

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование)

13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

«Альтернативные источники энергии транспортных средств»

(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)

на тему Повышение эффективности системы топливоподачи двигателей ВАЗ

Студент

Р.М. Дятлов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, Д.А. Павлов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2023

АННОТАЦИЯ

Тема бакалаврской работы: «Повышение эффективности системы топливоподачи двигателей ВАЗ».

В двигателях внутреннего сгорания большую роль играет система топливоподачи. В данной работе рассмотрены недостатки существующей системы топливоподачи и представлен способ решения большой амплитуды колебаний давления топлива.

Данный бакалаврская работа направлен на улучшение системы подачи топлива для бензинового двигателя ВАЗ 21129. Он состоит из пояснительной записки, объемом в 63 страницы, и графической части. В пояснительные записки рассмотрены следующие темы:

- анализ уже существующей системы топливоподачи;
- проведен тепловой баланс и тепловой расчет двигателя;
- выполнен кинематический и динамический расчет;
- проектирование внешнего демпфера.

Графическая часть работы содержит 6 листов формата А1. В них показаны продольный и поперечный разрез двигателя, два листа диаграмм, детализировка предложенной системы топливоподачи.

ABSTRACT

Topic of the bachelor thesis: "Improving the efficiency of the fuel system for VAZ engines".

The fuel delivery system plays a crucial role in internal combustion engines. This thesis examines the shortcomings of the existing fuel delivery system and proposes a solution to address the high amplitude fuel pressure fluctuations.

This bachelor's thesis aims to improve the fuel delivery system for the VAZ 21129 gasoline engine. It consists of an explanatory note of 63 pages and a graphical part. The explanatory note covers the following topics:

- Analysis of the existing fuel delivery system;
- Thermal balance and thermal calculation of the engine;
- Kinematic and dynamic calculations were performed;
- Design of an external damper.

The graphic section contains six A1-sized sheets. They show longitudinal and transverse sections of the engine, three diagram sheets, and detailed drawings of the proposed fuel delivery system.

Содержание

Введение.....	5
1 Обзор существующих систем топливоподачи и их особенности	7
1.1 Применяемые системы топливоподачи в автомобилестроении	7
1.2 Анализ недостатков базовой системы двигателя ВАЗ 21129	11
1.3 Анализ способов устранения колебания давления топлива.....	13
2 Тепловой расчет	22
3 Кинематический и динамический расчеты	37
3.1 Кинематический расчет.....	37
3.2 Динамический расчет	39
4 Специальная часть.....	49
4.1 Расчет топливонасоса.....	49
4.2 Расчет демпфера	49
4.3 Расчет на прочность корпуса демпфера	52
4.4 Конструкция рампы.....	58
Заключение	59
Список используемых источников.....	60

ВВЕДЕНИЕ

Современные автомобили, оснащенные двигателями внутреннего сгорания, подвергаются жестким ограничениям по уровню выбросов. Стандарты выбросов для транспортных средств существенно ужесточились в последнее время. Согласно экологическому стандарту «Евро – 6», целевое значение выбросов CO₂ для легковых автомобилей не должно превышать 130 г/км. Это значение должно быть снижено на 15% до 2025 года и на 30% до 2035 года. Европейская комиссия объявила о планах по достижению нулевых выбросов CO₂ от всех новых легковых автомобилей и легких грузовиков, продаваемых в ЕС, к 2035 году. Однако, к 2050 году прогнозируется, что не более 20% автомобилей и легких грузовиков, а также большинство тяжелых транспортных средств, будут выбрасывать загрязняющие вещества в окружающую среду через выхлопные трубы. [18,19,25].

Достижения в области автомобильных систем управления продолжают способствовать повышению безопасности и комфорта, а также снижению расхода топлива и выбросов. Это свидетельствует о том, что инновационные технологии и интегративные подходы к управлению двигателем, трансмиссией и автомобилем являются важными факторами оптимизации процессов в автомобильной промышленности. Сегодня мы можем наблюдать рост количества электронных систем, которые обеспечивают автомобильные производители для улучшения работы и безопасности автомобилей. Более того, многие из этих систем работают в комплексе друг с другом, образуя единую систему управления, что позволяет сократить затраты на эксплуатацию и увеличить эффективность использования автомобиля. В результате, мы можем наблюдать значительное снижение расхода топлива и выбросов, а также повышение комфорта и безопасности водителя и пассажиров. [20].

Система подачи топлива высокого давления является ключевой технологией для достижения двигателем двойной углеродной цели. Однако система представляет собой нелинейную сложную систему, рабочий процесс которой сопровождается механическим движением, колебаниями давления, утечками на уплотнительном конусе и высокоскоростной струей в отверстии форсунки. А в процессе впрыска, из-за сложной структуры форсунки, малого размера и большого перепада давления, скорость потока топлива чрезвычайно высока, а кавитационная картина резко меняется, что снижает точность управления и стабильность впрыска. Эти колебательные характеристики непосредственно влияют на образование кавитации в форсунке и стабильность многократного впрыска. В настоящее время исследователи глубоко изучили влияние морфологии кавитации, механизма образования кавитации, давления топлива и стратегии впрыска. Пульсации давления топлива в системе топливоподачи двигателя могут негативно сказаться на ездовых характеристиках автомобиля. Это связано с неравномерной подачей топлива в цилиндры, что приводит к нестабильности работы двигателя, снижению его мощности и экономических параметров. Кроме того, пульсации давления могут повредить детали системы топливоподачи такие, как форсунки и насосы, что может привести к более серьезным проблемам, таким как утечки топлива, снижение давления и снижение эффективности работы двигателя. [21].

В связи с этим, определение причин возникновения пульсаций и разработка эффективных методов их решения являются важными задачами. Это позволит повысить эффективность работы двигателя, улучшить ездовые характеристики автомобиля и предотвратить возможные повреждения деталей системы топливоподачи.

1 Обзор существующих систем топливоподачи и их особенности

1.1 Применяемые системы топливоподачи в автомобилестроении

Топливные системы современных автомобилей включают в себя: электрический бензонасос, топливный фильтр, подающий и сливной трубопроводы, топливная рампа с форсунками, регулятор давления топлива в системе.

Существует два основных типа систем подачи топлива для бензиновых двигателей: карбюраторные и инжекторные. Однако к сегодняшнему дню практически на всех автомобилях устанавливают инжекторные системы.

Инжекторная система подачи топлива для автомобильных двигателей отличается от карбюраторной системы следующими особенностями: топливо из бака поступает на топливную рампу, к которой подключены форсунки. Воздух для сгорания поступает в камеры сгорания через дроссельный узел. Высокое давление, необходимое для впрыска топлива форсунками в камеры сгорания, создается топливным насосом. В системе также присутствует блок управления, который контролирует впрыск топлива и обеспечивает необходимый состав топливо-воздушной смеси в зависимости от режима работы двигателя.

Практически все существующие системы впрыска можно разделить на три основные группы по месту впрыскивания легкого топлива:

- системы центрального впрыска, в которых одна электромагнитная форсунка осуществляет непрерывную подачу топлива во впускной коллектор над дроссельной заслонкой, обеспечивая топливом все цилиндры двигателя [3];

- работа распределенного впрыска основана на подаче топлива

отдельной форсункой в предкамеру, расположенную перед впускным клапаном каждого цилиндра. Преимуществами данной системы является долговечность и надежность; высокая экономичность; снижение токсичности отработавших газов. Недостатками: сложная и дорогая конструкция; оснащенная чувствительной системой электронного питания; высокая стоимость ремонта [3];

- форсунки в непосредственном впрыске устанавливаются непосредственно в цилиндре. Когда двигатель с непосредственным впрыском не нагружен, он функционирует в режиме послойного смесеобразования. В данном режиме происходит формирование смеси в камере сгорания с максимально обедненным составом, но при этом с достаточно хорошим качеством для работы двигателя. Для достижения такого режима, дроссельная заслонка открывается на максимальную ширину, а впускные заслонки закрываются. Впрыск горючего происходит ближе к концу такта сжатия, в области свечи зажигания, где топливо завихряется и легко смешивается с воздухом. При работе двигателя на максимальной нагрузке для повышения экологических показателей дроссельная заслонка и впускные каналы полностью открыты, а впрыск горючего происходит еще на такте впуска. Такие действия позволяют уменьшить выбросы вредных веществ в окружающую среду. При этом также происходит дожигание выхлопных газов, что также положительно влияет на экологические характеристики. Этот режим работы двигателя имеет ряд преимуществ, таких как улучшение топливной экономичности, возможность работы на бедных смесях, а также повышение мощности благодаря более эффективной организации процесса подачи топлива. Однако есть и недостатки: для работы в этом режиме требуется высококачественное топливо, а также насосы высокого давления, что может повлечь за собой снижение надежности и увеличение стоимости ремонта двигателя. [16,22].

Топливный насос основной элемент топливной системы. Его

предназначение – доставка топлива из бака в камеры сгорания цилиндров. По способу привода насосы делятся на механические и электрические. В современном автомобилестроении механические топливные насосы применяются достаточно редко, что объясняется их более низкой эффективностью, по сравнению с агрегатами с электрическим приводом [3].

Электробензонасосы различаются по типу рабочих узлов:

- рабочий узел роликового насоса включает в себя ротор с специальными пазами, в которые устанавливаются ролики. Для перемещения топлива ротор вращается, изменяя расстояние между собой и роликами. Таким образом, горючее передвигается по насосу;

- подача и повышение давления топлива в шестеренчатых насосах достигается за счет вращения ротора, который имеет форму шестерни и расположен эксцентрично по отношению к другой шестерне, называемой статором. Зубья обеих шестеренок образуют камеры, объем которых меняется во время вращения ротора. Это создает перепады давления, которые обеспечивают подачу топлива в систему. Каждый раз, когда камера уменьшается в размерах, топливо выталкивается в систему подачи топлива двигателя. Таким образом, шестеренчатые насосы являются надежным и эффективным способом доставки топлива в двигатель.

- рабочий узел центробежного насоса представляет собой колесо, оснащенное лопастями. За счет их движения в камере, к которой под определенными углами подведены всасывающий и нагнетающий каналы. Завихрения топлива, которое создается крыльчатками, позволяет под повышенным давлением переправляться его дальше в топливную систему;

- плунжерная конструкция редко применяется для бензиновых двигателей и намного чаще применяется в дизельных силовых установках. Основу механизма составляют плунжерные пары, состоящие из гильзы и поршня, которые приводятся в движение кулачковым валом. Перемещение плунжера нагнетает давление в пространстве над ним и обеспечивая подачу

топлива к форсункам двигателя [23].

Топливный насос имеет постоянную производительность. Двигатель же работает на разных режимах, потребляя разное количество топлива, в зависимости от его нагрузки. Возникает необходимость контролировать давление и количество топлива в рампе. Регулятор давления топлива, который сливает излишки топлива обратно в бак через линию возврата топлива. В настоящий момент существует два вида систем, отличающихся наличием или отсутствием линии возврата топлива [17].

В топливной системе без линии возврата регулятор давления топлива устанавливается внутри модуля погружного топливного насоса. Избыточное топливо, поступающее от насоса, возвращается обратно в бак через короткую линию возврата. В результате в топливную рампу поступает только необходимое количество топлива, которое впрыскивается форсунками. Эта система имеет некоторые преимущества, такие как более низкая стоимость и меньший нагрев топлива в баке. Однако ее недостатком является большая амплитуда колебаний давления топлива в системе. Рисунок 1 показывает схему таких систем.

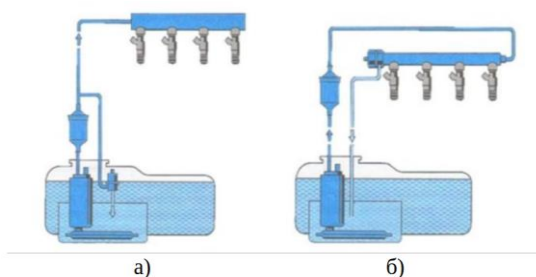


Рисунок 1 – Топливная система а) без линии возврата; б) с линией возврата

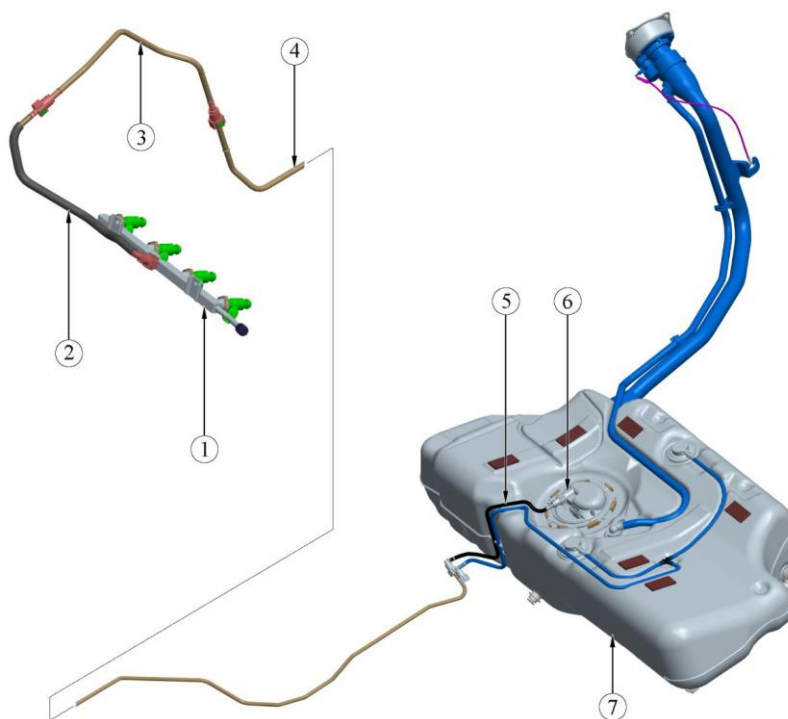
В системах подачи топлива с линией возврата, топливо которое не было впрыснуто форсункой, является избыточным и оно возвращается обратно в бак через регулятор, который расположен на топливной рампе, и линию возврата. Преимуществом данной системы является в топливном

коллекторе поддерживается постоянное давление [1,2,3].

1.2 Анализ недостатков базовой системы двигателя ВАЗ 21129

Базовая система топливоподачи двигателя ваз 21129 представляет собой систему с распределенным впрыском без линии возврата топлива с модулем центробежного насоса.

Работа базовой системы топливоподачи двигателя ВАЗ 21129 происходит следующим образом: топливо из бака подается на топливную рампу с помощью насоса, где оно находится под постоянным давлением. Рампа соединена с форсунками, через которые топливо распыляется в камере сгорания в определенные моменты времени. В то же время в камеру сгорания поступает воздух, где происходит смешивание топлива и воздуха для образования топливно-воздушной смеси. На рисунке 2 представлена схема системы топливоподачи LADA Vesta [24].



LADA Vesta: 1 – рампа форсунок; 2 – передняя топливная трубка; 3 – трубка переднего топливного трубопровода; 4 - трубка топливного трубопровода; 5 – топливная трубка электробензонасоса; 6 – модуль электробензонасоса с

фильтром тонкой очистки; 7 – топливный бак.

Рисунок 2 – Система подачи топлива

Использование такой системы имеет ряд недостатков, самым значимым из которых является большая амплитуда колебаний давления топлива в системе. Что приводит в свою очередь к нестабильности работы двигателя, снижению мощности, ухудшению экономических параметров, увеличению эмиссии отработавших газов. Кроме того, пульсации давления могут повредить детали системы.

Причиной возникновения пульсации давления является резонансная работа форсунок и топливного насоса. В 2018 году были проведены испытания на базе лабораторий АО «АВТОВАЗ» по определению величины пульсации давления топлива в рампе и отклонению состава топливовоздушной смеси от заданного. Испытания проводились на роликовом стенде в лаборатории Norigbia. Исследованные режимы: $n=900$ мин⁻¹, величина нагрузки(jgbc) = 101 – 360 мг/цикл. Ниже показаны результаты для базовой системы с пластмассовым топливопроводом в виде графика.

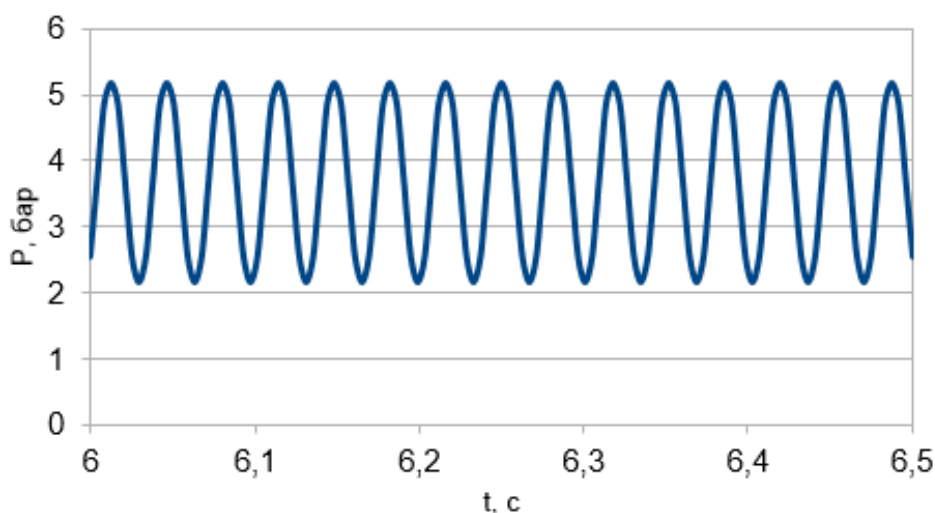


Рисунок 3 – График амплитуды колебаний давления топлива в базовой системе

Так же были проведены исследования зависимости состава топливоздушнoй смеси от нагрузки на двигатель. Далее представлен

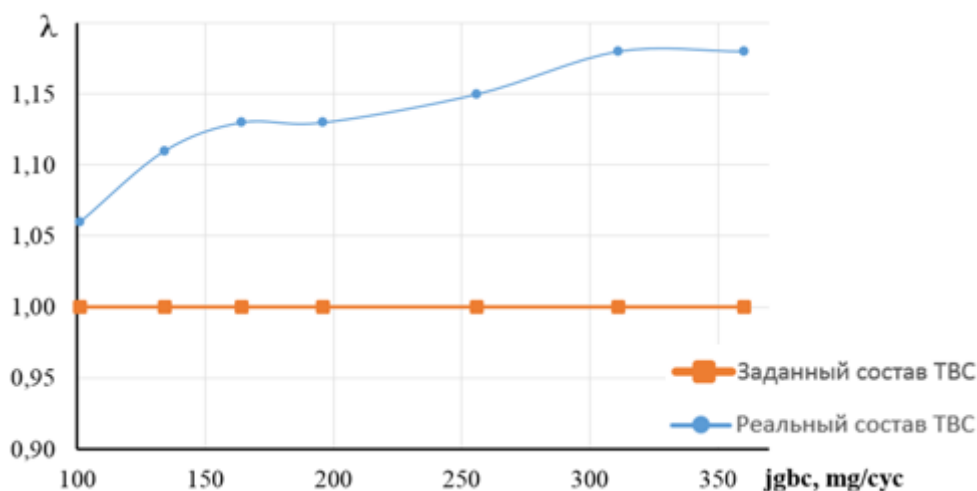


график результатов.

