

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра Проектирование и эксплуатация автомобилей

(наименование)

15.04.01 Машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

Эксплуатация транспортных средств

(направленность (профиль))

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)**

на тему: «Оптимизация конструкции шатуна двигателя ВАЗ-11182»

Обучающийся	<u>М.Д. Дужников</u>	_____
	(Инициалы Фамилия)	(личная подпись)
Научный руководитель	<u>канд. техн. наук, А.В. Зотов</u>	_____
	(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)	
Консультант	<u>канд. филол. наук, М.М. Бажутина</u>	_____
	(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)	

Тольятти 2023

Содержание

Введение	3
1 Состояние вопроса. Общие положения	6
1.1 Основные сведения по конструкции двигателя ВАЗ-11182	6
1.2 Общие положения по разработке шатуна двигателя	9
1.3 Технические требования к разработке шатуна	12
1.4 Неисправности при эксплуатации, ремонт и обслуживание шатунов ..	16
2 Твердотельное параметрическое моделирование.....	21
3 Аналитический расчет шатуна на прочность	29
3.1 Индицирование двигателя внутреннего сгорания.....	29
3.2 Индикаторная диаграмма двигателя ВАЗ-11182	32
3.3 Инженерный анализ конструкции шатуна	36
3.4 Расчет действующей конструкции шатуна в программе автоматизированного проектирования	49
4 Оптимизация конструкции шатуна. Расчет на прочность	57
4.1 Оптимизация конструкции шатуна двигателя ВАЗ-11182	57
4.2 Расчет оптимизированной конструкции шатуна в программе автоматизированного проектирования	60
Заключение	69
Список используемой литературы и используемых источников	70

Введение

Акционерное общество «АВТОВАЗ» – крупная автомобилестроительная компания, производящая легковые автомобили под брендом LADA на территории Российской Федерации. Ранее завод производил автомобили марки ВАЗ с такими названиями, как «Жигули», «Спутник», «Samara». Помимо собственных автомобилей «Лада», «автогигант» выпускал ряд иностранных моделей легковых транспортных средств: Nissan, Datsun и Renault. В настоящее время самыми популярными автомобилями модельного ряда LADA являются Granta FL, Niva Travel, Largus, Niva Legend, Lada Vesta. Вышеперечисленные марки АвтоВАЗа оборудованы силовыми агрегатами, сконструированными еще в далеких 60-80-х годах прошлого века. Но нельзя утверждать на 100 %, что устанавливаются двигатели внутреннего сгорания (ДВС) старой модификации по большей части с использованием прошлых конструктивных и технологических образцов [7, 3]. В наше время усовершенствование, форсирование, то есть доработки стандартной заводской конструкции двигателя в эксплуатации принимает особую актуальность. Данная задача несет практическое значение с точки зрения повышения энергоэффективности автомобилей, что может стать решающим фактором ресурсосбережения.

На надежный жизненный цикл силового агрегата влияет множество факторов, одним из которых являются колебания элементов, входящих в состав двигателя. Крутильные колебания при высокой частоте вращения коленвала, могут спровоцировать поломку не только самого коленчатого вала, но и деталей, входящих в шатунно-поршневую группу [1, 2, 16].

В настоящий момент на вазовские переднеприводные автомобили устанавливается двигатель ВАЗ-11182. Шатунно-поршневая группа этого двигателя является сборной конструкцией, в которую входят: шатун, поршень, два компрессионных и одно маслосъемное кольцо. Каждая деталь

шатунно-поршневой группы, да и в целом двигатель, проходит этап проектных работ. Данные работы включают в себя разработку цифровой модели изделия, чертеж детали, сборочные чертежи, технологические карты, карты замеров.

Шатунно-поршневая группа силового агрегата принимает значительные нагрузки во время такта «впуск» от давления газов и инерционных сил, поэтому в ходе эксплуатации они могут привести к выходу из строя не только деталей кривошипно-шатунного механизма, но и весь силовой агрегат.

Следовательно, чтобы повысить ресурс элементов шатунно-поршневой группы необходимо усовершенствовать геометрию деталей, входящих в нее. При этом нагрузка должна быть равномерно распределена между рабочими элементами группы, а также благодаря оптимизированной геометрии можно будет достичь понижения уровня шума и вибраций звеньев в изделии, а сниженная масса, поможет добиться повышения эффективных показателей ДВС [20, 18].

Актуальным становится вопрос оптимизации конструкции деталей под нагрузки двигателя путем модернизации.

Однако разработка такой детали двигателя сопровождается денежными и временными затратами, а также сложными расчетами. Применение специальных программ моделирования позволяет упростить расчет конструкции шатуна. Исходя из вышеперечисленного, можно сказать, что метод проектирования шатуна в системах инженерного анализа и автоматизированного проектирования для решения вопроса оптимизации конструкции является актуальным и эффективным.

Цель исследования: оптимизировать конструкцию шатуна для серийного двигателя ВАЗ-11182 путем аналитического и программно-прочностного расчета.

Гипотеза исследования: разработка модернизированной конструкции шатуна для двигателя ВАЗ-11182 будет осуществлена с помощью систем

автоматизированного проектирования для анализа напряжений, возникающих в конструкции детали.

Задачи исследования:

- разработка цифровой модели шатуна в пакете САD-моделирования (Catia v5);
- оценка на прочность шатуна в расчетной программе по методике Renault;
- анализ конструкции шатуна в пакете САЕ-моделирования;
- разработка оптимизированной конструкции шатуна;
- анализ оптимизированной конструкции шатуна в пакете САЕ-моделирования.

Научная новизна: расчет шатуна будет произведен по методике Renault, которая включает в себя построение цифровой модели в САD (Catia V5), анализ исследуемого шатуна в САЕ (Ansys) и сравнение результатов с действующей конструкцией изделия.

1 Состояние вопроса. Общие положения

1.1 Основные сведения по конструкции двигателя ВАЗ-11182

На тольяттинском автозаводе все двигатели собираются в механосборочном производстве, в которое входит производство двигателей, производство шасси и производство коробок переключения передач.

«АвтоВАЗ выпустил обновленный восьмиклапанный двигатель с индексом 11182 в 2021 году. Двигатель устанавливается на LADA Largus и LADA Granta FL. Двигатель внутреннего сгорания 11182 создавался на базе восьмиклапанного двигателя с индексом 11189» [7].

Двигатель 11182 представляет собой четырехцилиндровый рядный бензиновый двигатель объемом 1,6 литра, с мощностью 90 л.с. и крутящим моментом 143 Н·м.

Основные изменения коснулись системы газораспределительного механизма и коленчатого вала. Блок цилиндров остался неизменным. Более обширным изменениям подверглась головка блока цилиндров (ГБЦ). Были модернизированы рубашка охлаждения, а также впускные и выпускные каналы, доработана камера сгорания.

«На двигателе 11182 был установлен новый облегченный распределительный вал. Помимо уменьшения веса, были доработаны кулачки, их рабочая поверхность составляет всего 11 мм, а затылки кулачков уменьшились до 6 мм» [7].

Впускные и выпускные клапаны, а именно их стержни уменьшили в диаметре на 5 мм, благодаря такому решению улучшился коэффициент наполнения и продувка цилиндров, а течение топливо-воздушной смеси по каналам ГБЦ стало более эффективным.

Следовательно, так как был уменьшен диаметр стержня клапана, то и «тарелки», «сухари» и маслоотражательные колпачки были подобраны в соответствии с требованиями.

«Изменений коснулась конструкция толкателей клапанного механизма. В предыдущей версии двигателя в данном механизме применялись две клапанные пружины и одна регулировочная шайба. На 11182 двигателе инженерами было принято решение исключить регулировочную шайбу и оставить одну пружину» [7].

Но, с другой стороны, регулировка зазоров клапанов усложнилась – ранее требовалось наличие регулировочных шайб, специального набора щупов, для определения зазоров, а на новом ДВС ВАЗ-11182, придется менять полностью толкатель.

Поршни двигателя изготовлены из алюминиевого сплава с тремя кольцами – два компрессионных и одно маслосъемное. Нижнее кольцо поршня, маслосъемное, стало трехкомпонентным. Благодаря такой доработке угар масла снизился в два раза. Увеличилась длина юбки и высота жарового пояса.

Все эти доработки повысили показатели по качеству топливно-воздушной смеси, улучшился отвод тепла от поршня, снизился расход масла на угар и механические потери.

«На 11189 силовой установке был применен дроссельный патрубок диаметром 52 мм, а на ВАЗ-11182 уже на 7 мм меньше» [3].

Помимо вышеперечисленных модернизаций деталей, были доработаны и установлены следующие компоненты двигателя:

- установлены свечи зажигания меньшего диаметра;
- на коленчатом валу снизилось число противовесов с восьми до четырех, а также уменьшен размер шатунных шеек с 47,8 до 43 мм.

Краткие технические характеристики мотора:

- объем двигателя – 1596 см³;
- мощность – 90 л.с.;
- крутящий момент – 143 Н·м;
- степень сжатия – 10,5;
- количество цилиндров – 4 с рядным расположением;

- диаметр цилиндра – 82 мм;
- ход поршня – 75,6 мм;
- количество клапанов на цилиндр – 2 единицы;
- привод газораспределительного механизма – ременной;
- система питания – распределенный впрыск;
- расположение ДВС – поперечное;
- экологический класс – Евро 5.

Визуально отличить два двигателя несложно (рисунок 1). Первое отличие – клапанная крышка. Второе – крышка ГБЦ выше, а патрубок вентиляции картера смещен в левую сторону, ближе к защитной крышке газораспределительного механизма.



а



б

Рисунок 1 – Общий вид двигателя: а – ВАЗ-11182; б – ВАЗ-11189

Подводя итог, можно сказать, что двигатель ВАЗ-11182 подвергся значительным изменениям, на нем были установлены доработанные и облегченные комплектующие, благодаря которым, удалось поднять мощность силового агрегата до 90 л.с.

Но изменения коснулись в основном деталей, входящих в систему газораспределительного механизма, а цилиндропоршневая группа, подверглась незначительным доработкам.

Шатунно-поршневая группа является важным механизмом и самой нагруженной частью в двигателе. Поэтому, исходя из условий работы, а также взаимосвязей деталей между собой, на этапе разработки и проектирования следует правильно задать геометрию каждой детали, входящей в группу. При этом нужно добиться равномерного распределения нагрузки между деталями группы, и при этом добиться облегчения их массы.

Еще один важный момент, к которому стремятся все автопроизводители – добиться и получить минимальный уровень шумов и вибраций деталей. Потребитель оценивает не только мощность силового агрегата при покупке автомобиля, но и шумность в салоне при поездке на транспортном средстве.

1.2 Общие положения по разработке шатуна двигателя

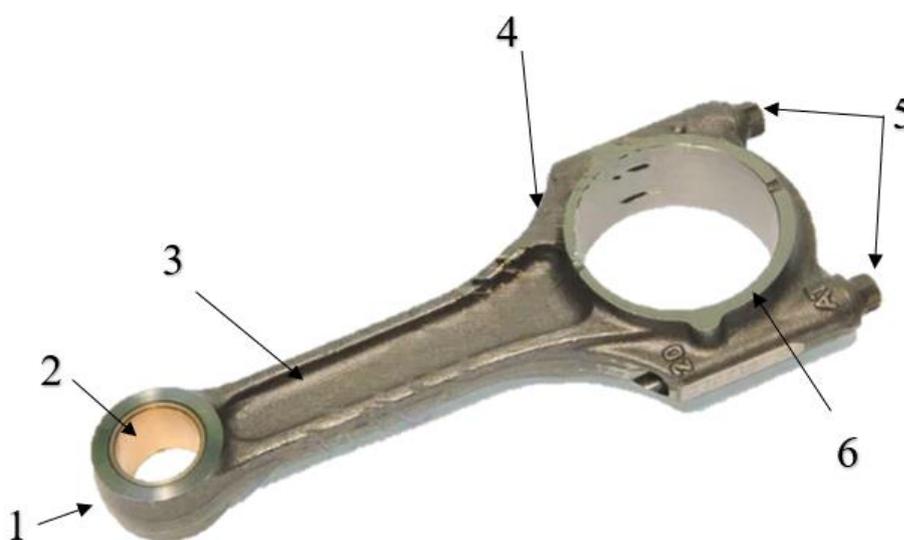
Шатун – деталь, которая входит в шатунно-поршневую группу. Во время работы двигателя внутреннего сгорания шатун испытывает большие нагрузки от давления газов и сил инерции [10, 12, 6, 19]. Поэтому при проектировании для требуемой надежности и долговечности изделия в работе нужно получить:

- достаточную прочность под действием приложенных постоянных нагрузок и периодических перегрузок, которые меняются в зависимости от режимов работы двигателя;
- требуемую жесткость или сопротивление упругим деформациям для предотвращения недопустимых искажений геометрии изделия, которые нарушают стабильную работу подшипников шатуна;
- постоянство размеров или сопротивление остаточным деформациям несущих элементов и прогнозируемый износ опорных поверхностей в течение всего срока службы детали;

- полную изолированность разъемных неподвижных частей, что не позволит влиять фрикционно-коррозионным повреждениям на стыковых поверхностях на стабильную работу изделия.

