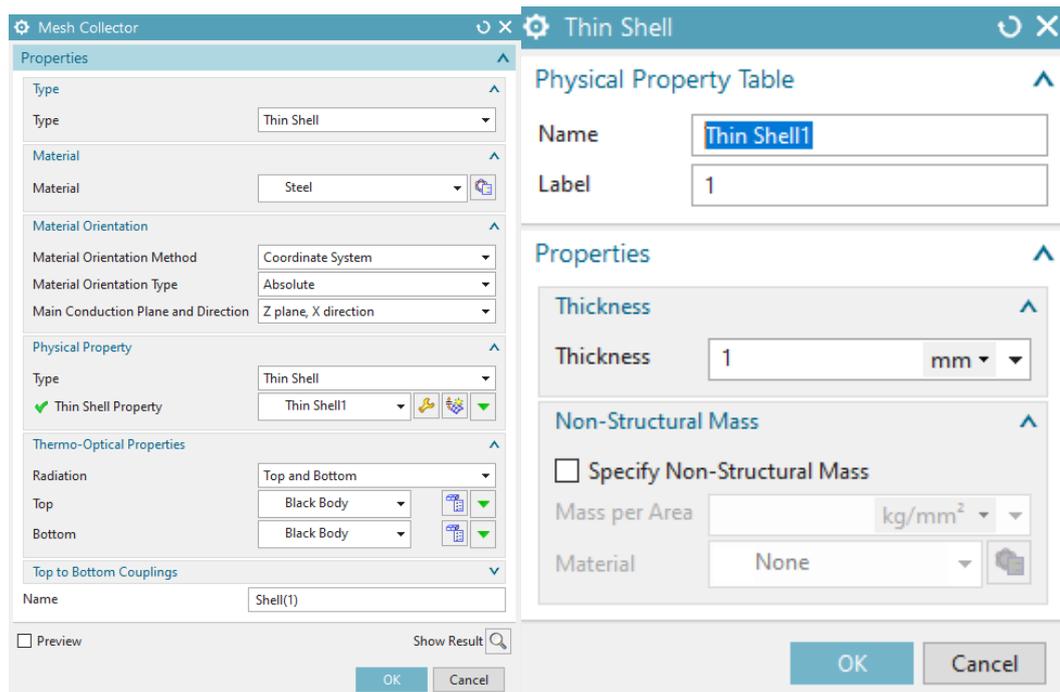


Рисунок 49 - Задание материала и толщины детали

Материал выбираем из стандартной библиотеки NX Steel, т.к. его характеристики близки реальному материалу - стали 08пс, применяющейся для

изготовления обеих труб. Те же самые характеристики задаем для всех созданных 2D КЭ сеток.

3.2 Разработка гидравлической модели течения жидкости в трубопроводе системы охлаждения с учетом теплообмена

Для описания процессов тепломассобмена с точки зрения механики сплошных сред используют уравнения Навье-Стокса, которые представляют из себя систему нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных [6]. Для не изотермического течения несжимаемой жидкости в декартовых прямоугольных координатах система будет состоять из трех уравнений: неразрывности (5), движения (6) и энергии (7):

$$\nabla \cdot U = 0, \quad (5)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + (U \cdot \nabla)U = J - \frac{\nabla P}{\rho} + \nu \Delta U, \quad (6)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + (U \cdot \nabla)T = a \Delta T + \frac{q_v}{\rho c_p}, \quad (7)$$

где: J - результирующий вектор массовых сил;

ν - кинематическая вязкость среды;

a - коэффициент температуропроводности.

В общем виде система уравнений Навье-Стокса также включает в себя уравнения диффузии и протекающих в потоке химических реакций [6].

Данные уравнения могут быть решены в общем виде только в некоторых случаях с введение ряда допущений, общего аналитического решения системы на данный момент не выработано. Однако, на сегодняшний день развиты численные методы решения этих уравнений, три основных подобных метода: конечных разностей, конечных объемов и конечных элементов [6].

В системах инженерного анализа широко применяется последний, метод конечных элементов, на основании которого осуществляются вычисления и в Siemens NX Simcenter. Суть метода состоит в приближенном решении

вариационной задачи. Для формулировки этой задачи напомним понятие функционала: оператор $I[f(x)]$ называется функционалом, заданным на некотором множестве функций, если каждой функции $f(x)$ ставится в соответствие определенное числовое значение $I[f(x)]$. Часто функционалы имеют вид интегралов. Вариационная задача состоит в нахождении такой функции $f(x)$, которой соответствует минимальное значение функционала $I[f(x)]$. Вид этого функционала различен для различных задач и подбирается специально [6].

Модель течения жидкости выбирается исходя из расчета числа Рейнольдса (Re). Число Рейнольдса — безразмерная величина, характеризующая отношение инерционных сил к силам вязкого трения в вязких жидкостях и газах. Число Рейнольдса используется для определения характера течения жидкости в трубопроводе.

Выделяются три режима течения жидкости:

- ламинарный,
- смешанный,
- турбулентный.

Переход от одного типа течения жидкости к другому определяется критическим числом Рейнольдса ($Re_{кр}$). Для труб круглого сечения, как в нашем примере, характерны значения $Re_{кр}$ из таблицы 2.

Таблица 2 - характер течения жидкости в зависимости от Re

Характер течения жидкости	$Re_{кр}$
Ламинарный	<2300
Смешанный	2300...10000
Турбулентный	>10000

Число Рейнольдса вычисляется по формуле:

$$Re = \frac{QD}{\nu A} = \frac{4QD}{\nu \pi D^2} = \frac{4Q}{\nu \pi D}, \quad (8)$$

где: ν - кинематическая вязкость среды, м²/с;

D - внутренний диаметр трубопровода, м;

Q - расход жидкости, м³/ч; A - площадь поперечного сечения трубы, м².

Объемный расход в трубе равен 4860 л/ч или 4,86 м³/ч; внутренний диаметр трубы равен 30 мм или 0,03 м; кинематическая вязкость охлаждающей жидкости согласно ГОСТ 159-52 «Жидкость охлаждающая низкотемпературная» при температуре 80°C равна $1,3 \times 10^{-6}$ м²/с [11].

Таким образом в нашем случае $Re=44077$, а значит характер течения жидкости - турбулентный.

Для создания файла моделирования (симуляции) вначале выберем решатель Thermal/Flow NX Advanced Simulation (рисунок 50), который позволяет рассчитать режимы течения жидкости с учетом тепломассообмена.

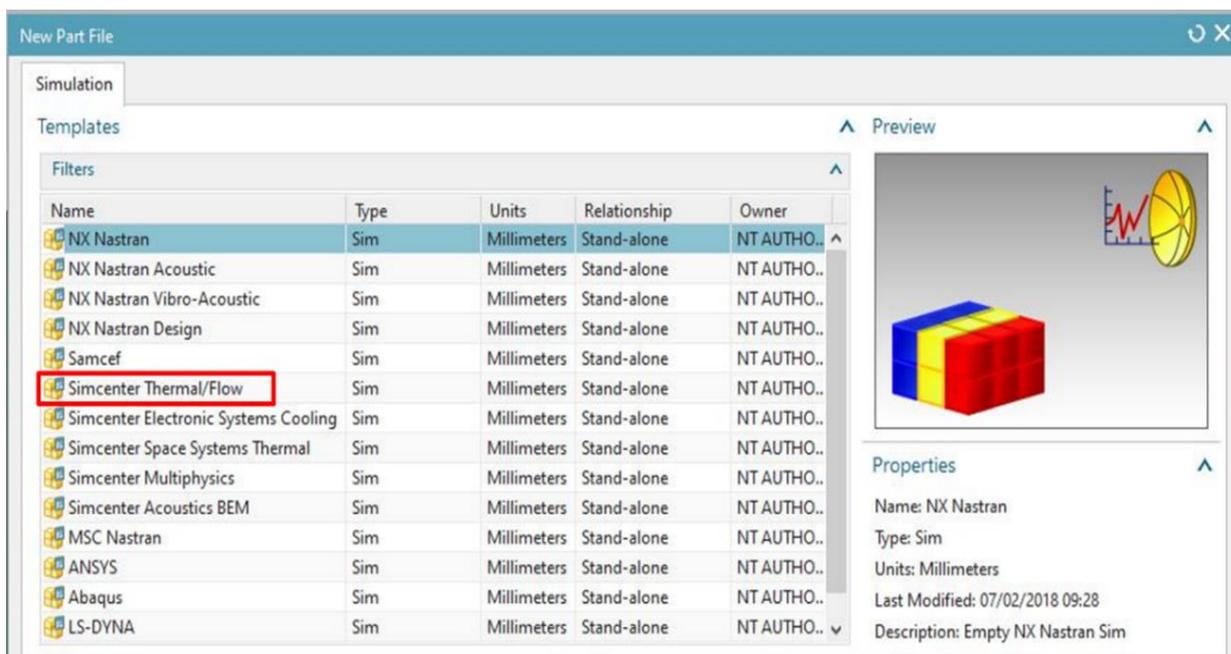


Рисунок 50 - создание новой симуляции

В настройках решателя выбираем тип турбулентности k-epsilon (рисунок 51), как самый прогрессивный из типов для решения турбулентных приграничных слоев, время, на котором производится расчет, установим равным 40 минутам, что является продолжительностью теста автомобиля на устойчивость к высоким температурам.

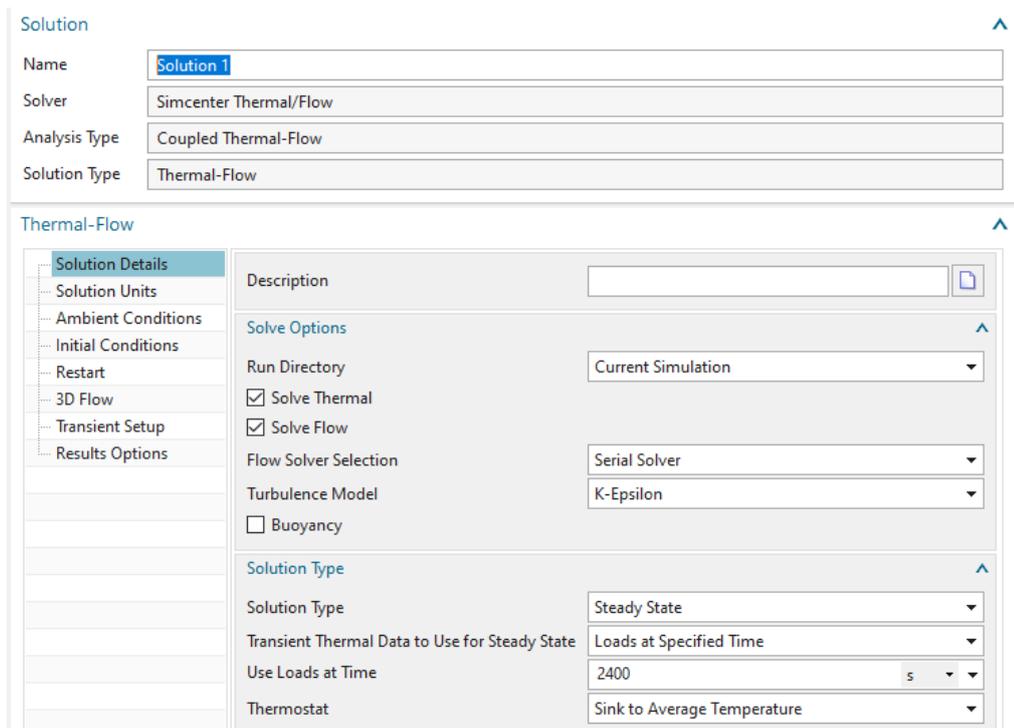


Рисунок 51 - Изменение типа модели турбулентности

3.2.1 Назначение граничных условий

Затем создаем входящие и выходящие из трубы потоки жидкости. Выходящий поток в сторону термостата задаем равным 4860 л/ч - объемному расходу водяного насоса при оборотах двигателя 4500 об/мин (рисунок 52).

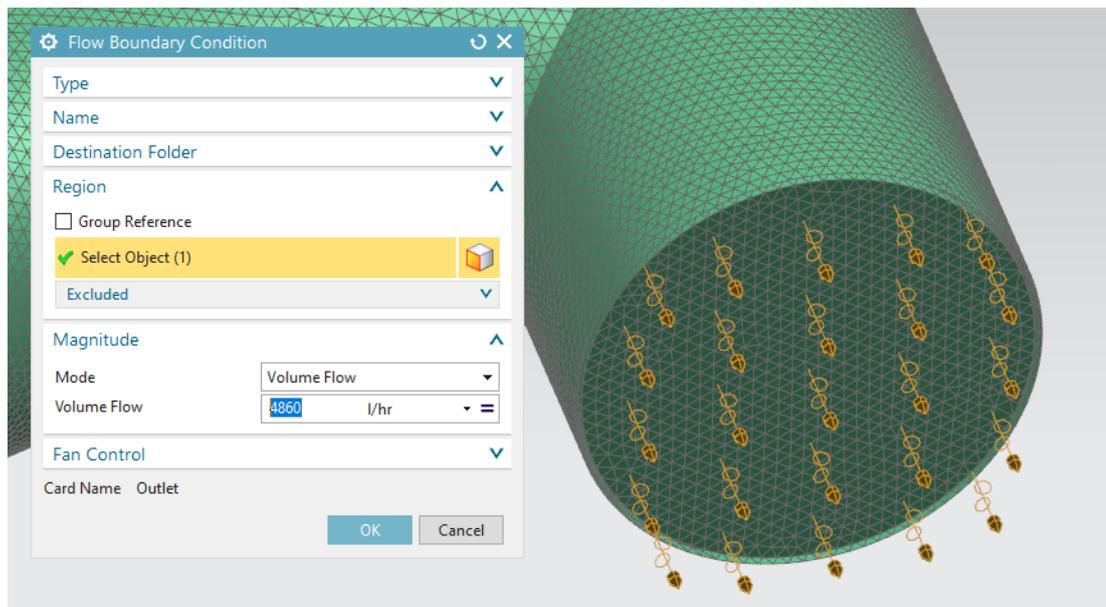


Рисунок 52 - Выходящий поток к водяному насосу

Второе граничное условие - входящий поток от термостата, со стороны большого и малого круга обращения охлаждающей жидкости. Здесь объемный расход не указываем, оставляя тип границы потока «открытый», задавая давление на входе равным 0,13 МПа (давление, задаваемое в системе клапаном в крышке расширительного бачка, составляет $0,13 \pm 0,02$ МПа), температура задается равной 81°C (рисунок 53).

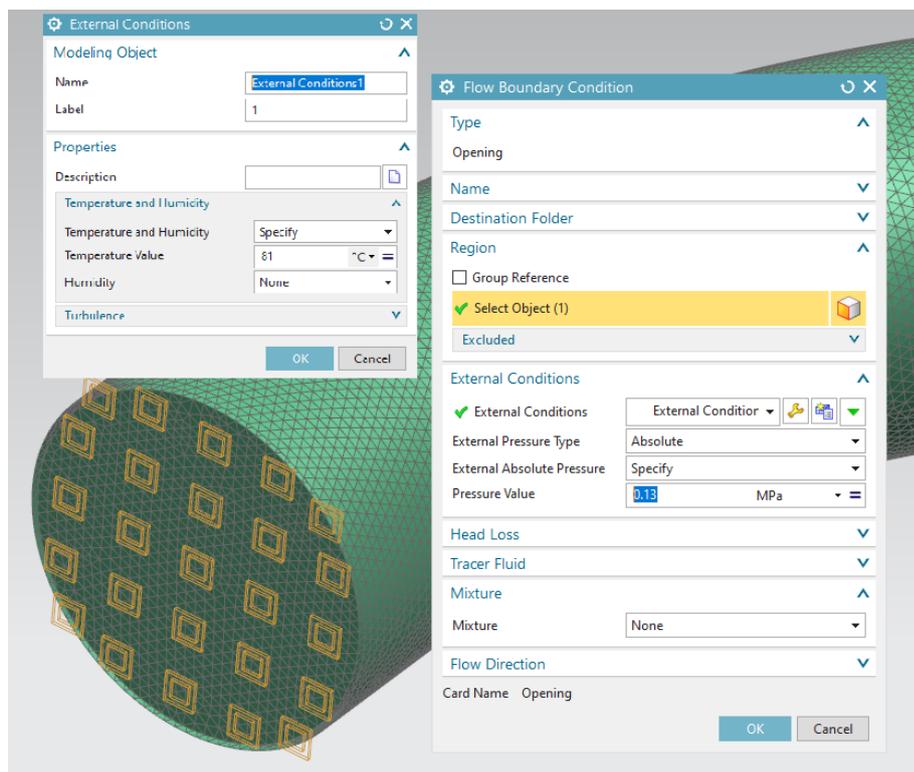


Рисунок 53 - Входящий поток со стороны термостата

Третье граничное условие - входящий поток от расширительного бачка и радиатора отопителя. Здесь так же не задается объемный расход, вводится тип границы потока «открытый», задавая давление на входе равным 0,13 МПа, а температуру равной 86°C (рисунок 54).

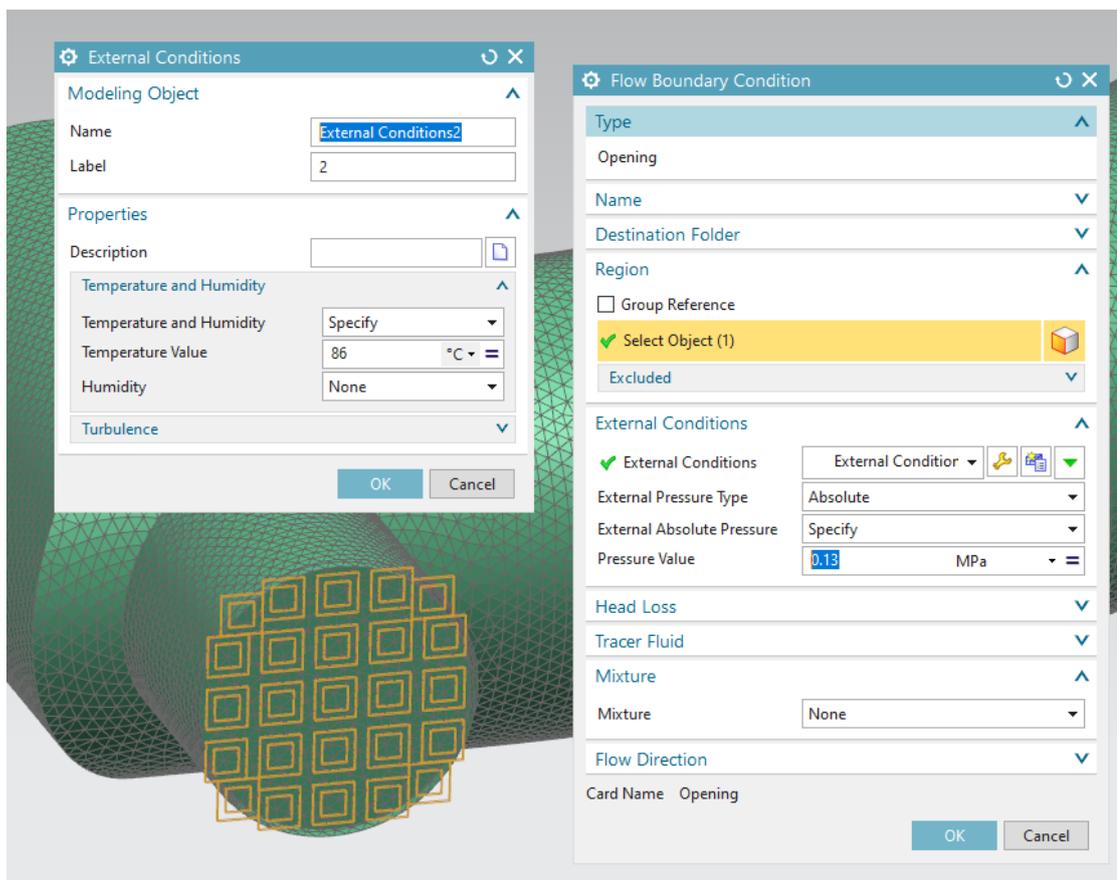


Рисунок 54 - Входящий поток от расширительного бачка и радиатора отопителя

После создания границ потока создаем регионы геометрии, на основе поверхностей границ потока и труб системы охлаждения, для задания теплообмена между рабочим телом системы охлаждения и трубой:

Первый регион - поверхность трубы подводящей водяного насоса, диаметром 32 мм (рисунок 55). Данный регион будет иметь теплообмен с охлаждающей жидкостью с внутренней стороны.