Рисунок 4 – Зависимость состава ТВС от нагрузки на двигатель в базовой системе

Как видно из графиков в базовой системе топливоподачи обнаружена зона $n=900 \text{ мин}^{-1}$, и цикловой подачи топлива 360 мг/цикл, в которой амплитуда пульсации давления до 1,7 бар и обеднение реального состава на 18%. Так же период одного колебания пульсации давления составляет около 34 мс, что совпадет с периодичностью работы форсунок, что может свидетельствовать о резонансе в системе топливоподачи.

1.3 Анализ способов устранения колебания давления топлива

Резиновый шланг длиной 600 мм, установленный в разрыв между топливной рампой и топливопроводом, где он выполняет функцию демпфирующего элемента. Испытание проводилось так, как и для базовой системы. На рисунках 5 и 6 показаны результаты величины пульсации

давления топлива в рампе и отклонению состава топливовоздушной смеси от заданного.

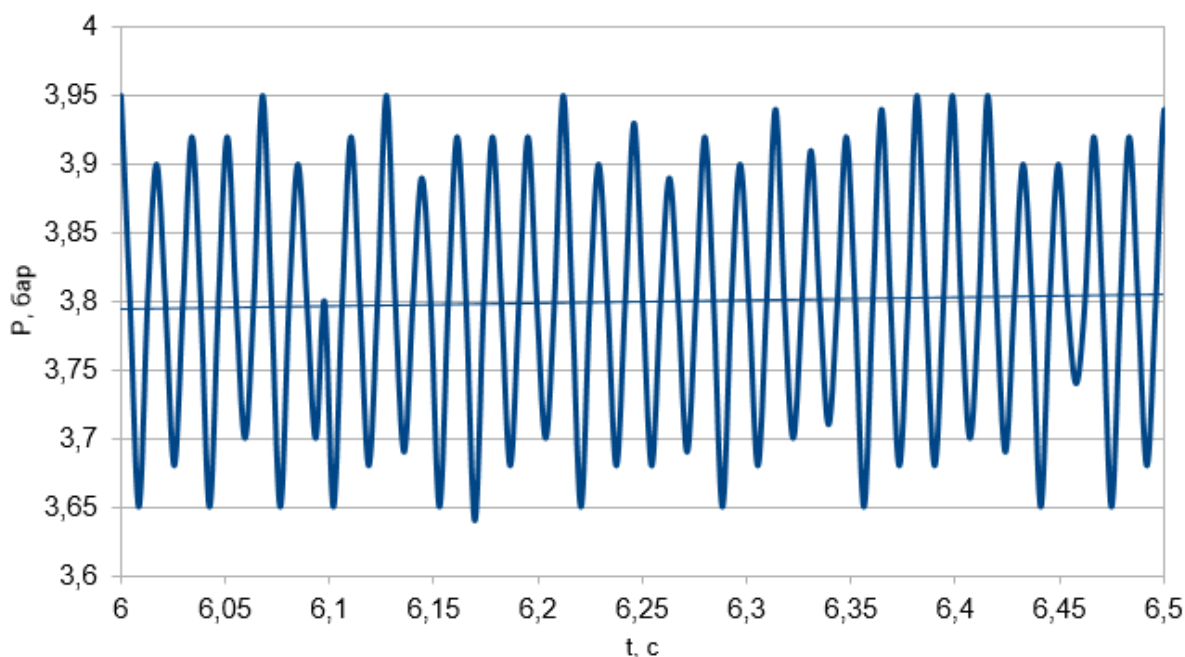


Рисунок 5 – График амплитуды колебаний давления топлива в системе с резиновым шлангом

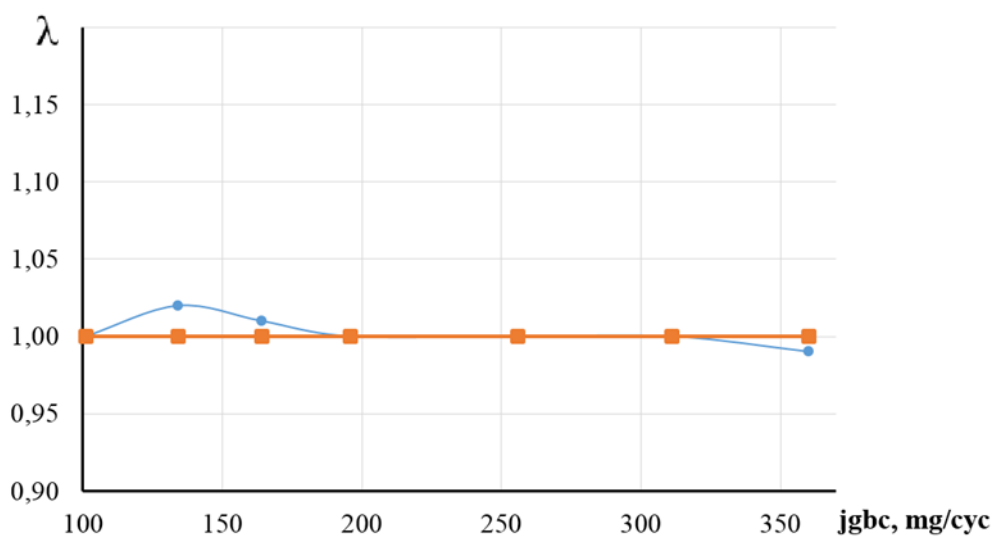


Рисунок 6 – Зависимость состава ТВС от нагрузки на двигатель в системе с резиновым шлангом.

Как видно из графиков, установка резинового шланга, 600 мм, уменьшает пульсации в топливной рампе до допустимой амплитуды $3,80 \pm 0,15$ бар, что обеспечивает соответствие реального состава ТВС заданному. Однако установка резинового шланга сказывается на безопасности, при

лобовом столкновении велика вероятность разрыва шланга.

Так же в 2019 году были проведены испытания с целью оценки пульсации давления топлива с применением внешних демпферов с двумя настройками на 300 кПа и 400 кПа. Целью испытаний было оценить пульсации давления топлива в топливной системе с полиамидными трубками для двигателей ВАЗ 21122 и ВАЗ 21129. В лаборатории AVL была проведена валидация состава топливовоздушной смеси и пульсации давления топлива в рампе в следующих комплектациях систем топливоподачи: топливопровод: полиамидный, от бензобака до рампы; топливная рампа имеющая квадратное сечение, объемом 45 см²; варианты рамп: первая с внешним демпфером гашения пульсации давления топлива, расположенная на корпусе рампы (перпендикулярно сторонам размещения форсунок и штуцера подвода топлива в рампу), с настройкой на 300 кПа; вторая с настройкой на 400 кПа.

Давление топлива измерялось в корпусе топливной рампы при подключении датчика давления топлива в диагностический штуцер рампы.

Валидация состава ТВС и пульсации давления топлива в рампе проводилась по двум методикам:

- замер в статике при постоянных значениях угла открытия дроссельной заслонки, угла опережения зажигания, впрыска топлива, частоты вращения коленчатого вала, в следующем диапазоне режимов работы двигателя: $n = 600 - 4000 \text{ мин}^{-1}$ и эффективном времени работы форсунки — $\text{adsb} = 3 - 12 \text{ мсек}$;

- замер в «квазистатике» - режим разгона автомобиля $n = 600 - 4000 \text{ мин}^{-1}$, на различных передачах 1-3, при различном ограничении запроса крутящего момента двигателя 14 – 100 %.

При проведении валидации, из системы впуска был демонтирован воздушный резонатор в связи с невозможностью подключения датчика давления при установленном резонаторе.

Далее представлены результаты обработки серии статических

режимов работы с демпфером с настройкой на 300 кПа.

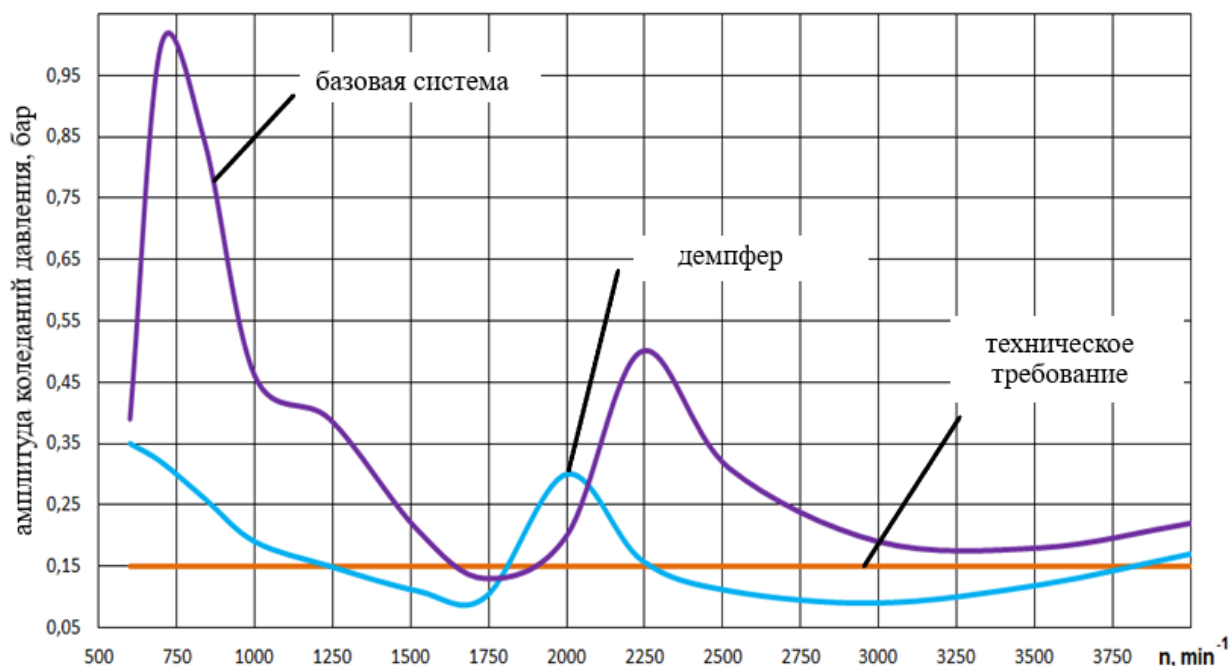


Рисунок 7 – Амплитуда колебаний давления в испытаниях с демпфером с настройкой на 300 кПа

Данный вариант системы топливоподачи удовлетворяет техническим требованиям в диапазоне работы двигателя от 1200 мин⁻¹ до 1800 мин⁻¹ и от 2250 мин⁻¹ и выше. Режимные точки 600 мин⁻¹ и 700 мин⁻¹ являются резонансными — пульсация давления топлива имеют синусоидальный характер во всем диапазоне нагрузки. Режимные точки 800 — 1000 мин⁻¹ и 2000 мин⁻¹ имеют резонанс на средних и высоких нагрузках. Во всем диапазоне работы двигателя состав ТВС лежит в пределах допуска за исключением режимов с пиковыми значениями нагрузки на малых и высоких оборотах двигателя.

Ниже на рисунке 8 представлено подробное сравнение резонансного и не резонансного режима.

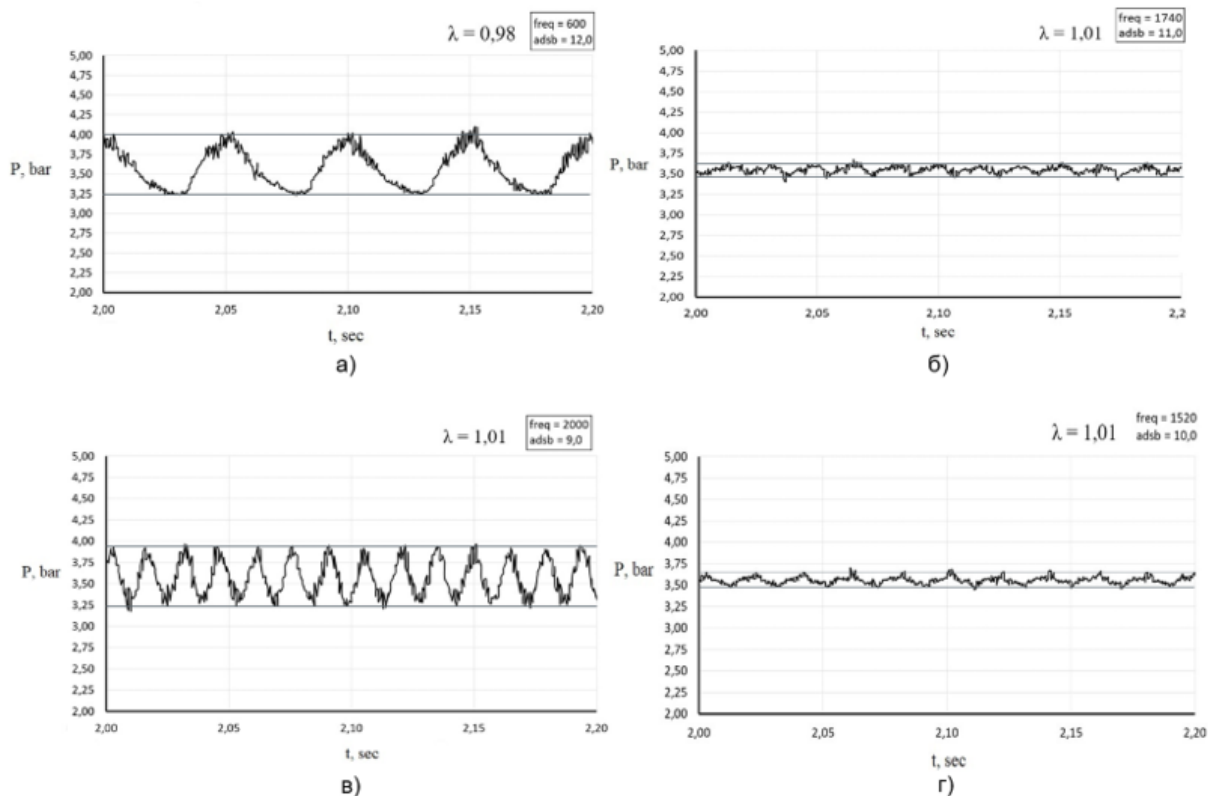


Рисунок 8 – Результаты испытаний а) $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 1740 \text{ мин}^{-1}$; в) $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; г) $n = 1520 \text{ мин}^{-1}$

Как видно из графика резонансный режим (рис. 9а) с синусоидальным характером имеет амплитуду колебаний давления топлива $\pm 0,35$ бар, что превышает допуск более чем на 100%. Но данный режим работы находится вне зоны работы двигателя, исключение «плохое» трогание. Не резонансный режим (рис. 9б) полностью удовлетворяет техническим требованиям. Амплитуда колебания давления менее 0,15 бар. Резонансный режим (рис. 9в) имеет амплитуду 0,35 бар что превышает допуск на 100%. Режим работы (рис. 9г) полностью удовлетворяет требованиям, амплитуда менее 0,15 бар.

На рисунке 9 представлен результат испытаний в режиме «квазистатики». Результаты были получены при работе на 3 передаче, при 100%-ном открытии дроссельной заслонки, в диапазоне оборотов двигателя 1000 — 6000 мин^{-1} . В течении 25 секунд путем прямого управления через

электронный блок управления двигателем был произведен линейный разгон двигателя с 1000 до 6000 мин⁻¹.

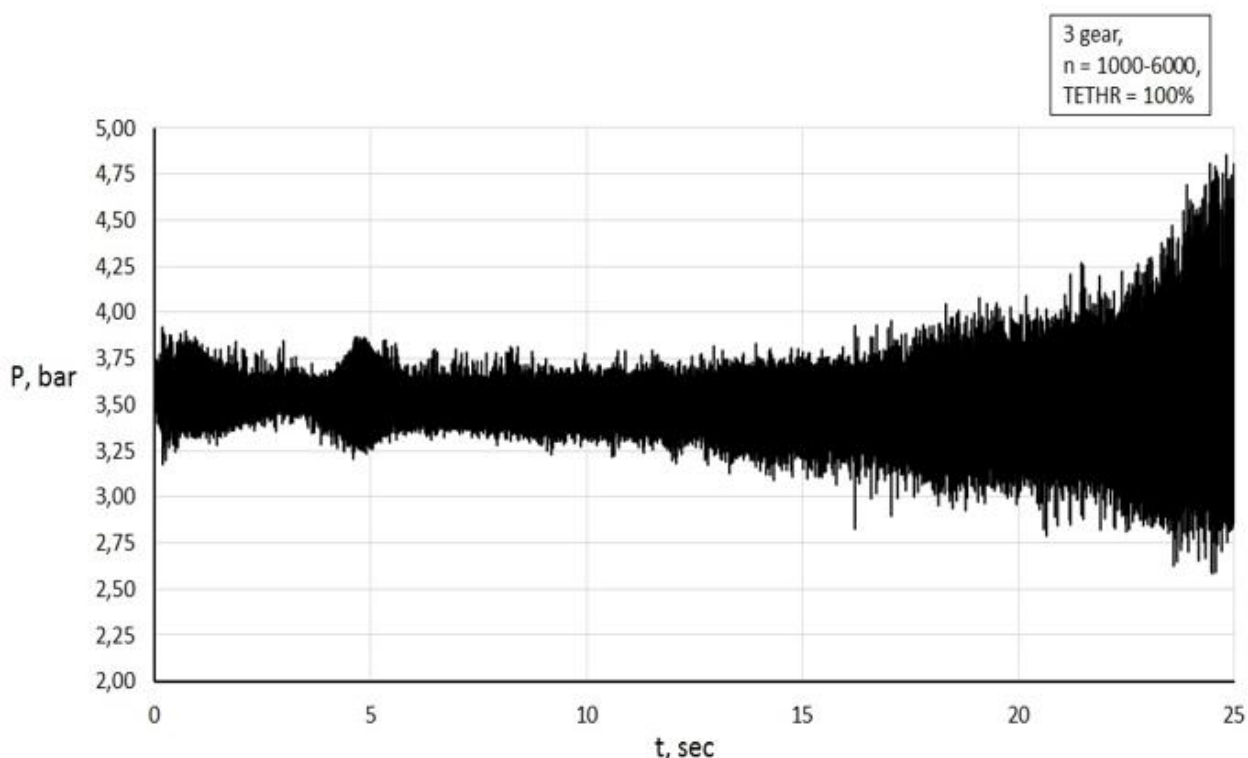


Рисунок 9 – Результаты испытания на квазистатическом режиме работы

Как видно из рисунка 9 с ростом числа оборотов двигателя наблюдается рост амплитуды пульсации давления топлива и на значении $n = 5900$ — 6000 мин⁻¹ амплитуда составляет 1 бар.