Шатуны делают из углеродистых сталей. Как правило, используют конструкционную Сталь 25, Сталь 30 или Сталь 35.

«Изготавливают шатуны штамповкой» [5]. На рисунке 2 изображена Форма стержня шатуна двутаврового сечения. Верхние и нижние головки шатунов и крышки – литые.



1 – поршневая головка, 2 – втулка, 3 – двутавровая форма сечений, 4 – нижняя головка шатуна, 5 – болты крепления крышки шатуна, 6 – нижняя крышка шатуна.

Рисунок 2 – Шатун в сборе

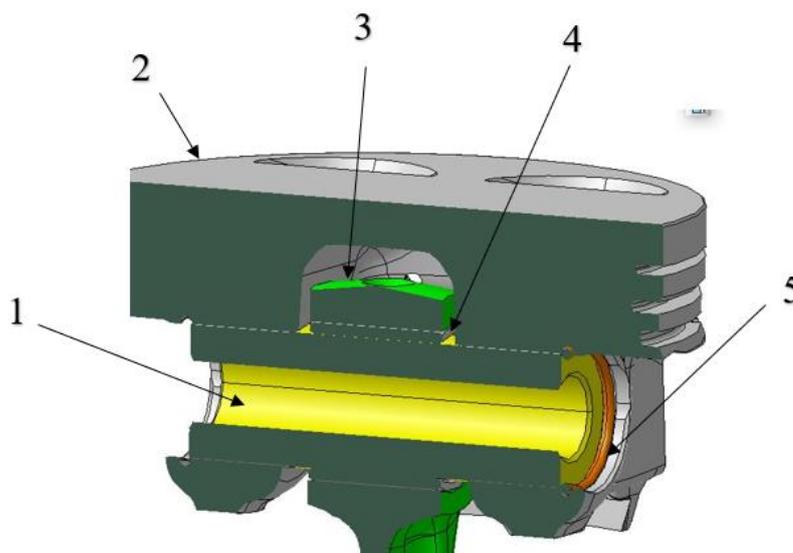
Верхняя часть шатуна соединяется с поршнем через палец. Головка шатуна представляет собой цельную неразборную конструкцию.

Пальцы бывают двух видов:

- плавающие,
- фиксированные.

Поршневой палец может проворачиваться и в головке шатуна, и в бобышках поршня (рисунок 3). В данном виде он имеет фиксацию от

продольного перемещения специальными стопорными кольцами, которые устанавливаются в соответствующие проточки в бобышках поршня, а между пальцем и внутренней поверхностью головки шатуна устанавливается бронзовая втулка. Во втулку верхней головки шатуна палец должен входить плотно, без люфта и качания. Такой поршневой палец считается плавающим. Преимуществом такого типа пальца является равномерный износ по окружности.



1 – поршневой палец, 2 – поршень, 3 – поршневая головка шатуна,
4 – втулка, 5 – стопорное кольцо.

Рисунок 3 – Поршневой палец в разрезе

Фиксированный же палец не вращается в одном из соединяемых элементов – он устанавливается с тугой посадкой или в верхней головке шатуна, или в отверстиях бобышек поршня. Тугая посадка в одном из элементов обеспечивает осевую фиксацию пальца.

Чаще всего фиксация обеспечивается в верхней головке шатуна, и вращение пальца происходит только в отверстиях бобышек поршня. На ДВС, где применяется фиксированное соединение, бронзовая втулка в верхнюю головку шатуна не устанавливается.

1.3 Технические требования к разработке шатуна

При создании нового или модернизации существующего двигателя внутреннего сгорания задают условия работы шатуна, в которые включают:

- технические характеристики мотора, а именно – мощность, крутящий момент, обороты вращения коленвала, ход поршня, диаметр поршня, длина шатуна, тип фиксации пальца;
- условия компоновки компонентов двигателя, их параметры, влияющие на конструкцию шатуна;
- особенности эксплуатации двигателя внутреннего сгорания [27].

После определения условий работы шатуна формируются технические требования к самому изделию – шатуну, в них входят:

- форма конструкции шатуна;
- материал детали;
- длина шатуна, с учетом расстояния между осями головок шатуна (верхней и нижней);
- масса шатуна;
- габаритно-присоединительные размеры;
- вид осевой фиксации шатуна (по поршню или коленчатому валу);
- требования к обслуживанию во время эксплуатации;
- срок службы [17, 25].

Стрежни шатунов испытывают осевые циклические нагрузки. На современных двигателях внутреннего сгорания часто встречаются шатуны с двутавровой формой сечения, где внутренняя стенка ориентирована в плоскости движения шатуна. Такая форма позволяет реализовать плавный переход в криволинейные очертания головок. Таким образом, происходит достижение повышенной жесткости детали при относительно небольшой массе [9].

Верхним головкам шатунов придают круглую форму и изготавливают в виде замкнутой проушины. Переход от шатунной головки к стержню

должен быть плавным, для того чтобы снизить концентрацию напряжений и аэродинамическое сопротивление при движении шатуна [28].

Для обеспечения смазывания трущихся поверхностей в головке шатуна делают специальное отверстие для подачи масла.

В верхнюю головку шатуна запрессовывают втулку в качестве подшипника скольжения в месте соединения поршневого пальца и, собственно, головки шатуна.

Нижняя головка шатуна (кривошипная головка) проектируется в форме плоско-симметричной проушины. Она изготавливается не цельной, а разъемной – для обеспечения последующей сборки с коленчатым валом. Соединяется нижняя головка с нижней крышкой после установки на коленчатый вал при помощи болтов. Крепежные элементы, в свою очередь, должны также соответствовать требованиям по прочности и надежности в течение длительной эксплуатации, так как соединяют элементы шатуна. Методика затяжки болтов подбирается на основе условий обеспечения прочности соединения, с обязательным расчетом на надежность.

Кривошипная головка выполняется разъемной, плоскость разъема перпендикулярна оси шатуна. В кривошипную головку устанавливают подшипники скольжения (вкладыши).

В таблице 1 представлены основные габаритные размеры шатуна двигателя ВАЗ-11182.

Таблица 1 – Габаритные размеры шатуна

Наименование размера	Значение, мм
Диаметр кривошипной головки	46,8
Диаметр поршневой головки	28,8
Длина шатуна	128
Размер между осями винтов	56,8
Ширина стержня	22,9
Ширина кривошипной головки	24,75
Диаметр отверстия поршневого пальца	19

Различают два вида шатунов с кривошипными головками: одинарные и сочлененные.

Одинарные – стандартные шатуны, встречающиеся на большинстве двигателей внутреннего сгорания современных автомобилей (рисунок 4).

«Одинарные шатуны обычно встречаются в двигателях с рядным и V – образным расположением цилиндров, и они непосредственно сопрягаются с коленчатым валом» [21].

Сочлененные подразделяются на три вида:

- вильчатые,
- главные,
- прицепные.

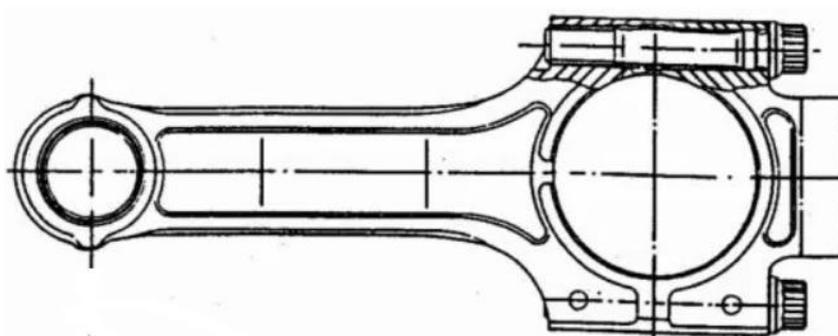


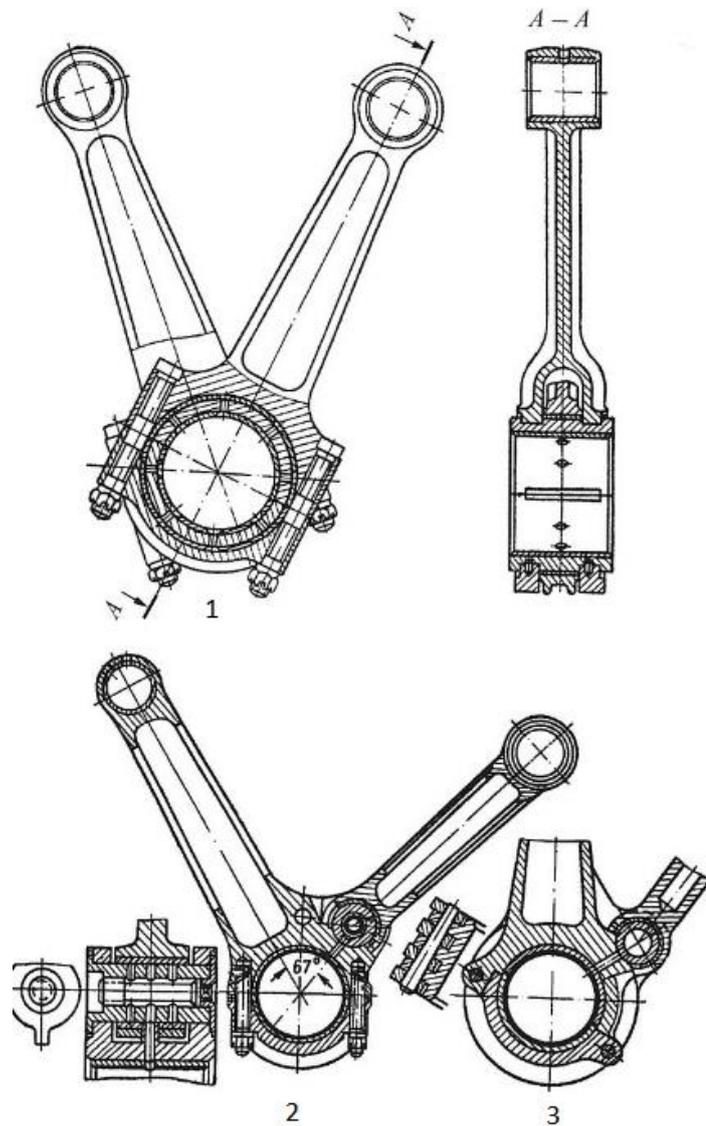
Рисунок 4 – Одинарный шатун

На рисунке 5 представлены виды сочлененных шатунов.

Сочлененные шатуны в двигателях легковых автомобилей встречаются реже из-за своей сложной конструкции. К главному шатуну присоединяется прицепной шатун через палец.

Кинематика поршня, соединенного с главным шатуном, отличается от кинематики поршня с прицепным шатуном, то есть кривошипно-шатунный механизм двигается по разным траекториям. Из-за различных перемещений, стержень главного шатуна и его поршень, а также стенки цилиндров воспринимают дополнительные силы, которые передаются от прицепного

шатуна через палец, вследствие чего происходит изгиб главного шатуна [16, 17].