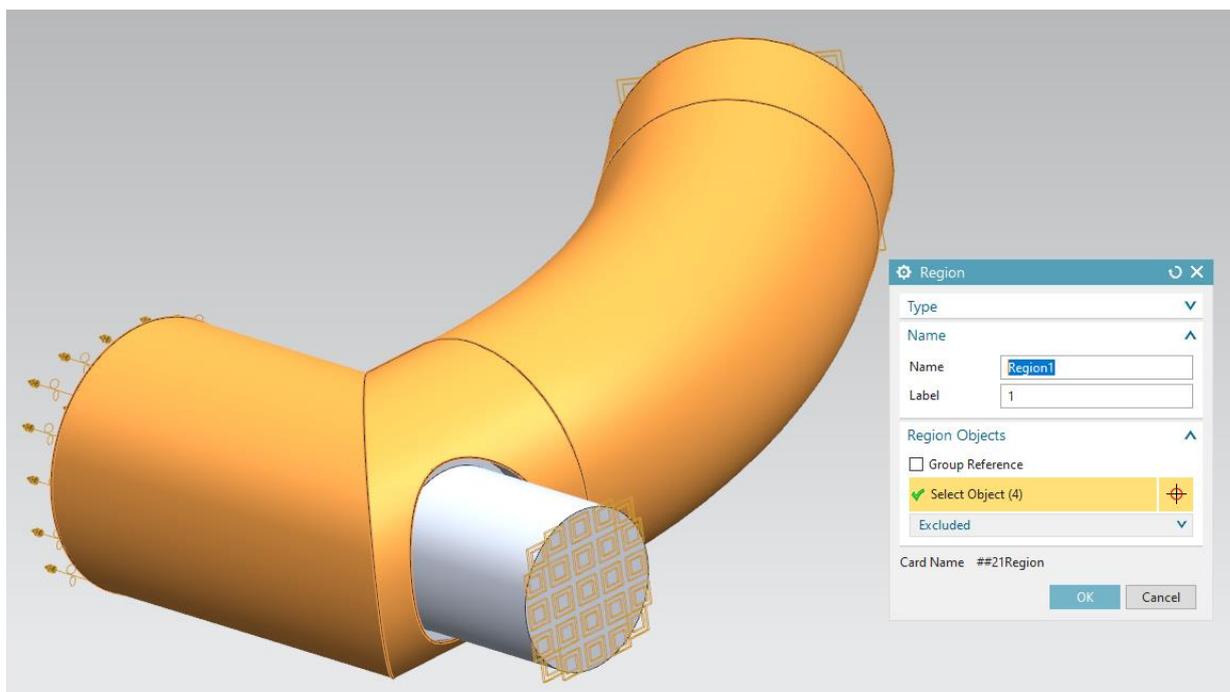


Рисунок 55 - Первый регион геометрии

Второй регион - часть поверхности трубы заправочной системы охлаждения, выступающая во внутреннее пространство трубы подводящей водяного насоса (рисунок 56). Данный регион будет иметь теплообмен с охлаждающей жидкостью, заполняющей трубу подводящую водяного насоса, со своей внешней стороны.

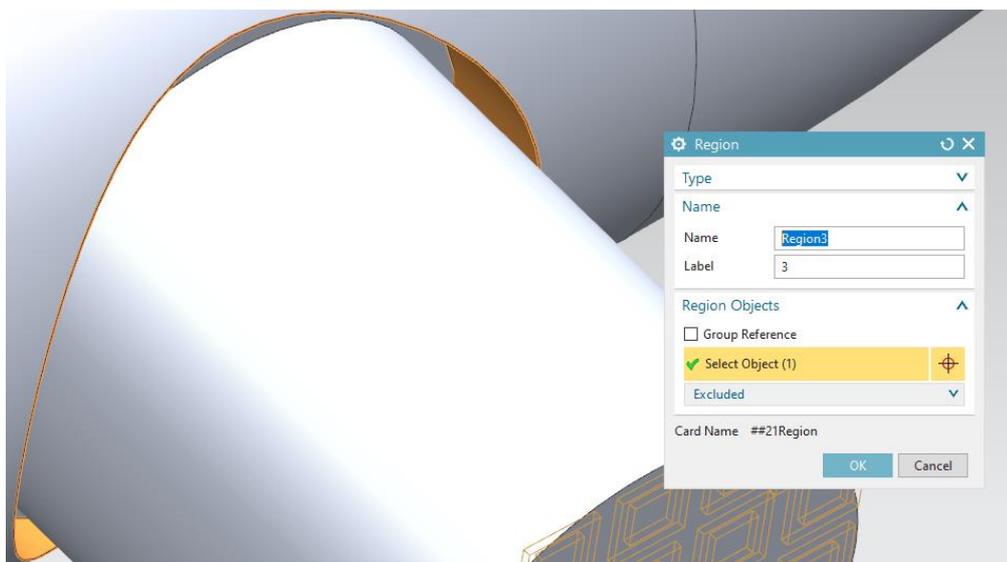


Рисунок 56 - Второй регион геометрии

Третий регион - вся поверхность трубы заправочной системы охлаждения (рисунок 57). Данный регион будет иметь взаимодействие с охлаждающей жидкостью внутри данной трубы.

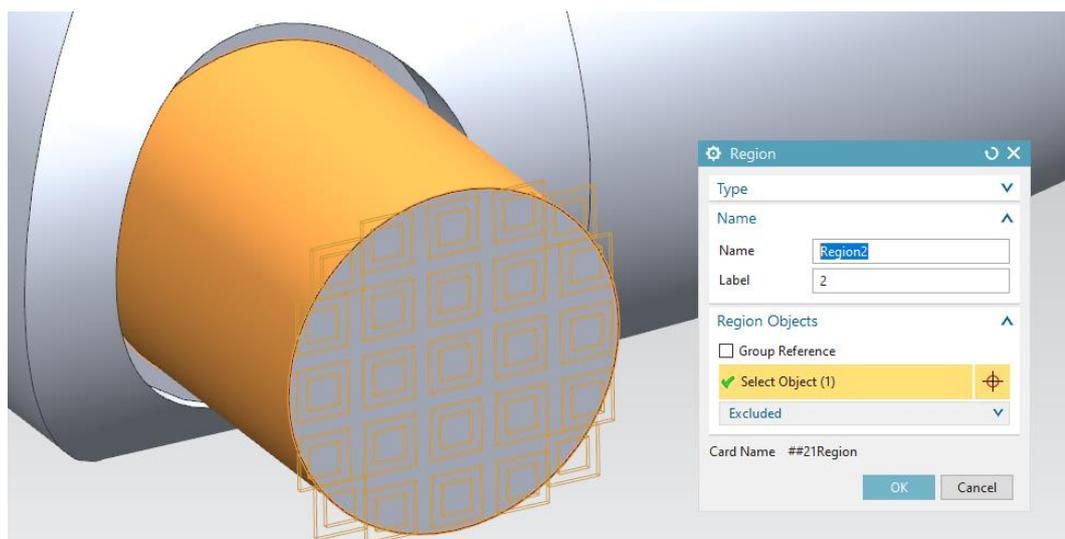


Рисунок 57 - Третий регион геометрии

После создания регионов геометрии труб, задаем регионы геометрии охлаждающей жидкости.

Четвертый регион геометрии - поверхность рабочего тела системы охлаждения, контактирующая с трубой подводящей системы охлаждения (рисунок 58).

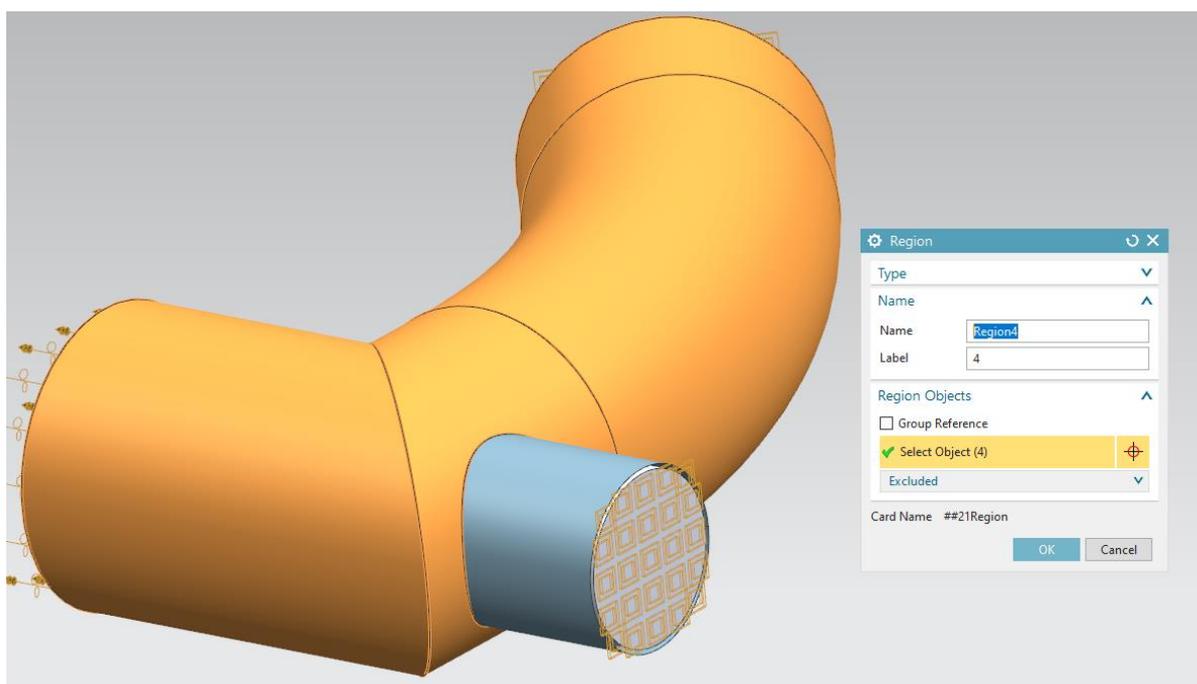


Рисунок 58 - Четвертый регион геометрии

Пятый регион геометрии - поверхность рабочего тела системы охлаждения внутри трубы подводящей водяного насоса, контактирующая с трубой заправочной системы охлаждения (рисунок 59).

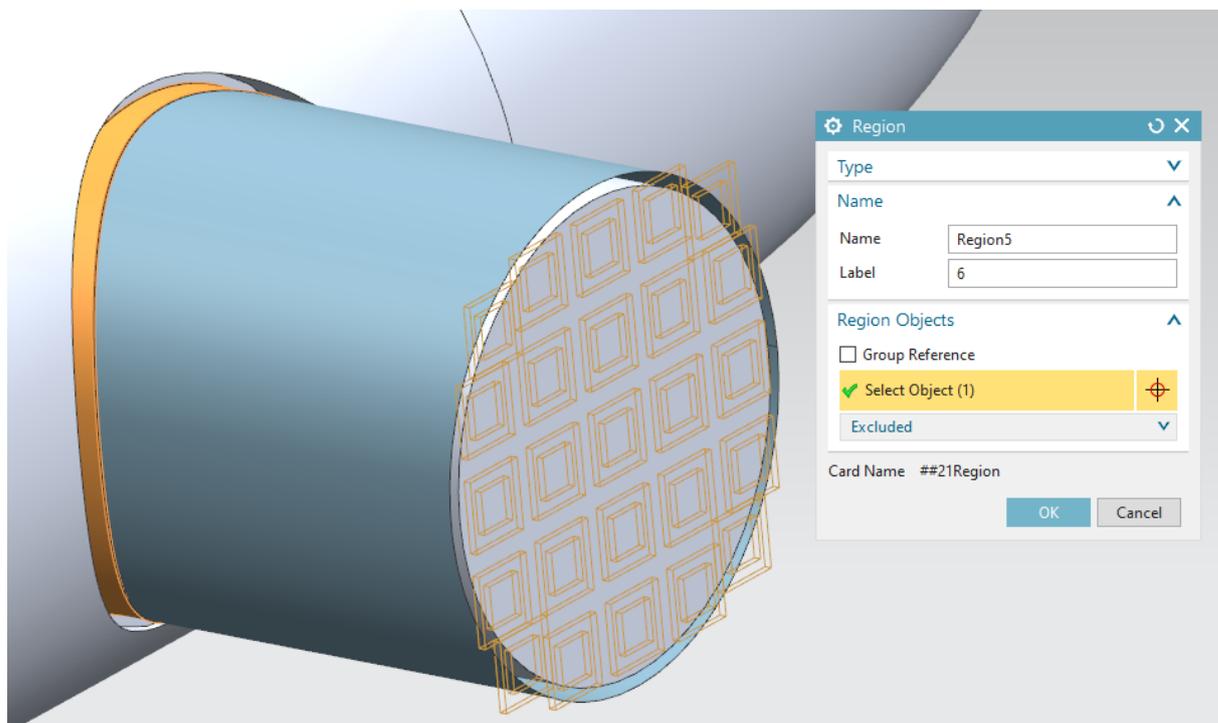


Рисунок 59 - Пятый регион геометрии

Шестой регион геометрии - поверхность рабочего тела системы охлаждения внутри трубы заправочной системы охлаждения (рисунок 60).

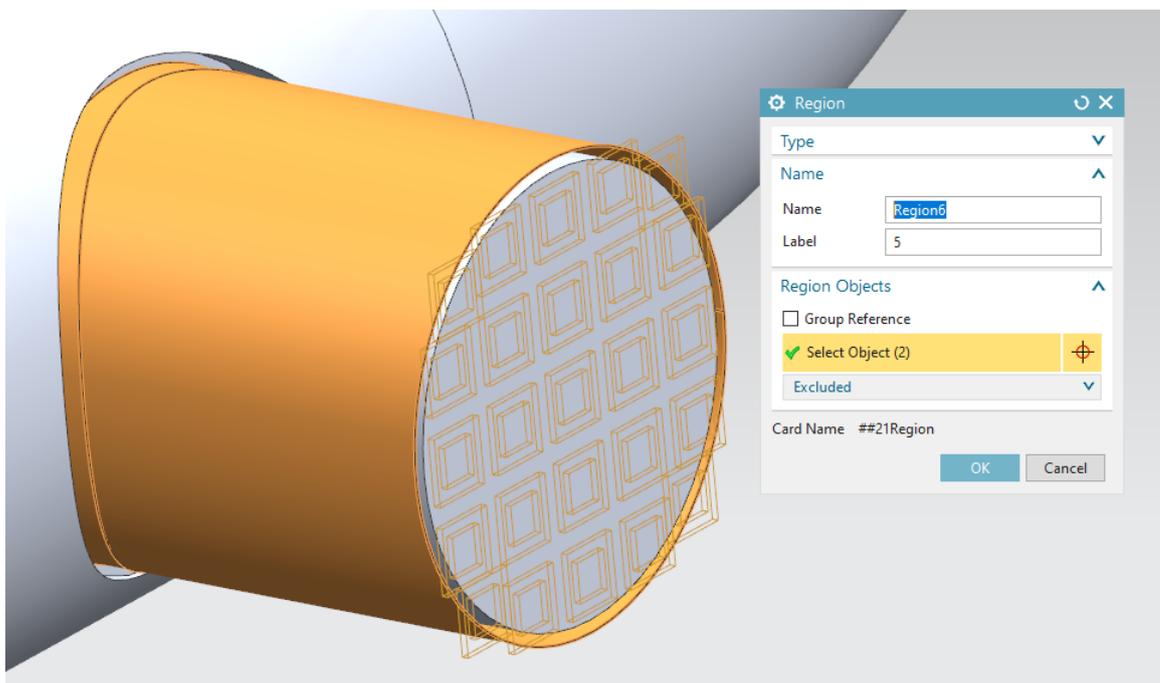


Рисунок 60 - Шестой регион геометрии

После создания регионов задаем контакт их поверхностей между собой. Попарно соединяем регионы 1 и 4, регионы 2 и 5, регионы 3 и 6. При этом задаем характер взаимодействия между регионами - теплообмен (convection), характеризуем его коэффициентом теплопередачи, согласно экспериментальным данным из данным из работ Петриченко, равным $9000000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ [17] (рисунки 61, 62, 63).