Вариант системы топливоподачи с демпфером гашения пульсации давления с настройкой на 300 кПа лучше базового варианта во всем диапазоне работы двигателя. Демпфер гасит пульсацию давления топлива в рампе в проблемной зоне как минимум в три раза и уменьшает пульсацию давления топлива в рампе до уровня технических требований в диапазонах оборотов двигателя 1200 – 1800 мин⁻¹ и 2250 мин⁻¹ и выше.

Далее представлены результаты статических испытаний рампы с демпфером на 400 кПа.

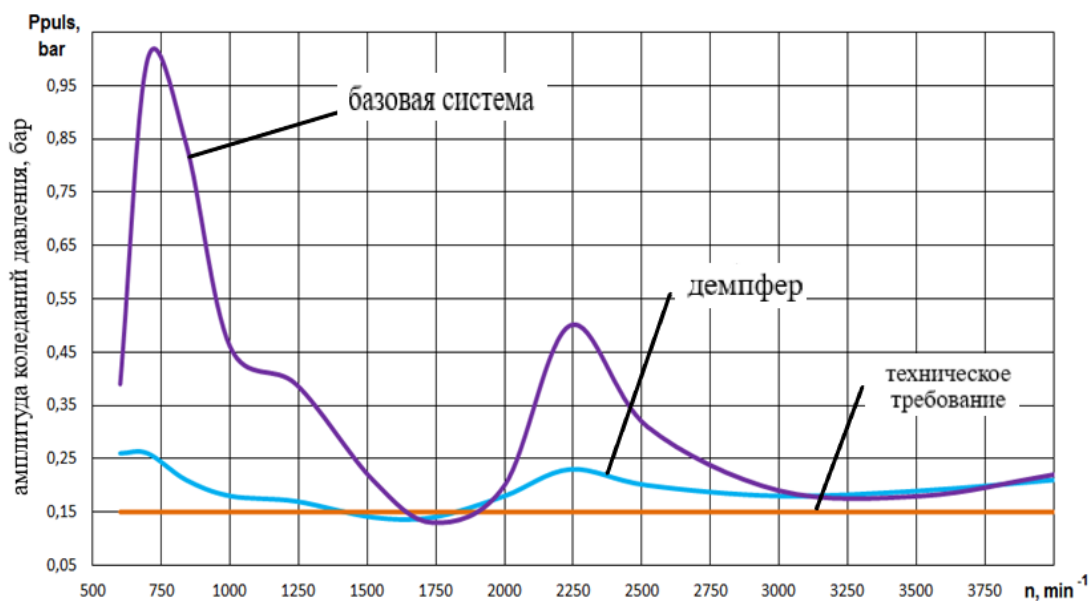


Рисунок 10 – Амплитуда колебаний давления в испытании с демпфером с настройкой на 400 кПа

Как видно из графика данные варианты системы топливоподачи не удовлетворяют техническим требованиям во всем диапазоне работы двигателя.

На рисунке 11 представлено подробное сравнение резонансного и не резонансных режимов.

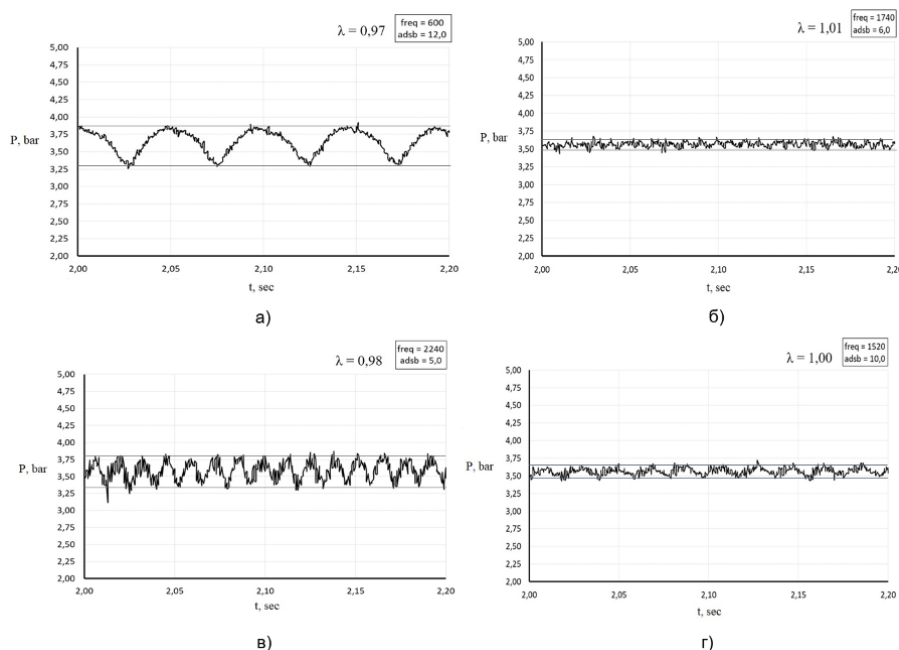


Рисунок 11 – Результаты испытаний а) $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б) при $n = 1740 \text{ мин}^{-1}$; в) $n = 2240 \text{ мин}^{-1}$; г) $n = 1520 \text{ мин}^{-1}$

Как видно из графика резонансный режим (рис. 12а) с синусоидальным характером имеет амплитуду колебаний давления топлива $\pm 0,26 \text{ бар}$, что превышает допуск более 70%. Не резонансный режим (рис. 12б) полностью удовлетворяет техническим требованиям. Амплитуда колебания давления менее 0,15 бар. Резонансный режим (рис. 12в) имеет амплитуду 0,23 бар что превышает допуск на 50%. Режим работы (рис. 12г) полностью удовлетворяет требованиям, амплитуда менее 0,15 бар.

На рисунке 12 представлен результат испытаний в режиме «квазистатики». Испытания проводились при тех же условиях что и демпфер на 300 кПа описанный выше.

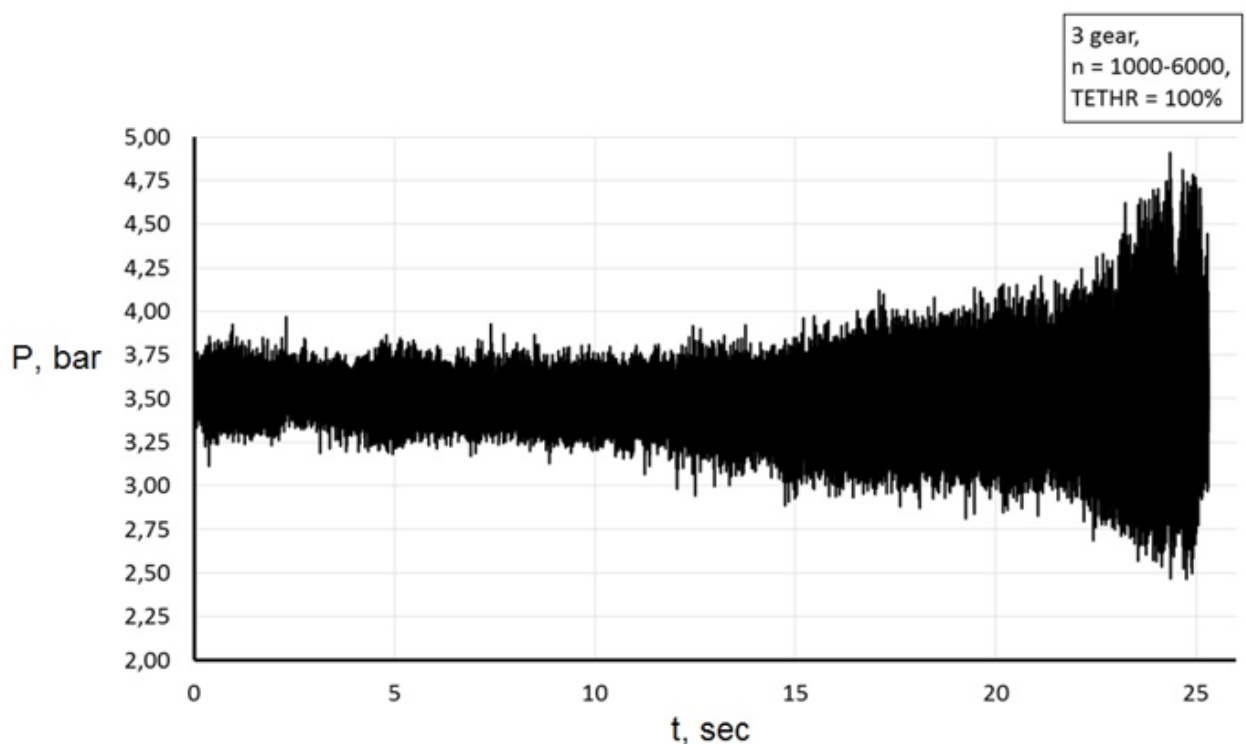


Рисунок 12 – Результаты испытания на квазистатическом режиме работы

Как видно из рисунка 13 с ростом числа оборотов двигателя наблюдается рост амплитуды пульсации давления топлива и на значении $n =$

5900 — 6000 мин^{-1} амплитуда составляет 1,12 бар.

Двигатель с системой топливоподачи с топливной рампой с демпфером гашения пульсации топлива, установленном на корпусе рампы, с настройкой на 400 кПа, не удовлетворяет техническим требованиям на систему топливоподачи в потребительском диапазоне режиме работы двигателя.

Так же использование демпферов приводит к снижению среднего давления в рампе на 0,25 бар ниже номинального.

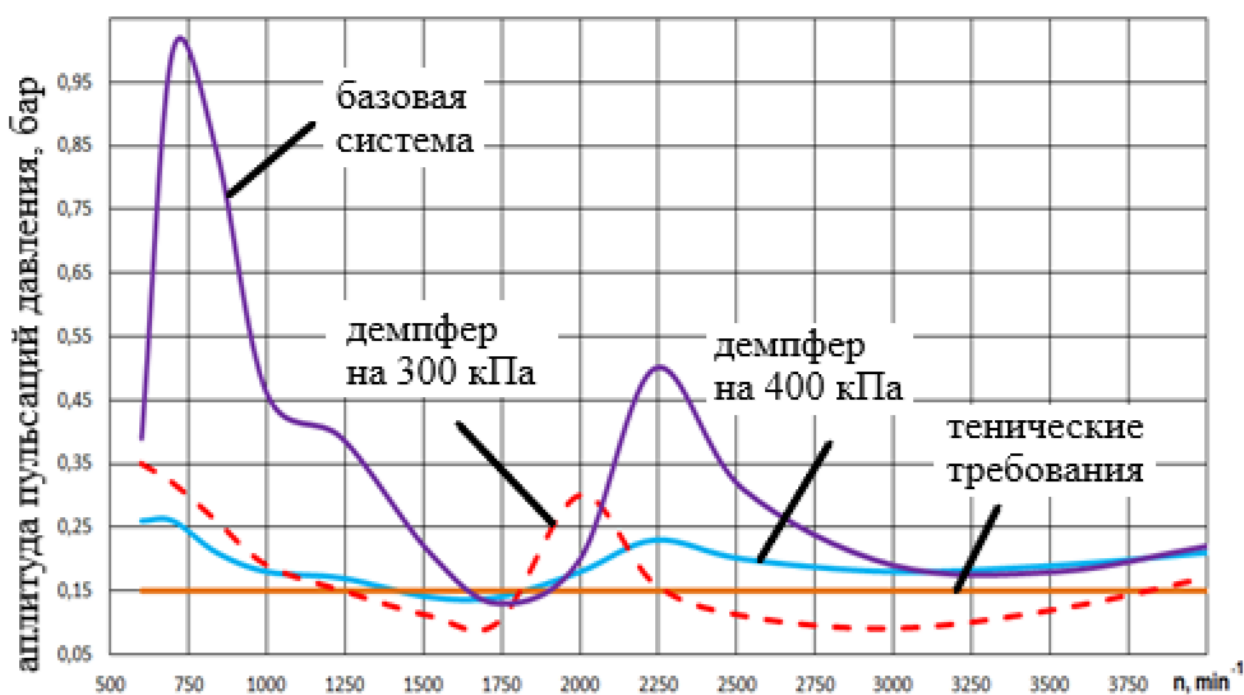


Рисунок 13 – Сравнение все систем

Как можно увидеть из представленного графика, система топливоподачи с рампой, оснащённой демпфером для гашения пульсаций давления топлива на корпусе рампы и нестройной на 300 килопаскаль, соответствует требованиям наилучшим образом.

2 Тепловой расчет

Тепловой расчет выполнен по методике Вибе [3,4,5,6,7,26,28]. В представленной дипломной работе, двигатель ВАЗ 21129, рассчитан на пяти режимах работы, соответствующих следующим значениям:

Обороты холостого хода - $n_1 - 840 \text{ мин}^{-1}$;

Рабочий режим работы двигателя - $n_2 - 2360 \text{ мин}^{-1}$;

Обороты, при которых достигается максимальный крутящий момент - $n_3 - 4200 \text{ мин}^{-1}$;

Обороты, при которых достигается максимальная мощность - $n_4 - 5800 \text{ мин}^{-1}$;

Максимальные обороты двигателя - $n_1 - 6150 \text{ мин}^{-1}$.

Необходимые исходные данные для расчета сведем в таблицу 1.

Таблица 1 – исходные данные для расчета

i	D , мм	r	V_l , л	α	ε	S , мм
4	82	4	1,597	1	10,5	75,6

Установим параметры атмосферных условий:

$p_0 = [0,1]$ (МПа);

$T_0 = [293]$ (К).

Установим давление и температуру остаточных газов:

$p_r = [0,1 - 0,15]$ (МПа);

$T_r = [900 - 1160]$ (К).

Плотность заряда на входе:

$$\rho_0 = \frac{p_0 * 10^6}{Rb * T_0}, \text{ кг/м}^3 \quad (1)$$

Температура подогрева заряда $\Delta T = 7$

Потери давления при проходе через систему впуска:

$$\Delta p_0 = \frac{2,8 A_n^2 * n^2 * \rho_0 * 10^{-6}}{2}, \text{МПа} \quad (2)$$

Давление в конце впуска определится из формулы:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \text{МПа} \quad (3)$$

Найдем коэф. остаточных газов по формуле:

$$\gamma_r = \frac{\frac{T_0 + \Delta T}{T_r} * p_r}{\varepsilon * p_a - p_r} \quad (4)$$

Определим температура смеси в конце впуска по соотношению:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma * T_r}{1 + \gamma_r}, \text{К} \quad (5)$$

Коэф. наполнения при: $\phi_{\text{доз}} = 1,1$:

$$\eta_v = \frac{\frac{T_0}{T_0 + \Delta T} * 1}{\varepsilon - 1} * 1 * (\phi_{\text{доз}} * \varepsilon * p_a - p_r) \quad (6)$$

Определим удельный объем газовой эмиссии по следующей формуле:

$$V_a = \frac{8,314 * 10^{-3} * T_a}{\mu_B * p_a}, \text{м}^3 / \text{кг} \quad (7)$$

- где $\mu_B = 28,98$ - молярная масса воздуха.

Результаты расчетов сведем в таблицу 2:

Таблица 2 – Процесс впуска

	Δp_a	p_a	γ_r	T_a	η_v
n_1	0. 0029	0. 0971	0. 0299	324. 793	0. 8776
n_2	0. 0053	0. 9947	0. 0294	324. 582	0. 8767
n_3	0. 0073	0. 0927	0. 0336	324. 713	0. 9974
n_4	0. 0139	0. 0861	0. 0373	326. 577	0. 9020
n_5	0. 0157	0. 0843	0. 0398	326. 672	0. 8478

Политропу сжатия найдем из следующего соотношения:

$$n^1 = 1 + \frac{8,314}{2,16 + 1,738 + 10^{-3} * (\varepsilon^{n-1} + 1) * T_a} \quad (8)$$

Давление в цилиндре после сжатия определяется по формуле:

$$p_c = p * \varepsilon^n, \text{ МПа} \quad (9)$$

Температура в цилиндре после сжатия определяться по формуле:

$$T_c = T_a * \varepsilon^{n-1}, \text{ К} \quad (10)$$

Давление, температура и удельный объем рабочего тела в момент воспламенения, при заданных УОЗ - Θ и $\lambda = 0,286$:

$$p_y = \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1} * p_a, \text{ МПа} \quad (11)$$

$$T_y = \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1} * T_a \cdot \text{К} \quad (12)$$

$$V_y = \frac{V_a}{\varepsilon} * \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} * \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[\cos \left(\frac{\Theta * \pi}{180} \right) + \frac{1}{\lambda} * \sqrt{1 - \lambda^2 * \left(\sin \left(\frac{\Theta * \pi}{180} \right) \right)^2} \right] \right] \right] \quad (13)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты расчета процесса сжатия

	n^1	p_c	T_c	V_y	p_y	T_y	Θ
n_1	1. 3724	2. 54711	788. 12627	0. 09753	2. 02295	739. 17883	14
n_2	1. 3734	2. 45401	760. 31613	0. 11306	1. 65190	699. 22695	20
n_3	1. 3752	2. 44184	760. 61735	0. 13798	1. 25875	650. 27196	27
n_4	1. 3772	2. 42561	764. 97488	0. 15210	1. 11064	632. 98067	30
n_5	1. 3783	2. 42096	765. 21272	0. 18799	0. 83129	585. 27792	37

Теоретический расход воздуха для сгорания 1 кг топлива, при $C = 0,855$ и $H = 0,145$ будет равен:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} * \left(\frac{8}{3} * C + 8 H \right) = 14,957 \text{ (кг.)} \quad (14)$$

Количество воздуха, которое требуется для сгорания 1 кг. топлива:

$$L_o = \frac{1}{0,208} * \left(\frac{C}{12} + \frac{h}{4} \right) = 0,517 \left(\frac{\text{кмоль} \cdot \text{возд}}{\text{кг} \cdot \text{топл.}} \right) \quad (15)$$

Количество заряда при $\alpha=1$ определим по следующему соотношению:

$$M_1 = \alpha * L_o + \frac{1}{m_t} = 0,526 \left(\frac{\text{кмоль} \cdot \text{гор} \cdot \text{см.}}{\text{кг} \cdot \text{топл.}} \right) \quad (16)$$

- где $m_t = 115$ кг/моль — молярная масса бензина

Количество элементов сгорания:

$$M_2 = 553 \left(\frac{\text{кмоль} \cdot \text{гор} \cdot \text{см.}}{\text{кг} \cdot \text{топл.}} \right) \quad (17)$$

Коэф. молекулярного изменения свежей смеси:

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} = 1,052 \quad (18)$$

Коэф. молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,05 \quad (19)$$

Необходимо выбрать коэф. эффективности сгорания топлива при оптимальном соотношении подачи воздуха. Для этого следует обратиться к таблице справочных данных и выбрать значение коэффициента эффективности в интервале от 0,93 до 0,99.