1 – вильчатый шатун, 2 – главный шатун, 3 – прицепной шатун.

Рисунок 5 – Сочлененные шатуны

«Шатуны должны изготавливаться из материалов, которые имеют хорошие прочностные характеристики: сопротивление усталости (возможность материала воспринимать неоднократные процессы переменных напряжений от заданной нагрузки без разрушения), ударную вязкость (возможность материала воспринимать механическую энергию в

ходе деформации) и относительное удлинение (разница между первоначальной и конечной длиной растягиваемой детали)» [21].

Габаритные размеры шатуна, а именно длина, задается по результатам компоновки узлов двигателя внутреннего сгорания: коленчатого вала, поршня.

Необходимо правильно подобрать длину детали, так как данный параметр оказывает влияние на механические потери в двигателе – при увеличении длины произойдет уменьшение силы трения между поршнем и цилиндром.

Каждая деталь имеет определенную массу – очень важный параметр для шатуна, поскольку оказывает воздействие на надежность, эксплуатацию и работоспособность ДВС.

1.4 Неисправности при эксплуатации, ремонт и обслуживание шатунов

Неправильная эксплуатация автомобиля – попадания воды в цилиндры (гидроудар), использования некачественных горюче-смазочных продуктов и несвоевременного технического обслуживания транспортного средства – приводит к деформации и выходу из строя деталей цилиндропоршневой группы [22].

Еще одной причиной поломки шатуна может служить неправильное ориентирование детали при установке в блок цилиндров. Поэтому, чтобы шатунно-поршневая группа была установлена в правильном положении в двигателе, выполняются метки на детали, например, на стержне шатуна метка представлена в виде круга. При сборке шатунно-поршневой группы эта метка должна быть направлена в переднюю часть двигателя и совпадать с направлением стрелки на поршне. На рисунке 6 показаны месторасположения меток на шатуне, а на рисунке 7 – поршень со стрелкой [22, 23].

Распространенные неисправности и причины поломки шатуна приведены в таблице 2:

Таблица 2 – Неисправности и причины поломки шатуна

Неисправность	Причина
Износ поршневой головки шатуна	–недостаточный уровень масла в двигателе, недостаточное давление; –загрязненные масляные каналы или масляный фильтр; –недостаточный натяг втулки.
Износ кривошипной головки шатуна	– недостаточный уровень масла в двигателе; – загрязненный масляный фильтр; – загрязненный маслоприемник масляного насоса. Вышеперечисленные факторы приближают выработку шатунных вкладышей и коленчатого вала, и в итоге происходит биение в нижней головке шатуна.
Изгиб стержня шатуна	– гидроудар – попадание воды в цилиндры двигателя, при этом происходит осевое сжатие шатуна и стержень шатуна сильно деформируется, сжимается и изгибается; – большой пробег транспортного средства без своевременного прохождения технического обслуживания; – в камере сгорания присутствуют инородные предметы; – при обрыве ремня газораспределительного механизма.
Трещины в шатуне	К наличию трещин в шатуне могут привести все вышеперечисленные факторы, при этом ремонту и восстановлению деталь не подлежит – в таком случае деталь заменяется на новую.

На шатунной крышке тоже выполняется круглая метка, так как крышки шатунов получают методом отрыва от тела шатуна, и затем крышка крепится шатунными болтами. Такая конструкция позволяет установить шатунные вкладыши, чтобы затем собрать нижнюю головку на шатунной шейке коленчатого вала (рисунок 8).

При деформации нижней шатунной крышки, при условии возникновения кручений, прогибов и разрушении, шатуны полностью подлежат замене.

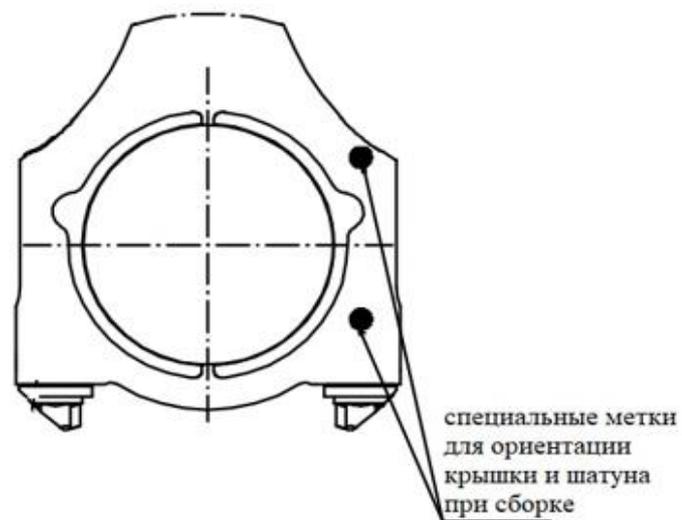


Рисунок 6 – Ориентировочные метки



Рисунок 7 – Поршень со стрелкой, указывающей направление для установки



Рисунок 8 – Разъем нижней головки шатуна и крышки

Все неисправности шатунно-поршневой группы можно определить по внешним признакам. Обычно они сопровождаются стуками, шумами, повышенным расходом моторного масла, а также иногда можно наблюдать синеватый дым, выходящий из выхлопной системы автомобиля – он свидетельствует об износе деталей, входящих в шатунно-поршневую группу [23].

Появление звонкого стука в верхней части блока говорит об износе поршневых пальцев и усиливается при увеличении оборотов двигателя. Если выкрутить свечу зажигания, то стук исчезнет.

Если присутствует глухой стук в средней части блока, значит происходит износ шатунных вкладышей.

Засорение маслоприемника и масляного фильтра тоже являются причиной появления стуков и шумов в шатунной группе.

В большинстве случаев шатун не подлежит ремонту и восстановлению, потому что эта деталь испытывает нагрузки во время эксплуатации, и если попытаться восстановить, например, изогнутый стержень шатуна, то очевидно, что конструкция уже не будет иметь такой прочности и жесткости, как новый шатун.

Поэтому при появлении какой-либо неисправности в детали, необходимо ее заменить на новую, но необходимо учитывать, что детали должны иметь один и тот же код (номер запчасти), указывающий на определенную модель двигателя.

Монтаж и демонтаж шатунов, а также остальных деталей, входящих в цилиндропоршневую группу, следует выполнять строго, следуя инструкции по ремонту и техническому обслуживанию автомобиля.

При правильной установке шатунной группы, а также дальнейшей правильной эксплуатации транспортного средства, своевременного прохождения технического обслуживания, двигатель внутреннего сгорания прослужит продолжительное время.

В качестве вывода по первому разделу можно отметить важные изменения, которые коснулись почти каждой группы деталей, входящей в состав нового двигателя ВАЗ-11182. Рассмотрены его технические характеристики, доработки деталей, благодаря которым удалось повысить мощность и увеличить ресурс силового агрегата, а также уменьшить шумность мотора.

Показано, что в ходе эксплуатации, при высокой частоте вращения коленчатого вала крутильные колебания могут повлиять на поломку не только самого коленвала, но и деталей шатунно-поршневой группы. Шатунно-поршневая группа силового агрегата принимает значительные нагрузки, которые могут привести к выходу из строя всего силового агрегата.

Также в первом разделе были рассмотрены общие положения по разработке шатуна и технические требования по разработке шатуна. Описана конструкция шатуна двигателя ВАЗ-11182, а также конструкции сочлененных шатунов, выявлены их преимущества и недостатки, разобраны типы неисправностей шатунов и причины их возникновения.

2 Твердотельное параметрическое моделирование

«В наше время большинство предприятий, которые производят различные детали, в области машиностроения оснащаются комплексами систем автоматизированного проектирования (САПР)» [15]. САПР позволяет создавать чертежи деталей, твердотельные модели, делать сборки узлов. «Помимо создания цифровых моделей и чертежей, с помощью программных продуктов САПР можно проводить анализ проектируемых деталей, проводить проверку на прочность, то есть с помощью программ автоматизированного проектирования можно спрогнозировать жизненный цикл продукта» [14].

Таким образом, пакеты САПР упрощают работу инженерам, специалистам в проектировании изделий, выполнении расчетов, анализе решений различных задач.

Цифровая модель шатуна двигателя ВАЗ-11182 построена в программе Catia V5.

При проектировании шатуна необходимы следующие геометрические параметры:

- диаметр кривошипной головки;
- диаметр поршневой головки;
- длина шатуна;
- размер между осями винтов;
- ширина стержня
- толщина кривошипной головки;
- толщина поршневой головки.

Геометрические размеры отверстия кривошипной головки шатуна задают исходя из размеров шатунных вкладышей.

Для того, чтобы начать чертить эскиз шатуна, необходимо в первую очередь выбрать плоскость, в которой будет располагаться будущая деталь.

Эскизы выполняются в трех плоскостях: XY, YZ, ZX.

«Эскиз – плоский замкнутый контур твердотельного параметрического объекта» [14]. Первым шагом в построении эскиза, создается геометрия будущей детали. То есть из отрезков строится приближенный контур шатуна.

На рисунке 9 представлен первоначальный эскиз шатуна.

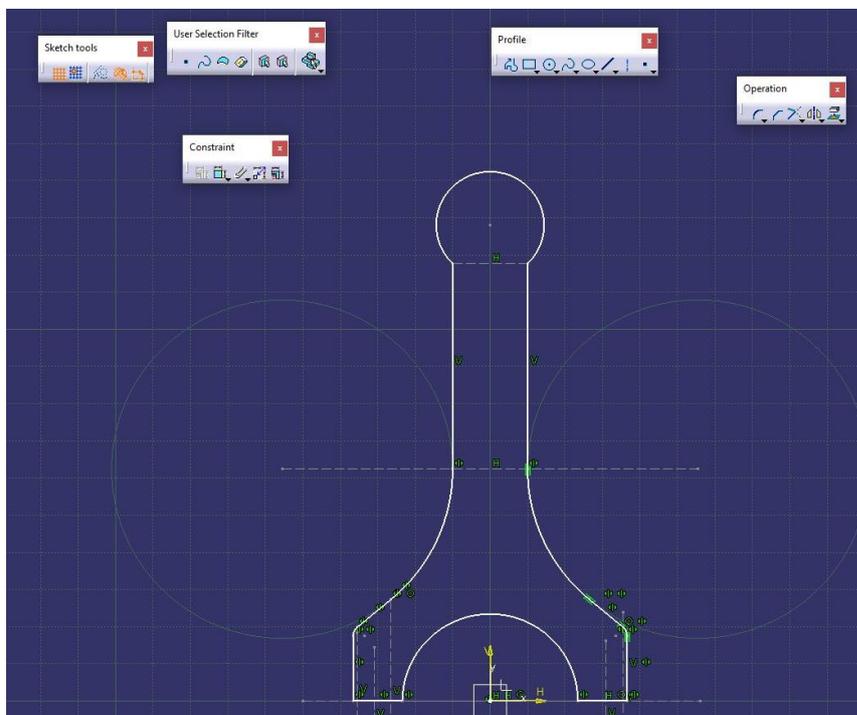


Рисунок 9 – Эскиз шатуна

Следующим шагом необходимо задать ограничения, проставить необходимые размеры. Ограничения эскиза нужны для редактирования геометрических параметров: длины отрезков, диаметров дуг и окружностей. С помощью ограничений также можно задавать параллельность отрезков, касание отрезка и окружности, совпадения концов отрезков и углы наклона прямых (рисунок 10).

Размеры для поршневой головки шатуна задают исходя из размеров поршневого пальца.

Длину и ширину стержня определяют исходя из прочности и жесткости шатуна. Переходная часть стержня в кривошипную и поршневую головки

должна быть плавной. Толщина стержня, кроме прочности и жесткости, задается в соответствии с возможностями производства.