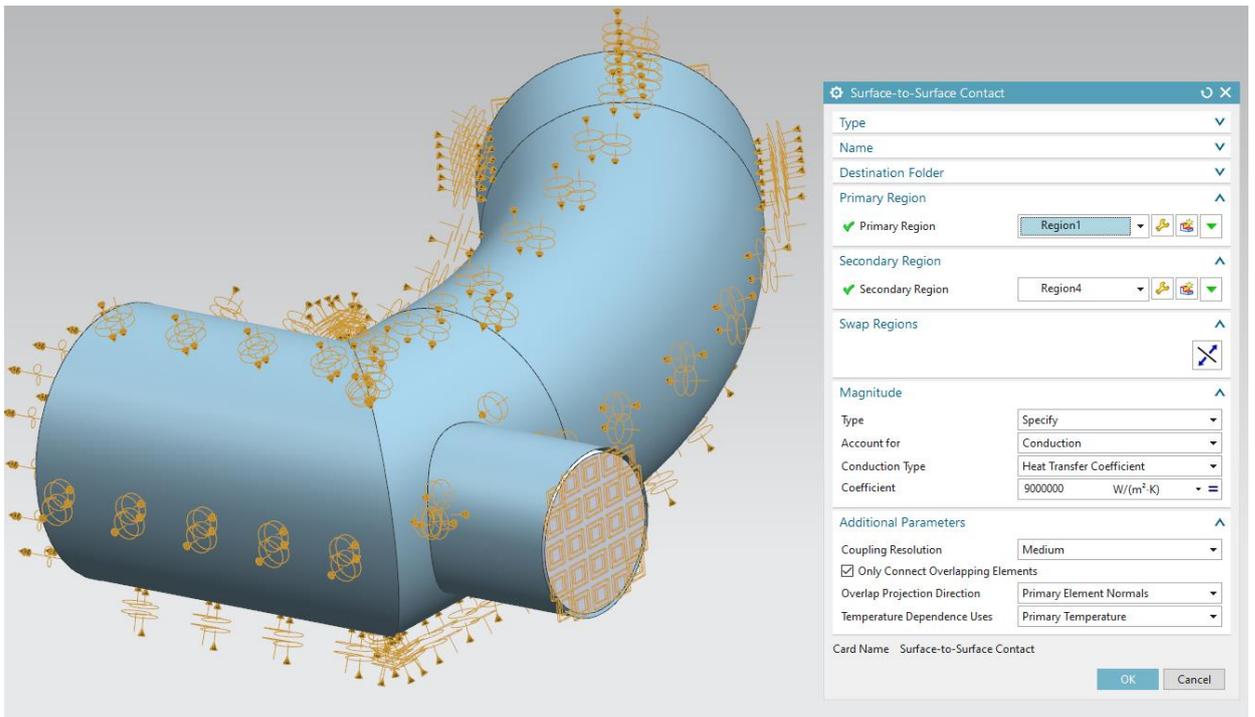


Рисунок 61 - Первый контакт поверхностей

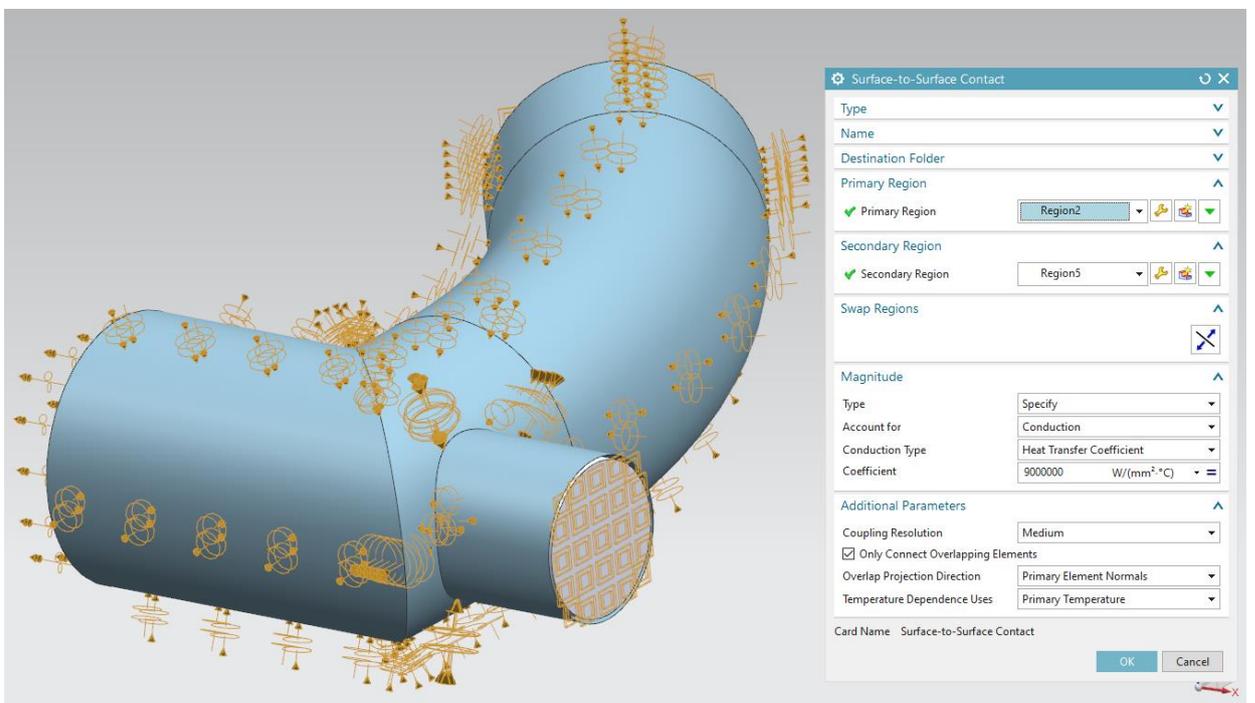


Рисунок 62 - Второй контакт поверхностей

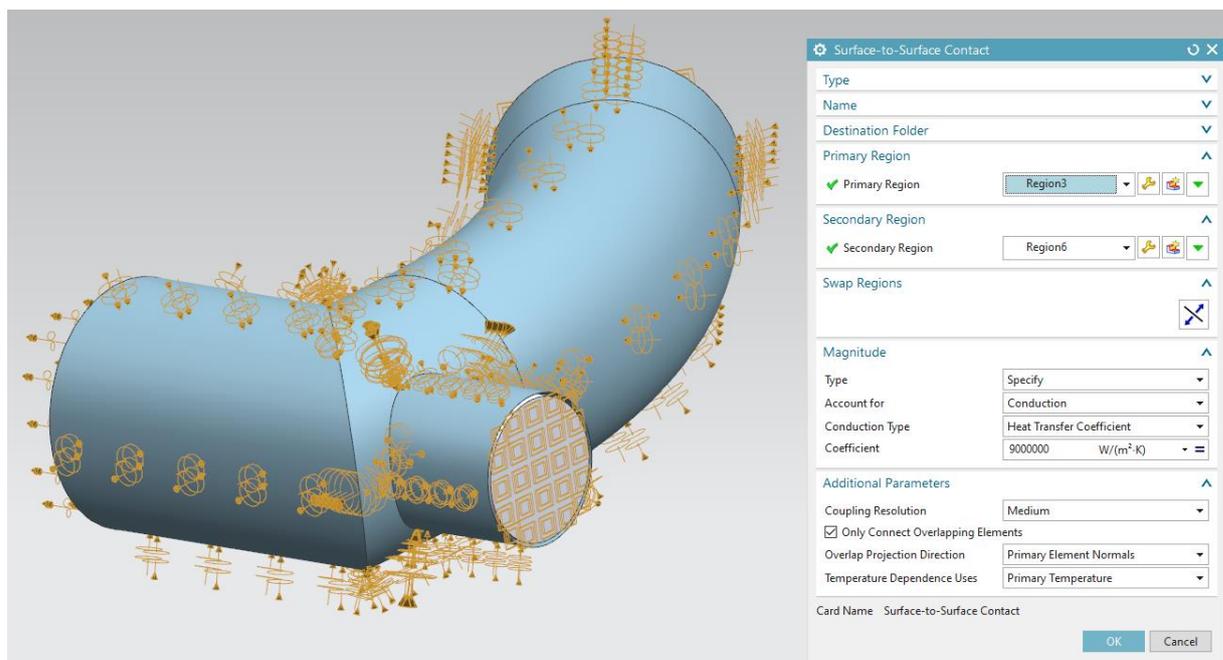


Рисунок 62 - Третий контакт поверхностей

Последний этап задания теплообмена в расчетной модели - введение теплообмена между поверхностью трубы и окружающей средой. Для этого выбираем создание свободного теплообмена, выбираем поверхность трубы подводящей водяного насоса и часть поверхности трубы заправочной, не выступающей во внутреннюю часть трубы подводящей. Материал окружающей среды задаем воздух, его температуру - 120°C, согласно результатам замеров прототипа (рисунок 63).

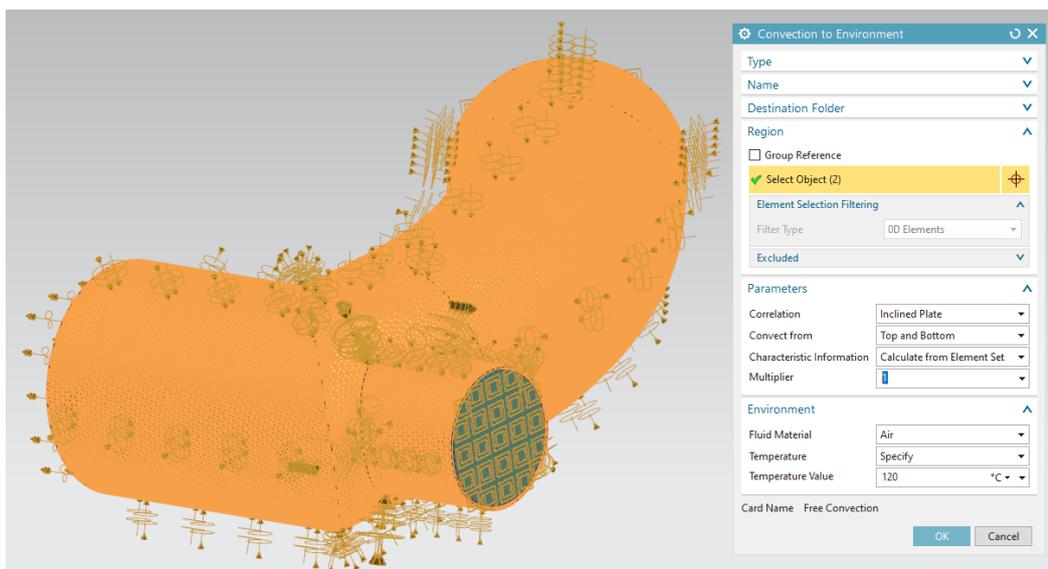


Рисунок 63 - Задание теплообмена с окружающей средой

Таким образом мы получили расчетную модель течения охлаждающей жидкости внутри трубы подводящей водяного насоса (рисунок 64), результаты решения которой будут рассматриваться далее.

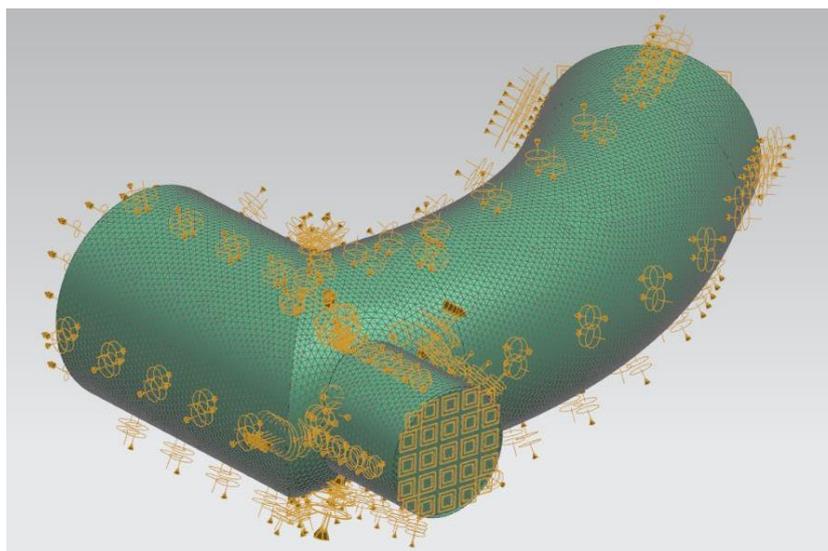


Рисунок 64 - Расчетная модель

3.3 Инженерный анализ расчета потока жидкости и теплообмена в трубопроводе системы охлаждения

Выполним расчет течения жидкости с учетом теплообмена.

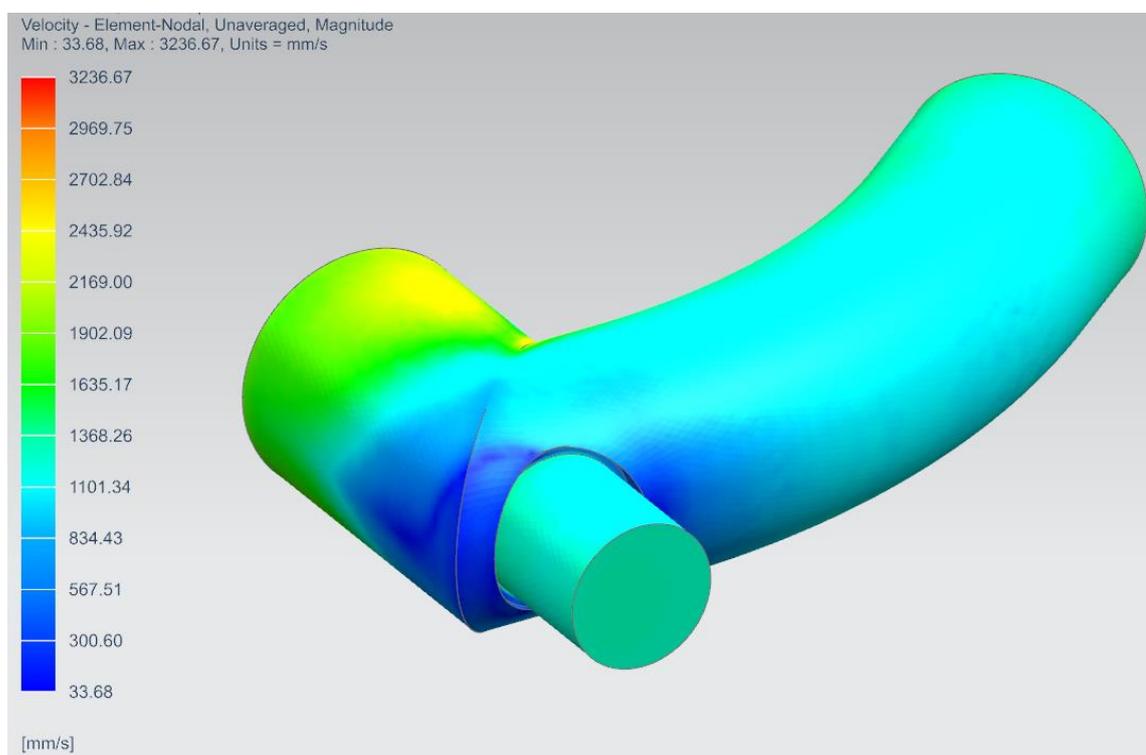


Рисунок 65 - Распределение скорости потока жидкости

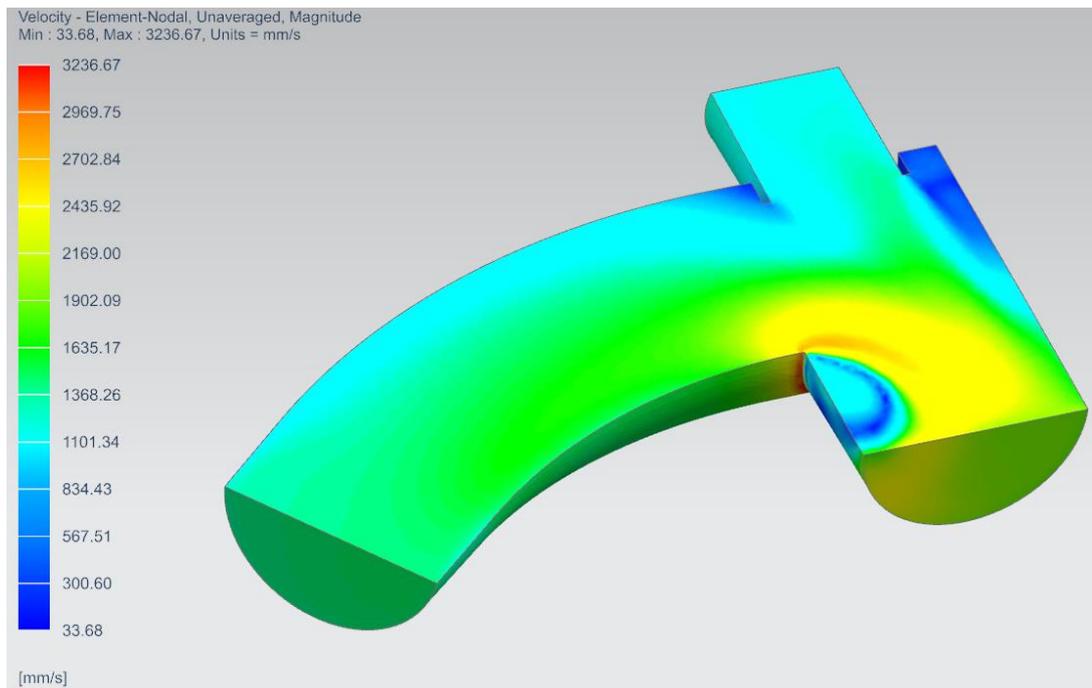


Рисунок 66 - Распределение скорости потока жидкости

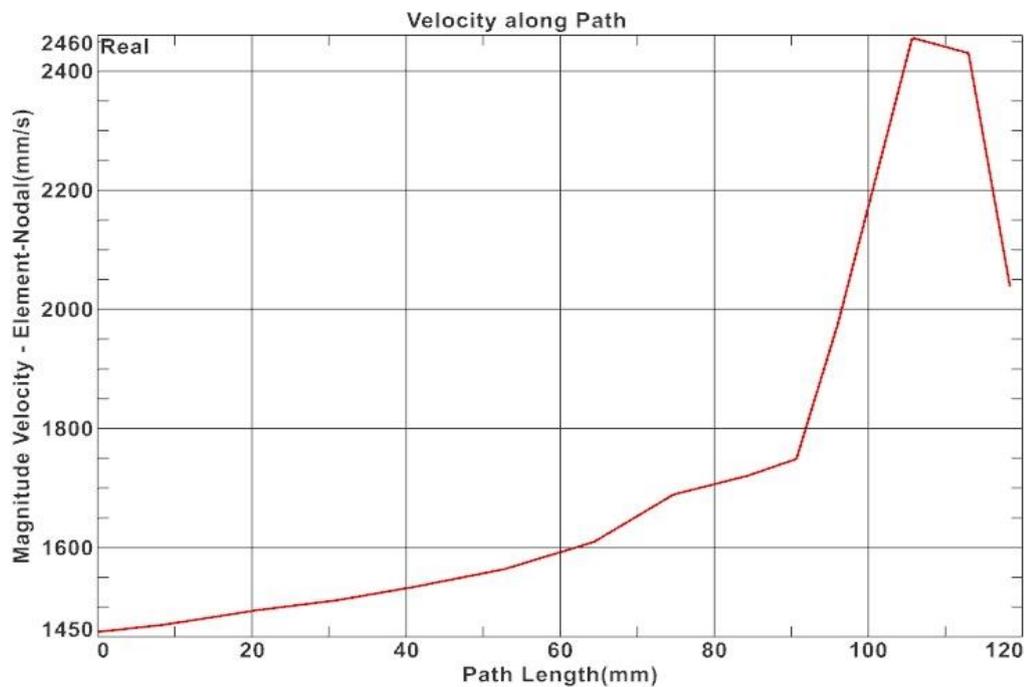


Рисунок 67 - Распределение скорости потока жидкости вдоль направляющей трубы

Из результатов расчета (рисунки 65, 66, 67) видно, что поворот потока под прямым углом без радиусной части (введение которой невозможно по технологических причинам) создает области с низкой скоростью потока, в которых жидкость задерживается и выбывает из рабочего процесса системы охлаждения, что может негативно сказываться на эффективности системы охлаждения.

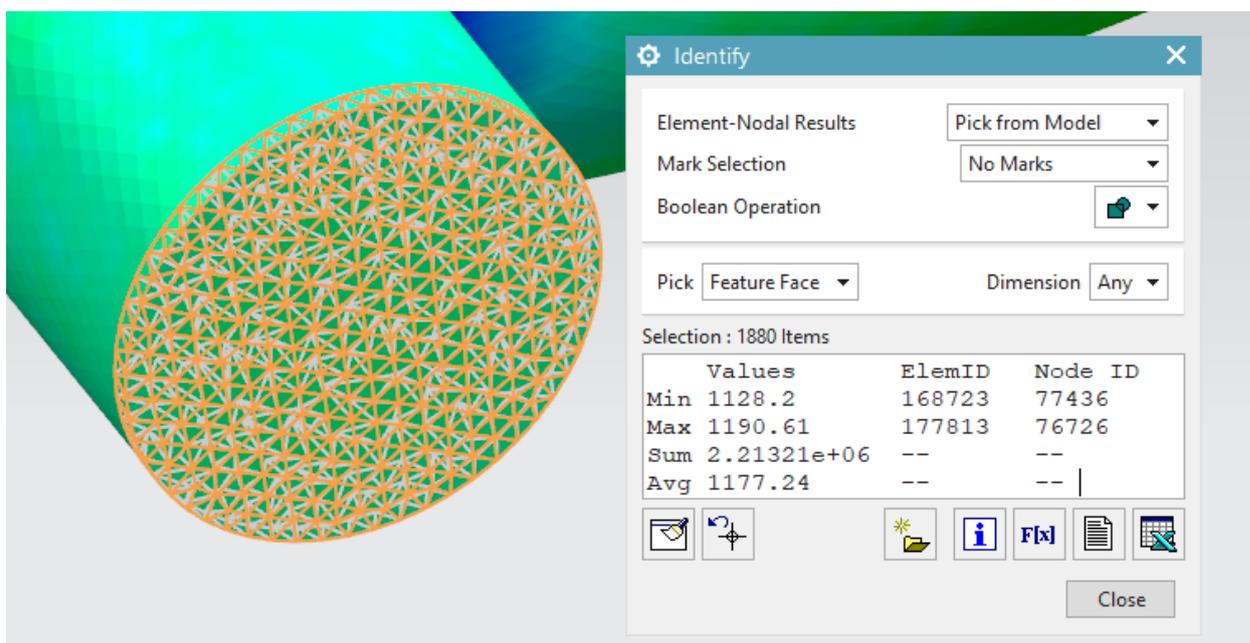


Рисунок 68 - Средняя скорость потока от отопителя

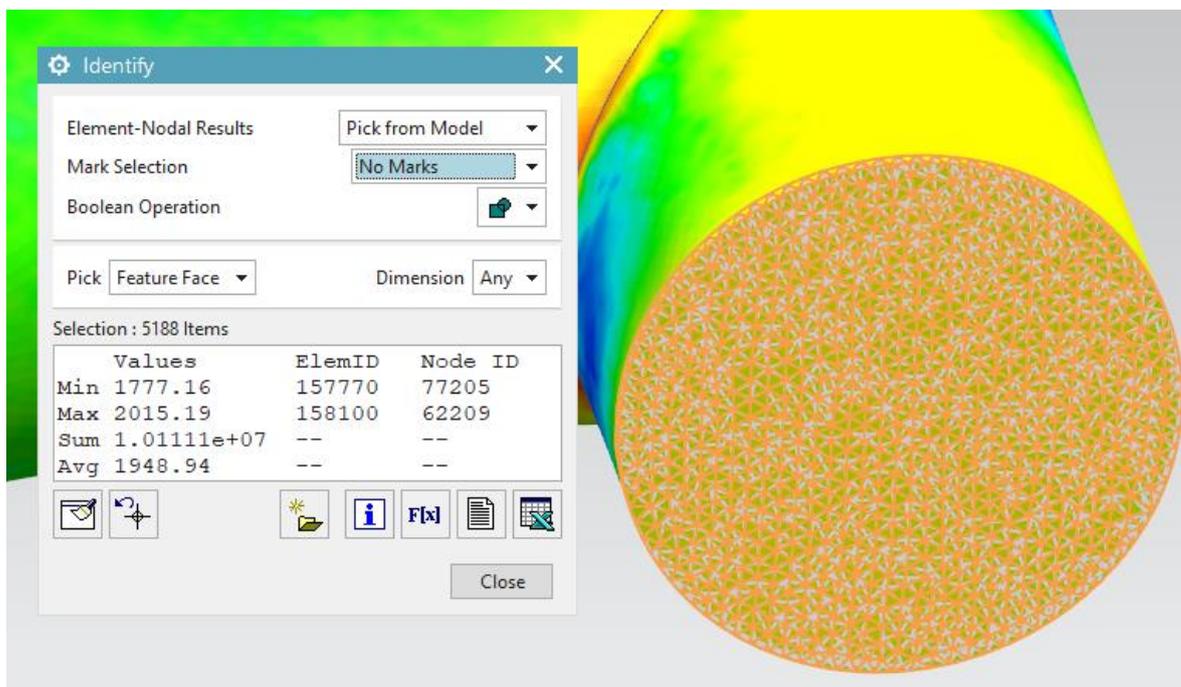


Рисунок 69 - Средняя скорость потока на выходе из трубы подводящей

Так же необходимо обратить внимание на низкую скорость потока от отопителя (рисунок 68), что может повлечь снижение циркуляции жидкости через данный контур, уменьшение температуры жидкости в нем из-за отсутствия подвода тепла со стороны двигателя. Как следствие, появится дискомфорт для водителя и пассажиров.