Учтенная удельная теплота сгорания топлива составляет:

$$H_u = 43,929 \left(\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \right) \quad (20)$$

$$q_z = \frac{\zeta * H_u * 10^3}{(1 + \gamma_r) * (\alpha * l_o + 1)} \quad (21)$$

Рассчитаем давление газов в процессе сгорания:

$$p_2 = E_2 * \Delta X_{1-2} + \frac{p_1 * (K_{1-2} * \psi(\phi) - \psi(\phi + 1))}{K_{1-2} * \psi(\phi + 1) - \psi(\phi)} \quad (22)$$

$$E_2 = \left(\frac{0,002 * \varepsilon}{V_a} \right) * q_z \quad (23)$$

Определим часть топлива, сгоревшего на рассматриваемом участке:

$$\Delta X_{1-2} = \exp \left[-6,908 \left[\frac{\phi_1}{\phi_z} \right]^{m-1} \right] - \exp \left[-6,908 \left[\frac{\phi_2}{\phi_z} \right]^{m-1} \right] \quad (24)$$

Для проведения расчетов потребуется информация о следующих параметрах:

p_1 – давление в начале рассматриваемого участка, МПа;

ϕ_1 и ϕ_2 – значения углов поворота коленчатого вала в начале и конце заданного интервала;

ϕ_1 и ϕ_2 – значение углов п. к. в. при сгорании отсчитываемые от начала/конца изучаемого интервала

$K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1}$ – фактор теплоемкости.

Рассчитаем теплоемкость рабочего тела на участке 1-2:

$$k_{1-2} = 1,259 + \left[76,7 - \left(13,6 - \frac{14,2}{\alpha} \right) * x_{1-2} \right] * \frac{1}{T_{1-2}} - \left(0,0665 - \frac{0,0245}{\alpha} \right) * x_{1-2} \quad (25)$$

Среднее значение количества топлива сгоревшего на участке 1-2:

$$x_{1-2} = 0,5 \left[\exp \left[-6,908 \left[\frac{\phi_1}{\phi_z} \right]^{m-1} \right] - \exp \left[-6,908 \left[\frac{\phi_2}{\phi_z} \right]^{m+1} \right] \right] \quad (26)$$

где $T_{1-2} = \frac{T_1+T_2}{2}$ - промежуточная

$\psi(\phi) = 1 = \frac{\varepsilon-1}{2} * \sigma$ температура на участке 1-2;

$$\sigma = \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[\cos(\phi) + \frac{1}{\lambda} * \sqrt{1 - \lambda^2 * \sin(\phi)} \right]$$

Температура газов во время процесса сгорания:

$$T_2 = \frac{T_y * p_2 \psi(\phi_2)}{p_y \psi(\phi_y) * \mu_{1-2}} \quad (27)$$

где $\mu_{1-2} = \frac{(\mu_1 + \mu_2)}{2}$;

$$\mu_1 = 1 + \mu_{0max} - 1 \left[1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi_1}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \right] \quad (28)$$

$\mu_0 = \mu_{0max}$ - расчетный коэффициент молекулярного изменения свежей смеси.

Результаты расчетов сведем в таблицу 4.

Таблица 4 — Термодинамические данные (удельная теплота сгорания, давление газов в процессе сгорания)

	n ₁	n ₂	n ₃	n ₄	n ₅
q _z	2405. 945	2594. 185	2450. 527	2388. 759	2382. 887
E ₂	58. 263	62. 738	58. 945	56. 7546	56. 4863

Найдем политропу расширения по следующей формуле:

$$n_2 = 1 + \frac{8,314}{23,7 + 0,0046 * 2872,74 * \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_1-1}} \right)} \quad (29)$$

Давление и температура в конце процесса расширения получим исходя из соотношений 30 и 31:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (30)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (31)$$

- где p_z и T_z – параметры в конце сжатия.

Для расчета значений удельного объема, давления и температуры газов в период от конца процесса сгорания до угла п. к. в. в 540 градусов применяются уравнения, которые позволяют рассчитать эти параметры в данном диапазоне [8,9]:

$$V_y = \frac{V_a}{\varepsilon} * \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} * \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[\cos(\phi_{pt}) + \frac{1}{\lambda} * \sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2(\phi_{pt})} \right] \right] \right] \quad (32)$$

- где ϕ_{pt} - значение угла П.К.В

Проверим достоверность подбора значений полученных температур отработавших газов по уравнению:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \quad (33)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 5.

Таблица 5 — Параметры расширения и выпуска

	n_2	V_z	P_z	P_b	T_r
n_1	1. 1912	0. 2092	4. 6994	0. 3983	1107. 23
n_2	1. 1873	0. 1750	4. 3195	0. 4326	1162. 77
n_3	1. 1927	0. 1478	3. 6798	0. 4424	1130. 53
n_4	1. 1953	0. 1316	3. 3279	0. 4367	1149. 84
n_5	1. 1941	0. 1190	3. 4661	0. 5479	1108. 71

Рассчитаем теоретическую индикаторная работа за цикл из уравнения:

$$L_i = \sum_{i=1}^n \frac{P_{1i} + P_{2i}}{2} * |V_{2i} - V_{1i}| \quad (34)$$

Найдем среднее индикаторное давление в цилиндре по формуле:

$$P_i = \frac{\varepsilon * L_{\square}}{(\varepsilon - 1) * V_a * 10^{-6}}, \text{ МПа} \quad (35)$$

Определим индикаторный к. п. д. из соотношения:

$$\eta_t = \frac{8,314 * M_i * P_{\square} * T_0}{P_o * \eta_v * H_u} \quad (36)$$

Рассчитаем удельный индикаторный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i * H_u} * 10^3, \text{ г/кВт*ч} \quad (37)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 6.

Таблица 6 — Индикаторные показатели (индикаторный: к.п.д., удельный индикаторный расход, индикаторное давление, работа)

	n ₁	n ₂	n ₃	n ₄	n ₅
η _i	0.4454	0.4587	0.4615	0.4421	0.4470
g _i	176.08	178.65	177.57	185.35	183.31
P _i	1.5991	1.5648	1.5595	1.4705	1.4798
L _i	1.0484	1.1842	1.3724	1.2871	1.1695

Вычислим среднюю линейную скорость поршня из формулы 38:

$$v_n = \frac{S * n}{30}, \text{ м/с} \quad (38)$$

Рассчитаем среднее давление на рабочем цикле с учетом

фрикционных потерь:

$$P_M = 0,034 + 0,0113 v_n, \text{ МПа} \quad (39)$$

Определим среднее эффективное давление:

$$P_e = P_{\square} - P_M, \text{ МПа} \quad (40)$$

Рассчитаем механическое к. п. д. по формуле:

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_{\square}} \quad (41)$$

Найдем эффективный коэф. положительного эффекта:

$$\eta_e = \eta_i * \eta_M \quad (42)$$

Вычислим удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M}, \text{ кВт*ч} \quad (43)$$

Предполагаемая эффективная мощность находится с помощью уравнения:

$$N_e = \frac{P_e * V_l * n}{30 * \tau}, \text{ кВт} \quad (44)$$

Рассчитаем часовой расход топлива из следующего соотношения:

$$G_T = N_e * g_e, \text{ кг/ч} \quad (45)$$

Определим крутящий момент по следующей формуле:

$$M_e = \frac{3 * 10^4 * N_e}{\pi * n}, \text{ Н*м} \quad (46)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 7.

Таблица 7 — Эффективные показатели двигателя

n	$v_{п.ср.}$	P_M	P_e	η_M	η_e	g_e	N_e	M_e	G_T
n_1	2. 1168	0. 0579	1. 6240	0. 9655	0. 375	189. 2	18. 15	146. 38	3. 128

n_2	5.9220	0.1009	1.6619	0.9427	0.387	198.21	41.97	151.21	8.473
n_3	10.584	0.1526	1.4945	0.9068	0.342	215.29	63.58	159.93	15.479
n_4	14.616	0.1992	1.3469	0.8712	0.305	232.35	83.97	141.18	21.039
n_5	15.498	0.2091	1.3474	0.8657	0.297	241.24	77.71	121.24	22.203

Построим ряд индикаторных диаграмм двигателя ВАЗ 21129.

На рисунках с 14 по 23 представлены графики характеристики давления в цилиндре двигателя для разных оборотов.

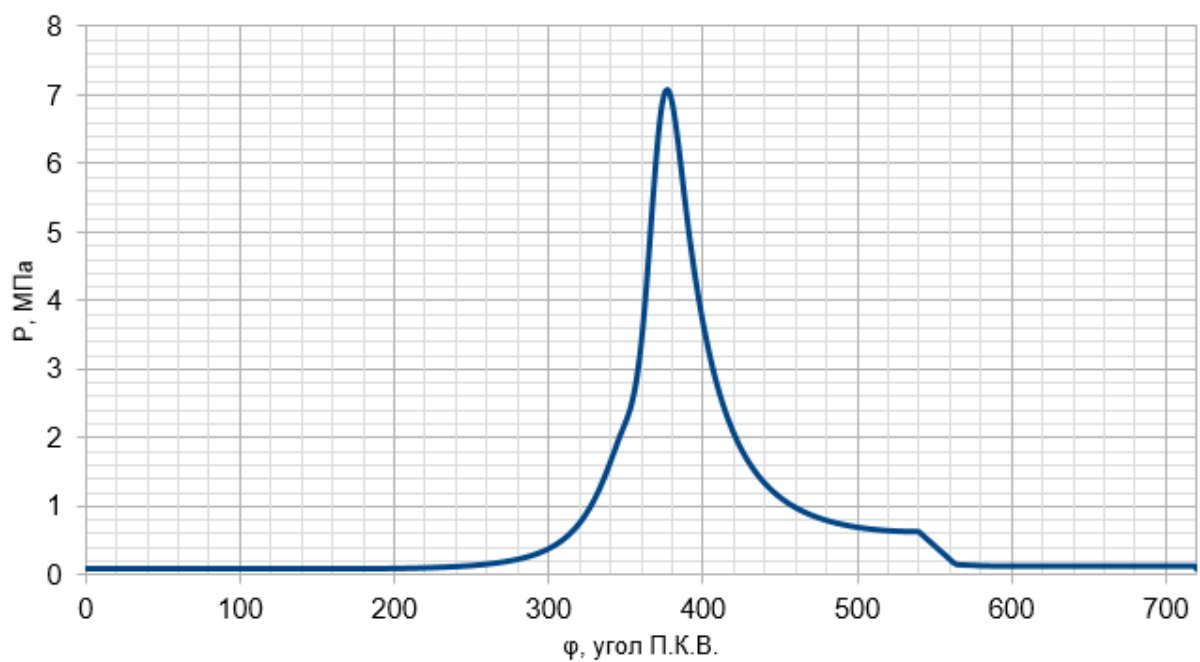


Рисунок 14 – Индикаторная диаграмма рабочего цикла в (P-φ) - координатах на 840 об/мин⁻¹

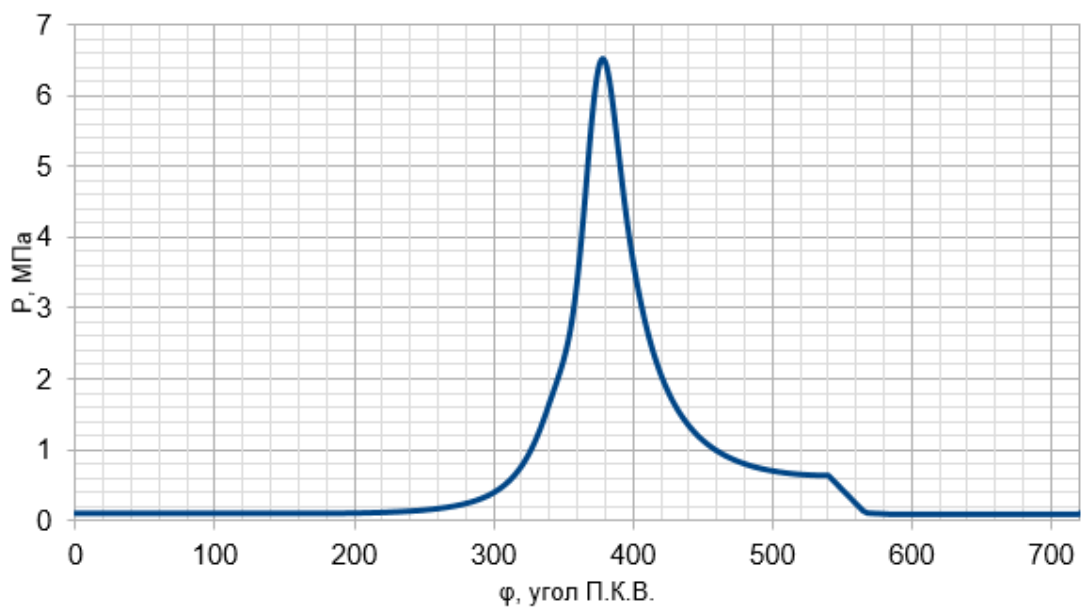


Рисунок 15 — Индикаторная диаграмма рабочего цикла в (P-φ) - координатах на 2350 об/мин⁻¹

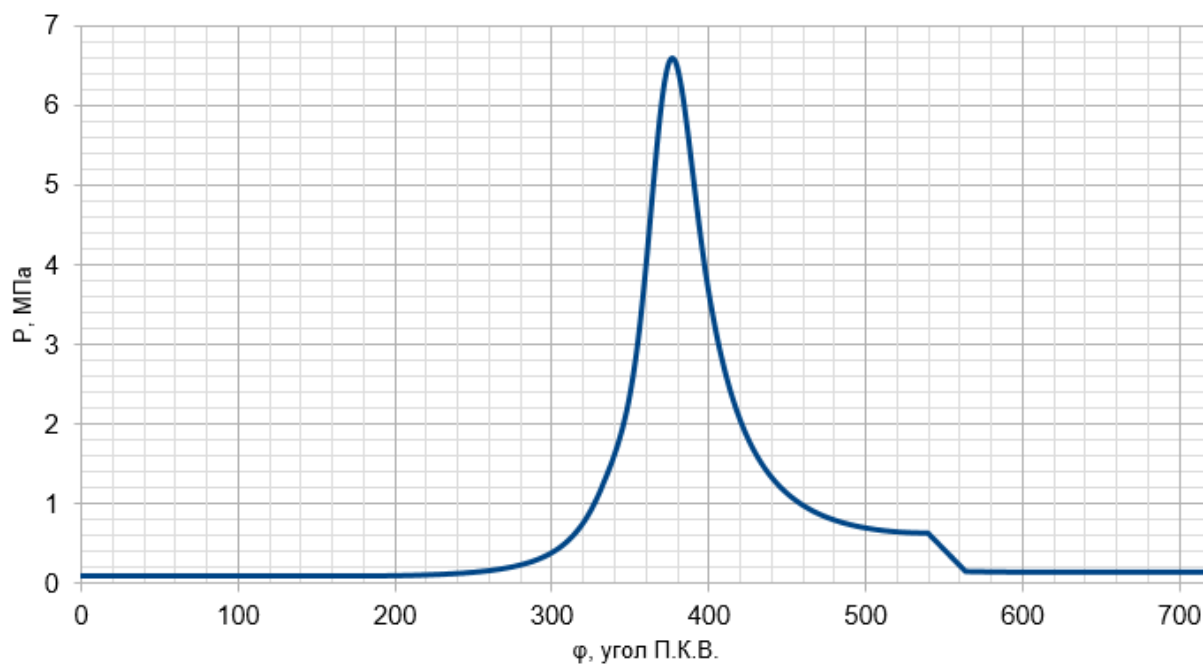


Рисунок 16 – Индикаторная диаграмма рабочего цикла в (P-φ) - координатах на 4200 об/мин⁻¹

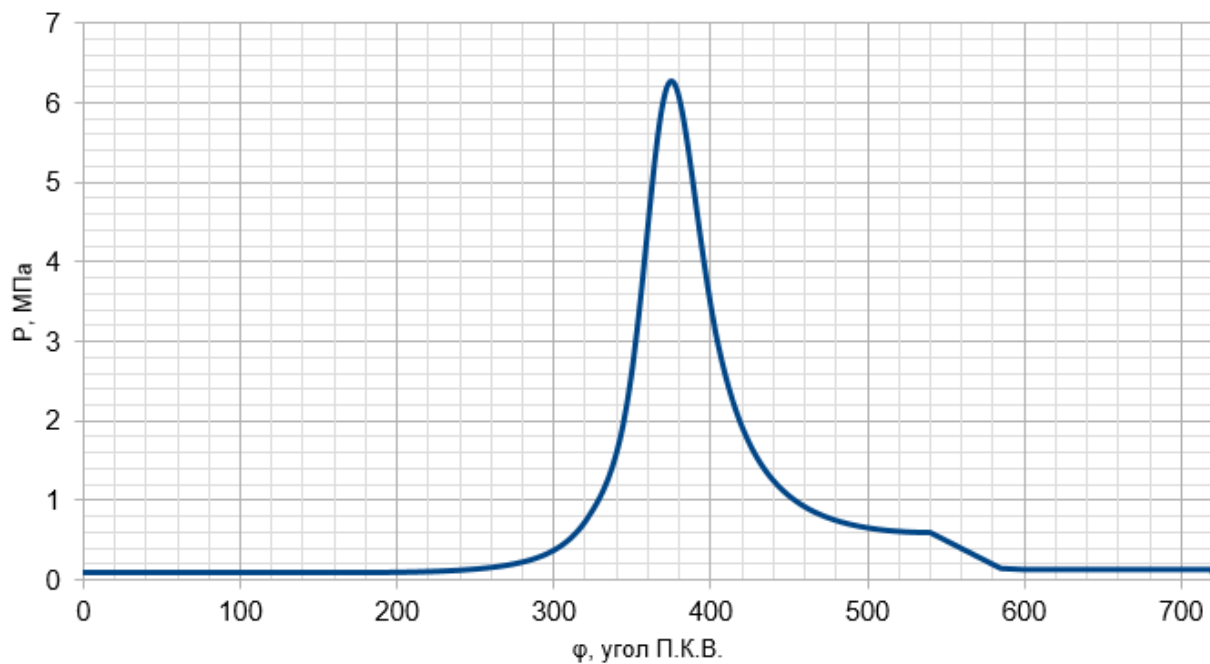


Рисунок 17 – Индикаторная диаграмма рабочего цикла в (P-φ) - координатах на 5800 об/мин⁻¹