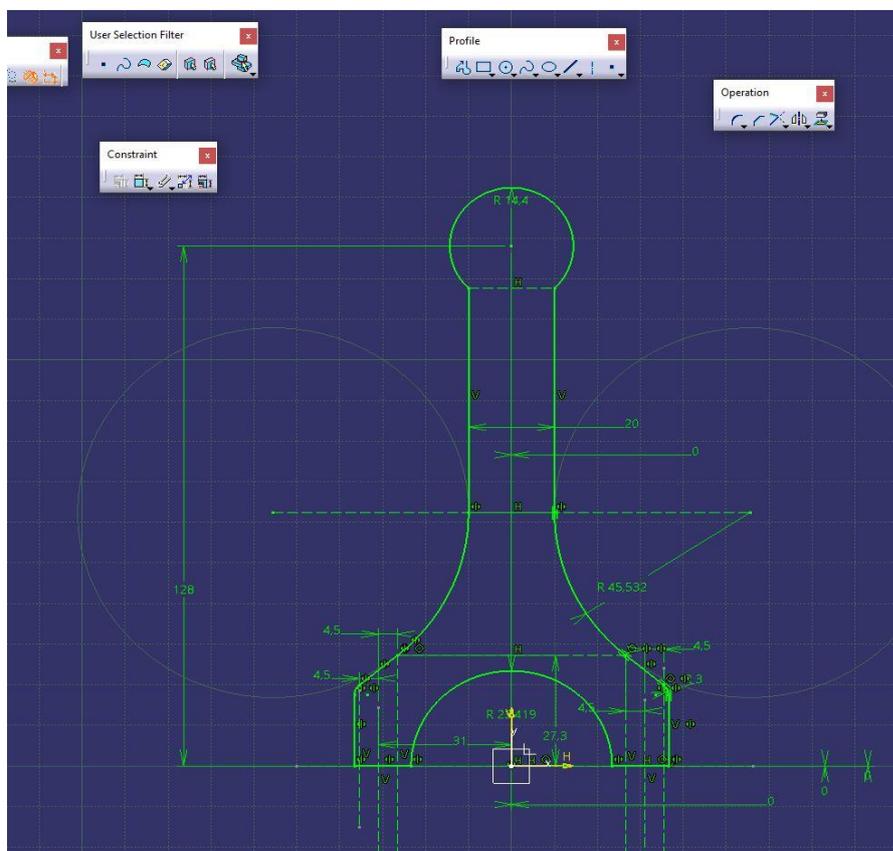


Рисунок 10 – Ограниченный эскиз шатуна

После того, как были проставлены все необходимые размеры – длины отрезков, радиусы и диаметры окружностей – эскиз становится зеленым. Зеленый цвет в Catia V5 говорит об ограничениях геометрии, то, что эскиз замкнут (нет разрывов) и нет избыточных размеров. Для твердотельного моделирования эскиз обязательно должен быть замкнутым. Если будет разрыв в эскизе, то при операции «вытягивание», программа выдаст ошибку.

Следующим шагом построения модели является операция «вытягивание», то есть полученная геометрия шатуна будет вытянута на заданное расстояние. На рисунке 11 показан результат выполнения операции «вытягивание».

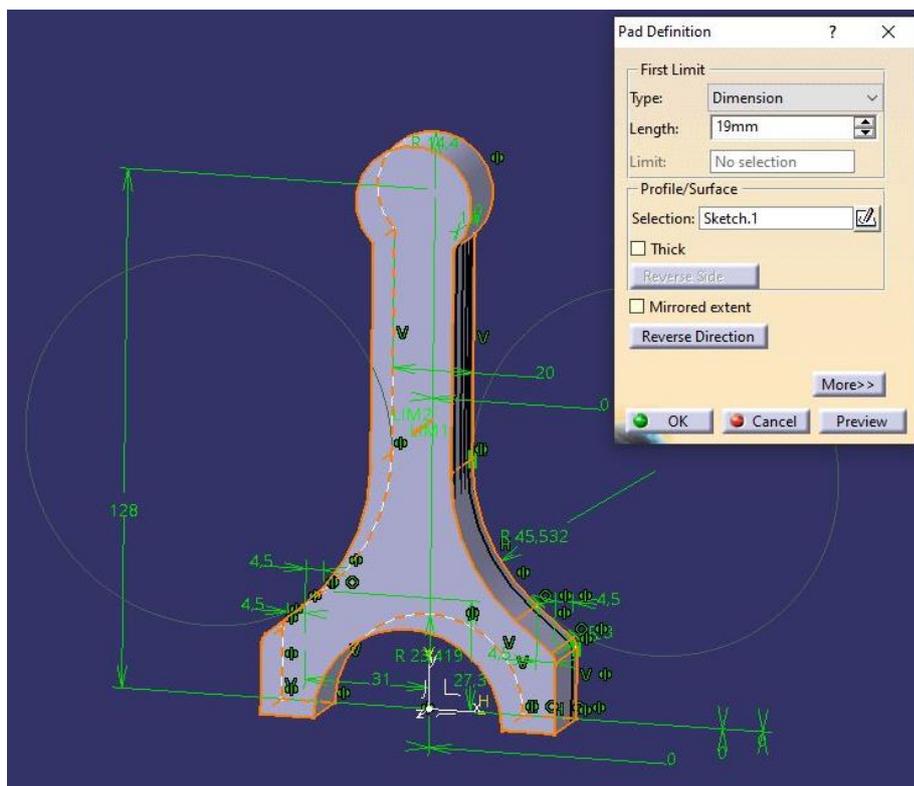


Рисунок 11 – Операция «вытягивание»

Далее необходимо выполнить отверстие под поршневой палец. Для этого чертим эскиз окружности с заданным диаметром. На рисунке 12 представлен эскиз отверстия под поршневой палец.

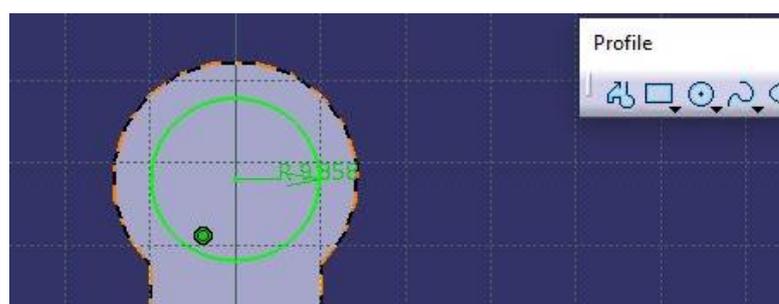


Рисунок 12 – Эскиз отверстия под поршневой палец

Далее применяем операцию «вычитание», то есть из общего тела шатуна вычитаем отверстие под поршневой палец. Результат вычитания представлен на рисунке 13.

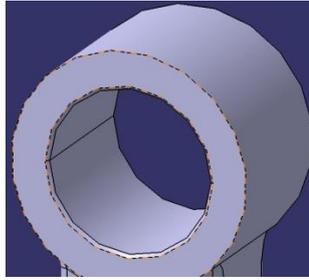


Рисунок 13 – Результат вычитания

Далее необходимо сделать стержень шатуна двутавровой формы. Для этого, на плоскости стержня изображаем эскиз, задаем все необходимые ограничения, проставляем размеры, сопряжения, и в результате получаем замкнутый эскиз, о чем нам говорит наличие зеленого цвета (рисунок 14).

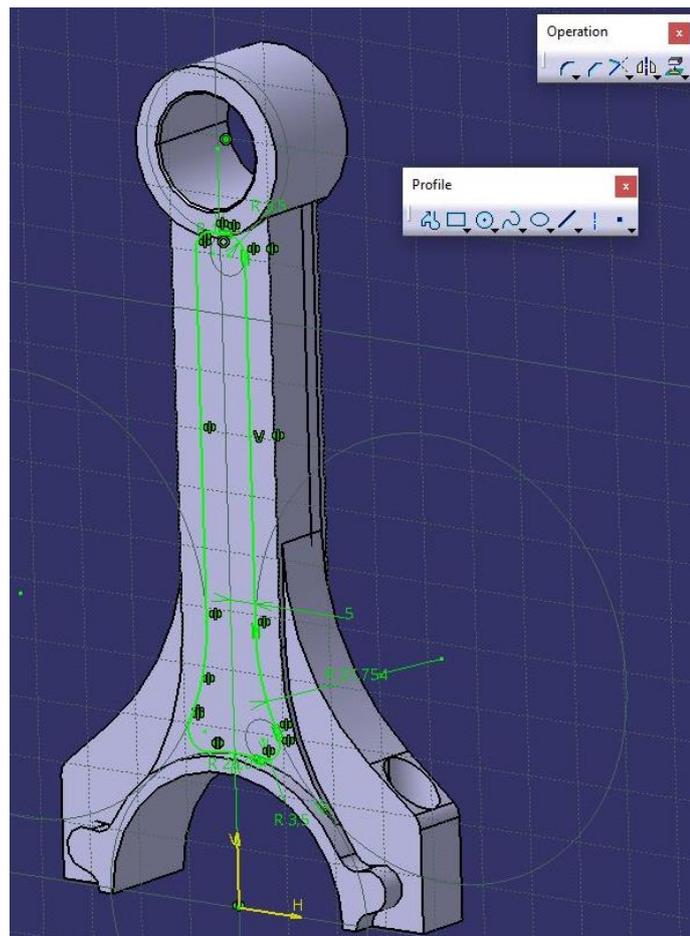


Рисунок 14 – Эскиз выемки в стержне шатуна

С помощью операции «вычитания» делаем форму двутаврового сечения. Результат представлен на рисунке 15.

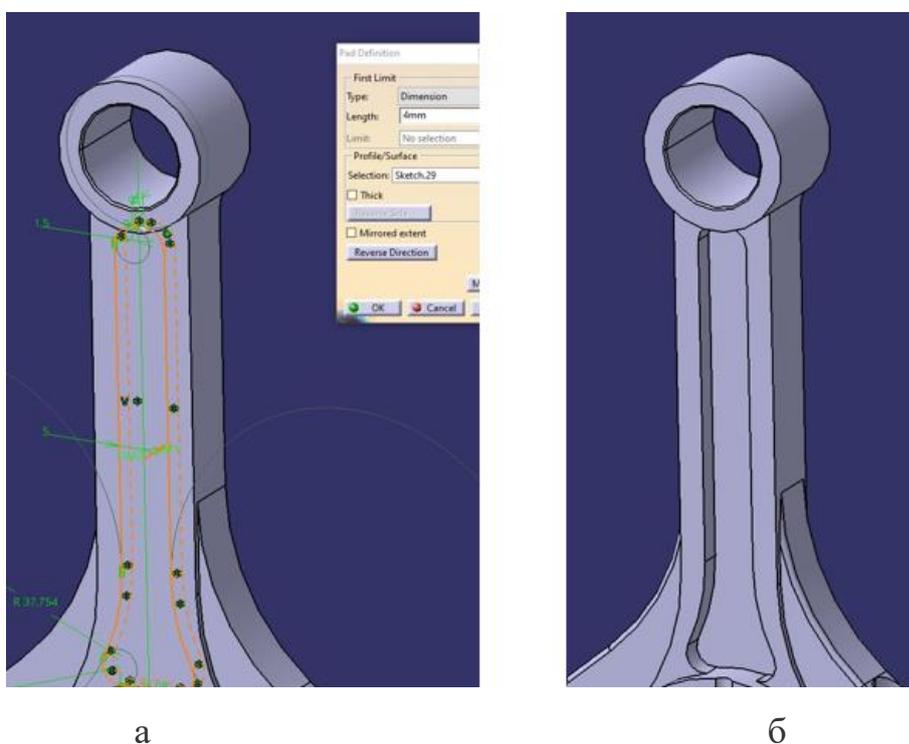


Рисунок 15 – Операция «вычитание»: а – подготовка операции; б – результат операции

На данном этапе можно задать скругления и фаски с определенными значениями. Результат представлен на рисунке 16.