Отметим среднюю скорость потока жидкости на выходе из трубы, значение которой указано на рисунке 69.

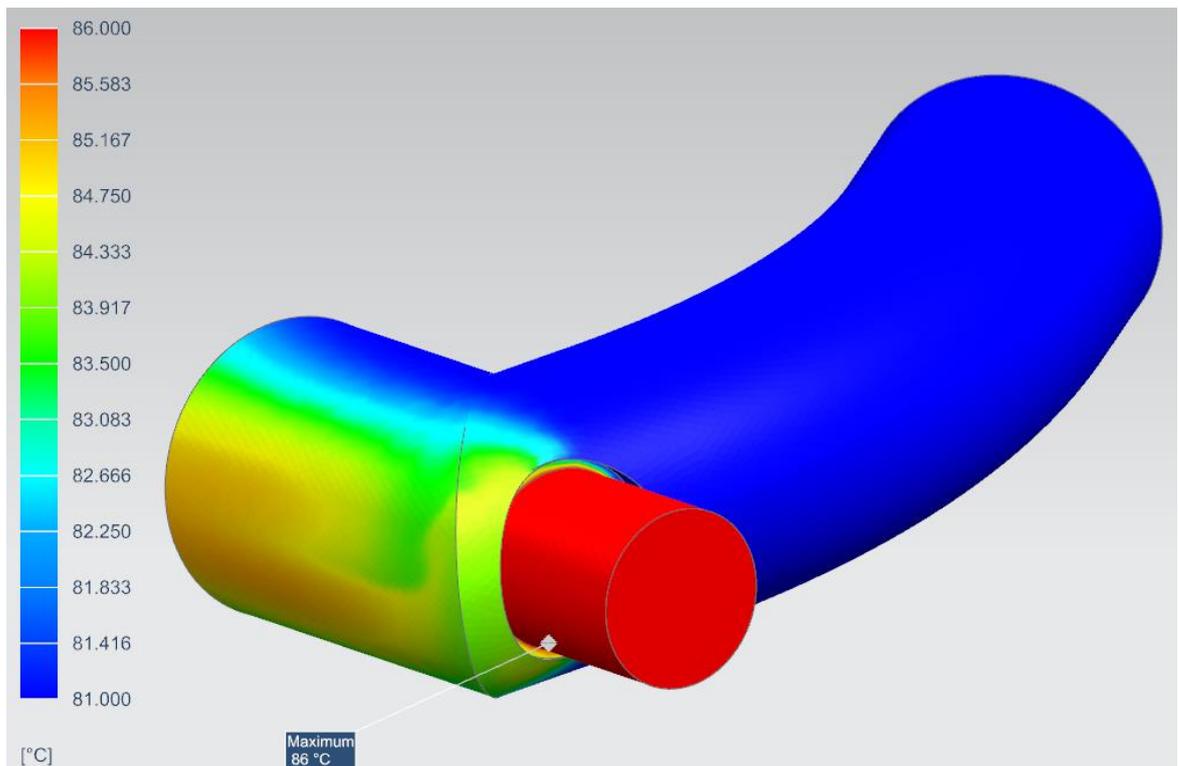


Рисунок 70 - Распределение температуры жидкости

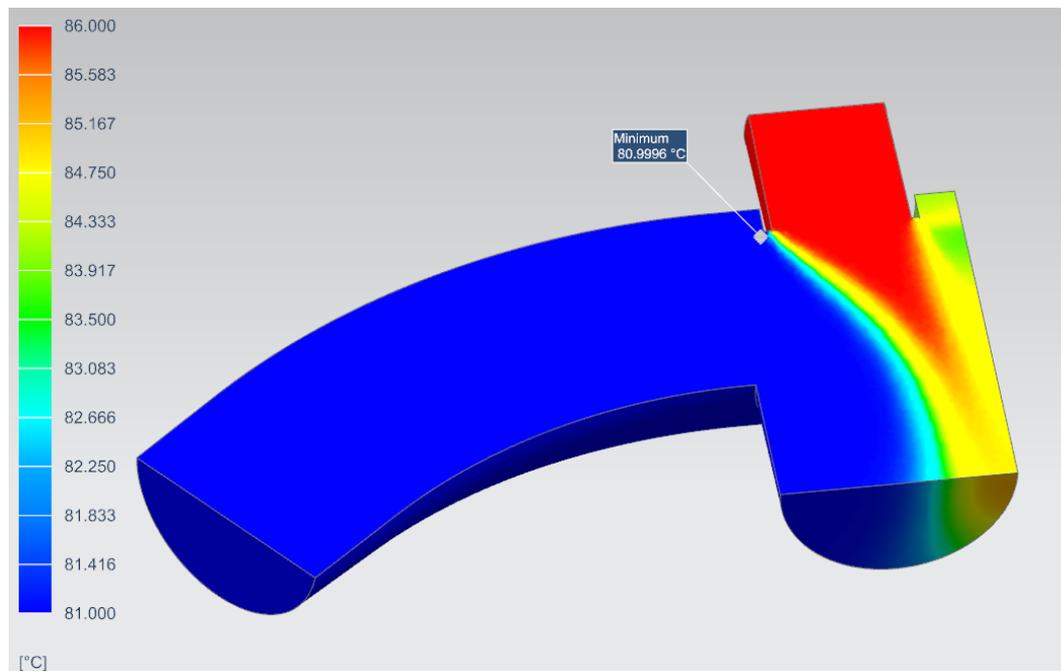


Рисунок 71 - Распределение температуры жидкости (сечение плоскостью Z)

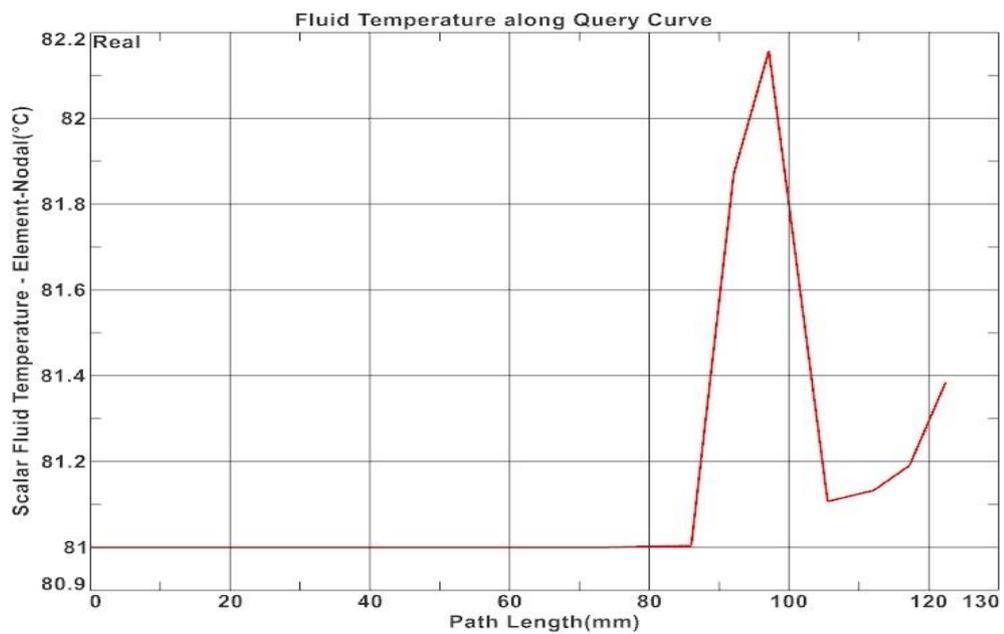


Рисунок 72 - Распределение температуры жидкости вдоль направляющей трубы

По характеру изменения температуры (рисунки 70, 71, 72) можно сделать следующий вывод: паразитный подогрев жидкости на данном участке трубы относительно значений, заданных на входе в трубу, отсутствует.

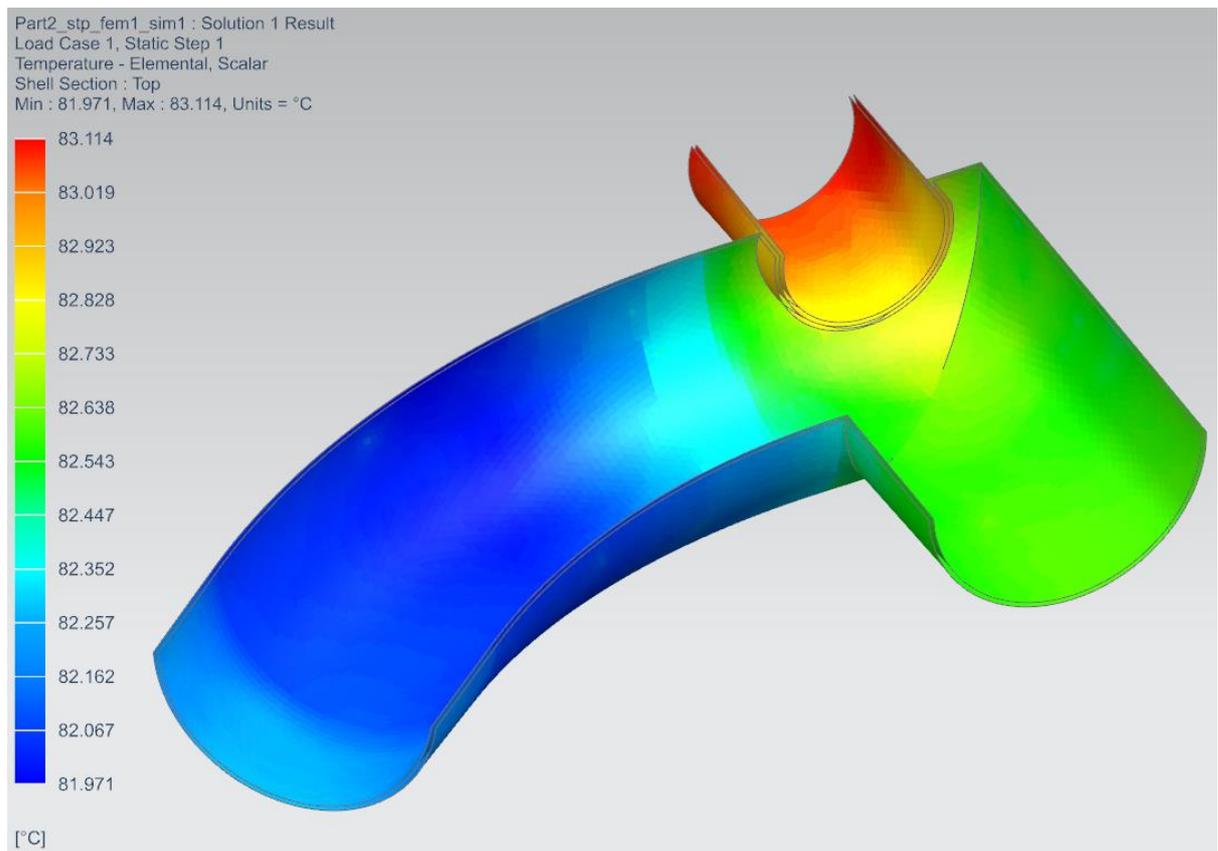


Рисунок 73 - Распределение температур трубы по элементам

Температура стенок трубы (рисунок 73) принимает промежуточное значение между температурой охлаждающей жидкости и окружающей среды. Однако, учитывая отсутствие паразитного подогрева охлаждающей жидкости, и при условии сохранения данного факта, можно сделать вывод, что температурой стенок трубы можно пренебречь в дальнейших расчетах.

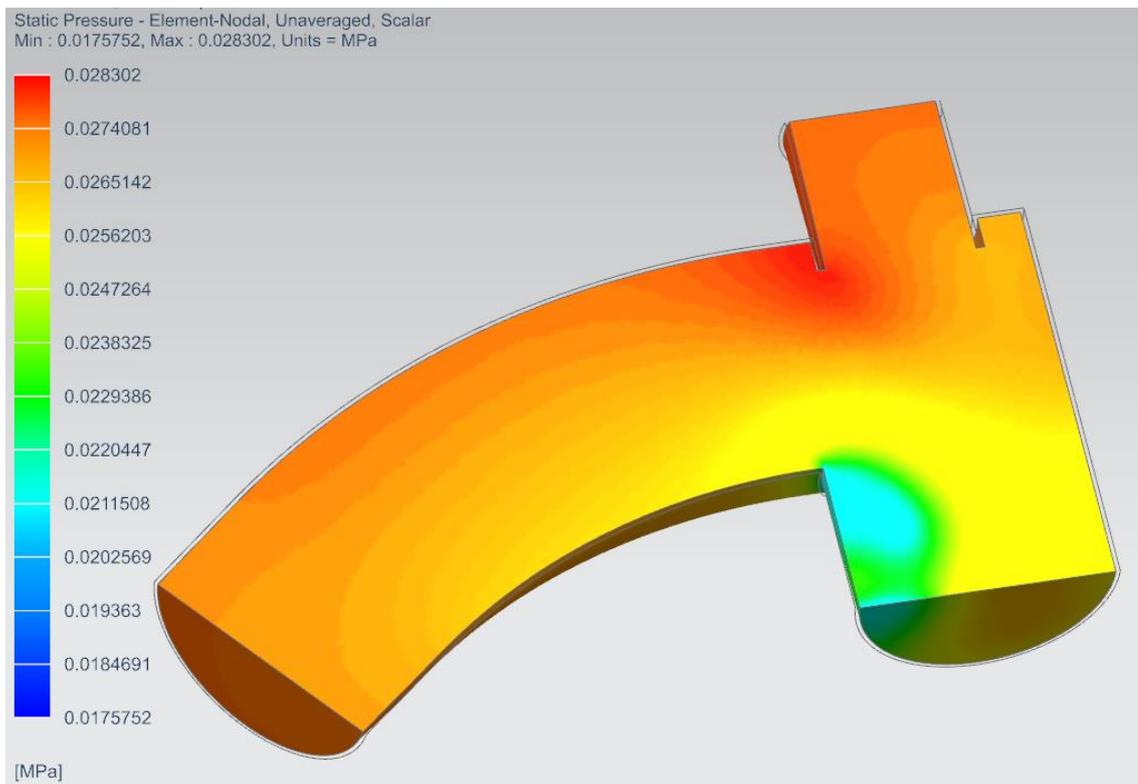


Рисунок 74 - Статическое давление в системе

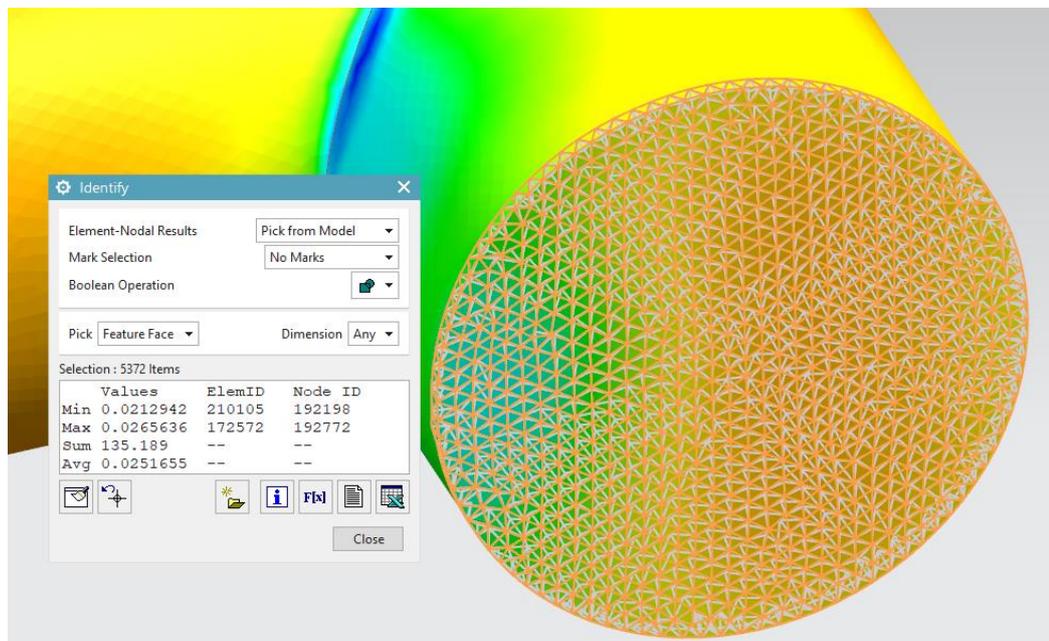


Рисунок 75 - Среднее статическое давление на выходе из трубы

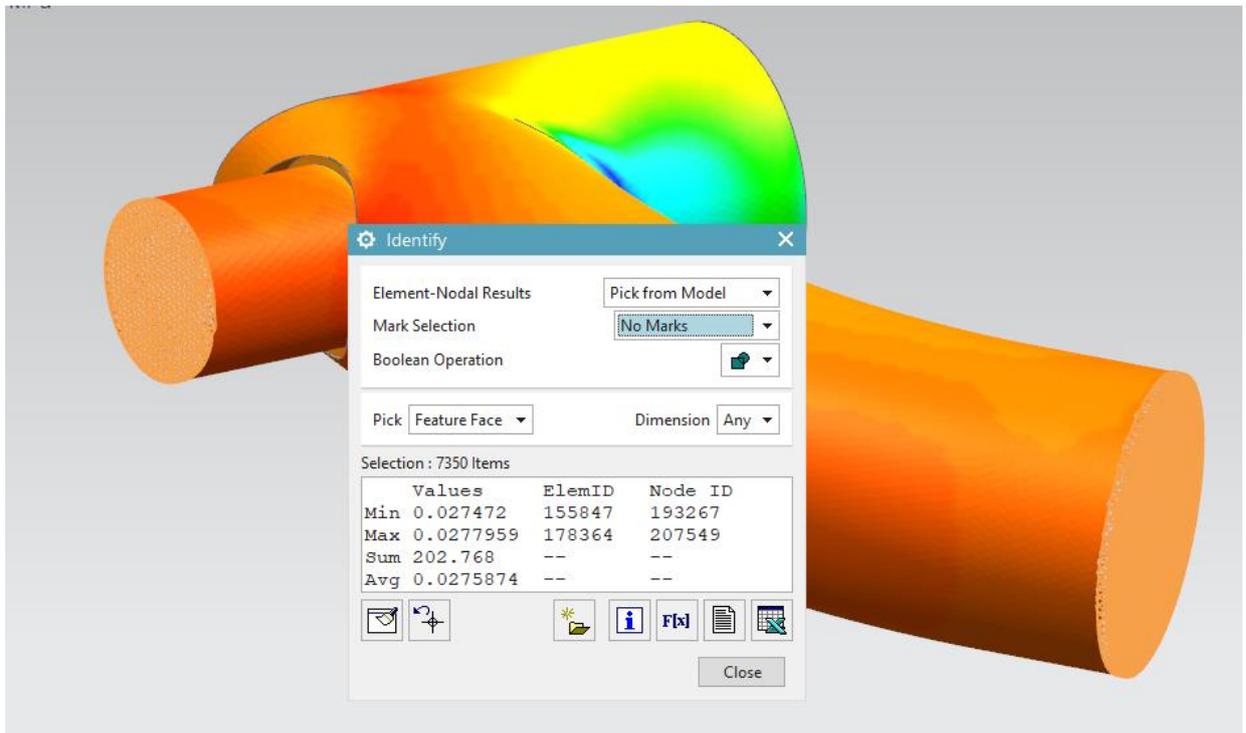


Рисунок 76 - Среднее статическое давление на входе в трубу

Распределение статического давления в трубе (рисунок 74) коррелирует с распределением скорости жидкости в трубе. Разница среднего статического давления между входом и выходом составляет 0,0024 МПа, или 8,8% от исходного давления (рисунки 75, 76).