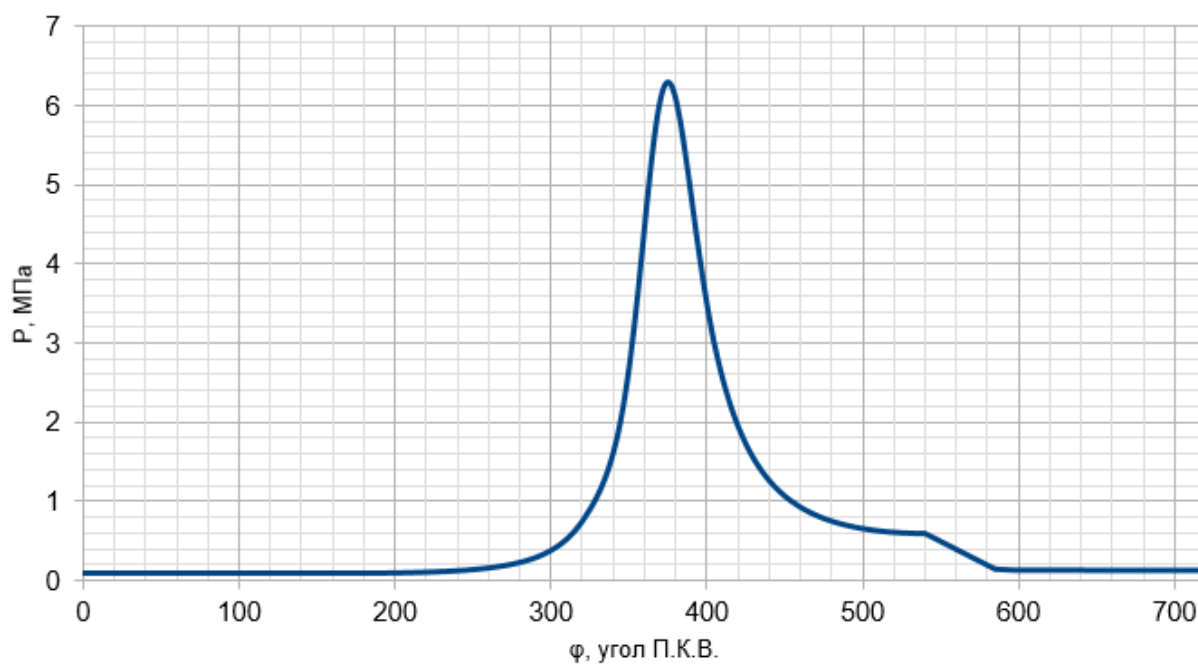


Рисунок 18 – Индикаторная диаграмма рабочего цикла в (P-φ) - координатах на 6150 об/мин⁻¹

На рисунках с 14 по 18 представлены графики давления в цилиндре двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

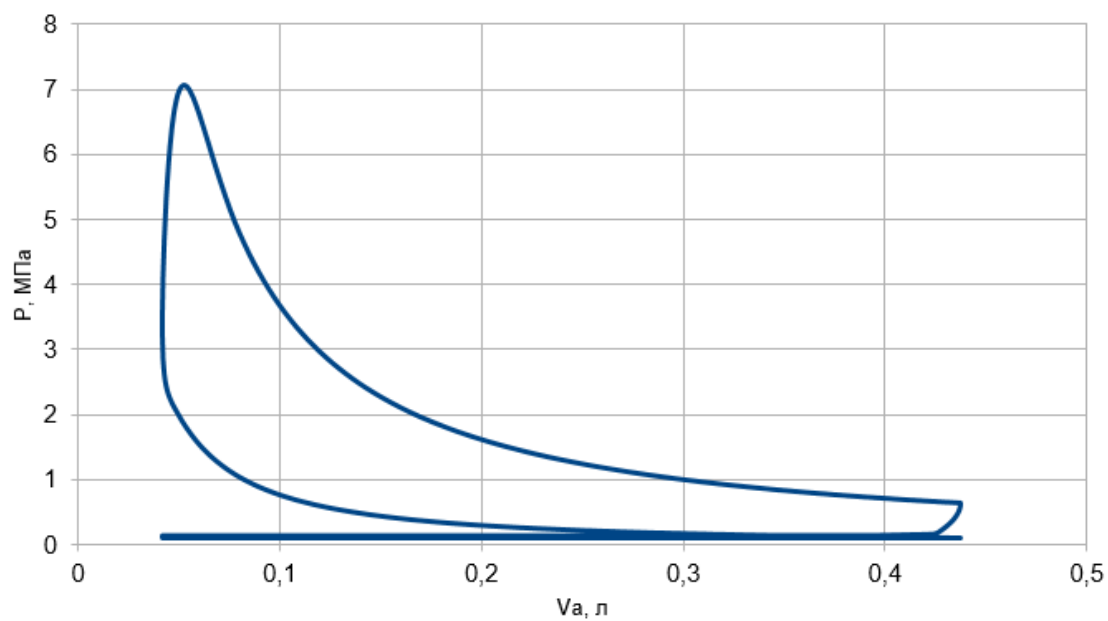
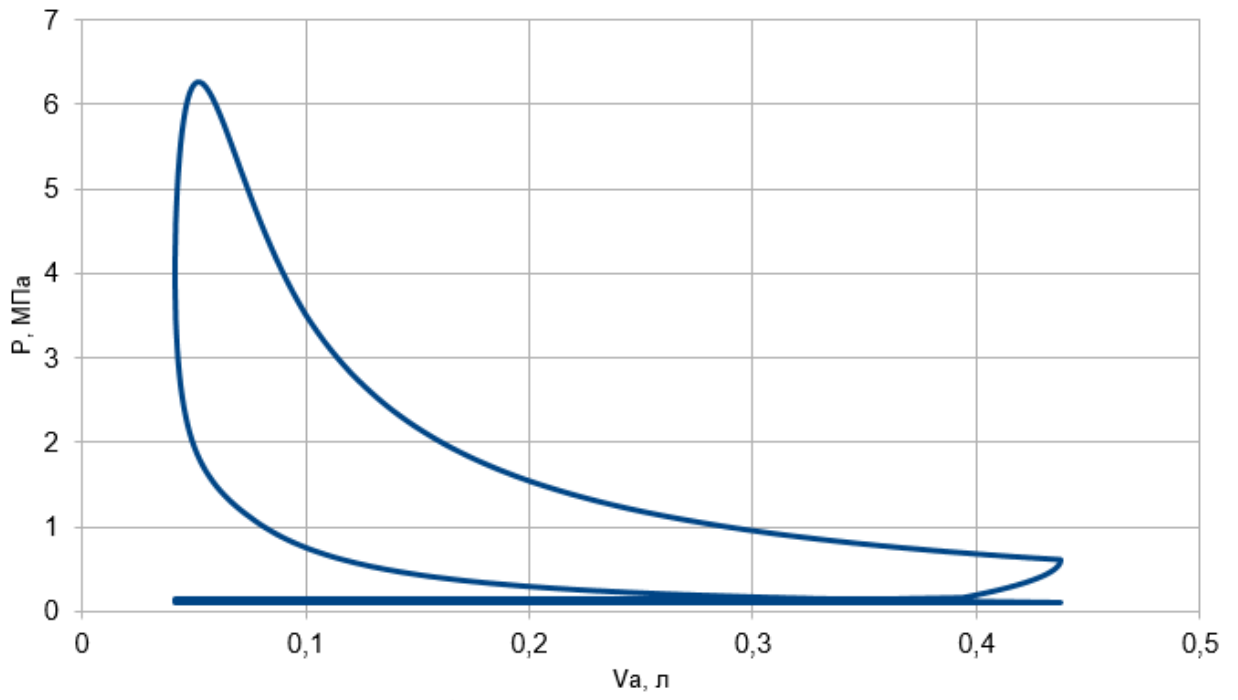


Рисунок 19 – Индикаторная диаграмма рабочего цикла в (P-V(S))-



координатах на 840 об/мин⁻¹

Рисунок 20 – Индикаторная диаграмма рабочего цикла в (P-V(S))-
координатах на 2350 об/мин⁻¹

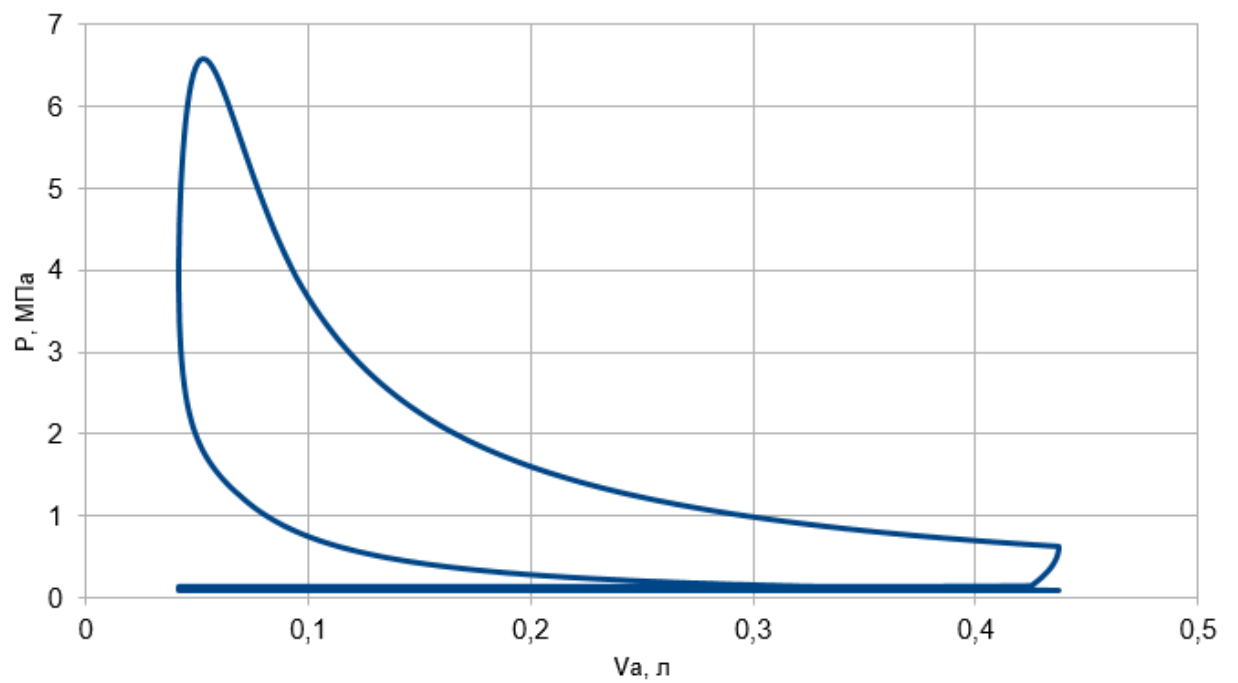


Рисунок 21 — Индикаторная диаграмма рабочего цикла в (P-V(S))-

координатах на 4200 об/мин⁻¹

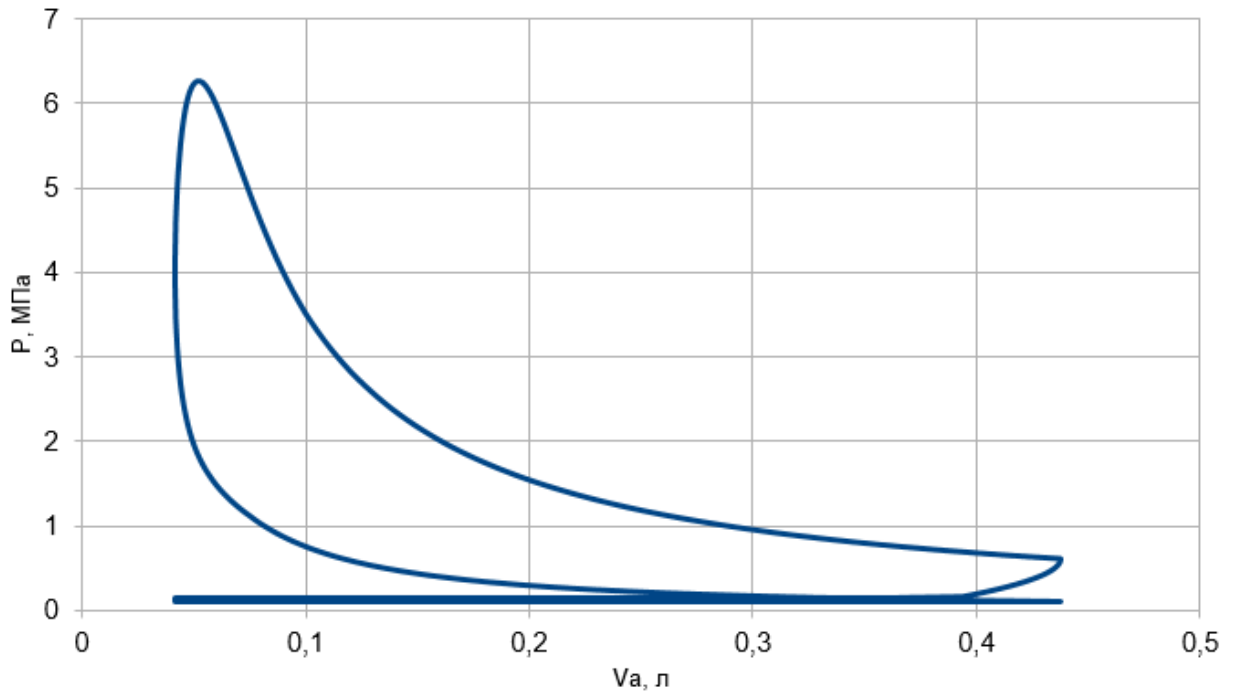


Рисунок 22 — Индикаторная диаграмма рабочего цикла в (P-V(S))-
координатах на 5800 об/мин⁻¹

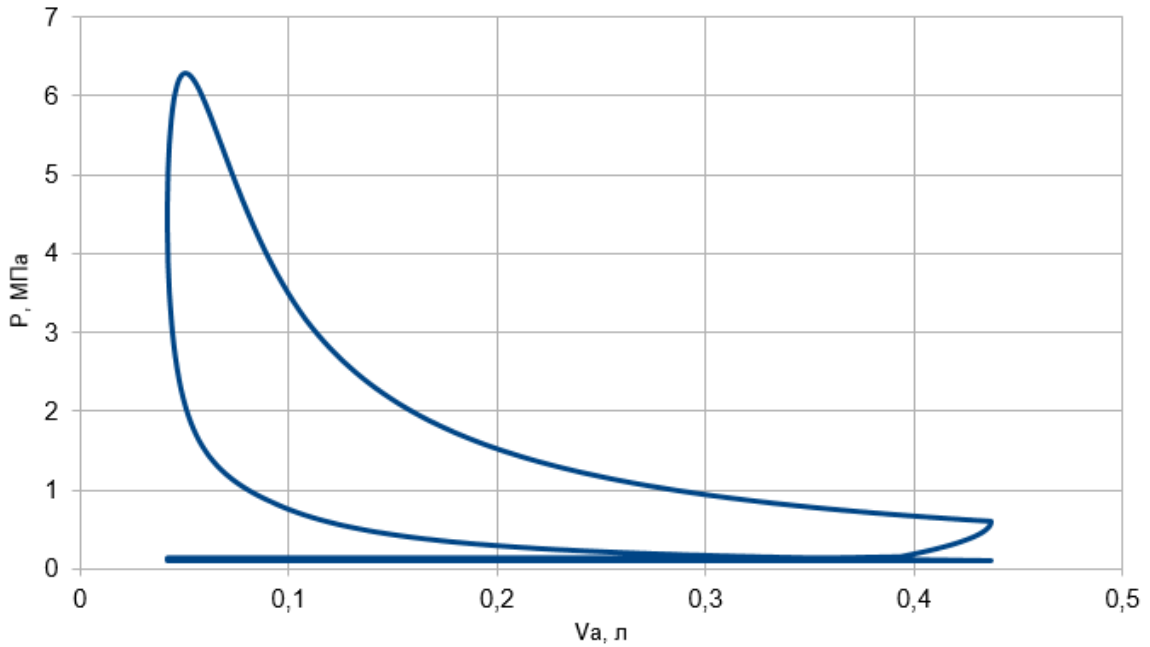


Рисунок 23 — Индикаторная диаграмма рабочего цикла в (P-V(S))-
координатах на 6150 об/мин⁻¹

На рисунках с 19 по 23, показаны кривые давления в цилиндре

двигателя при изменении объема цилиндра

3 Кинематический и динамический расчеты

Для этого этапа используются основные данные, полученные в результате расчета тепловых характеристик и заводских характеристик двигателя ВАЗ 21129 [26].

Максимальная мощность - $N_e = 83$ кВт;

Обороты коленчатого вала - $N = 5800$ мин⁻¹;

Диаметр цилиндра - $D_{п} = 0.082$ м;

Ход поршня - $S = 0.0756$ м;

Отношения радиуса кривошипа к длине шатуна - $\lambda = 0.286$;

Угловая скорость вращения коленчатого вала - $\omega = 607$ с⁻¹;

Радиус кривошипа - $r = 0.0378$ м;

Длина шатуна - $L = 0.132$ м;

3.1 Кинематический расчет

Так как перемещение, скорость и ускорения поршня цикличны расчет проведем до 360° П.К.В.

Перемещение поршня состоит из перемещения первого порядка и второго порядка и определяется формулой:

$$S_x = r * \left[(1 - \cos\phi) + \frac{\lambda}{4} * (1 - \cos 2\phi) \right], \text{ мм} \quad (47)$$

Рассчитаем скорость поршня из следующего соотношения:

$$V_n = \omega r \left(\sin\phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right), \text{ м/с} \quad (48)$$

Определим ускорение поршня по следующей формуле:

$$j = \omega^2 r (\cos\phi + \lambda \cos 2\phi), \text{ м/с}^2 \quad (49)$$

Результаты сведем в таблицу 8.