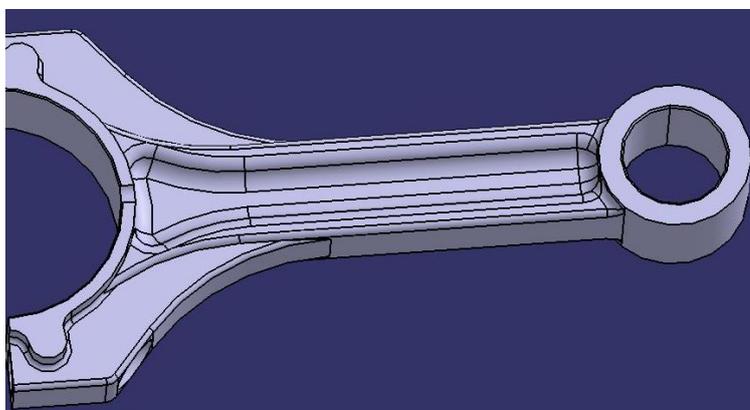


Рисунок 16 – Результат построения скруглений и фасок

Отверстия под крепежные элементы, отверстие в поршневой головке, проточки в шатунной головке и нижнюю крышку шатунной головки получают аналогично – сначала чертим замкнутый эскиз со всеми необходимыми размерами и ограничениями, а затем применяем необходимые операции, будь то «вытягивание» или «вычитание».

Результат построения готовой модели шатуна двигателя ВАЗ-11182 представлен на рисунке 17.

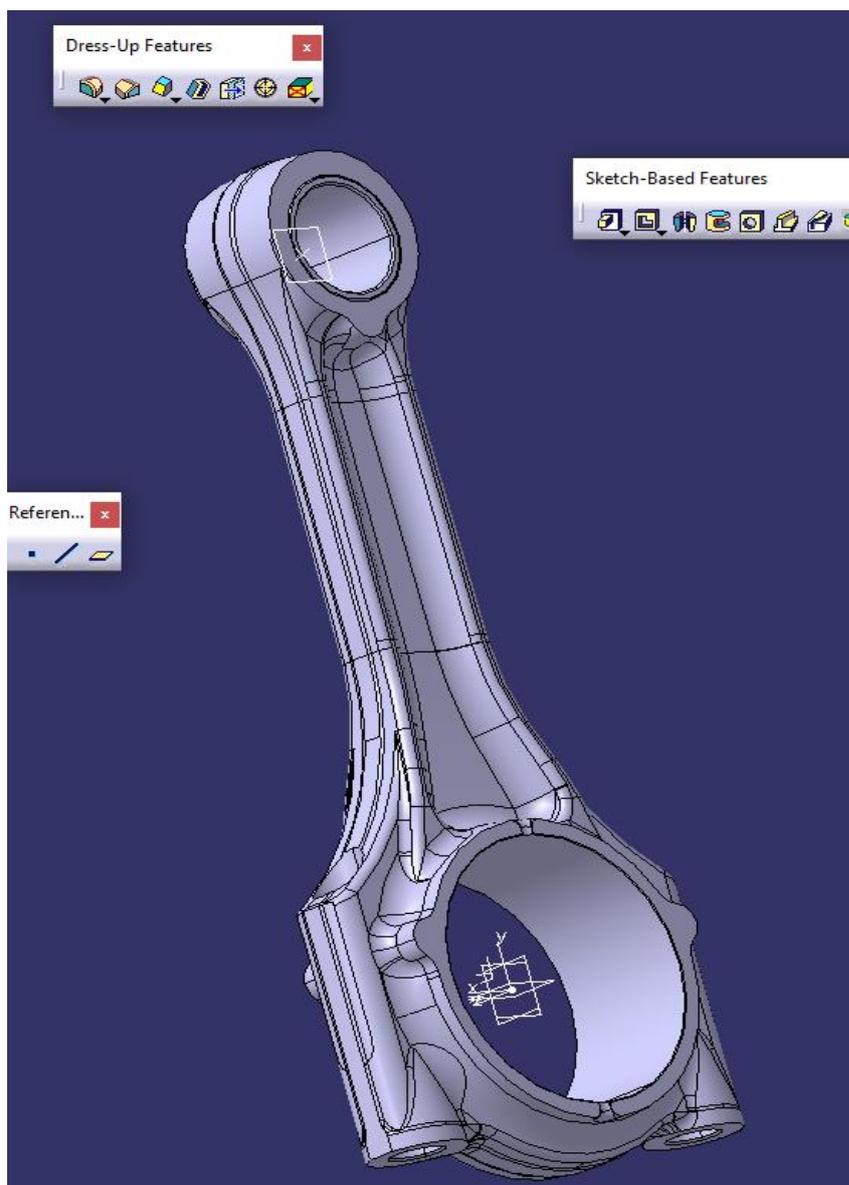


Рисунок 17 – Готовая модель шатуна двигателя

В верхней части поршневой головки шатуна необходимо заложить отверстие для подачи масла с целью снижения трения поверхностей поршневого пальца и втулки во время работы.

В кривошипной головке шатуна вытачиваются пазы под вкладыши. Пазы служат для ориентации вкладышей в кривошипной головке шатуна, а также для предотвращения осевого перемещения и прокручивания вкладышей.

Подводя итоги второго раздела, можно сделать следующие выводы:

– в разделе подробно разобрано построение цифровой модели шатуна двигателя ВАЗ-11182 в программе автоматизированного проектирования CATIA V5.

– последовательно описаны шаги моделирования, создания эскизов, операции «вытягивания» и «вычитания» для получения окончательной твердотельной модели.

3 Аналитический расчет шатуна на прочность

3.1 Индицирование двигателя внутреннего сгорания

Для расчета шатуна на прочность были получены данные по давлению в цилиндрах в ходе индицирования двигателя ВАЗ-11182. Построена индикаторная диаграмма на основе усреднения 100 циклов по каждому из цилиндров. Данный расчет базируется на изучении шатуна, изготовленного из конструкционной стали и предназначенного для серийного двигателя.

Индицирование двигателя внутреннего сгорания – процесс диагностирования двигателя, измерение давления в цилиндрах [4].

Индицирование двигателя проводится на специальных испытательных комплексах с целью получения эффективных показателей силового агрегата на заданном режиме. Диагностирование проводится на стендах, которые оборудованы датчиками давления, а также приборами для замера расхода топлива и воздуха. Индицирование двигателя внутреннего сгорания может проводиться и в случае, когда во время эксплуатации автомобиля проявляется снижение мощности, нарушается правильный ход рабочих процессов в цилиндрах [8].

В процессе испытаний строится индикаторная диаграмма, на которой изображается график зависимости максимального давления в цилиндрах при определенных режимах работы двигателя. С помощью индикаторной диаграммы можно анализировать изменение давления газов в двигателе внутреннего сгорания и выявить исправно ли работает двигатель [4, 8].

Для получения индикаторных диаграмм используются специальные приборы, которые бывают трех видов:

- электрические;
- механические;
- пневмоэлектрические.

Электрические индикаторы измеряют быстроменяющиеся величины в силовом агрегате (давление и температуру), помогают определять резонансные режимы вибрации деталей двигателя. Индикаторы оснащаются датчиками, переводящие неэлектрические импульсы в электрические сигналы.

Сигналы подаются на осциллограф в виде точки, а изменение сигнала изображается в виде линии.

В комплект электрического индикатора входит:

- датчик;
- усилитель;
- блок питания усилителя;
- осциллограф.

Механические индикаторы применяют при индицировании поршневых двигателей внутреннего сгорания, у которых небольшая частота вращения коленчатого вала. Основным элементом в индикаторах механического типа выступает поршневая пара. В поршневую пару под давлением попадают газы из цилиндров двигателя, затем поток газов попадает в корпус, где располагается пишущий штифт. Диаграмма строится на специальной бумаге, размещающейся на барабане [13].

«В результате вращательно-возвратного движения барабана с бумагой и поступательно-возвратного движения штифта, перемещающего пропорционально давлению газов, на бумаге вычерчивается замкнутая кривая, называемая индикаторной диаграммой. Диаграмма достаточно точно воспроизводит (в уменьшенном масштабе) изменения давления и объема, происходящие в рабочей полости цилиндра двигателя» [4].

Пневмоэлектрические индикаторы также используются при индицировании двигателя. В состав индикатора входят датчики, механизм записывающего устройства.

В пневматической системе во время индицирования давление непрерывно понижается, а регистрирующий механизм индикатора под

действием пружины перемещается вдоль барабана в сторону понижения давления, нанося на бумагу точки, соответствующие давлению внутри цилиндра.

«Барабан с индикаторной бумагой соединены муфтой с коленчатым валом двигателя, поэтому в момент проскакивания искры на окружности барабана будет отмечаться угол поворота коленчатого вала. Зафиксированная на бумаге индикаторная диаграмма представляет собой запись нескольких сотен циклов работы двигателя. Причем от каждого цикла на бумаге отмечается только одна точка» [11].

Индикаторные диаграммы бывают нескольких видов:

- нормальные;
- смещенные;
- диаграммы гребенки;
- диаграммы сжатия.

Первый вид индикаторных диаграмм получают для анализа процесса качества сгорания топливовоздушной смеси, определения среднего давления в цилиндрах и, в целом, чтобы дать оценку правильности работы силового агрегата.

Смещенные индикаторные диаграммы позволяют также анализировать процесс сгорания, работу топливного насоса высокого давления и форсунок, точности установки углов опережения подачи топлива. Данный тип диаграмм в основном получают для общей оценки работы топливной системы.

Диаграммы гребенки получают с целью обработать информацию о давлении в цилиндрах в конце такта сжатия (определяют при выключенной подаче топлива) и максимального давления сгорания.

Диаграммы сжатия отражают информацию о давлении в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания в конце такта сжатия.

3.2 Индикаторная диаграмма двигателя ВАЗ-11182

Для расчета на прочность шатуна необходимо знать величину давления в цилиндрах двигателя.

Давление в цилиндрах получали в специальном испытательном боксе (рисунок 18) на определенных режимах работы двигателя: 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 3700, 3800, 4000, 4500, 5000, 5500, 5900, 6000 об/мин.

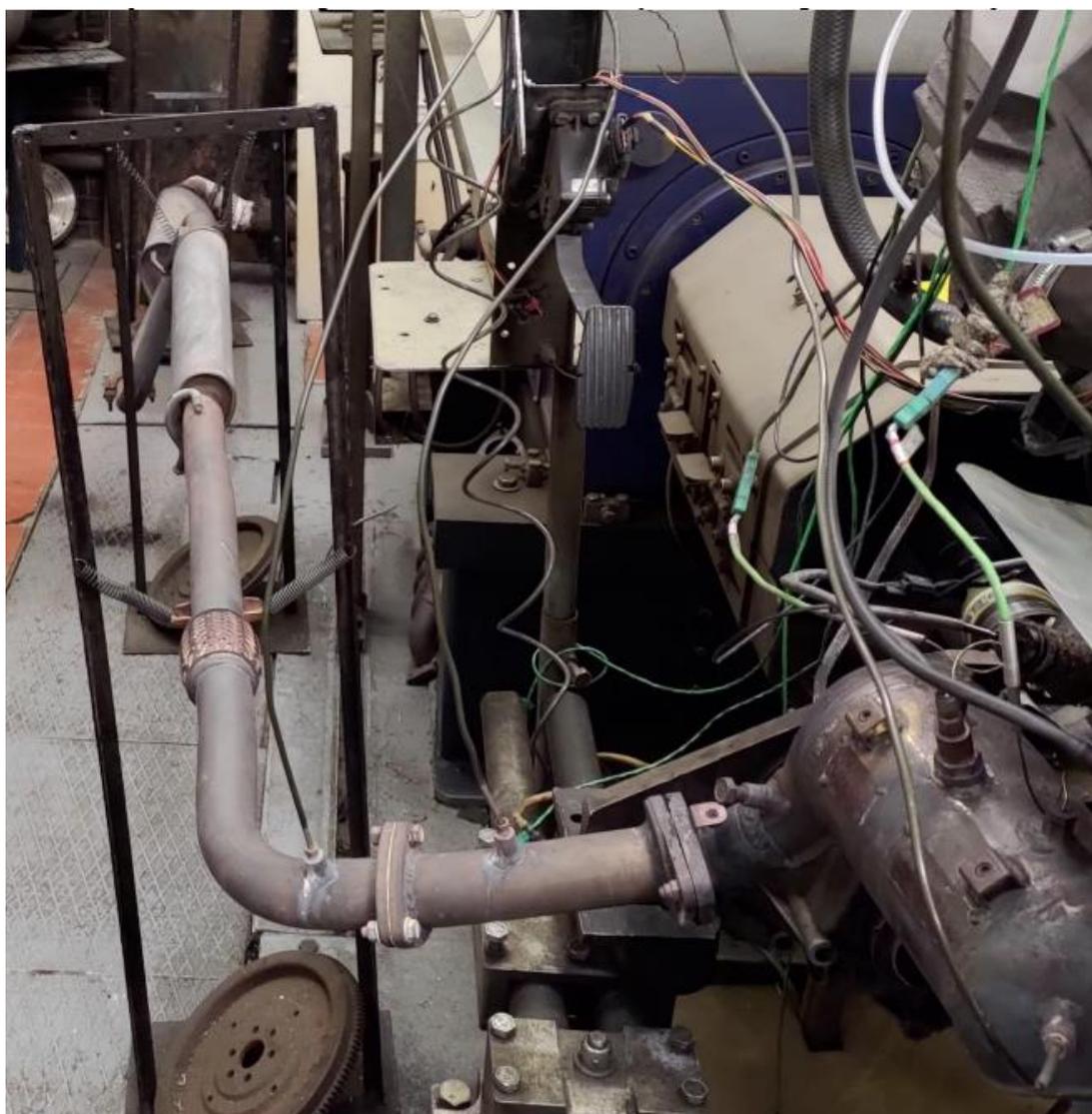


Рисунок 18 – Испытательный бокс

Для регистрации значений, в гнездо для свечи зажигания вставляют специальную свечу, содержащую в своей конструкции датчик. На рисунке 19 представлена фотография свечи зажигания с датчиком.