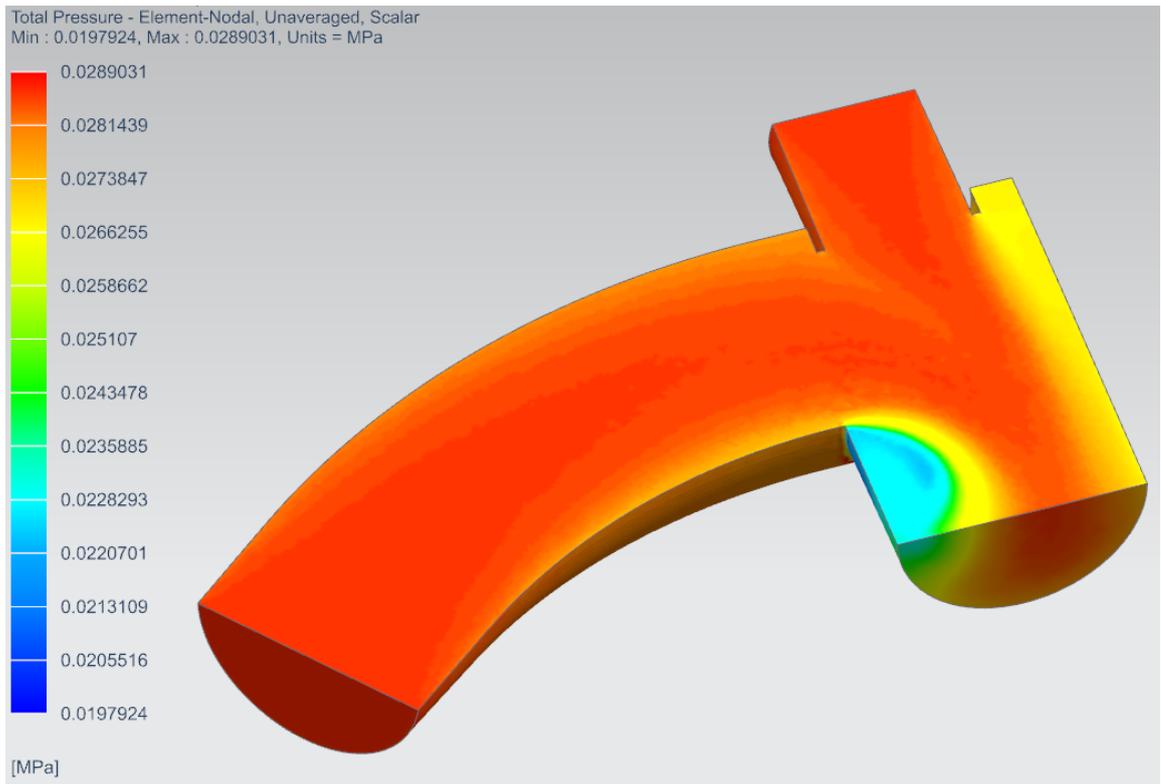


Рисунок 77 - Полное давление в системе

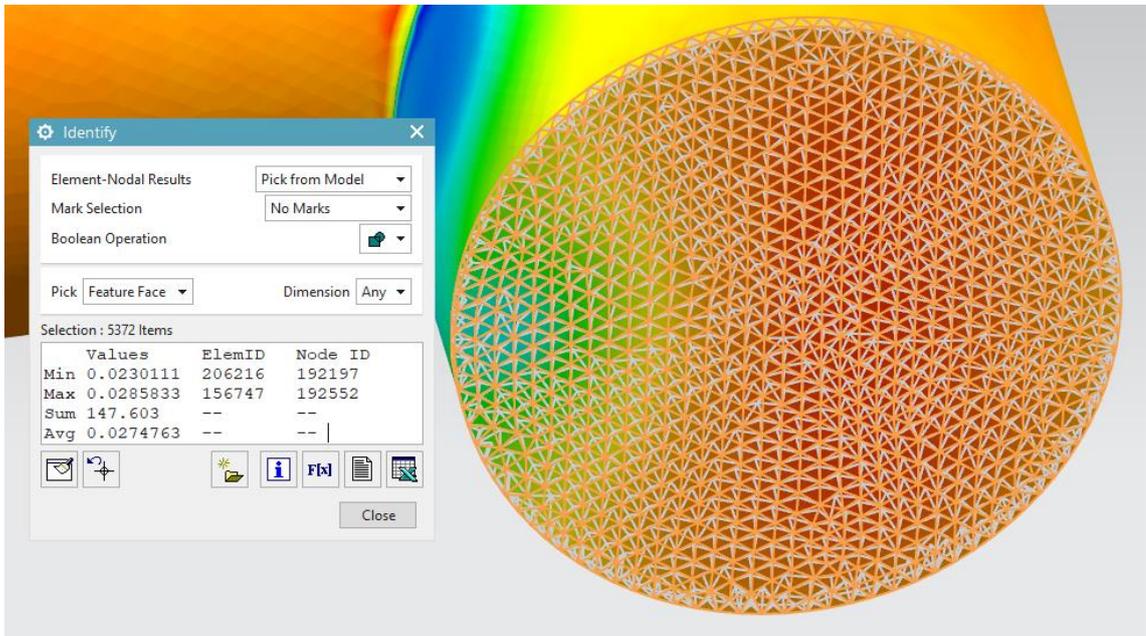


Рисунок 78 - Среднее полное давление на выходе из трубы

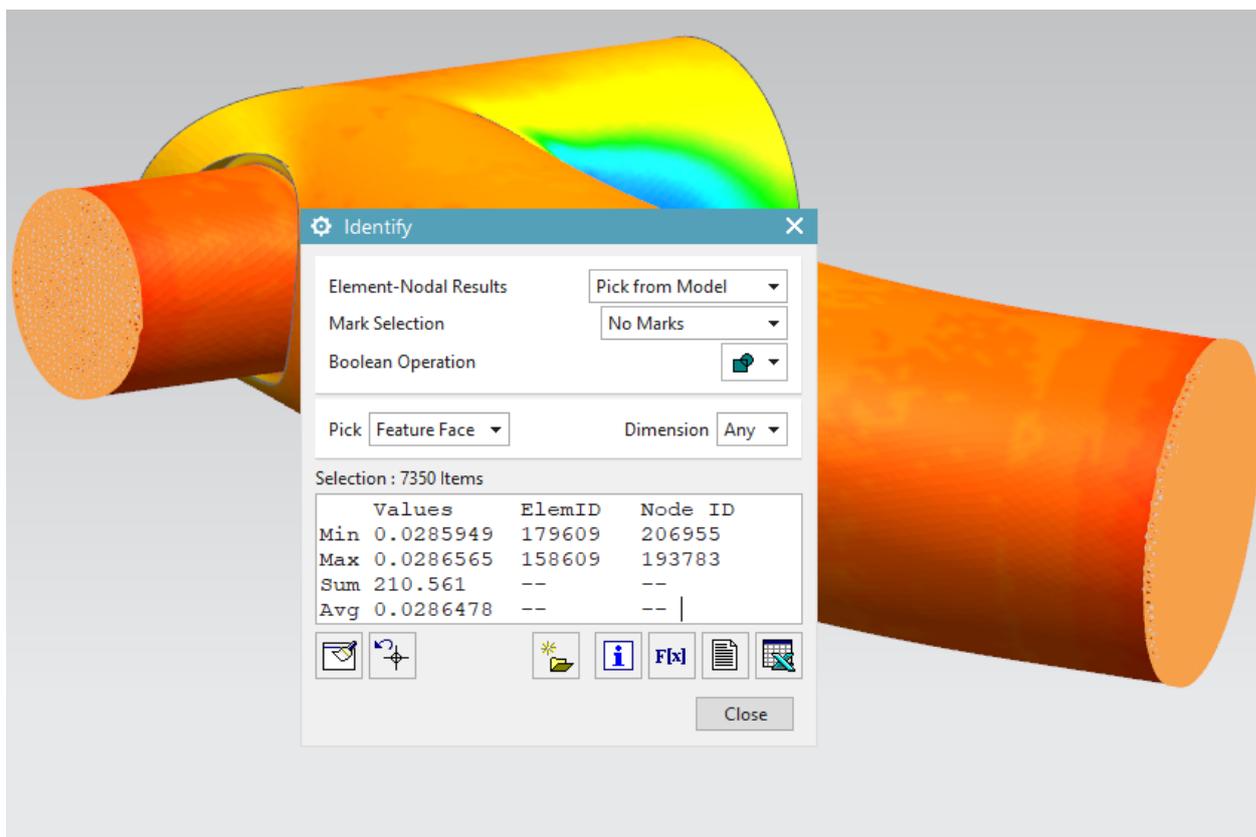


Рисунок 79 - Среднее полное давление на входе в трубу

Разница среднего значения полного давления (рисунок 77) между входом и выходом составляет 0,0012 Мпа, или 4,1% от исходного давления (рисунки 78, 79).

Таким образом потеря давления на данном участке трубы составляет 6%, что является высокой степенью гидравлических потерь, но из-за скорости течения жидкости внутри трубы, паразитного подогрева охлаждающей жидкости от тепла, генерируемого окружением, практически не происходит.

Выводы

- Создана сетка конечных элементов для базовой конструкции трубы подводящей водяного насоса. Была разработана модель

течения жидкости в трубе с учетом гидравлических потерь и теплообмена;

- Из проведенного расчета ясно, что необходимо увеличение радиуса и угла поворота потока жидкости для уменьшения уровня потерь полного давления;
- Необходимо улучшение тока жидкости через трубу заправочную со стороны радиатора отопителя, увеличение скорости на данном участке;
- Паразитный подогрев жидкости в трубе отсутствует благодаря достаточно высокой скорости течения жидкости;
- Распределение температуры в стенках трубы не оказывает значительного влияния на работу системы.

4 Совершенствование базовой конструкции трубопровода системы охлаждения на основе моделирования в САПР

4.1 Влияние рассматриваемых параметров гидродинамики и теплообмена на работу жидкостной системы охлаждения двигателя и их учет в конструкторской работе

Задача по построению более эффективной системы охлаждения сводится к снижению потерь в системе, т.е. снижению влияния явлений и процессов, мешающих выполнять системе целевую функцию, либо влекущих повышение затрат энергии на функционирование системы.

Функция системы охлаждения - отводить избытки тепла от двигателя и подводить их часть к салону для обогрева.

Помешать выполнению данной задачи могут:

- паразитный подогрев жидкости вне двигателя;
- отсутствие тока жидкости в каналах.

В свою очередь, повышение затрат на функционирование может вызвать высокое гидравлическое сопротивление, которое придется преодолевать водяному насосу, увеличивая при этом расход энергии, а значит, топлива.

На паразитный подогрев охлаждающей жидкости влияют температура окружения, тепловое излучение окружающих элементов, теплопроводность материала трубы, скорость течения жидкости внутри трубы. Температура и тепловое излучение окружения - не объект данного исследования, их изменение в данном случае не предусматривается. Теплопроводность трубы задаётся материалом и толщиной стенки, но данные факторы задаются технологическими и конструктивными ограничениями, поэтому примем их фиксированными, для оценки влияния именно геометрии трубопроводов.

В итоге на эффективность с точки зрения тепловых потерь наибольшее влияние оказывает скорость потока жидкости. При более быстром потоке жидкость не успевает получать достаточное количество тепла от стенок трубопроводов для повышения своей температуры. На скорость потока напрямую влияет объемный расход жидкости в системе, а значит необходимо будет его повышение для нивелирования эффекта подогрева жидкости. В свою очередь, это означает повышение затрат энергии на работу водяного насоса, а значит, топлива.

Скорость потока так же определит наличие тока жидкости в системе как такового.

Гидравлические потери оцениваются по степени падения давления на участке трубы. Эти гидравлические потери вынуждают повышать количество прокачиваемой жидкости для поддержания давления в системе, повышая количество затрачиваемой на это энергии при том же водяном насосе.

Таким образом основными целями для конструктора при проектировании трубопроводов системы охлаждения должны являться снижение паразитного подогрева системы охлаждения, увеличение скорости потока в каналах, а также снижение уровня падения давления на всей длине трубопроводов.

Расчет данных параметров должен производиться после этапа создания модели системы охлаждения. По результатам анализа результатов расчета в конструкцию трубопроводов системы необходимо вносить изменения для устранения негативных эффектов некачественной геометрии трубопроводов. Данные действия необходимо повторять до получения удовлетворительного результата расчетов итоговой модели.

Удовлетворительными значения потерь принимаются индивидуально в каждом случае, с учетом экономических затрат на дальнейшее улучшение системы, общего уровня потерь в остальных элементах конструкции

двигателя, технологических возможностей производства, целевой стоимости итогового продукта, специфичных требований к системе, представляемых заказчиком и так далее.

4.2 Разработка модели усовершенствованного трубопровода системы охлаждения в САПР

Так как введение дополнительных радиусов изгиба направляющей линии трубы подводящей в области подвода жидкости к водяному насосу ведет к изменению геометрии, в следствии чего критически уменьшается зазор до выхлопной системы, было принято решение введение под углом еще одного прямого участка трубы, симметрично разрезающего 2 существующих до этого.

На основе двух пересекающихся линий, которые являются направляющими трубы подводящей, создаем эскиз базовой геометрии (рисунок 80).

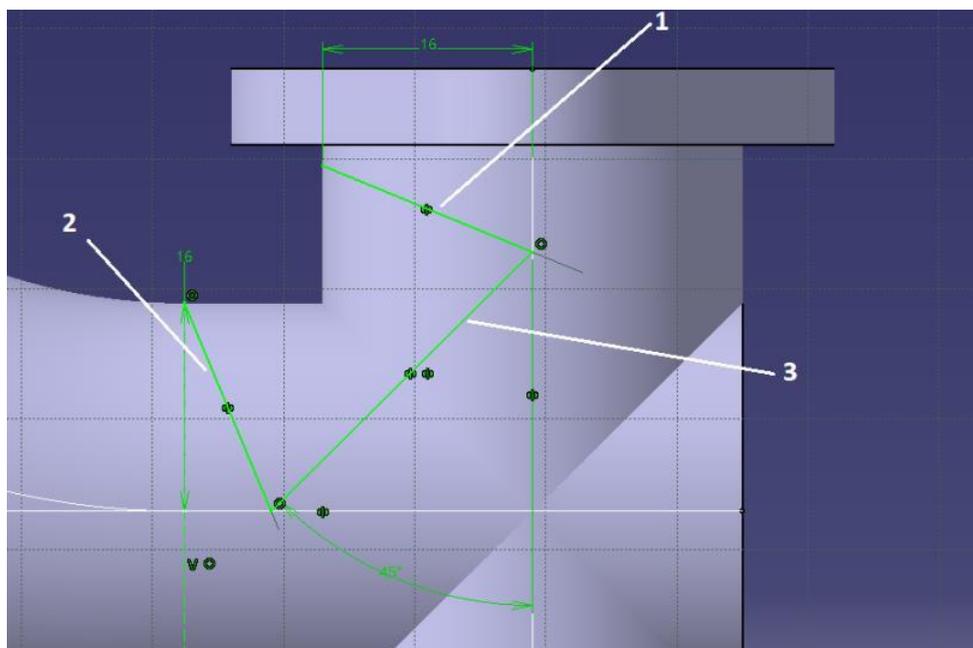


Рисунок 80 - Создание эскиза вспомогательной геометрии

На представленном виде эскиза цифрами 1 и 2 обозначены линии новых секущих поверхностей, а цифрой 3 - направляющая новой трубы.

На основе созданного эскиза создаем секущие плоскости и направляющую для новой части трубы подводящей (рисунок 81).

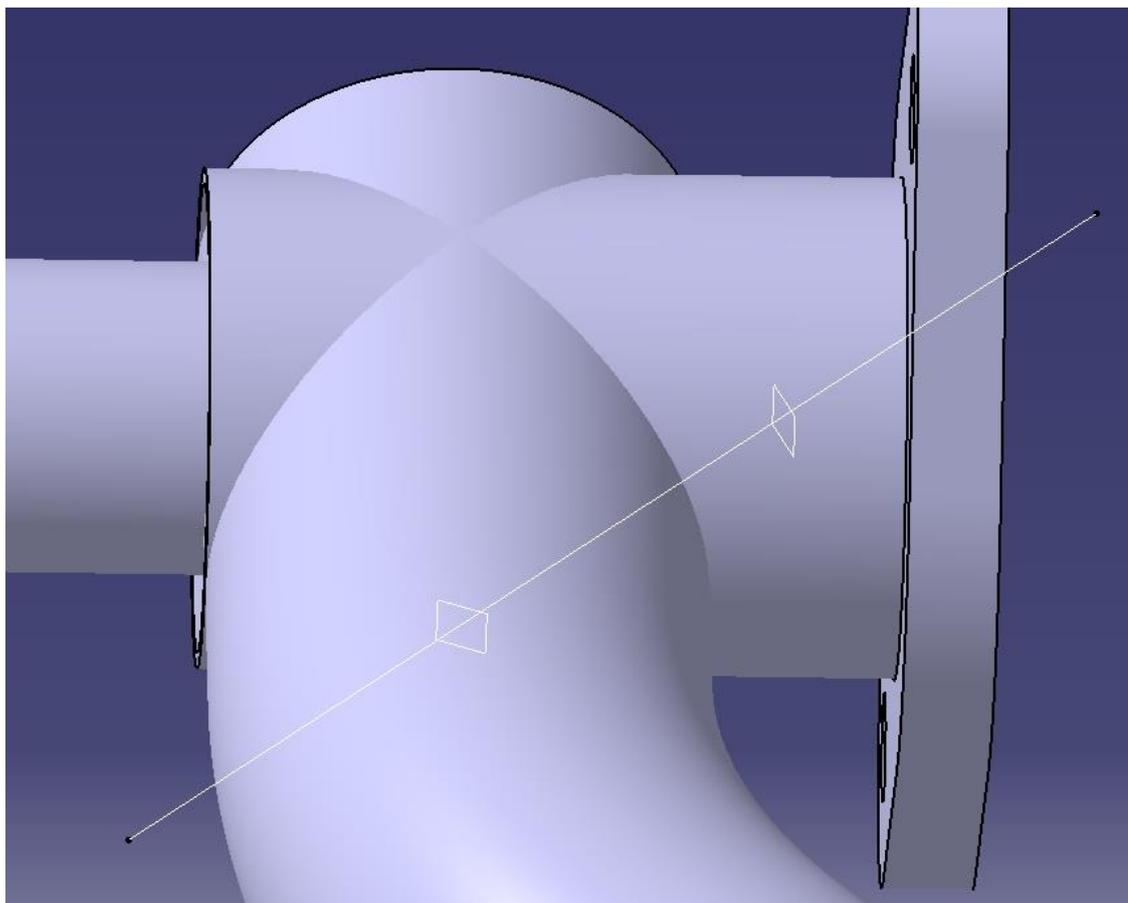


Рисунок 81 - Секущие плоскости и направляющая новой части трубы

Вытягиваем вдоль направляющей образующую поверхность новой трубы (рисунок 82).

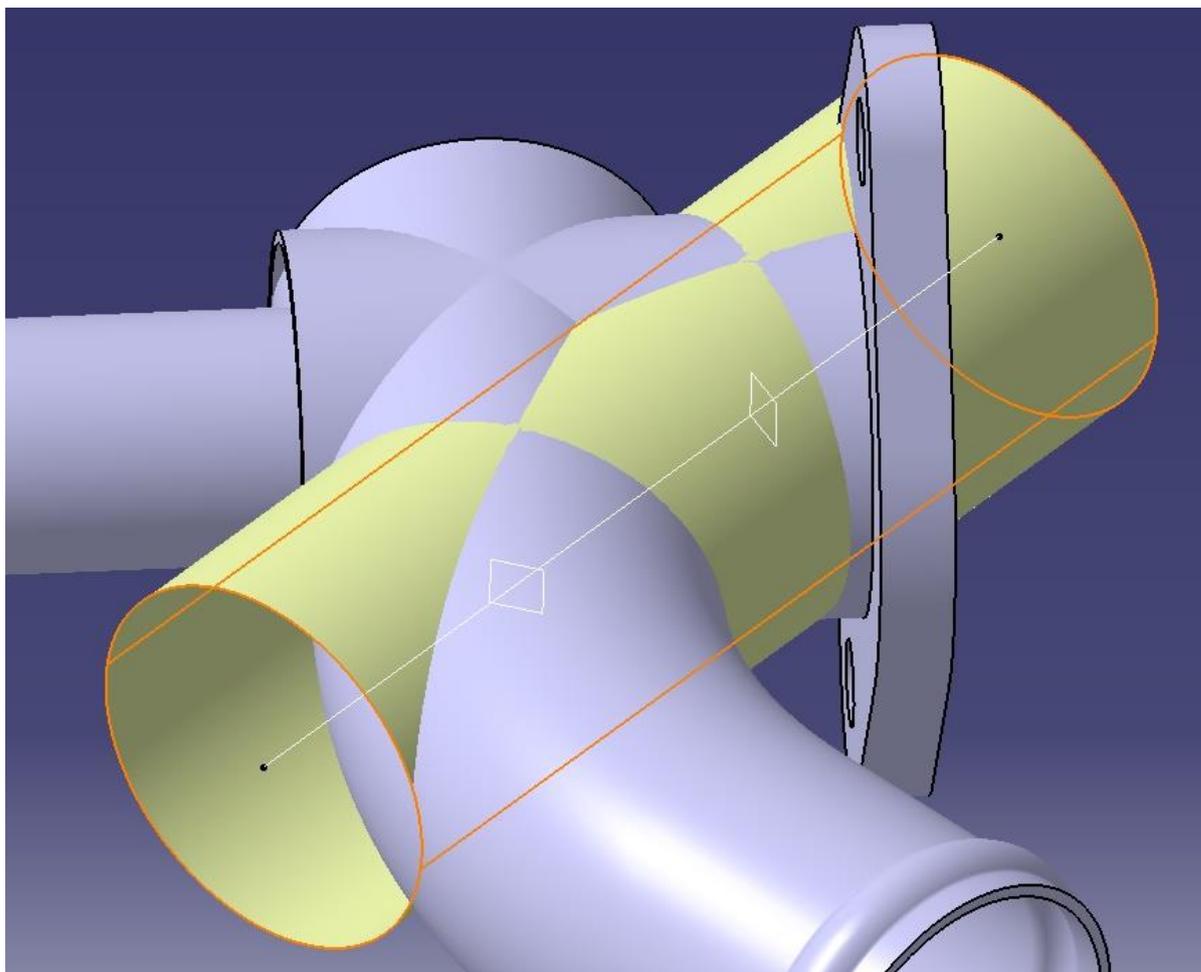


Рисунок 82 - образующая поверхность новой части трубы

После задаем получившейся трубе в отдельном теле толщину 1 мм и обрезаем все части трубы секущими поверхностями (рисунок 83).