Таблица 8 — Результаты кинематического расчета

φ, град	S, м	V, м/с	J, м/с ²
0	0,0000	0,0000	17910,6006
10	0,0007	4,1822	17458,7945
20	0,0029	8,6151	16138,7789
30	0,0064	13,1128	14053,0724
40	0,0111	17,4598	11360,6664
50	0,0167	21,4274	8260,6619
60	0,0230	24,7922	4972,0719
70	0,0296	27,3554	1712,1118
80	0,0365	28,9603	-1324,5476
90	0,0432	29,5068	-3983,2284
100	0,0496	28,9603	-6161,4732
110	0,0555	27,3554	-7814,7719
120	0,0608	24,7922	-8955,3003
130	0,0653	21,4274	-9644,0226
140	0,0690	17,4598	-9977,3057
150	0,0719	13,1128	-10069,8439
160	0,0740	8,6151	-10036,1189
170	0,0752	4,1822	-9972,7737
180	0,0756	0,0000	-9944,1438
190	0,0752	-3,7864	-9972,7737
200	0,0740	-7,0799	-10036,1189
210	0,0719	-9,8318	-10069,8439
220	0,0690	-12,0372	-9977,3057
230	0,0653	-13,7258	-9644,0226
240	0,0608	-14,9490	-8955,3003
250	0,0555	-15,7663	-7814,7719
260	0,0496	-16,2317	-6161,4732
270	0,0432	-16,3824	-3983,2284
280	0,0365	-16,2317	-1324,5476
290	0,0296	-15,7663	1712,1118
300	0,0230	-14,9490	4972,0719
310	0,0167	-13,7258	8260,6619
320	0,0111	-12,0372	11360,6664
330	0,0064	-9,8318	14053,0724
340	0,0029	-7,0799	16138,7789
350	0,0007	-3,7864	17458,7945
360	0,0000	0,0000	17910,6006

3.2 Динамический расчет

Рассчитаем силу давления газов:

$$P_{Г} = (p_x - p_0) * F_n \quad (50)$$

где p_x – индикаторное давление;

p_0 – атмосферное давление.

Определим силы инерции возвратно-поступательных масс. Учитывая диаметр цилиндра, отношение S/D и рядного расположения цилиндров [27]:

Рассчитаем массу поршня из соотношения:

$$m_n = m_n' * F_n = 95 * 0,005278 = 0,5014 \text{ кг.} \quad (51)$$

- где $m_n' = 95 \text{ кг/м}^2$

По следующему соотношению рассчитаем массу шатуна:

$$m_{ш} = m_{ш}' * F_n = 147,6 * 0,005278 = 0,779 \text{ кг.} \quad (52)$$

- где $m_{ш}' = 146,7 \text{ кг/м}^2$

Определим массу шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{шн} = 0,275 * m_{ш} = 0,275 * 0,779 = 0,214 \text{ кг.} \quad (53)$$

Масса, совершающая возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_n + m_{шн} = 0,5017 + 0,214 = 0,7157 \text{ кг.} \quad (54)$$

Совокупные силы инерции определяются формулой:

$$P_j = -m_j * j \quad (55)$$

Определим силы инерции вращающихся масс.

Масса неуравновешенных частей одного колена без противовесов:

$$m_k = m_k' * F_n = 170 * 0,005278 = 0,897 \text{ кг.} \quad (56)$$

где $m_k' = 170 \text{ кг/м}^2$.

Масса шатуна, на оси кривошипа находится из соотношения:

$$m_{шк} = 0,725 * m_{ш} = 0,725 * 0,779 = 0,564 \text{ кг.} \quad (57)$$

Найдем массу движущихся частей:

$$m_r = m_k + m_{шк} = 0,897 + 0,564 = 1,462 \text{ кг.} \quad (58)$$

Вычислим силы создаваемые движущимися массами:

$$P_r = -m_r * \omega_r^2 * r = -1,462 * 607^2 * 0,0378 = -20361 \text{ Н} \quad (59)$$

Определим совокупную силы в КШМ.

Суммарная сила P_1 :

$$P_1 = P_r + P_j \quad (60)$$

Сила P_1 на поршневом пальце представлена двумя компонентами:

N – нормальная к поверхности цилиндра, вызывает потери и износ цилиндропоршневой группы.

K — сила, действие которой направленно вдоль оси шатуна, вызывает деформацию.

Вычислим силу N :

$$N = P_1 * \text{tg}(\beta) \quad (61)$$

Определим силу K :

$$K = \frac{P_1}{\cos(\beta)} \quad (62)$$

Разложим силу K на составляющие:

Z – радиальная сила.

T – тангенциальная сила.

Рассчитаем силу Z :

$$Z = \frac{P_1 * \cos(\phi + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (63)$$

Рассчитаем силу T :

$$T = \frac{P_1 * \sin(\phi + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (64)$$

Схема действия, описанных выше, сил, показана на рисунке 24.

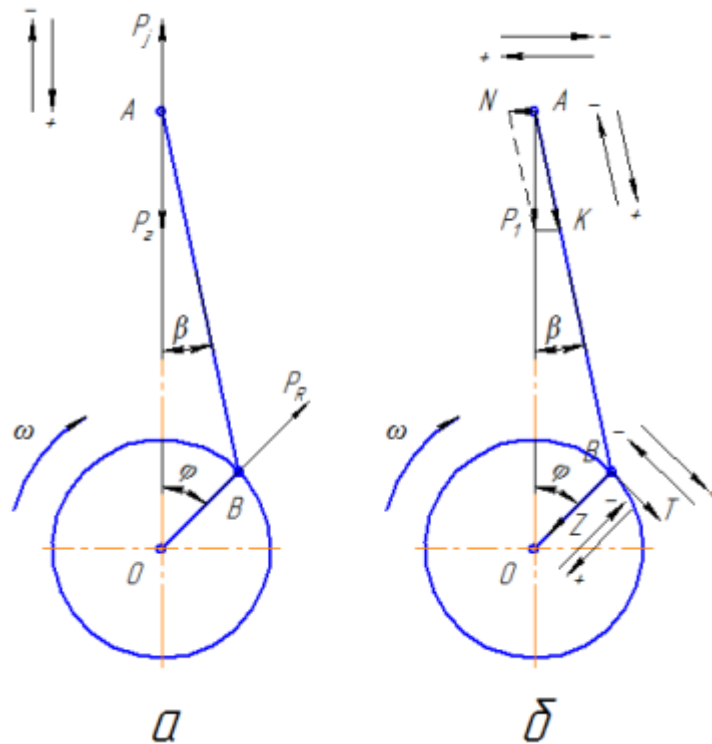


Рисунок 24 – Силы инерции

Ршш состоит из P_r , Z , T и определяется по формуле:

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + (Z + P_r)^2} \quad (65)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 9.

Таблица 9 – Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала.

ϕ , град	P_r , кН	P_j , кН	P_1 , кН	N , кН	K , кН	Z , кН	T , кН	$R_{шш}$, кН
0	-0,007	-12,819	-12,826	0,000	-12,826	-12,826	0,000	33,187
10	-0,007	-12,495	-12,503	-0,622	-12,518	-12,205	-2,784	32,684
20	-0,007	-11,551	-11,558	-1,137	-11,614	-10,472	-5,022	31,239
30	-0,007	-10,058	-10,065	-1,456	-10,170	-7,989	-6,294	29,040
40	-0,007	-8,131	-8,138	-1,524	-8,280	-5,255	-6,399	26,403

50	-0,007	-5,912	-5,919	-1,331	-6,067	-2,785	-5,390	23,766
60	-0,007	-3,559	-3,566	-0,913	-3,681	-0,992	-3,544	21,646
70	-0,007	-1,225	-1,233	-0,344	-1,280	-0,098	-1,276	20,499
80	-0,007	0,948	0,941	0,277	0,980	-0,109	0,974	20,493
90	-0,007	2,851	2,844	0,850	2,968	-0,850	2,844	21,401
100	-0,007	4,410	4,402	1,294	4,589	-2,039	4,111	22,774
110	-0,007	5,593	5,586	1,561	5,800	-3,377	4,715	24,202
120	-0,007	6,409	6,402	1,639	6,608	-4,620	4,725	25,424
130	-0,007	6,902	6,895	1,550	7,067	-5,620	4,285	26,332
140	-0,007	7,141	7,133	1,336	7,257	-6,323	3,562	26,921
150	-0,007	7,207	7,200	1,042	7,275	-6,756	2,698	27,251
160	-0,007	7,183	7,176	0,706	7,210	-6,984	1,791	27,404
170	-0,007	7,138	7,130	0,355	7,139	-7,084	0,889	27,459
180	-0,007	7,117	7,110	0,000	7,110	-7,110	0,000	27,471
190	-0,004	7,138	7,134	-0,355	7,143	-7,087	-0,889	27,462
200	0,007	7,183	7,190	-0,708	7,225	-6,998	-1,794	27,418
210	0,026	7,207	7,233	-1,046	7,309	-6,787	-2,710	27,283
220	0,055	7,141	7,196	-1,348	7,321	-6,378	-3,593	26,980
230	0,096	6,902	6,998	-1,573	7,173	-5,704	-4,349	26,425
240	0,153	6,409	6,562	-1,680	6,773	-4,736	-4,843	25,560
250	0,231	5,593	5,824	-1,627	6,047	-3,521	-4,916	24,383
260	0,339	4,410	4,749	-1,396	4,950	-2,199	-4,434	22,992
270	0,889	2,851	3,740	-1,118	3,903	-1,118	-3,740	21,802
280	0,703	0,948	1,651	-0,485	1,721	-0,191	-1,710	20,623
290	1,029	-1,225	-0,197	0,055	-0,204	-0,016	0,204	20,378
300	1,511	-3,559	-2,047	0,524	-2,113	-0,570	2,035	21,030
310	2,261	-5,912	-3,651	0,821	-3,742	-1,718	3,325	22,328
320	3,452	-8,131	-4,679	0,876	-4,760	-3,021	3,679	23,670
330	5,334	-10,058	-4,724	0,683	-4,773	-3,749	2,954	24,291
340	7,898	-11,551	-3,652	0,359	-3,670	-3,309	1,587	23,723
350	12,278	-12,495	-0,217	0,011	-0,218	-0,212	0,048	20,573
360	20,649	-12,819	7,830	0,000	7,830	7,830	0,000	12,531

370	30,236	-12,495	17,741	0,883	17,763	17,318	3,951	4,987
380	31,967	-11,551	20,417	2,009	20,515	18,498	8,871	9,065
390	25,452	-10,058	15,394	2,227	15,555	12,218	9,626	12,608
400	18,083	-8,131	9,952	1,864	10,125	6,426	7,825	15,982
410	13,156	-5,912	7,244	1,629	7,425	3,408	6,596	18,190
420	7,735	-3,559	4,177	1,069	4,311	1,162	4,152	19,642
430	6,245	-1,225	5,020	1,403	5,212	0,399	5,197	20,627
440	5,201	0,948	6,149	1,807	6,409	-0,712	6,369	22,015
450	4,453	2,851	7,304	2,183	7,623	-2,183	7,304	23,698
460	3,910	4,410	8,320	2,446	8,672	-3,853	7,769	25,430
470	3,512	5,593	9,105	2,544	9,453	-5,504	7,685	26,983
480	3,219	6,409	9,628	2,465	9,939	-6,949	7,106	28,219
490	3,005	6,902	9,908	2,228	10,155	-8,075	6,158	29,095
500	2,854	7,141	9,995	1,872	10,169	-8,860	4,991	29,644
510	2,753	7,207	9,960	1,441	10,064	-9,346	3,732	29,941
520	2,695	7,183	9,878	0,972	9,926	-9,615	2,465	30,077
530	2,676	7,138	9,814	0,489	9,826	-9,750	1,223	30,136
540	2,149	7,117	9,266	0,000	9,266	-9,266	0,000	29,627
550	1,621	7,138	8,758	-0,436	8,769	-8,701	-1,091	29,082
560	1,093	7,183	8,276	-0,814	8,316	-8,055	-2,065	28,491
570	0,565	7,207	7,772	-1,124	7,853	-7,293	-2,912	27,807
580	0,275	7,141	7,416	-1,389	7,545	-6,573	-3,703	27,188
590	0,227	6,902	7,130	-1,603	7,308	-5,811	-4,431	26,544
600	0,227	6,409	6,636	-1,699	6,850	-4,789	-4,898	25,623
610	0,226	5,593	5,819	-1,626	6,042	-3,518	-4,912	24,379
620	0,226	4,410	4,636	-1,363	4,832	-2,147	-4,329	22,920
630	0,225	2,851	3,076	-0,919	3,211	-0,919	-3,076	21,502
640	0,225	0,948	1,173	-0,345	1,222	-0,136	-1,215	20,533
650	0,224	-1,225	-1,001	0,280	-1,039	-0,080	1,036	20,467
660	0,224	-3,559	-3,335	0,854	-3,442	-0,928	3,315	21,546
670	0,223	-5,912	-5,689	1,279	-5,831	-2,677	5,180	23,613
680	0,223	-8,131	-7,908	1,481	-8,046	-5,106	6,218	26,215

690	0,222	-10,058	-9,836	1,423	-9,938	-7,806	6,150	28,831
700	0,222	-11,551	-11,329	1,115	-11,384	-10,264	4,922	31,018
710	0,222	-12,495	-12,274	0,611	-12,289	-11,981	2,733	32,457
720	-0,007	-12,819	-12,826	0,000	-12,826	-12,826	0,000	33,187

По результатам расчетом построим прямоугольную диаграмму силы $R_{ш}$, в зависимости от угла П.К.В. рисунок 25.

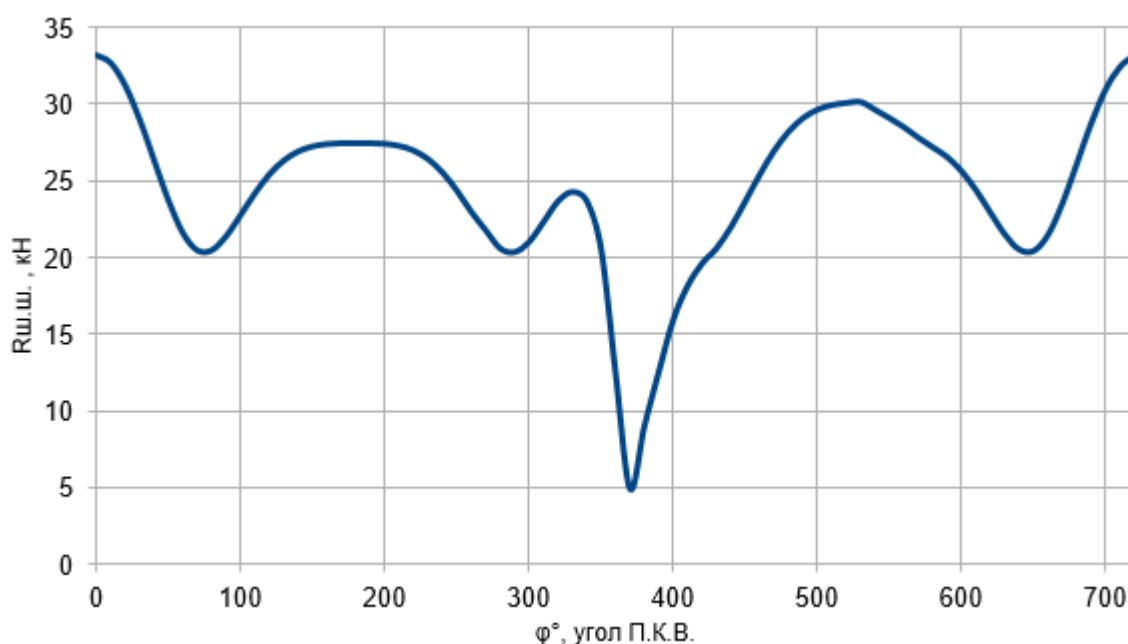


Рисунок 25 – Диаграмма силы $R_{ш}$, в зависимости от угла П.К.В.

Для построения диаграммы износа шатунной шейки используется равномерное распределение сил по всему подшипнику в секторе 120° . Износ пропорционален величине силы, а общий износ определяется как сумма износа, вызванного каждой отдельной силой. Для построения диаграммы на двух окружностях произвольного радиуса строятся секторы, которые делятся на отрезки, соответствующие каждой силе. Для каждой силы на второй окружности строится дуга, радиус которой пропорционален величине силы, а центр находится в точке приложения данной силы.

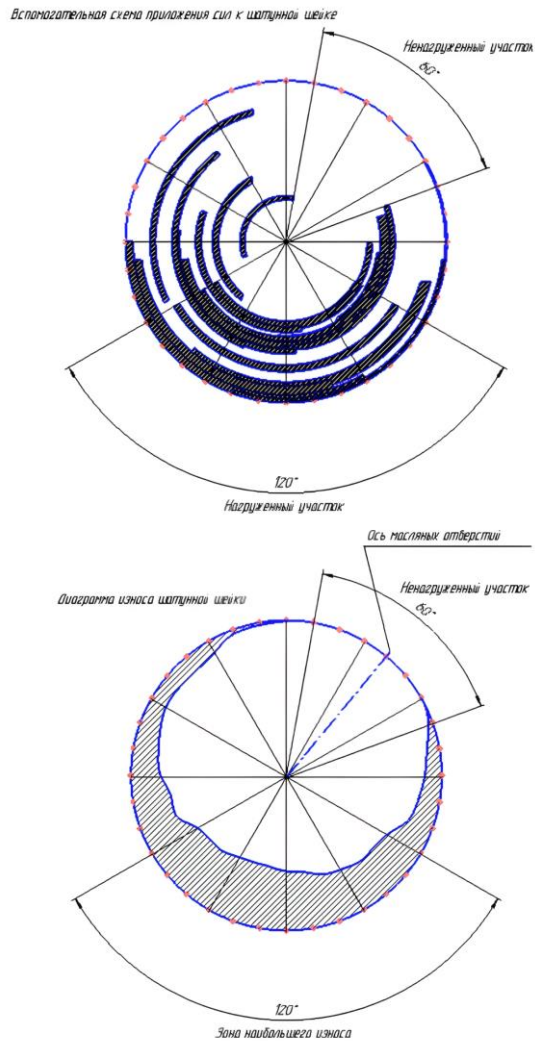


Рисунок – 26 Диаграмма износа

Расчет деталей двигателя.