Рисунок 19 – Свеча зажигания с датчиком

От свечи идет провод, который подключается к специальному блоку управлению, и на него подаются сигналы с датчика. Далее блок управления передает сигналы на компьютер, где установлена специализированная программа, преобразующая полученные сигналы с датчика в график.

Двигатель на одном режиме работает 5 минут, затем программа автоматически повышает обороты. И для каждого режима строится своя диаграмма.

В ходе индицирования двигателя были получены значения давлений в цилиндрах. Данные были занесены в расчетную программу (рисунок 20).

1	N	1000	1500	2000	2500	3000	3500	3700	3800	4000	4500	5000	5500	5900	6000
2	Pcyl maxi [bar]	40,1	44,9	43,8	55,9	56,3	57,7	57,8	56,8	60,0	62,1	59,2	63,5	69,7	68,2
3	Angle [°]	Pcyl [bar]													
	-360	0,979	0,944	0,947	0,972	0,997	0,907	1,03	0,982	0,8	1,057	1,232	1,293	1,215	1,242
	-359	0,968	0,951	0,94	0,964	0,992	0,894	1,032	0,973	0,779	1,029	1,219	1,282	1,203	1,236
	-358	0,957	0,952	0,933	0,955	0,985	0,882	1,035	0,97	0,764	1,001	1,198	1,273	1,189	1,223
	-357	0,943	0,951	0,927	0,95	0,975	0,872	1,039	0,964	0,753	0,969	1,178	1,262	1,183	1,21
	-356	0,936	0,949	0,92	0,95	0,967	0,859	1,039	0,961	0,742	0,932	1,152	1,245	1,166	1,193
	-355	0,928	0,944	0,91	0,946	0,957	0,85	1,037	0,956	0,734	0,891	1,121	1,227	1,151	1,177
	-354	0,926	0,933	0,905	0,941	0,945	0,84	1,037	0,948	0,726	0,849	1,09	1,208	1,13	1,155
	-353	0,923	0,925	0,898	0,935	0,936	0,827	1,033	0,943	0,723	0,81	1,055	1,183	1,112	1,14
	-352	0,924	0,914	0,89	0,93	0,922	0,819	1,026	0,937	0,723	0,772	1,017	1,157	1,088	1,111
	-351	0,92	0,902	0,885	0,927	0,911	0,808	1,017	0,933	0,722	0,736	0,986	1,13	1,072	1,088
	-350	0,916	0,894	0,882	0,922	0,899	0,8	1,01	0,929	0,721	0,709	0,943	1,097	1,043	1,06
	-349	0,914	0,887	0,873	0,915	0,889	0,79	1	0,924	0,721	0,684	0,908	1,067	1,014	1,033
	-348	0,912	0,883	0,871	0,905	0,878	0,783	0,994	0,924	0,721	0,667	0,871	1,035	0,99	1,008
	-347	0,914	0,882	0,869	0,902	0,867	0,773	0,988	0,921	0,717	0,653	0,834	1,003	0,959	0,971
	-346	0,91	0,881	0,872	0,896	0,858	0,767	0,982	0,92	0,714	0,642	0,798	0,97	0,935	0,942
	-345	0,907	0,883	0,873	0,89	0,846	0,756	0,973	0,919	0,717	0,633	0,764	0,942	0,904	0,915
	-344	0,901	0,883	0,872	0,884	0,841	0,752	0,97	0,911	0,717	0,624	0,733	0,915	0,878	0,882
	-343	0,903	0,879	0,874	0,88	0,833	0,74	0,961	0,907	0,72	0,618	0,709	0,886	0,857	0,858
	-342	0,9	0,88	0,871	0,876	0,825	0,734	0,958	0,904	0,721	0,608	0,689	0,863	0,835	0,825
	-341	0,9	0,877	0,872	0,867	0,819	0,728	0,95	0,902	0,719	0,6	0,667	0,842	0,809	0,804
	-340	0,901	0,873	0,868	0,858	0,813	0,725	0,946	0,9	0,717	0,589	0,65	0,818	0,79	0,785
	-339	0,905	0,87	0,861	0,856	0,804	0,72	0,936	0,899	0,723	0,585	0,632	0,8	0,767	0,766
	-338	0,911	0,87	0,85	0,851	0,799	0,716	0,928	0,897	0,726	0,578	0,617	0,779	0,75	0,742
	-337	0,914	0,868	0,835	0,848	0,79	0,711	0,924	0,895	0,727	0,57	0,606	0,76	0,728	0,729
	-336	0,919	0,863	0,823	0,845	0,788	0,71	0,915	0,894	0,731	0,564	0,59	0,745	0,712	0,704
	-335	0,919	0,862	0,809	0,841	0,776	0,709	0,914	0,89	0,736	0,558	0,575	0,727	0,7	0,681
	-334	0,921	0,854	0,804	0,837	0,764	0,702	0,909	0,889	0,739	0,55	0,562	0,714	0,691	0,672
	-333	0,923	0,85	0,795	0,835	0,761	0,7	0,898	0,885	0,736	0,55	0,551	0,698	0,663	0,66
	-332	0,925	0,843	0,789	0,832	0,753	0,698	0,9	0,882	0,737	0,545	0,532	0,686	0,651	0,642
	-331	0,926	0,836	0,79	0,823	0,744	0,695	0,889	0,88	0,728	0,539	0,528	0,675	0,636	0,607
	-330	0,929	0,832	0,788	0,817	0,737	0,707	0,876	0,863	0,733	0,539	0,514	0,662	0,607	0,601

1 – обороты двигателя, 2 – максимальное давление в цилиндре при конкретном обороте двигателя, 3 – угол поворота коленчатого вала, 4 – значения давления в цилиндрах при определенном угле поворота коленчатого вала.

Рисунок 20 – Значения давления в цилиндрах от угла поворота коленчатого вала

В результате испытаний было определено максимальное значение давления в цилиндрах, которое соответствует значению 69,7 бар при режиме

работе двигателя 5900 об/мин. На рисунке 21 представлено максимальное значение давления.

N	1000	1500	2000	2500	3000	3500	3700	3800	4000	4500	5000	5500	5900	6000
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
P _{cyl} max [bar]	40,1	44,9	43,8	55,9	56,3	57,7	57,8	56,8	60,0	62,1	59,2	63,5	69,7	68,2

Рисунок 21 – Максимальное давление при режиме 5900 об/мин

Данное значение получено в ходе усреднения 100 индикаторных диаграмм в каждом цилиндре двигателя с последующим выбором наибольшего давления из максимальных значений в каждом цилиндре.

Индикаторная диаграмма, полученная в процессе индицирования, представлена на рисунке 22

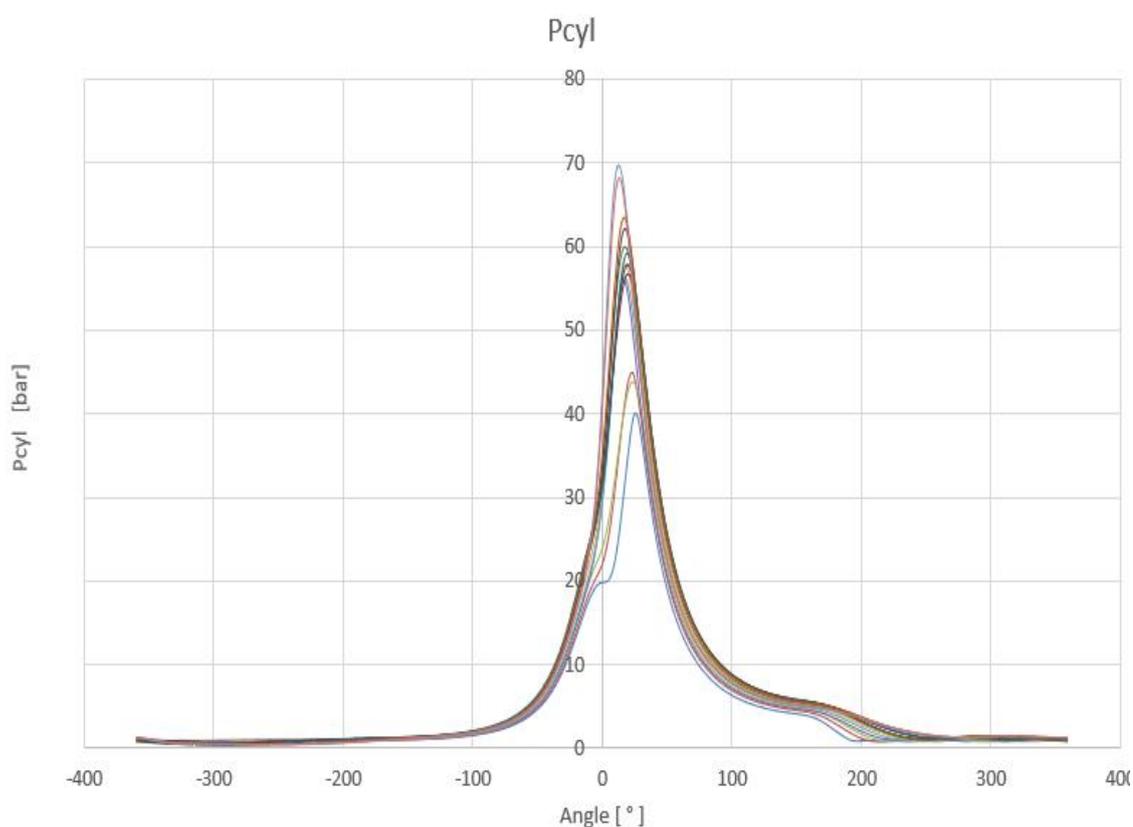


Рисунок 22 – Индикаторная диаграмма

На рисунке 23 представлен график, соответствующему максимальному давлению в камере сгорания.