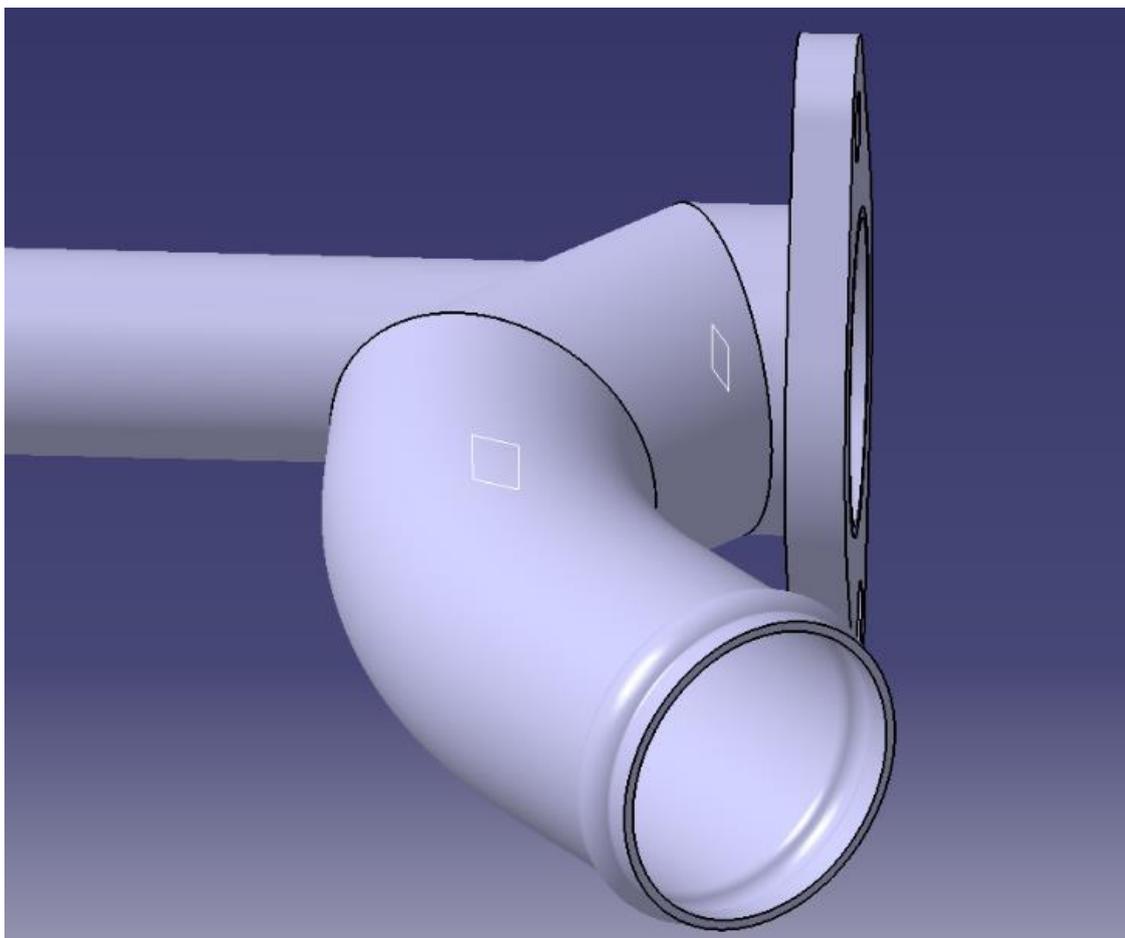


Рисунок 83 - Вид новой части трубы подводящей водяного насоса

Вырезаем отверстие в трубе подводящей водяного насоса для соединения с трубой заправочной (рисунок 84).

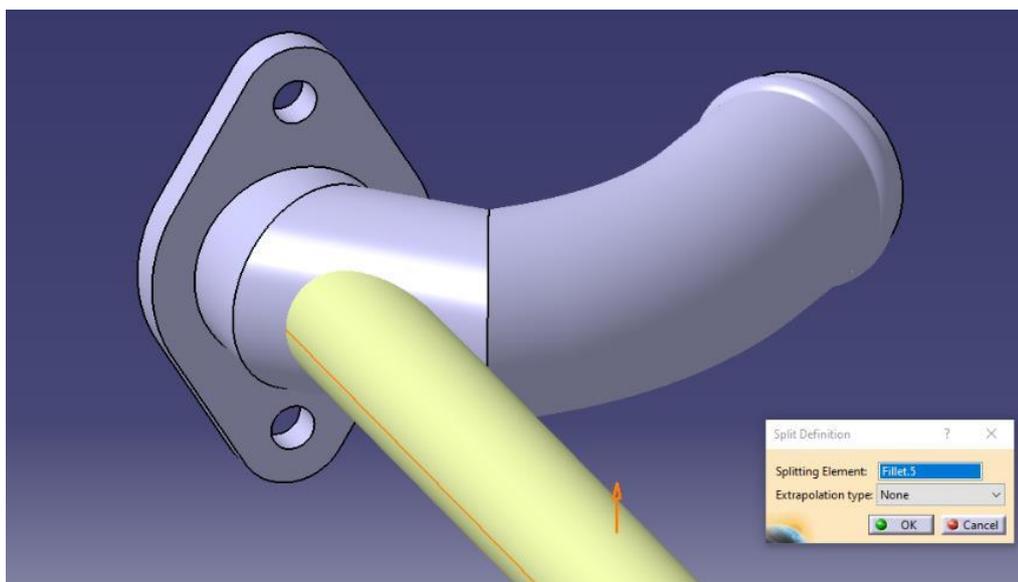


Рисунок 84 - Вырезы отверстия для трубы заправочной

В получившейся геометрии труба заправочная значительно выступает во внутреннее пространство трубы подводящей водяного насоса (рисунок 85).

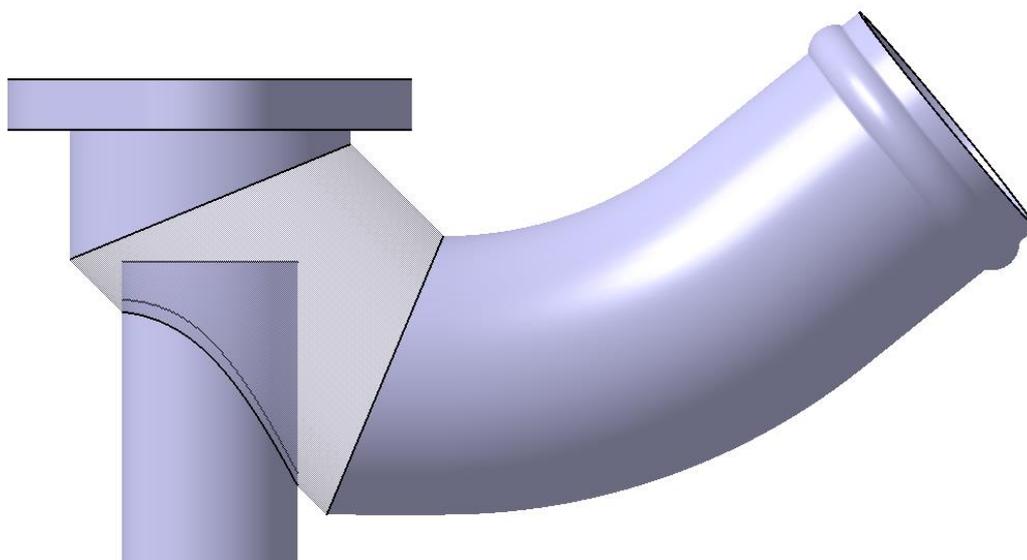


Рисунок 85 - Выступ трубы заправочной

По этой причине вводим фрезерование торца трубы заправочной системы охлаждения, для снижения его влияния на поток жидкости (рисунок 86).

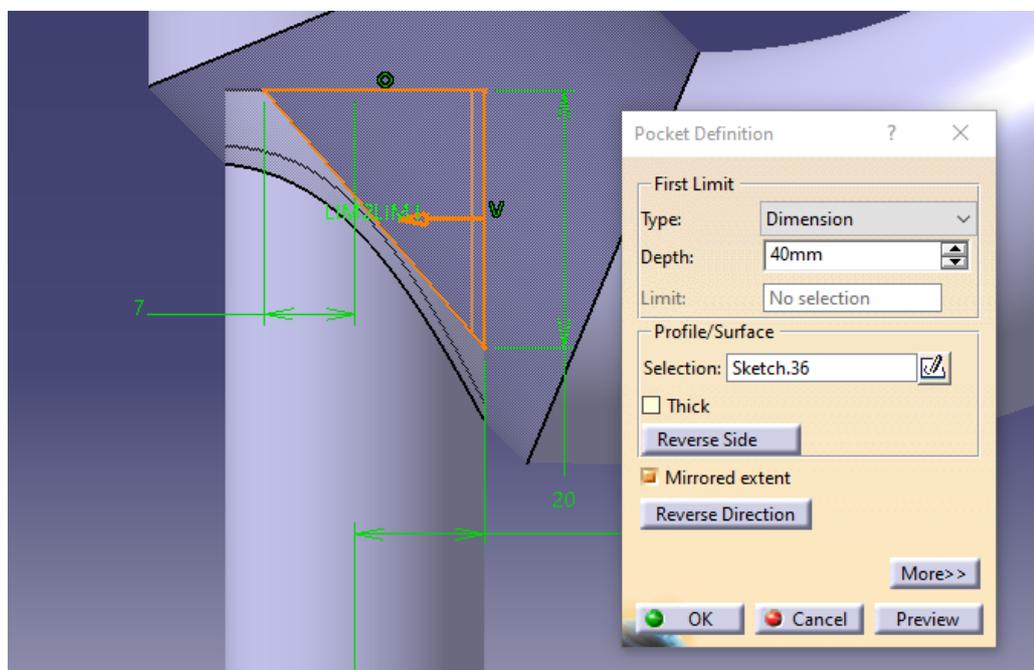


Рисунок 86 - Фрезерование торца трубы заправочной

Дальнейшая работа будет проводиться с модернизированной трубой подводящей водяного насоса, внешний вид которой представлен на рисунке 87.

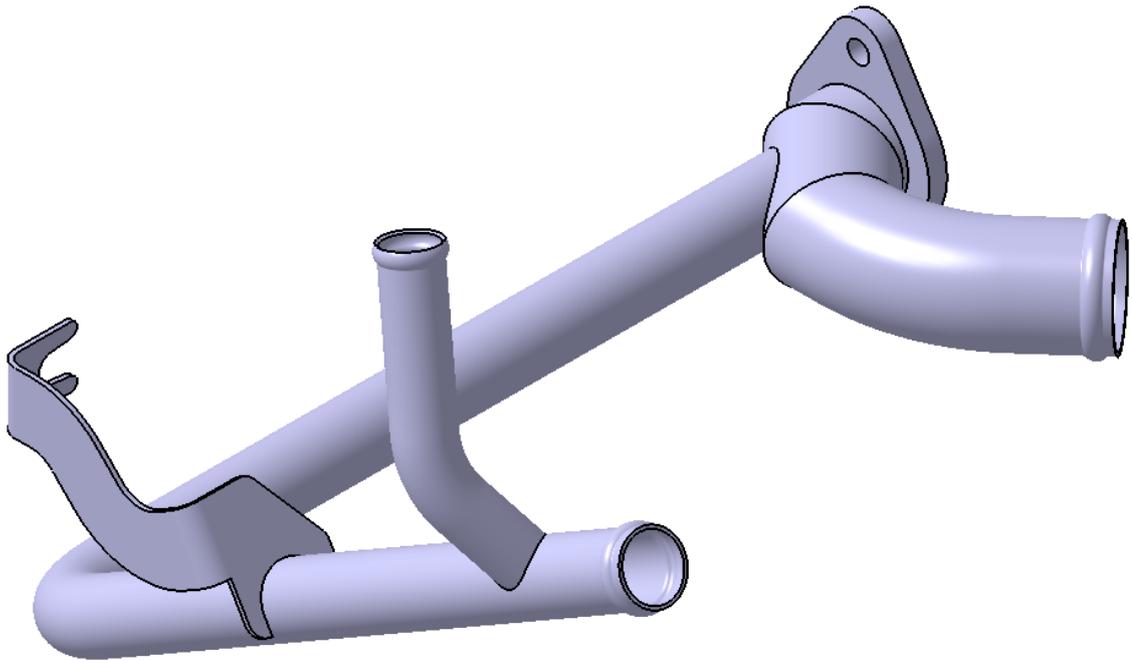


Рисунок 87 - Модернизированная труба подводящая водяного насоса

4.3 Идентификация параметров работы новой конструкции трубопровода на основе моделирования процессов течения жидкости с учетом теплообмена в САПР

Применяя все те же граничные условия и внешние нагрузки на систему, применяя те же материалы и размеры конечных элементов, вводя контакты поверхностей тех же регионов геометрии, обновим расчетную модель трубы подводящей водяного насоса до модернизированного состояния (рисунок 88).

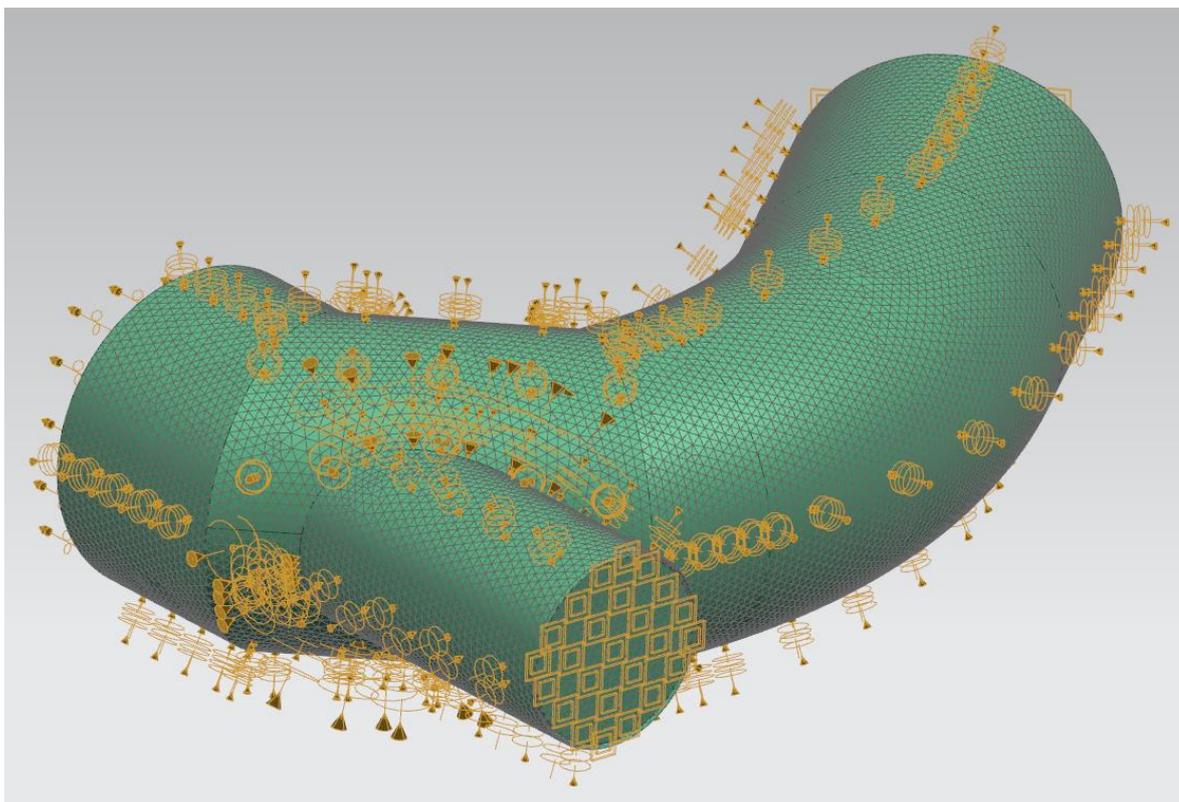


Рисунок 88 - Расчетная модель модернизированной трубы подводящей водяного насоса.

По итогам расчета получены следующие результаты:

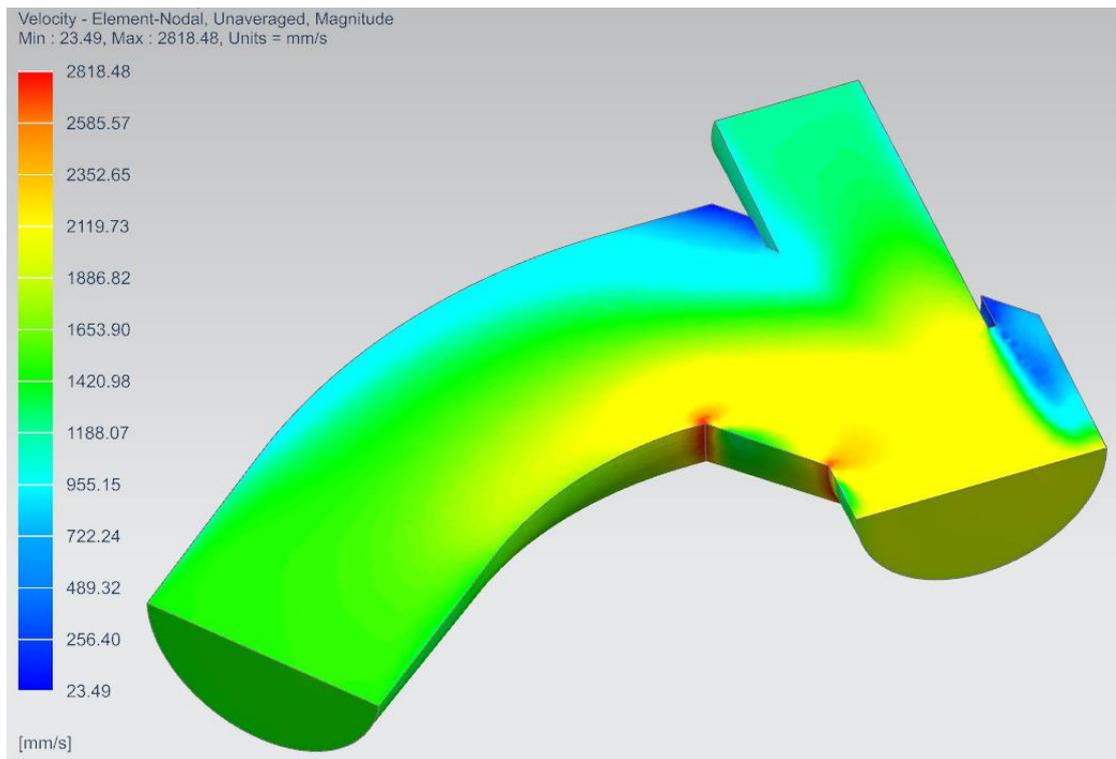


Рисунок 89 - Распределение скорости потока жидкости

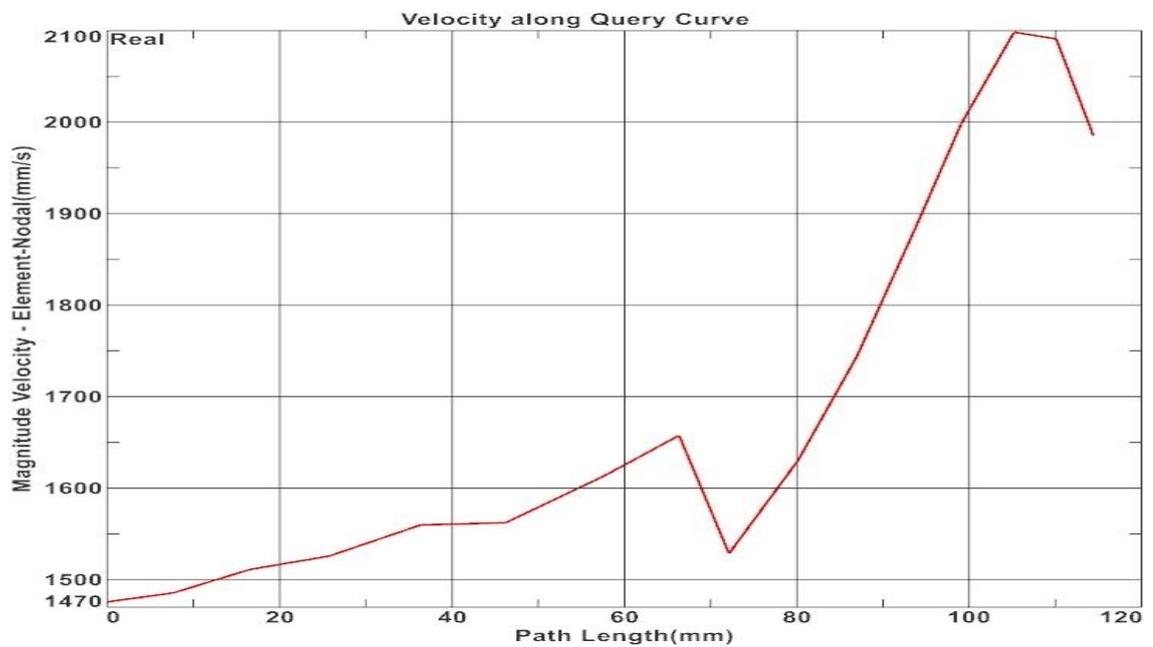


Рисунок 90 - Распределение скорости потока жидкости вдоль направляющей трубы

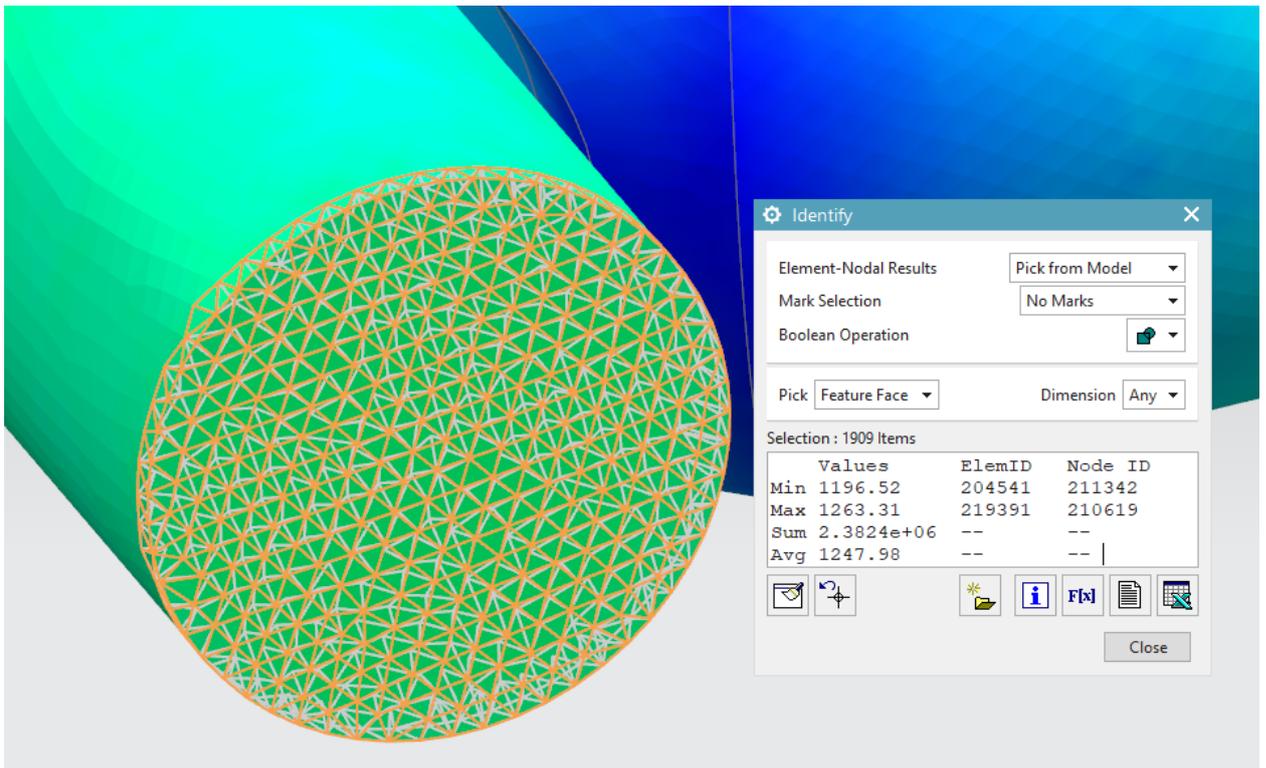


Рисунок 91 - Средняя скорость потока от отопителя

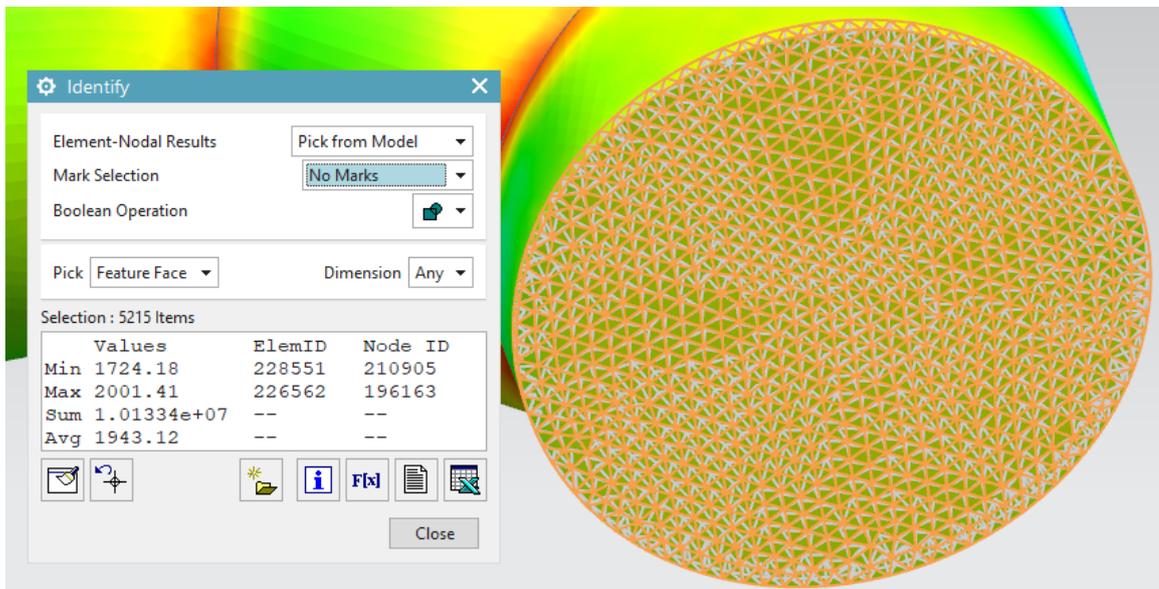


Рисунок 92 - Средняя скорость потока на выходе из трубы подводящей

В распределении скоростей потока (рисунки 89, 90) обращает на себя внимание незначительно упавшая средняя скорость жидкости на выходе из трубы подводящей водяного насоса (на 5,8 мм/с или на 0,3%, из результатов на рисунке 92) и возросшая средняя скорость потока в трубе заправочной (на 70,7 мм/с или на 6%, из результатов на рисунке 91).

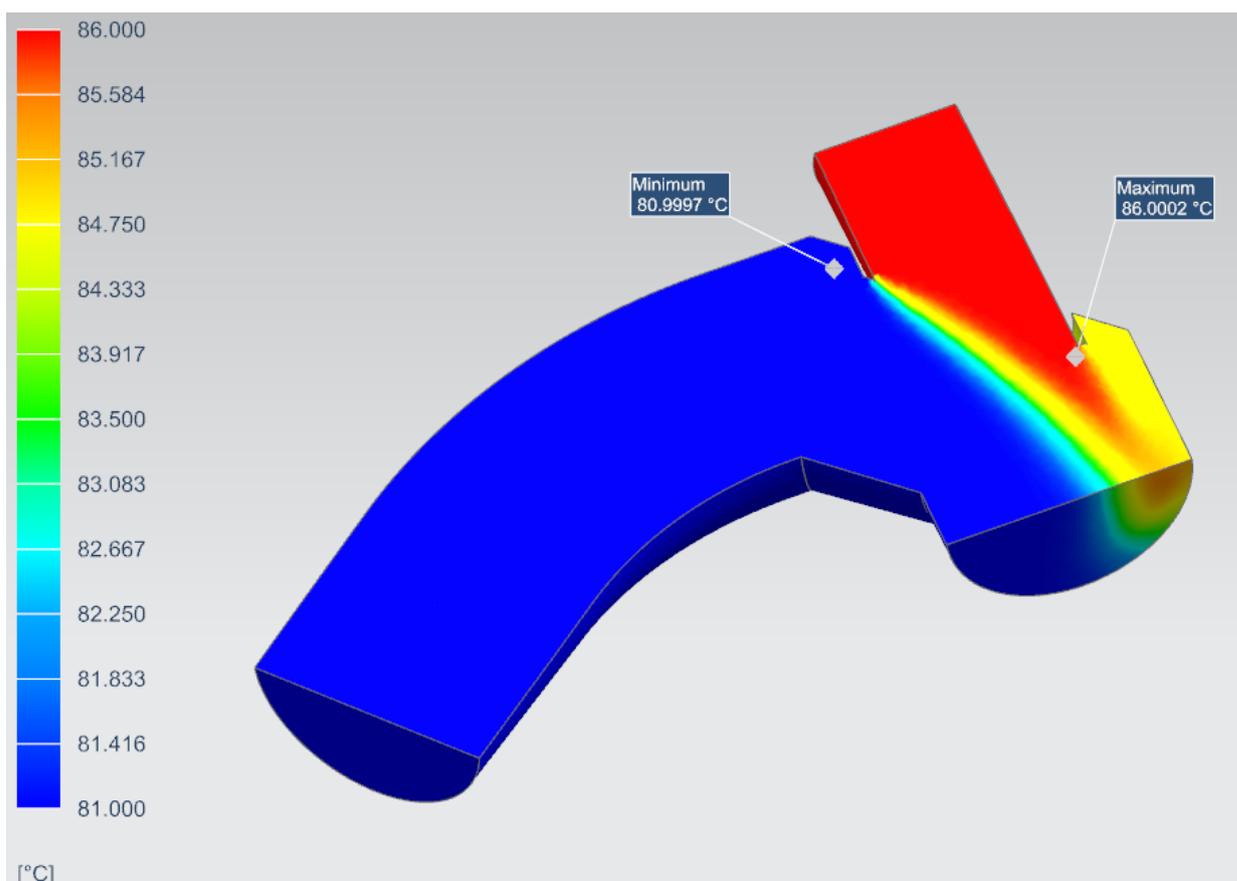


Рисунок 93 - Распределение температуры жидкости

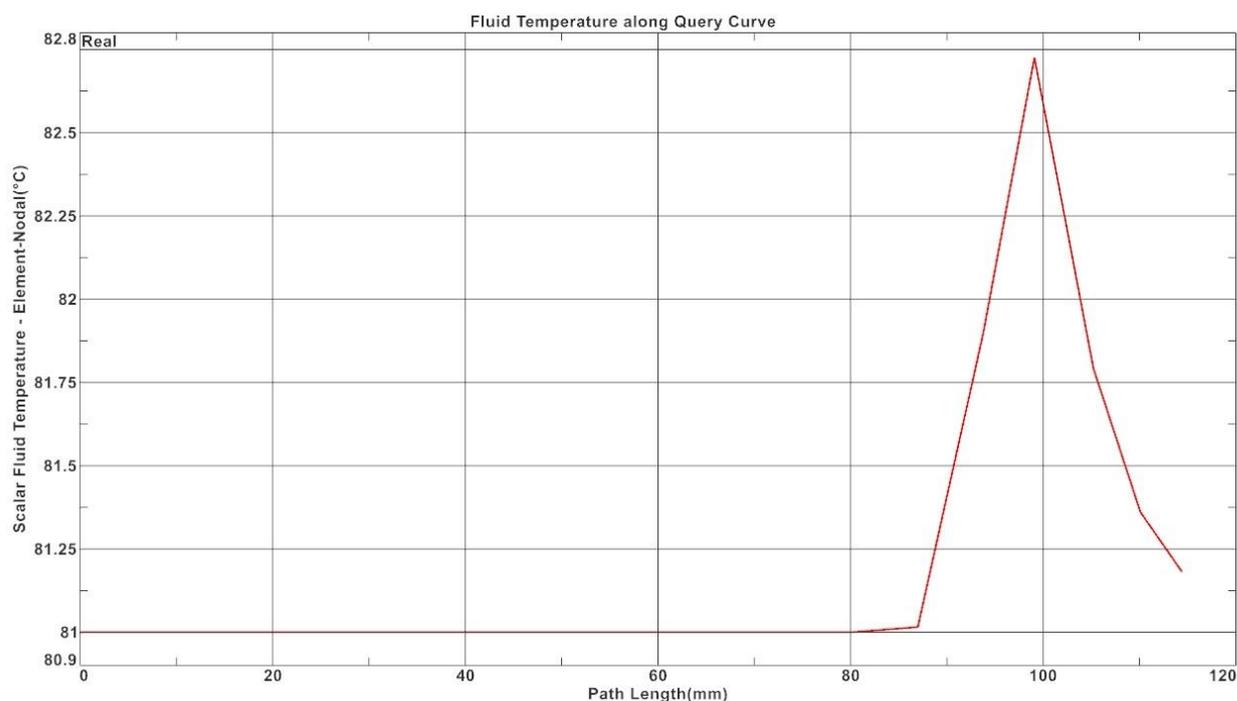


Рисунок 94 - Распределение температуры жидкости вдоль направляющей трубы

Отклонения температур (рисунки 93, 94) в большую сторону, от заданных на входе значений, по результатам расчета составляют менее 0,01%, что с наибольшей вероятностью является погрешностью расчета, а значит температуру жидкости можно считать неизменной, как и в случае не модернизированной трубы. То есть потери в трубе из-за паразитного подогрева охлаждающей жидкости можно считать равными нулю.