Поршень. Рассчитаем напряжение изгиба днища поршня:

$$\sigma_{из} = P_{zmax} * \frac{r_i^2}{\delta} = 6 * \frac{31^2}{7,5} = 102,5 \text{ МПа} \quad (66)$$

где $P_{zmax} = P_z * F_{\Pi} = 6 * 0,005278 = 0,032 \text{ МН}$

$$r_i = D/2 (s + t + \Delta t) = 31 \text{ мм}$$

Определим в сечении наименьшей площади напряжение на сжатие:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{zmax}}{F_{x-x}} = \frac{0,032}{0,0007} = 44 \text{ МПа} \quad (67)$$

Рассчитаем максимальную угловую скорость по формуле:

$$\omega_{max} = \frac{\pi * n_{max}}{30} = \frac{3,14 * 6150}{30} = 644 \frac{рад}{с} \quad (68)$$

Определим максимальную разрывную силу:

$$P_j = m_{x-x} * R * \omega_{max}^2 + \lambda = (0,25 * 0,04 * 644^2 + 0,286) * 10^{-6} = 0,0005 \text{ МН} \quad (69)$$

Найдем напряжение разрыва поршня из соотношения:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} = \frac{0,005}{0,0007} = 7,4 \text{ МПа} \quad (70)$$

В кольцевой перемычки, определим напряжение среза:

$$\tau = \frac{0,0314 * p_{zmax} * P}{h_n} = \frac{0,00314 * 6 * 82}{3,5} = 4,4 \text{ МПа} \quad (71)$$

Определим напряжение изгиба:

$$\sigma_{из} = 0,0045 * P_{zmax} \left(\frac{D}{h_p} \right)^2 = 0,0075 * 6 \left(\frac{82}{3,5} \right)^2 = 14,8 \text{ МПа} \quad (72)$$

Определим суммарное напряжение:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 * \tau^2} = \sqrt{14,8^2 + 4 * 4,4^2} = 17,3 \text{ МПа} \quad (73)$$

Рассчитаем максимальное удельное давление юбки поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = \frac{N_{max}}{h_{ю} * D} = \frac{0,0045}{0,055 * 0,082} = 0,99 \text{ МПа} \quad (74)$$

$$q_2 = \frac{N_{max}}{H * D} = \frac{0,0045}{0,08 * 0,082} = 0,69 \text{ МПа} \quad (75)$$

Определим диаметр поршня и юбки поршня соответственно, с учетом монтажных зазоров:

$$D_r = D - \Delta_r = 82 - 0,574 = 81,43 \text{ мм} \quad (76)$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 82 - 0,164 = 81,83 \text{ мм} \quad (77)$$

Проведем необходимые расчеты поршневых колец.

Рассчитаем давление кольца на стенку цилиндра:

$$P_{cp} = 0,152 * E * \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 * \frac{D}{t}} = 0,152 * 1,2 * 10^5 * \frac{\frac{12}{4}}{\left(\frac{82}{4} - 1\right)^3 * \frac{82}{4}} = 0,35 \text{ МПа} \quad (78)$$

Вычислим напряжение, возникающее в кольце из-за его изгиба при работе:

$$\sigma_{из1} = 2,61 * p_{cp} \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2 = 2,61 * 0,35 * \left(\frac{82}{4} - 1\right)^2 = 357 \text{ МПа} \quad (79)$$

Определим величину монтажного зазора в замке кольца:

$$\begin{aligned} \Delta_k = \Delta_k' &= \pi * D * (\alpha_k * T_k - \alpha_u * T_u - T_0) = \\ &= 0,07 + 3,14 * 82 * (11 * 10^{-6} * 525 - 293 - 11 * 10^{-6} * 390 - 293) = 0,45 \text{ мм} \end{aligned} \quad (80)$$

Поршневой палец:

Силы, действующие на палец поршня:

- газовая:

$$P_{zmax} = P_z * F_n = 6 * 0,005278 = 0,032 \text{ МН} \quad (81)$$

- инерционная:

$$P_i = -m_n * \omega_m^2 * R * (1 + \lambda) * 10^6 = -0,0095 \text{ МПа} \quad (82)$$

- расчетная:

$$P = P_{zmax} + k * P_j = 0,032 - 0,8 * 0,0095 = 0,024 \text{ МПа} \quad (83)$$

Рассчитаем давление, которое возникает на внутреннюю поверхность втулки шатуна при работе двигателя:

$$q_m = \frac{P}{d_n * l_{ш}} = \frac{0,024}{22 * 32} = 34 \text{ МПа} \quad (84)$$

Рассчитаем нагрузку, действующую от пальца на бобышки:

$$q_b = \frac{P}{d_n * (l_n - b)} = \frac{0,024}{22 * (70 - 32)} = 27 \text{ МПа} \quad (85)$$

Рассчитаем напряжения, возникающие при изгибе:

$$\sigma_{из} = \frac{P * (l_n + 2b - 1,5 * l_i)}{1,2 * (1 - \alpha^4) * d_n^3} = \frac{0,024 * (70 + 2 * 32 - 1,5 * 30)}{1,2 * (1 - 0,64^4) * 22^3} = 185 \text{ МПа} \quad (86)$$

Определим величину напряжения овализации на наружной поверхности пальца в двух плоскостях:

- горизонтальная:

$$\begin{aligned} \sigma_{\alpha\sigma} &= \frac{15P}{d_n l_0} * \left[0,19 * \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 * 0,024}{22 * 70} \left[0,19 * \frac{(2+0,64)(1+0,64)}{(1-0,64)^2} - \frac{1}{1-0,64} \right] [0,1 - (0,64 - 0,4)^3] = \\ &= 71 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (87)$$

- вертикальная:

$$\begin{aligned} \sigma_{\alpha 90^\circ} &= \frac{15P}{d_n l_0} * \left[0,174 * \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 * 0,024}{22 * 70} \left[0,174 * \frac{(2+0,64)(1+0,64)}{(1-0,64)^2} + \frac{0,636}{1-0,64} \right] [0,1 - (0,64 - 0,4)^3] = \\ &= -92 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (88)$$

Определим напряжение овализацией на внутренней поверхности кольца:

- в горизонтальной плоскости:

$$\begin{aligned} \sigma_{i\sigma} &= \frac{-15P}{d_n l_0} * \left[0,19 * \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 * \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 * 0,024}{22 * 70} \left[0,19 * \frac{(1+2 * 0,64)(1+0,64)}{(1-0,64)^2 * 0,64} + \frac{1}{1-0,64} \right] [0,1 - (0,64 - 0,4)^3] = \\ &= -125 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (89)$$

- в вертикальной плоскости:

$$\begin{aligned} \sigma_{i\sigma} &= \frac{15P}{d_n l_0} * \left[0,19 * \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 * \alpha} - \frac{0,363}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 * 0,024}{22 * 70} \left[0,19 * \frac{(1+2 * 0,64)(1+0,64)}{(1-0,64)^2 * 0,64} - \frac{0,363}{1-0,64} \right] [0,1 - (0,64 - 0,4)^3] = \\ &= 57 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (90)$$

4 Специальная часть

4.1 Расчет топливонасоса

Исходные данные возьмем из теплового расчета.

Производительность насоса:

$$G_n = \frac{G_t * i * 10^{-3}}{\rho_t * 3600} = \frac{22,3 * 4 * 10^{-3}}{0,76 * 3600} = 3,26 * 10^{-5} \frac{M^3}{c} \quad (91)$$

Рабочее давление в системе $P = 3,8 * 10^5$ Па.

Механический КПД насоса $\eta_n = 0,85$.

Мощность насоса:

$$N_n = \frac{G_n * P}{\eta_n * 10^3} = \frac{3,26 * 10^{-5} * 3,8 * 10^5}{0,8 * 10^3} = 0,143 \text{ кВт} \quad (92)$$

4.2 Расчет демпфера

Определим начальные геометрические параметры:

- диаметр рабочей части мембраны $d = 0,02$ м;
- настройка демпфера $P = 3 * 10^5$ Па.

Вычислим силу, которую создает пружина при заданной величине ее деформации [10]:

$$F_2 = P * \pi * \frac{(d * 10^{-3})^2}{4} = 3 * 10^5 * \pi * \frac{(20 * 10^{-3})^2}{4} = 163,4 \text{ Н} \quad (93)$$

Подбор пружины демпфера произведем по ГОСТ 13765-86.

Зададим:

- ход пружины $h = 0,001$ м;
- предварительный наружный диаметр пружины $D_1 = 0,013$ мм;
- материал пружины проволока 51ХФА-Ш-2Б-2 ГОСТ 1071-81 [11].

- второй класс пружины;
- второй разряд пружины.

Относительный инерционный зазор пружины сжатия для II класса $\delta = 0,05 - 0,25$.

Определим величину силы пружины при наибольшей возможной деформации:

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta}, Н \quad (94)$$

Сила предварительного напряжения:

$$F_0 = (0,1 - 0,25) F_3, Н \quad (95)$$

Диаметр проволоки выбирается по таблицам ГОСТ 13764 — ГОСТ 13776.

Максимальное касательное напряжение пружины, назначается по таблице 2 ГОСТ 13764 или при проверке:

$$\tau_3 = \frac{k * 8 * F_3 * D}{\pi * d^3}, МПа \quad (96)$$

Критическая скорость пружины:

$$v_k = \frac{\tau_3 \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)}{\sqrt{2G\rho * 10^{-3}}}, м/с \quad (97)$$

Модуль сдвига для пружинной стали $G = 7,85 * 10^4$ МПа.

Жесткость пружины:

$$c = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{G * d^3}{8 * D^3 * n}, \frac{Н}{мм} \quad (98)$$

Число рабочих витков:

$$n = \frac{c_1}{c} \quad (99)$$

Полное число витков:

$$n_1 = n + n_2 \quad (100)$$

где n_2 - число опорных витков.

Длина пружины при максимальной деформации:

$$l_3 = (n_1 + 1 - n_3) * d, \text{ мм} \quad (101)$$

где n_3 - число обработанных витков.

Длина пружины в свободном состоянии:

$$l_0 = l_3 + s_3, \text{ мм} \quad (102)$$

где $s_3 = \frac{F_3}{c}$ - максимальная деформация.

Длина пружины при предварительной деформации:

$$l_1 = l_0 - s_1, \text{ мм} \quad (103)$$

где $s_1 = \frac{F_1}{c}$ - предварительная деформация.

Результаты расчетов сведем в таблицу 10.

Таблица 10 – расчет пружины сжатия по ГОСТ 13765-86

Наименование параметра	Значение	
Относительный инерционный зазор	δ	0,25
Наружный диаметр пружины, м	D_1	0,013
Диаметр проволоки, мм	d	2
Число рабочих витков	n	1,5
Полное число витков	n_1	3
Число поджатых витков с одной стороны	n_2	0,75
Число обработанных витков с одной стороны	n_3	0,75
Сила пружины при предварительной деформации, кН	F_1	0,02
Сила пружины при рабочей деформации, кН	F_2	0,163
Сила пружины при максимальной деформации, кН	F_3	0,217

Рабочий ход пружины, м	h	0,001
Длина пружины в свободном состоянии, м	L ₀	0,008
Длина пружины при предварительной деформации, м	L ₁	0,00675
Длина пружины при рабочей деформации, м	L ₂	0,00575
Длина пружины при максимальной деформации, м	L ₃	0,005
Максимальное касательное напряжение, МПа	τ	971
Допускаемое касательное напряжение, МПа	[τ]	1019
Модуль сдвига, МПа	G	78,5*10 ³
Плотность материала, кг/м ³	ρ	800
Масса, г	m	25
Длина развернутой пружины, мм	L	0,106
Жесткость пружины, Н/мм	c	78,638
Критическая скорость, м/с	V _k	6,85
Объем, м ³	V	0,0008955
Шаг пружины, м	t	0,004

4.3 Расчет на прочность корпуса демпфера

На основе геометрических параметров пружины спроектируем корпус демпфера и жесткий центр. В качестве материала для изготовления корпуса и жесткого центра демпфера выберем полиамид 610 литьевой ГОСТ 10589-2016 по следующим причинам: обладает высокой стойкостью к маслам и жидким топливам, способен выдерживать нагрузку до 4000 Н/мм²[12].

Расчет на прочность произведем с помощью пакета программ.

Наиболее нагруженными частями являются крышка и корпус

демпфера. Передачей усилий через мембрану на стенки корпуса можно пренебречь. На корпус действует давление топлива, зададим равномерную нагрузку в 380 кПа. Далее сгенерируем сетку конечных элементов. Размерности эквивалентного напряжению по Мизесу — Н/мм^2 , суммарного линейного перемещения — мм. На рисунке 27а показана расстановка нагрузки и закреплений, на рисунке 27б созданная сетка конечных элементов.

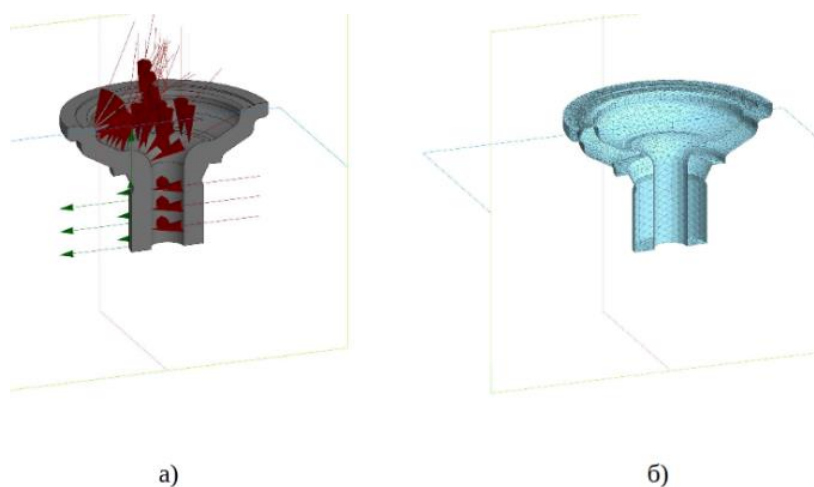


Рисунок 27 – Корпус а) схема расстановки нагрузки и закрепления; б) сетка конечных элементов

Далее представлены результаты расчета.

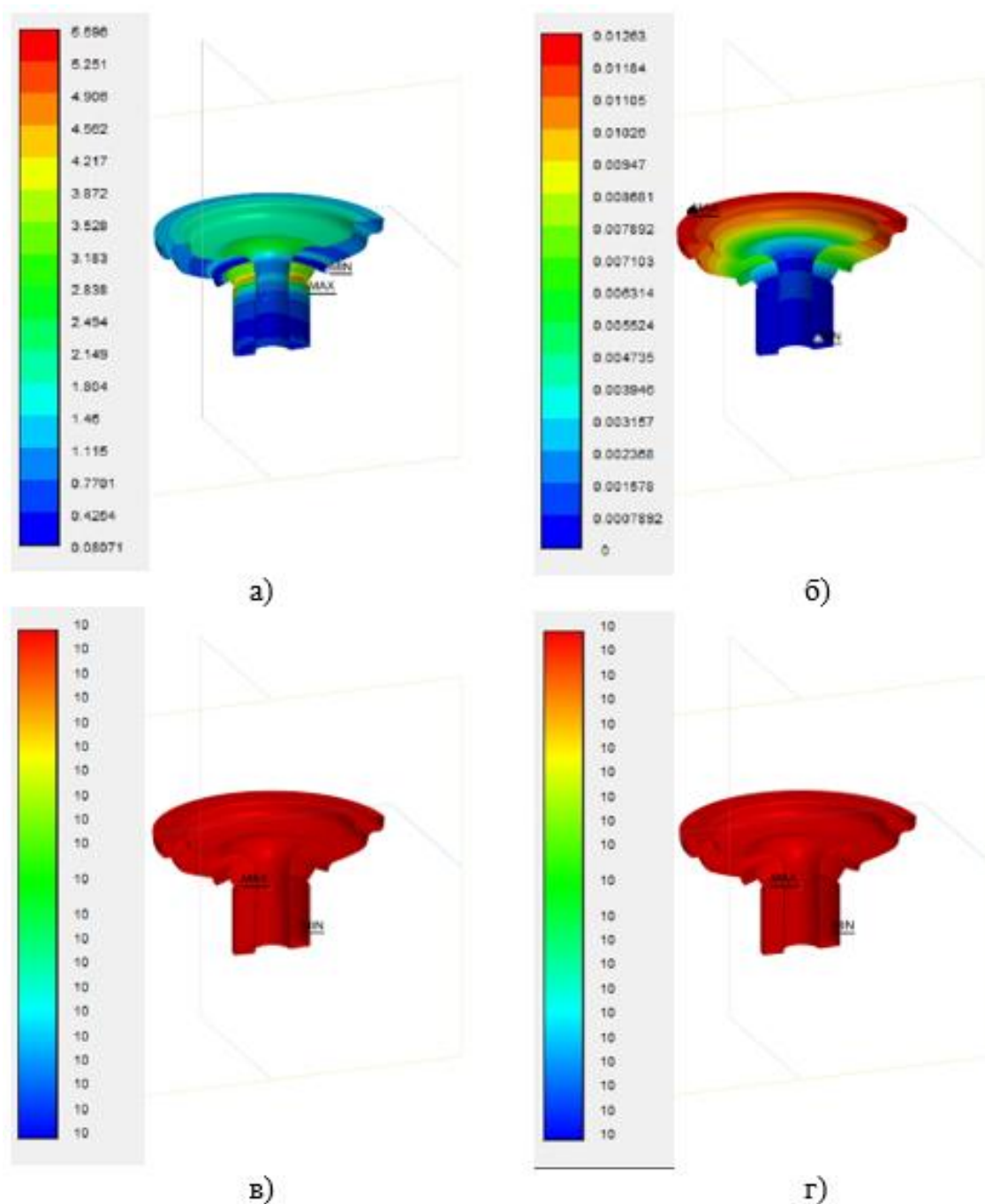


Рисунок 28 – Результаты FEM анализа корпуса а) эквивалентное напряжение по Мизесу; б) суммарное линейное перемещение; в) коэффициент запаса по пределу текучести; г) коэффициент запаса по пределу прочности

В качестве уплотняющего материала между корпусом демпфера и топливной рампы используется поронит марки ПОН-В по следующим

причинам: согласно ГОСТ 481-80 предназначен в среде минеральных масел и легких нефтепродуктов, топливоздушной смеси, воды, тосола, антифриза; способен выдерживать давление до 1 МПа; температуру до 130 градусов Цельсия [13,15].

Крышка корпуса воспринимает нагрузку от пружины, зададим нагрузку равную рабочей силе пружины, зададим нагрузку в 776 Н на площадь соприкосновения крышки и пружины. На рисунке 29а показана расстановка нагрузки и закреплений, на рисунке 29б созданная сетка конечных элементов.

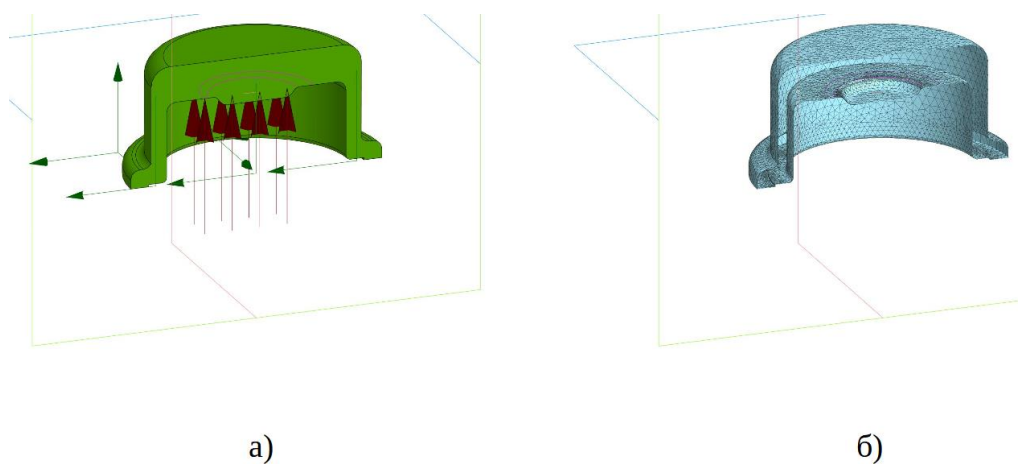


Рисунок 29 –Крышка корпуса а) схема расстановки нагрузки и закрепления;
б) сетка конечных элементов

Ниже представлены результаты FEM анализа. Размерности эквивалентного напряжению по Мизесу — Н/мм², суммарного линейного перемещения — мм.