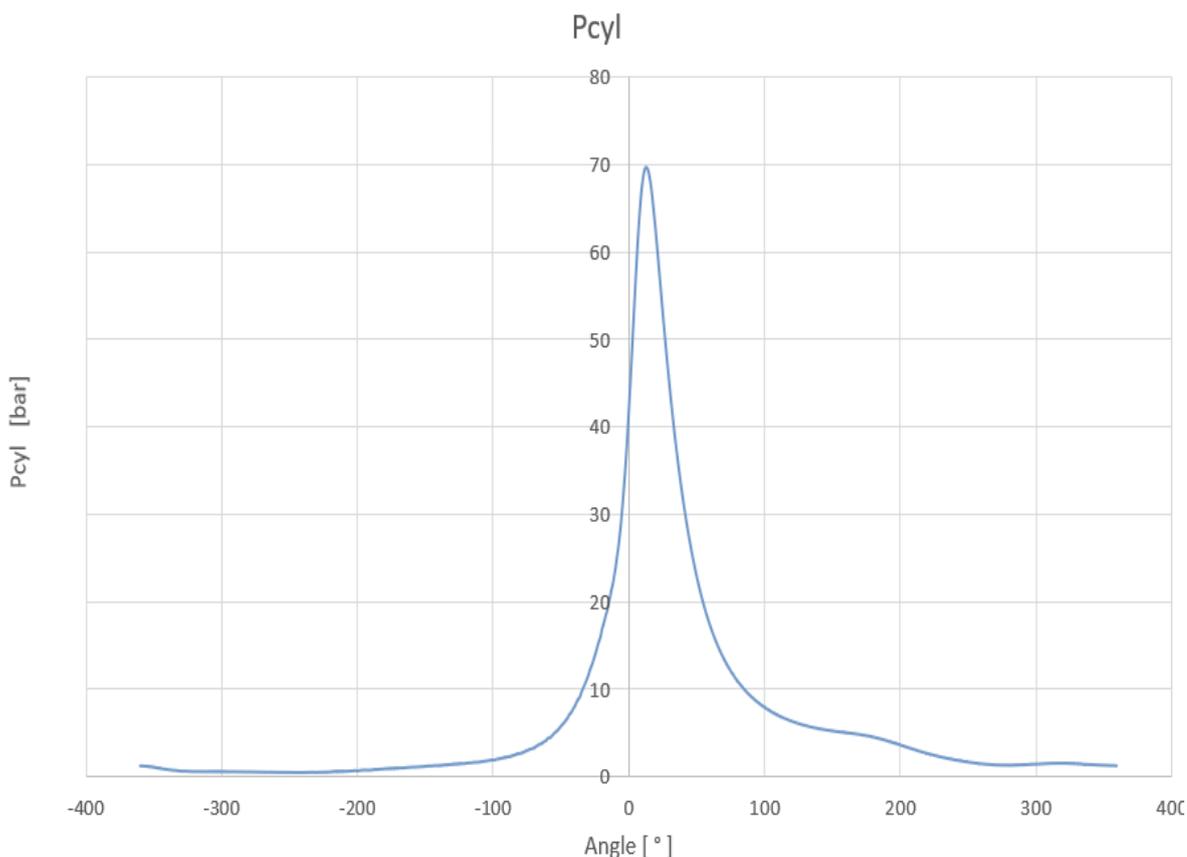


Рисунок 23 – Индикаторная диаграмма при режиме 5900 об/мин

Таким образом, в ходе индицирования были получены данные по давлению в цилиндрах двигателя, которые будут использованы в дальнейшем для расчета шатуна на прочность.

3.3 Инженерный анализ конструкции шатуна

Расчет шатуна будет произведен аналитически по методике RENAULT расчетной программе CONROD-Calculation-V2 при помощи программного обеспечения и пакета инженерного анализа CAE.

Шатуны во время работы двигателя подвергаются серьезным нагрузкам, переменным циклам напряжений и, следовательно, чтобы деталь

работала исправно в течение эксплуатационного срока, необходимо выполнить расчет на прочность.

Основные усилия, действующие на шатун во время работы двигателя внутреннего сгорания, идут от силы давления газов, когда шатунно-поршневая группа находится в верхней мертвой точке и инерционных сил, когда шатунно-поршневая группа перемещается в цилиндре. На рисунке 24 продемонстрированы силы, которые в процессе работы двигателя оказывают давление на шатун.

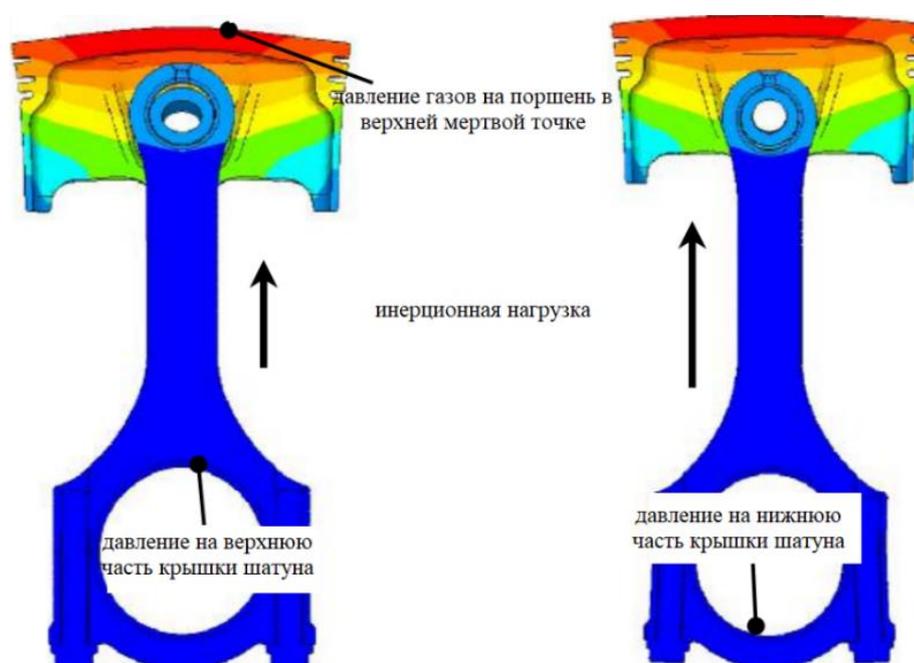


Рисунок 24 – Силы, действующие на шатун

На стадии проектирования шатуна должен быть выбран высококачественный материал, который будет обладать высокими прочностью и пределом усталости.

Важно учесть еще одно из основных требований к конструкции шатуна: достижение минимальной массы при необходимой прочности и надежности.

Аналитический расчет на прочность будет проведен по методике RENAULT «CONROD CALCULATION–V2». Данная программа разработана специально для расчета шатуна на прочность. На рисунке 25 представлена главная страница расчетной программы.

The screenshot shows the main interface of the CONROD CALCULATION V2 software. The title bar includes the version 'V2', the date '12.03.2012', and the program name 'CONROD CALCULATION'. There are buttons for 'blue = do not modify', 'white = fill in', and status indicators 'OK' (green), 'OK borderline' (yellow), and 'Fail' (red).

The interface is organized into several main sections:

- General information:** Fields for Engine name, Development loop, and Date of calculation.
- Engine Data:** Fields for Energy, Number of cylinders, Cylinder pressure maxi (P_{cyl}), Bore diameter (D), Crank radius (R), Crankpin diameter (D_{cr}), Crankshaft offset (e₁), Piston offset (e₂), Assembled Piston mass (m₀), Stroke, Displacement, Angle of Top Dead Center, and Angle of Bottom Dead Center.
- Conrod Data:** Fields for Conrod reference, Material, Material yield strength (R_e), Modulus of elasticity (Young modulus) (E), Max compression force (small end) (F), Conrod length (L), λ = l / R, Maximum angular travel of conrod (φ_{max}), Piston pin diameter (D_{cr}), I-section area (min. cross-sectional area) (S), Second moment of conrod I-section (I_{xx} axis) (I_{xx}), Second moment of conrod I-section (I_{yy} axis) (I_{yy}), Mass (with bolts, bearings shell and bush) (m₀), Center of gravity position (small end) (L_{cg}), and Polar inertia (with bolts, bearings and bush) (I_p).
- Conrod Calculation:** Fields for Compression safety factor (FST), Buckling Y-direction safety factor (BF-Y), and Buckling X-direction safety factor (BF-X), all with criteria values.
- Small end ovalisation:** Fields for Second moment of cap section (I-axis) (I_{xx}), Max tensile force SE, Small end ovalisation, and Ratio: Ovalisation / Small end diameter, with criteria values.
- Big end ovalisation:** Fields for Second moment of cap section (Y-axis) (I_{yy}), Big end inner diameter (D_{in}), Max tensile force BE, Big end ovalisation, and Ratio: Ovalisation / Big end diameter, with criteria values.
- Bolt contacting surface pressure:** Fields for Reference of bolt, Size (d), Common area, and Bolt contacting surface pressure, with a criterion value.
- Bolt tension (check of choice of bolt):** Fields for Bolt tension (F₁), F₁ min, and M₁(D), with a criterion value.
- Bolt tension (CUBE result and data for 3D calculation):** Fields for Bolt tension (F₁), F₁ min, M₁(D), Bolt tension (F₂), F₂ max, and M₂(D), with a criterion value.
- Small end specific pressure:** Fields for Effective length (L_{eff}), Ratio: L_{eff}/D_{cr}, Max compression force (small end) (F), and Small end specific pressure (PP II), with criteria values.
- Bush fitting pressure:** Fields for Bush reference, Bush inner radius (+D_h/2), Housing inner radius, Housing outer radius, Bush Young's modulus (E), Housing Young's modulus (E), Bush Poisson's ratio, Housing Poisson's ratio, Bush press fit margin (diametral) (mini), Bush press fit margin (diametral) (maxi), Bush fitting pressure (mini), and Bush fitting pressure (maxi), with criteria values.
- Bush stress:** Fields for Bush stress and M₁(D), with a criterion value.
- Piston bosses specific pressure:** Fields for Piston reference, Width of conrod in center of axle, Cut angle (siper head), Radius of piston boss (R_b), Length of piston pin (L_{pin}), Radius of piston pin (R_{pin}), Clearance between piston and conrod, Length of piston boss (L_{boss}), Max compression force (small end) (F), and Piston bosses specific pressure, with criteria values.
- Lateral forces on piston:** Fields for Max thrust side (TS) and Max anti-thrust side (ATS), both with criteria values.

Рисунок 25 – Главная страница расчетной программы

В таблицах есть белые и голубые ячейки. В белые ячейки вносится информация, необходимая для расчетов, в голубых ячейках – выводится информация, посчитанная программой по соответствующим формулам.

В таблице «General information» вносятся наименование двигателя и дата расчета.

В «Engine Data» необходимо заполнить общую информацию по двигателю:

- система питания двигателя;
- количество цилиндров в двигателе;
- максимальное давление в цилиндре (берется с индикаторной диаграммы);
- диаметр цилиндра;
- половина хода поршня;
- диаметр кривошипной головки шатуна;
- «недоход» поршня;
- масса поршня в сборе с поршневым пальцем, комплектом поршневых колец;
- ход поршня.

На рисунке 26 показаны, внесенные (в белых ячейках) и рассчитанные (в голубых ячейках), основные значения.

Engine Data		
	Energy	Gasoline
	Number of cylinders	4
P _{cyl}	Cylinder pressure maxi	70 [bar]
D	Bore diameter	82,00 [mm]
R	Crank radius	37,80 [mm]
ФМ	Crankpin diameter	46,60 [mm]
о _с	Crankshaft offset	0,00 [mm]
о _р	Piston offset	0,50 [mm]
m _p	Assembled Piston mass	322 [g]
	Stroke	75,60 [mm]
	Displacement	1,60 [L]
	Angle of Top Dead Center	359,83 [°]
	Angle of Bottom Dead Center	179,68 [°]

Рисунок 26 – Данные по двигателю

Следом для расчета вносится информация по шатуну (рисунок 27):

- материал;

- предел текучести материала;
- модуль упругости;
- максимальная сила сжатия;
- длина шатуна;
- максимальный угол перемещения шатуна;
- диаметр поршневого пальца;
- площадь поперечного сечения (мин. Площадь поперечного сечения);
- момент поперечного сечения шатуна (ось Y);
- момент поперечного сечения шатуна (ось X);
- масса шатуна в сборе (с болтами, вкладышем и втулкой);
- положение центра тяжести (считается для бензиновых двигателей внутреннего сгорания равным 0,75 от длины шатуна).