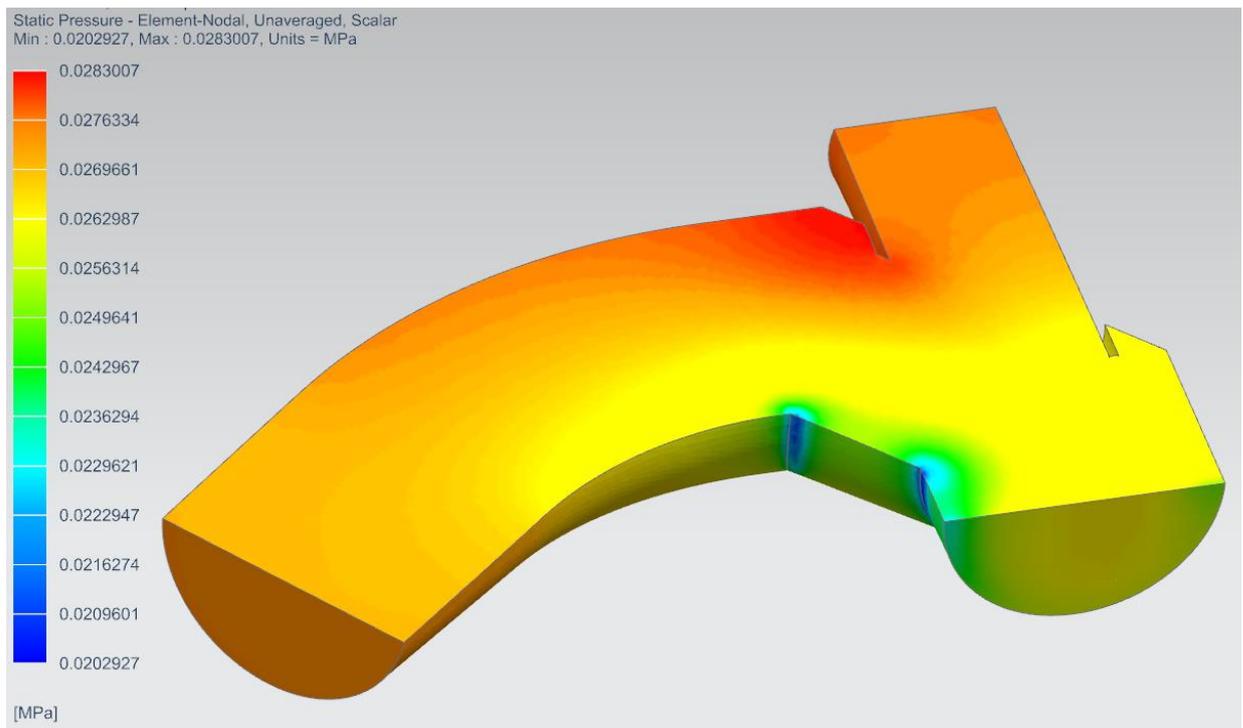


Рисунок 95 - Статическое давление в системе

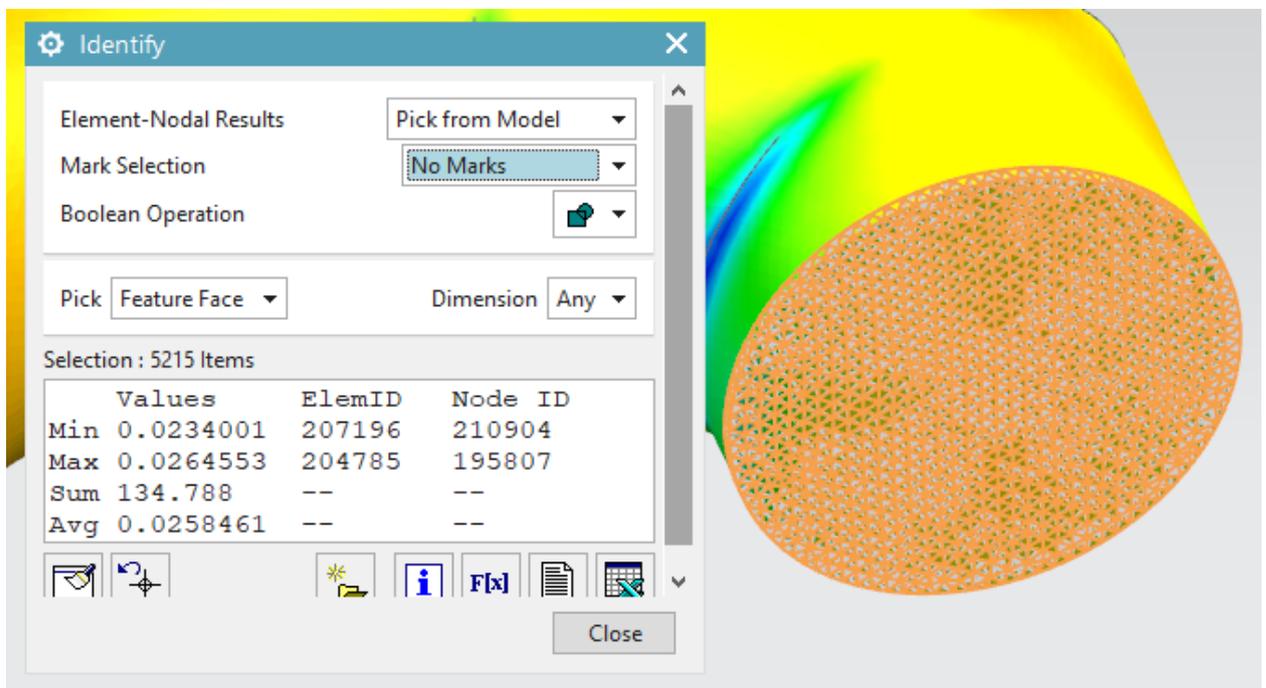


Рисунок 96 - Среднее статическое давление на выходе из трубы

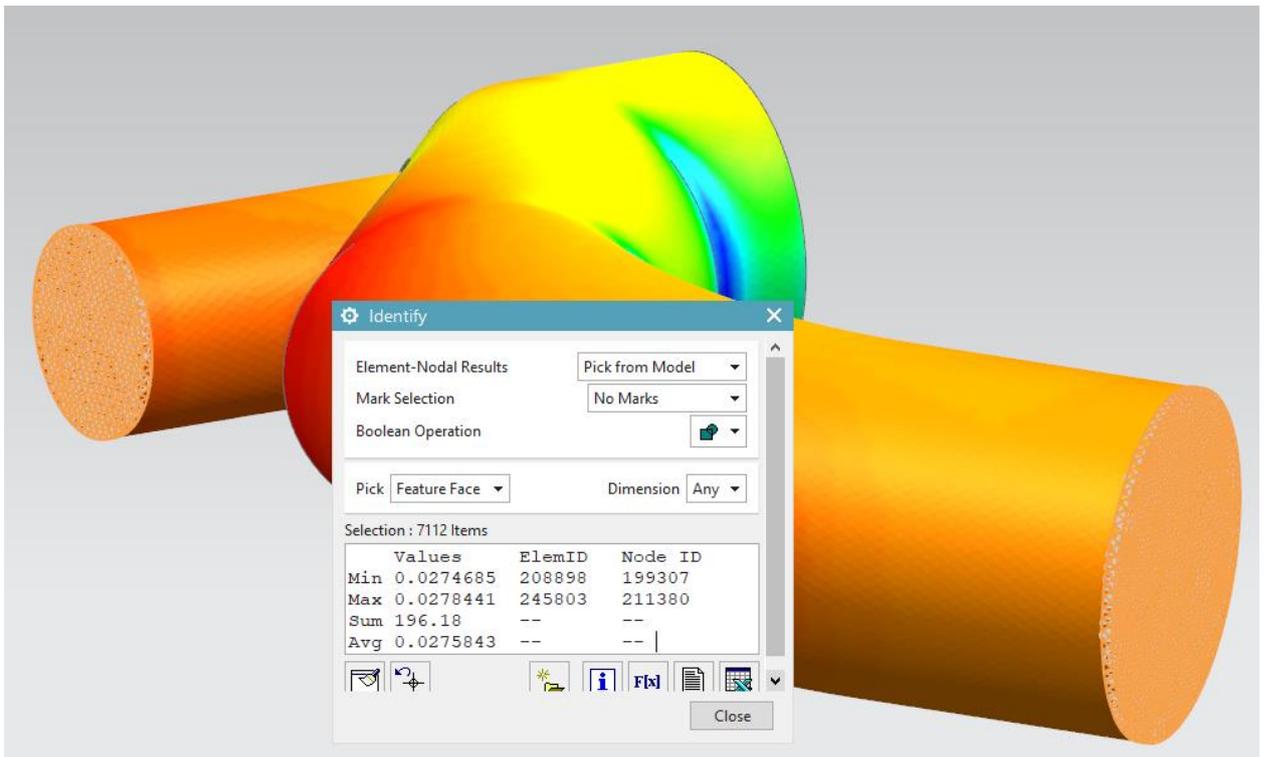


Рисунок 97 - Среднее статическое давление на входе в трубу

Разница среднего статического давления (рисунок 95) между входом и выходом (рисунки 96, 97) составляет 0,002 Мпа, или 6,3% от исходного давления. Данный показатель на 2,5% ниже показателя исходной трубы.

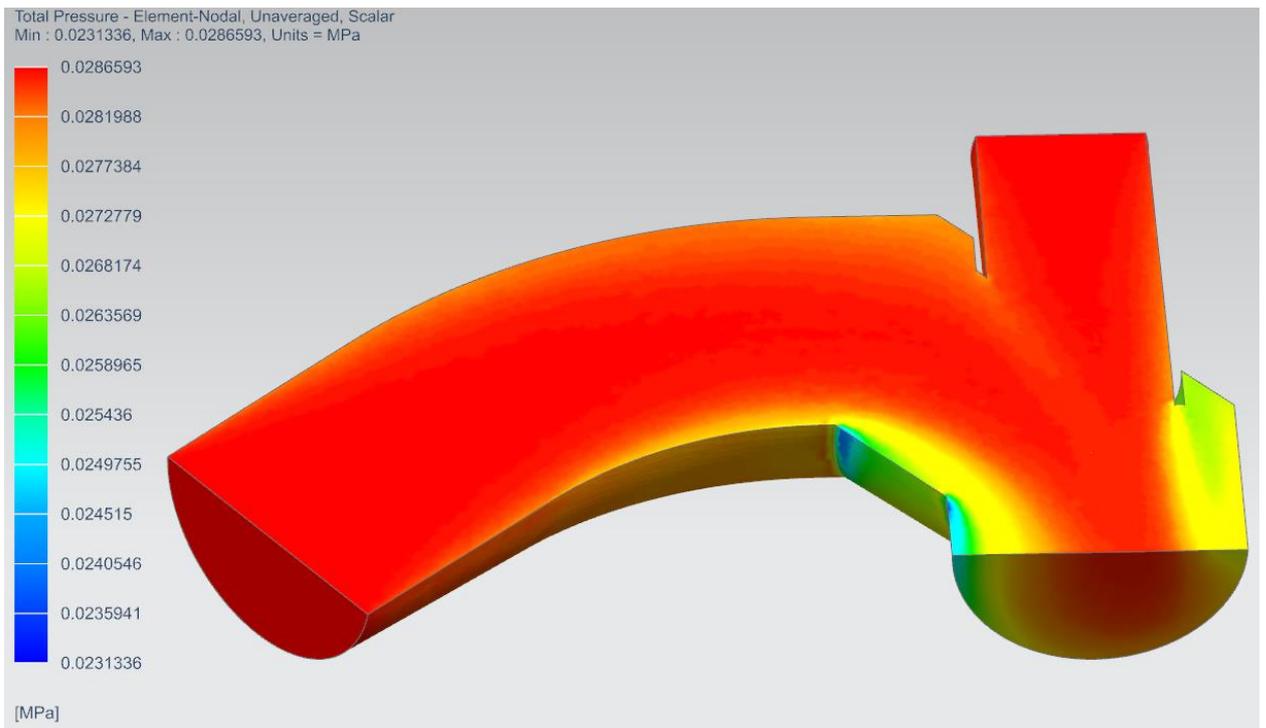


Рисунок 98 - Полное давление в системе

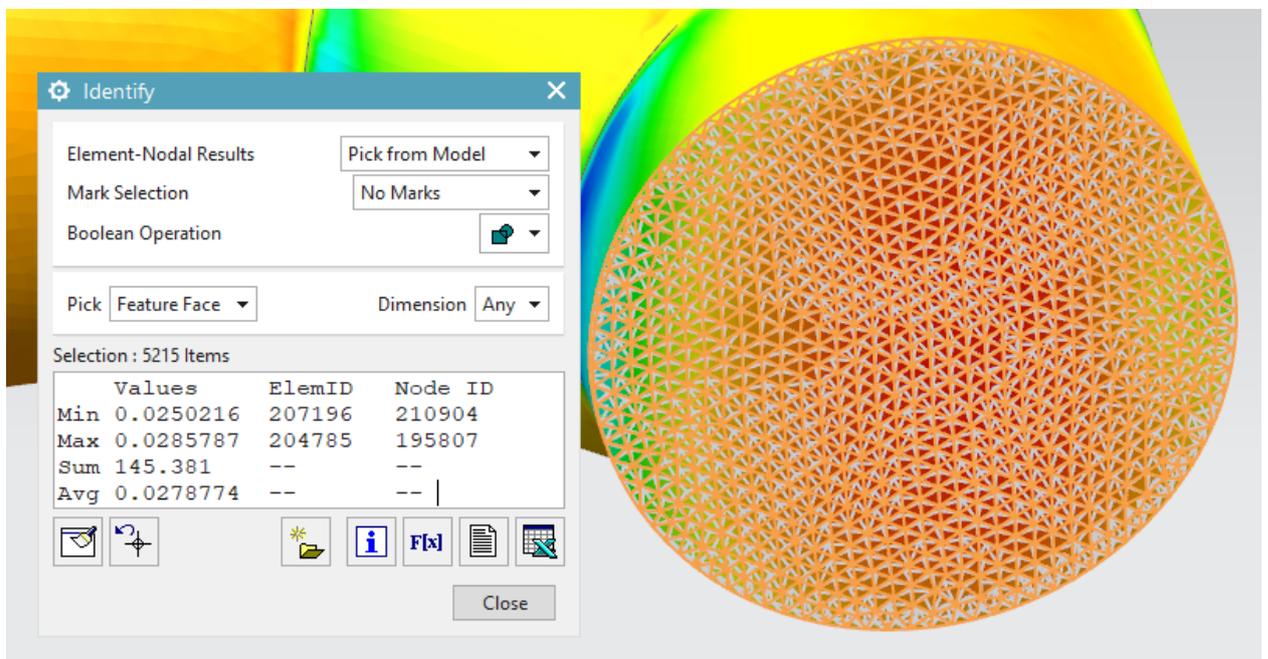


Рисунок 99 - Среднее полное давление на выходе из трубы

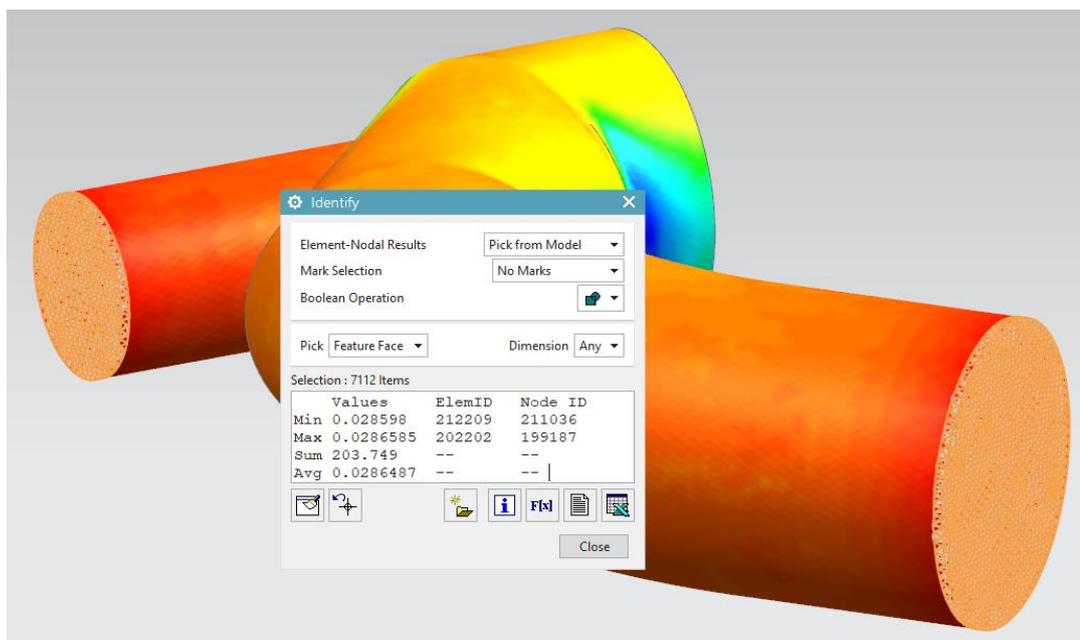


Рисунок 100 - Среднее полное давление на входе в трубу

Разница среднего значения полного давления (рисунок 98) между входом и выходом составляет 0,0007 Мпа, или 2,7% от исходного давления (рисунки 99, 100). Данный показатель на 1,4% ниже, чем показатель исходной трубы.

Выводы

При помощи осуществленных изменений в конструкции трубы удалось снизить на 1,4% общие гидравлические потери на данном участке трубы, негативно влияющие на работу системы охлаждения в целом. При этом получилось улучшить циркуляцию жидкости в круге обращения охлаждающей жидкости через радиатор отопителя и избежать падения скорости течения жидкости и увеличения значений паразитного подогрева рабочего тела системы охлаждения.

Заключение

- В результате анализа существующих источников литературы и патентно-технической информации установлено, что современные системы охлаждения ДВС разделяются на открытые и замкнутые;
- Выявлено что в ДВС легковых автомобилей наиболее эффективными являются замкнутые двухконтурные системы охлаждения;
- Развитие систем охлаждения двигателя сводится к организации более стабильной, управляемой и гибкой системы охлаждения, способствующей повышению КПД двигателя, снижая удельный расход топлива на 1 лошадиную силу;
- Показано, что проектирование систем охлаждения ДВС осуществляется на основе аналитических зависимостей, учитывающих потери давления в трубопроводах и процессы теплообмена в подкапотном пространстве;
- Установлено, что для совершенствования конструкции соединительных трубопроводов системы охлаждения ДВС и повышения скорости и качества разработки целесообразно создать методику проектирования на основе САПР, которая позволит учесть гидравлические потери и теплообмен на основе численного моделирования процессов в гидросистеме охлаждения;
- Была разработана конструкция системы охлаждения двигателя автомобиля с применением существующих узлов;
- Конструкция системы позволит осуществлять базовые функции системы охлаждения;

- Созданная конструкция удовлетворяет требованиям по минимальным необходимым зазорам для недопущения вредных контактов в ходе эксплуатации автомобиля;
- Создана сетка конечных элементов для базовой конструкции трубы подводящей водяного насоса;
- Была разработана модель течения жидкости в трубе с учетом гидравлических потерь и теплообмена;
- Из проведенного расчета ясно, что необходимо увеличение радиуса и угла поворота потока жидкости для уменьшения уровня потерь полного давления; необходимо улучшение тока жидкости через трубу заправочную со стороны радиатора отопителя, увеличение скорости на данном участке; паразитный подогрев жидкости в трубе отсутствует благодаря достаточно высокой скорости течения жидкости. Распределение температуры в стенках трубы не оказывает значительного влияния на работу системы;
- При помощи осуществленных изменений в конструкции трубы удалось снизить на 1,4% общие гидравлические потери на данном участке трубы, негативно влияющие на работу системы охлаждения в целом. При этом получилось улучшить циркуляцию жидкости в круге обращения охлаждающей жидкости через радиатор отопителя и избежать падения скорости течения жидкости и увеличения значений паразитного подогрева рабочего тела системы охлаждения.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Алексеев В.П., Вырубков Д.Н., Костыгов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. М: «Машиностроение», 1990. 288 с.
2. Альферович, В. В. Пути снижения эмиссии оксидов азота // Наука - образованию, производству, экономике: материалы Седьмой международной научно-технической конференции: в 3 т. Минск: БНТУ, 2009. Т. 1. С. 331-332.
3. Альферович, В. В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. В 2 ч. Ч. 1. Анализ состава отработавших газов: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» дневной и заочной форм обучения. Минск: БНТУ, 2016. 54 с.
4. Афанасьев Ю.О., Умеренкова О.М., Изотов Н.Н. Определение гидравлического сопротивления при движении жидкости в трубопроводе. Методические указания к лабораторной работе. Кемерово: КузГТУ, 2011. 11 с.
5. Басуров В.М. Системы автомобильных и тракторных двигателей. Практикум. Владимир: Владим. гос. ун-т, 2014. 75с.
6. Быков Л.В., Молчанов А.М., Янышев Д.С. Основы вычислительного теплообмена и гидродинамики. М.: URSS, 2019. 166 с.
7. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том I, 2-е издание, переработанное и дополненное. М.: МОРКНИГА, 2010. 260 с.
8. Гаврилов А.К. Системы жидкостного охлаждения автотракторных двигателей. Теория, конструкция, расчет и экспериментальные исследования. М: «Машиностроение», 1966. 159 с.
9. Гончаров П. С., Артамонов И. А., Халитов Т. Ф., Денисихин С. В., Сотник Д. Е. NX Advanced Simulation. Инженерный анализ. М: «ДМК Пресс», 2012. 503 с.

10. Гончаров П. С., Ельцов М. Ю., Коршиков С. Б., Лаптев И. В., Осиюк В. А. NX для конструктора-машиностроителя. М.: ДМК Пресс, 2010. 501 с.
11. ГОСТ 159-52 Жидкость охлаждающая низкотемпературная.
12. Зезин В.Г. Гидрогазодинамика. Учебное пособие. Челябинск: ЮУрГУ, 2010. 130 с.
13. Индейкин А.И., Михайлов В.А., Редьков Л.И. К исследованию теплопередачи в радиаторе при различных паро-воздухосодержаниях жидкого теплоносителя. Л.: ЛСХИ, 1976. С. 61-65.
14. Кузовлев В.А. Техническая термодинамика и основы теплопередачи. Учебник для техникумов. М: «Высшая школа», 1975 303с.
15. Мазо А.Б. Вычислительная гидродинамика. Часть 1. Математические модели, сетки и сеточные схемы. Учебное пособие. Казань: КФУ, 2018. 165 с.
16. Орлин А.С., Воронин В.Ф., Грехов Л.В. Системы поршневых и комбинированных двигателей. М: «Машиностроение», 1985. 456 с.
17. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1975. 224 с.
18. Самойлович Г.С. Гидрогазодинамика: учебник для студентов вузов. М.: Машиностроение, 1990. 384с.
19. Тарасенко В.Е., Якубович А.И., Бобровник А.И. Эффективность системы охлаждения дизеля сельскохозяйственного трактора. Гомель: Вестник Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого, 2010. С. 19-29.
20. Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клементьев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. 403 с.

21. Якубович А.И., Тарасенко В.Е. Определение поверхности охлаждения радиатора. Минск: Вестник БНТУ, 2009. С. 54-61.
22. Якубович А.И., Кухаренок Г.М., Тарасенко В.Е. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Исследования, параметры и показатели. Минск: БНТУ, 2014 297 с.
23. Якубович А.И., Кухаренок Г.М., Тарасенко В.Е. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Конструкция, теория, проектирование: Монография. Минск: БНТУ, 2011. 435 с.
24. Adam Cooper. Mercedes explains how W11 design tackles cooling issues. Motorsport – United Kingdom, 2020. URL: <https://www.motorsport.com/f1/news/mercedes-2020-car-cooling-package/4685459/>
25. Antonio Torregrosa, Pablo Olmeda, Antonio Garcia-Ricos, Jordi Natividad, Carlos Romero. A Methodology for the Design of Engine Cooling Systems in Standalone Applications. SAE Technical Papers, 2010. URL: https://www.researchgate.net/publication/286352432_A_Methodology_for_the_Design_of_Engine_Cooling_Systems_in_Standalone_Applications/
26. Chao Yu, Sicheng Qin, Bosen Chai, Sen Huang, Yang Liu. The Effect of Compressible Flow on Heat Transfer Performance of Heat Exchanger by Computational Fluid Dynamics (CFD) Simulation. MDPI AG - Switzerland, 2019. URL: <https://www.mdpi.com/1099-4300/21/9/829/>
27. Maosheng Tian. Research on Features of Heat Spatial Distribution for Heat Exchanger of Automobile Engine Bay and Improvement Model. AIDIC Servizi S.r.l. - Italy, 2018. URL: <https://www.cetjournal.it/index.php/cet/article/view/2724/>
28. Paola Elizabeth Rodríguez-Ocampo, Michael Ring, Jassiel Vladimir Hernández-Fontes, Juan Carlos Alcérreca-Huerta, Edgar Mendoza, Rodolfo Silva. CFD Simulations of Multiphase Flows: Interaction of Miscible Liquids with Different Temperatures. WATER - Switzerland, 2020. URL: <https://www.mdpi.com/2073-4441/12/9/2581/htm>

29. Sergey Kartashov, Yuri Kozhukhov, Vyacheslav Ivanov, Aleksei Danilishin, Aleksey Yablokov, Aleksey Aksenov, Ivan Yanin, Minh Hai Nguyen. The Problem of Accounting for Heat Exchange between the Flow and the Flow Part Surfaces When Modeling a Viscous Flow in Low-Flow Stages of a Centrifugal Compressor. APPLIED SCIENCES - Switzerland, 2020. URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/10/24/9138/htm/>

30. Sosnowski Marcin, Krzywanski Jaroslaw, Grabowska Karolina, Gnatowska Renata. Polyhedral meshing in numerical analysis of conjugate heat transfer. EDP Sciences - France, 2018. URL: https://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/abs/2018/15/epjconf_efm2018_02096/epjconf_efm2018_02096.html/

31. Stefano Cademartori, Carlo Cravero, Martino Marini, Davide Marsano. CFD Simulation of the Slot Jet Impingement Heat Transfer Process and Application to a Temperature Control System for Galvanizing Line of Metal Band. APPLIED SCIENCES - Switzerland, 2021. URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/11/3/1149/htm/>

32. Stogiannis I., Paras S., Arsenyeva O., Kapustenko P. CFD Modelling of Hydrodynamics and Heat Transfer in Channels of a PHE. Chemical Engineering Transactions, 35 - Italy, 2013. URL: <https://www.cetjournal.it/index.php/cet/article/view/6163>