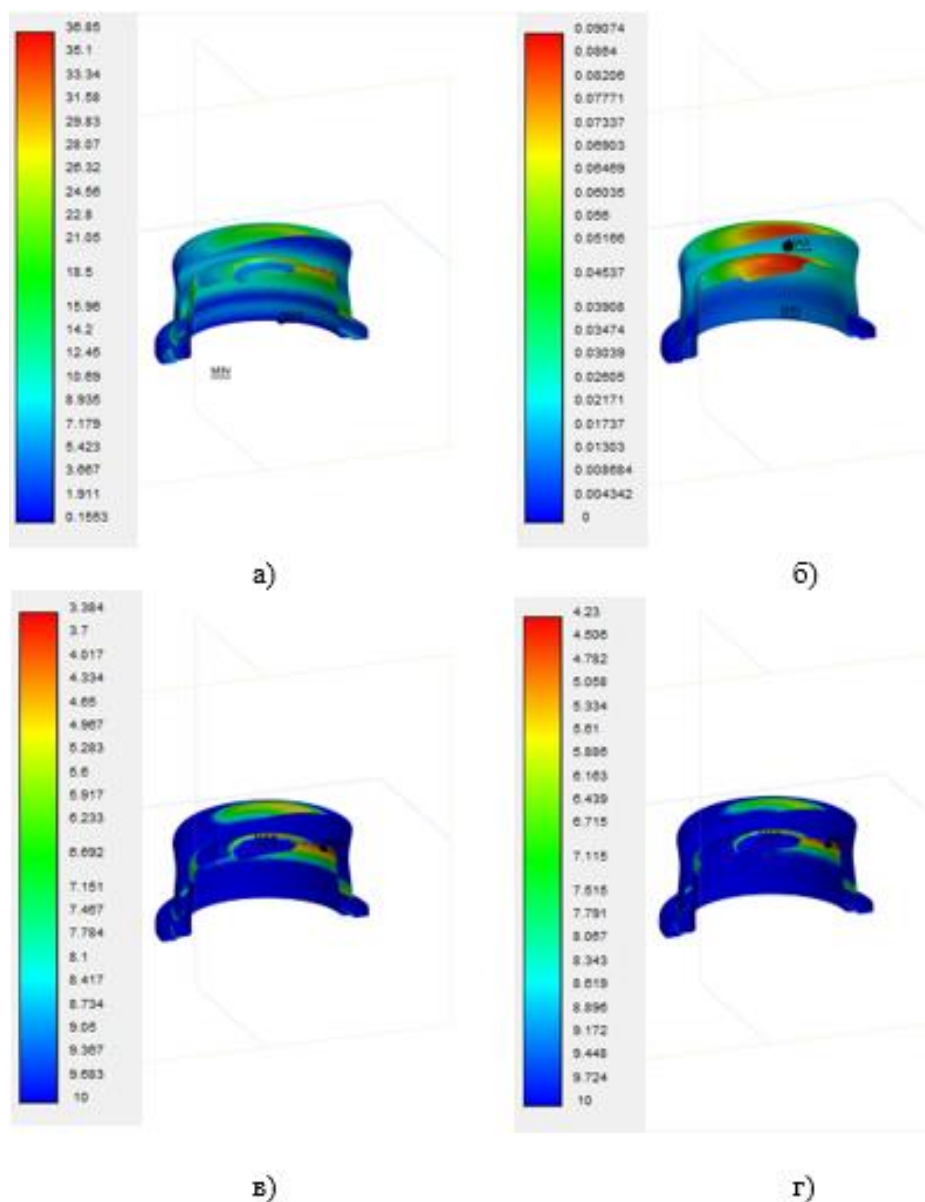
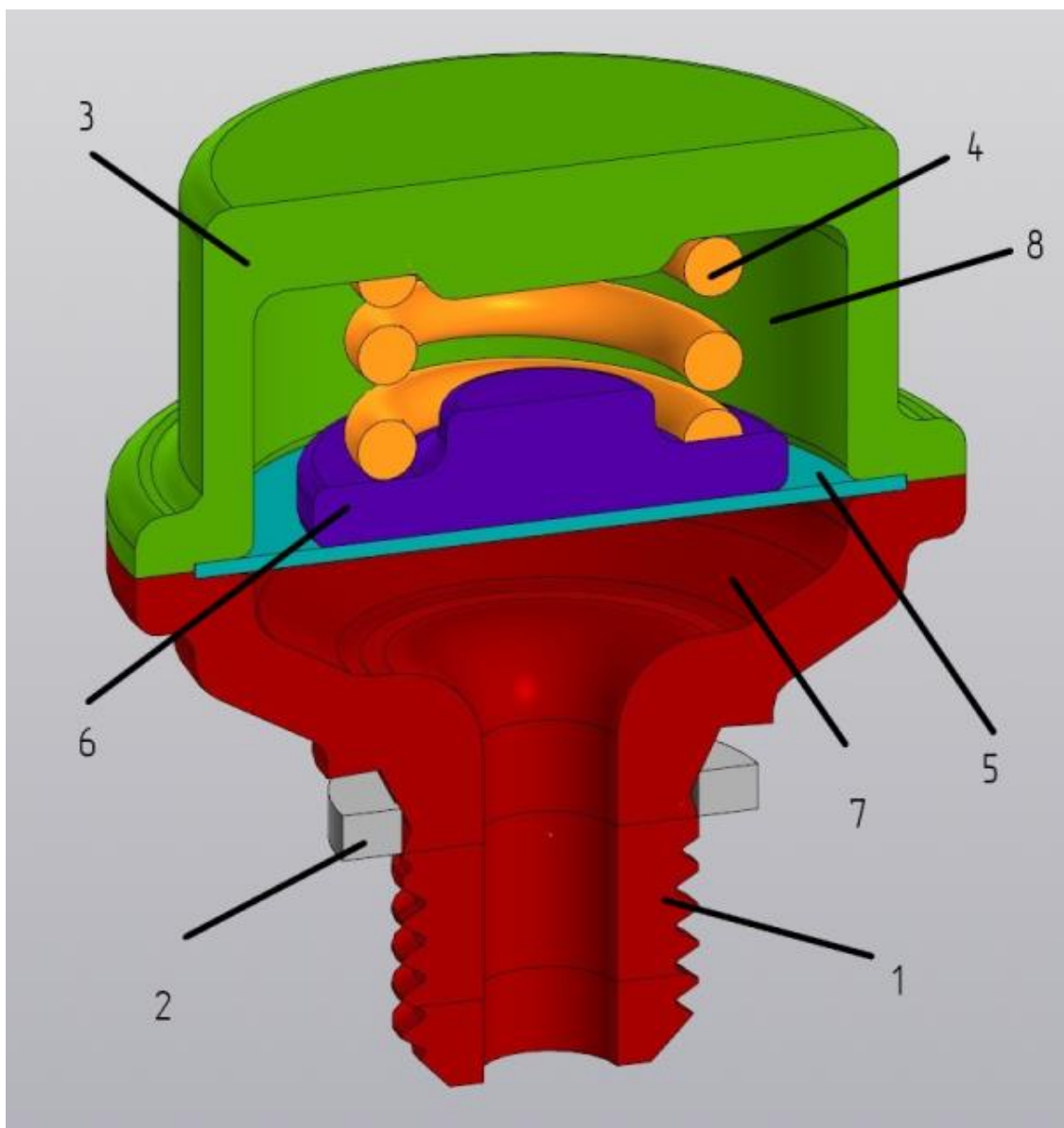


Рисунок 30 – Результаты FEM анализа корпуса а) эквивалентное напряжение по Мизесу; б) суммарное линейное перемещение; в) коэффициент запаса по пределу текучести; г) коэффициент запаса по пределу прочности

Как видно из рисунков 28 и 30 детали корпуса демпфера полностью удовлетворяет прочностным и усталостным требованиям.

Конструкция демпфера в сборе представлена на рисунке 31.



1 – корпус; 2 – уплотнительное кольцо; 3 – крышка; 4 – пружина; 5 – мембрана, 6 – жесткий центр; 7 – демпфирующая полость; 8 – рабочая полость

Рисунок 31 – Демпфер в сборе

Демпфер в сборе представляет корпус 1 и крышку 3, разделенных с помощью мембраны 5 на рабочую 8 и демпфирующую 7 полости, и мембрану 5 с жестким центром 6. Мембрана 5 через жесткий центр 6 разгружает демпфирующую полость 7, сообщенную с помощью канала с топливной магистралью. Конец корпусной детали выполнен согласно ГОСТ 22526-77 [14].

4.4 Конструкция рампы

Внесем необходимые изменения в конструкцию рампы, добавив канал для установки демпфера. На рисунке 32 показана модифицированная рампа.

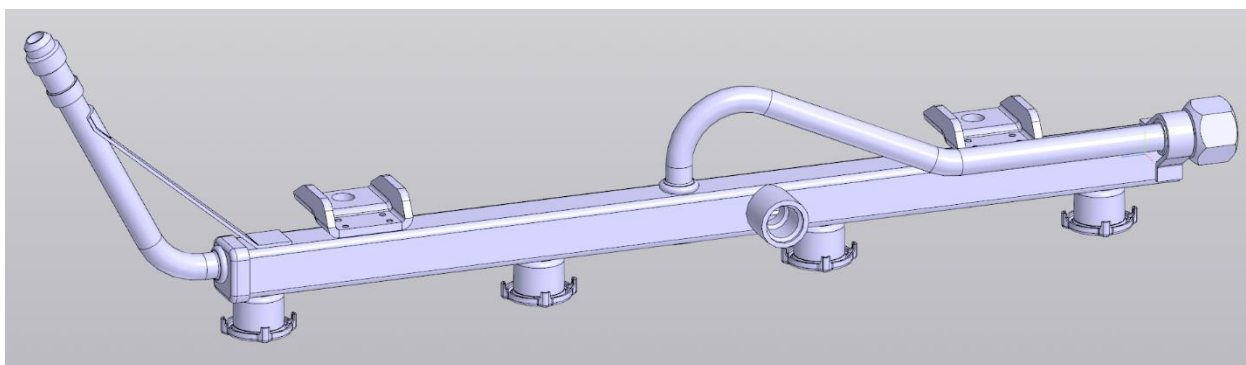


Рисунок 32 – Рампа

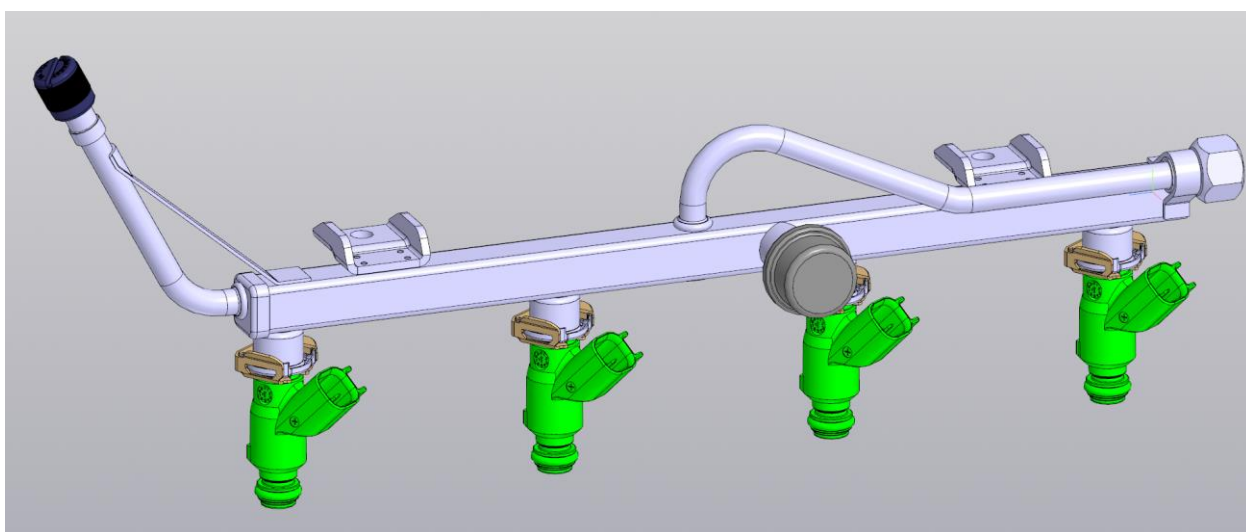


Рисунок 33 – Рампа в сборе

На рисунке 33 представлена модифицированная рампа в сборе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках бакалаврской работы была проведена оценка возможностей и эффективности использования модифицированной системы топливоподачи двигателя ВАЗ 21129. Для этого были проанализированы существующие системы топливоподачи, определены их преимущества и недостатки, а также выявлены требования к модификации системы топливоподачи для улучшения ее работы.

Был произведен тепловой, кинематический и динамический расчеты. В ходе которых были определены основные параметры двигателя.

Для реализации модификации были использованы новые материалы. Был произведен расчет параметров модифицированной системы топливоподачи. Также в рамках работы произведен прочностной расчет демпфера гашения пульсации топлива из полиамида 610. Для этого были определены необходимые параметры материала и проведены расчеты на прочность.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Устройство и виды топливных систем бензиновых и дизельных двигателей [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://techautoport.ru/dvigatel/toplivnaya-sistema/toplivnye-sistemy-benzinovyh-i-dizelnyh-dvigateley.html> (дата обращения 15.05.23)
- 2 Системы впрыска топлива бензиновых двигателей [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://pro-sensys.com/info/articles/obzornye-stati/sistemy-vpryska-topliva-benzinovykh-dvigateley/> (дата обращения 15.05.23)
- 3 Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]/ Колчин, А.И. Демидов В.П. // Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Высшая школа 1980. - с.496.
- 4 Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. – М.: «Машиностроение», 1983.
- 5 ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Общие требования и правила составления. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 47 с.
- 6 Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] /С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова//. –3-е издание, перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1985. - с.456.
- 7 Ховаха, М.С. Автомобильные двигатели – 2-е изд., перераб. и доп. [Текст] /Под редакцией М.С. Ховаха// М.: Машиностроение, 1977. - с.636.
- 8 Стечкин, Б.С. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский. – М. : АН СССР, 1960. – 200 с.
- 9 Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» /С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова // . – 3-е издание,

- перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1985. - с.456.
- 10 ГОСТ 13765-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. - Москва: ИПК ИЗДАТЕЛЬСТВО СТАНДАРТОВ, 2003. – 15 с.
- 11 ГОСТ 1071-81 Проволока стальная пружинная термически обработанная. – Москва: ИПК ИЗДАТЕЛЬСТВО СТАНДАРТОВ, 2003. – 14 с.
- 12 ГОСТ 10589-2016 Полиамид 610 литьевой. Технические условия. – Москва: ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ» - 2017. – 16 с.
- 13 ГОСТ 481-80 Паронит и прокладки из него. Технические условия. – Москва: ИТТК ИЗДАТЕЛЬСТВО СТАНДАРТОВ, 2002. – 16 с.
- 14 ГОСТ 22526-77 Соединения трубопроводов резьбовые. Концы корпусных деталей ввертные и гнезда под них. Конструкция. - Москва: ИПК ИЗДАТЕЛЬСТВО СТАНДАРТОВ, 1979. – 7 с.
- 15 ГОСТ 23358-87 Соединения трубопроводов резьбовые. Прокладки уплотнительные. Конструкция. - Москва: ИПК ИЗДАТЕЛЬСТВО СТАНДАРТОВ, 1988. – 6с.
- 16 Ankur Kalwar, Avinash Kumar Agarwal «Overview, Advancements and Challenges in Gasoline Direct Injection Engine Technology»/ 2020 / https://www.researchgate.net/publication/336435400_Overview_Advancements_and_Challenges_in_Gasoline_Direct_Injection_Engine_Technology
- 17 Stamatis Kalligeros, Fanourios E. Zannikos «Impact of gasoline quality on engine performance and emissions» 2003 / https://www.researchgate.net/publication/306187818_Impact_of_gasoline_quality_on_engine_performance_and_emissions
- 18 Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 19 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information (Text with EEA relevance) 16p.
- 20 Yunpeng Wei, Hanwen Zhang, Liyun Fan. Experimental study on influence of

pressure fluctuation and cavitation characteristics of nozzle internal flow on near field spray /2023 /

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0016236122036675>

21 Uwe Kiencke, Lars Nielsen Automotive Control Systems, For Engine, Driveline, and Vehicle/ 2005 / 512p.

22 За что любят и ненавидят непосредственный впрыск [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://quto.ru/journal/articles/za-chto-lyubyat-i-nenavidyat-neposredstvennyy-vprysk.htm> (дата обращения 15.05.23)

23 Топливные насос классификация особенности и виды топливных насосов [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://12psb.ru/blog/toplivnyj-nasos> (дата обращения 15.05.23)

24 Топливная система автомобиля [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.autoopt.ru/articles/products/3479996> (дата обращения 15.05.23)

25 Akmandor, I.S. Novel Thermodynamic Cycle / I.S. Akmandor, N. Ersöz// PTC, WO, 2004. 022919 A1.

26 Кравцов П.Э. Улучшение виброакустических характеристик двигателей семейства ВАЗ [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://dspace.tltsu.ru/bitstream/123456789/10117/1/%d0%9a%d1%80%d0%b0%d0%b2%d1%86%d0%be%d0%b2%20%d0%9f.%d0%ad.%d0%ad%d0%9c%d0%a1%d0%b1-1501.pdf> (дата обращения 15.05.23)

27 Хапов Д.А. Повышение экологических характеристик двигателей семейства ВАЗ [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://dspace.tltsu.ru/bitstream/123456789/10124/1/%d0%a5%d0%b0%d0%bf%d0%be%d0%b2%20%d0%94.%d0%90.%d0%ad%d0%9c%d0%a1%d0%b1-1501.pdf> (дата обращения 15.05.23)

28 Корнилов А.Н. Газопоршневой двигатель с искровым зажиганием [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://dspace.tltsu.ru/bitstream/123456789/2677/1/%d0%9a%d0%be%d1%80%d0%bd%d0%b8%d0%bb%d0%be%d0%b2%20%d0%90.%d0%9d.%d0%ad%d0%9>

[с%д0%а1%д0%б1_1201.pdf](#) (дата обращения 15.05.23)