Conrod Data		
	Conrod reference	Sansera
	Material	XC70S
Re	Material yield strength	365 [MPa]
E	Modulus of elasticity (Young modulus)	210000 [MPa]
F	Max compression force (small end)	41408 [N]
L	Conrod length	128,00 [mm]
λ	$\lambda = L / R$	3,39
ϕ_m	Maximum angular of travel of conrod	17,4 [°]
Φ_A	Piston pin diameter	19,00 [mm]
S	I-section area (min. cross-sectional area)	152,5 [mm ²]
Iy	Second moment of conrod I-section (Y axis)	9621 [mm ⁴]
Ix	Second moment of conrod I-section (X axis)	1162 [mm ⁴]
mc	Mass (with bolts, bearings shell and bush)	452 [g]
Lg	Center of gravity position /small end	96,00 [mm]

Рисунок 27 – Расчетные данные по шатуну

Программа «CONROD CALCULATION–V2» считает все элементы шатуна на прочность.

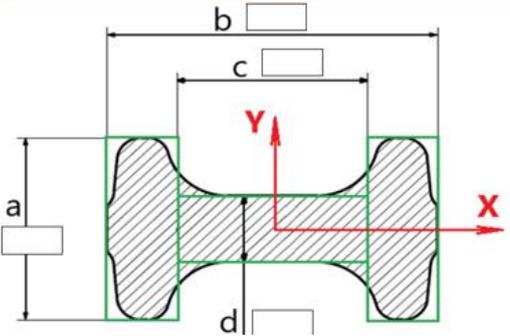
Рассмотрим расчет стержня шатуна. Рисунок 28 демонстрирует расчетные формулы, по которым происходит расчет:

- площади поперечного сечения;

- момент поперечного сечения шатуна (ось Y);
- момент поперечного сечения шатуна (ось X).

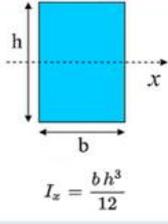
SECTION / INERTIA (Calculation order 1) blue = do not modify white = fill in

a		S I-section area (min. cross-sectional area)	,0 [mm ²]
b		I _y Second moment of conrod I-section (Y axis)	[mm ⁴]
c		I _x Second moment of conrod I-section (X axis)	[mm ⁴]
d			



$$I_y = \frac{ab^3 - (a-d)c^3}{12} \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I_x = \frac{(b-c)a^3 + cd^3}{12} \text{ [mm}^4\text{]}$$



$$I_x = \frac{bh^3}{12}$$

Рисунок 28 – Расчет стержня шатуна

Но необходимо внести габаритные размеры стержня. На рисунке 29, показаны размеры сечения стержня шатуна. Размеры взяты с цифровой модели шатуна, а на рисунке 30 представлен уже готовый результат.

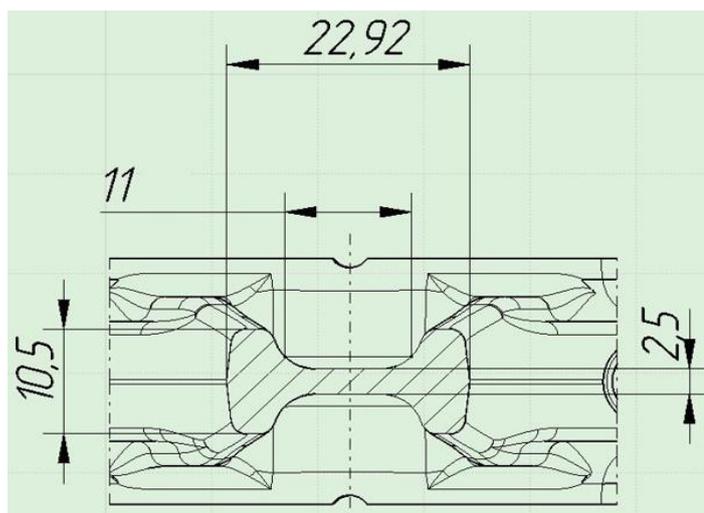


Рисунок 29 – Размеры стержня шатуна

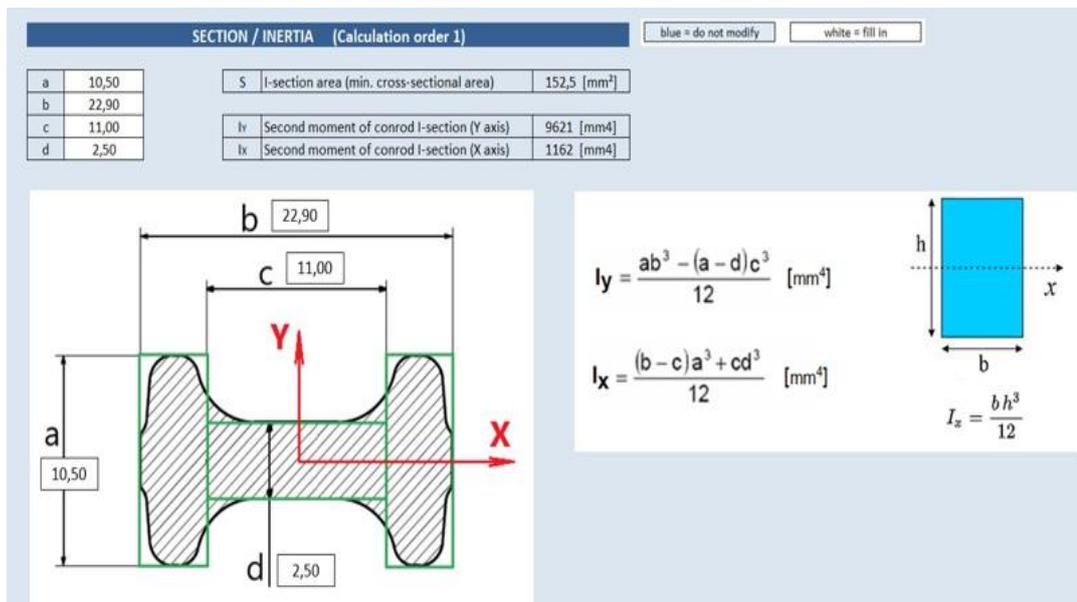


Рисунок 30 – Рассчитанные значения моментов в сечении шатуна

Данные, взятые с модели шатуна, переносим в программу и производится расчет моментов в сечениях шатуна. Полученные значения будут учитываться в расчете прочности шатуна.

«Стержень выполняют двутаврового сечения, так как такая форма обеспечивает высокую жесткость. Для увеличения жесткости стержня иногда выполняют третью полку вдоль продольной его оси (рисунок 31)» [5].

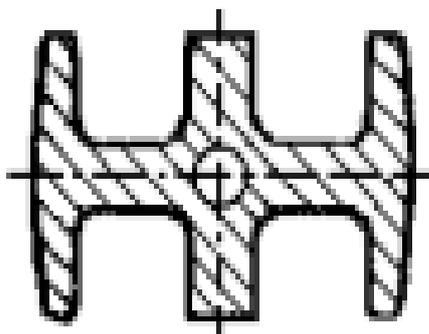


Рисунок 31 – Сечение шатуна с дополнительной полкой для увеличения жесткости конструкции

Но выполнение такой конструкции требует дополнительного расхода материала, и дополнительного оборудования для реализации.

Расчет коэффициентов запаса прочности программа производит на основе данных по шатуну, которые были введены ранее. Рисунок 32 демонстрирует соответствующую вкладку по расчету.

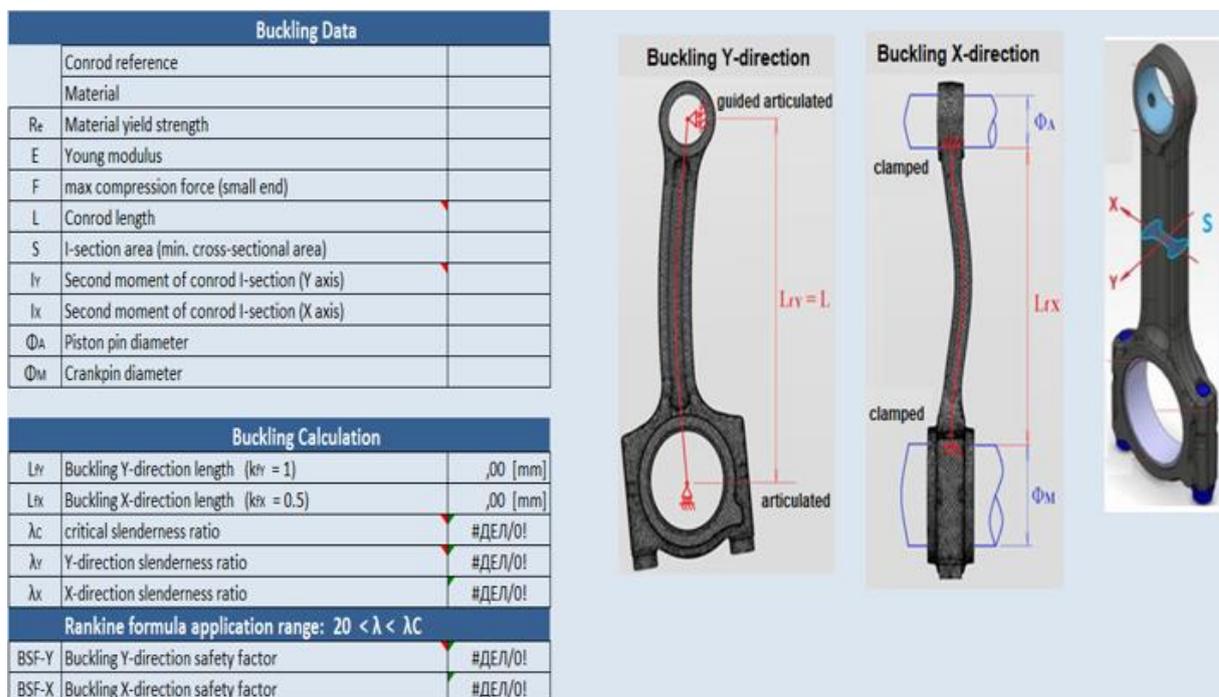


Рисунок 32 – Расчет на изгибную прочность

Коэффициент запаса – это значение, с помощью которого можно определить сможет ли данная деталь выдержать прилагаемые к ней нагрузки.

В табличке «Buckling Data» (рисунок 33) автоматически выводится информация о ранее введенных и посчитанных программой данных:

- материал;
- предел текучести материала;
- модуль упругости;
- силы, действующие на шатун, рассчитанные по индикаторным диаграммам;
- длина шатуна;
- площадь двутаврового сечения шатуна;
- момент поперечного сечения шатуна (ось Y);

- момент поперечного сечения шатуна (ось X);
- диаметр поршневого пальца;
- диаметр кривошипной головки.

Buckling Data		
	Conrod reference	Sansera
	Material	XC70
Re	Material yield strength	365 [MPa]
E	Young modulus	210000 [MPa]
F	max compression force (small end)	41408 [MPa]
L	Conrod length	128,00 [mm]
S	I-section area (min. cross-sectional area)	152,5 [mm ²]
Iy	Second moment of conrod I-section (Y axis)	9621 [mm ⁴]
Ix	Second moment of conrod I-section (X axis)	1162 [mm ⁴]
ΦA	Piston pin diameter	19,00 [mm]
ΦM	Crankpin diameter	46,60 [mm]

Рисунок 33 – Расчетные данные

На рисунке 34 представлен итог вычислений коэффициента запаса прочности, а на рисунке 35 – параметры изгиба по оси X.

Buckling Calculation		
L _Y	Buckling Y-direction length (k _Y = 1)	128,00 [mm]
L _X	Buckling X-direction length (k _X = 0.5)	47,60 [mm]
λ _c	critical slenderness ratio	75,4
λ _Y	Y-direction slenderness ratio	16,1
λ _X	X-direction slenderness ratio	17,2
Rankine formula application range: $20 < \lambda < \lambda_c$		
BSF-Y	Buckling Y-direction safety factor	1,285
BSF-X	Buckling X-direction safety factor	1,277

Рисунок 34 – Рассчитанные коэффициенты запаса прочности

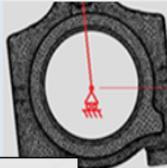
Buckling Data		
	Conrod reference	Sansera
	Material	XC70
Re	Material yield strength	365 [MPa]
E	Young modulus	210000 [MPa]
F	max compression force (small end)	41408 [MPa]
L	Conrod length	128,00 [mm]
S	I-section area (min. cross-sectional area)	152,5 [mm ²]
I _Y	Second moment of conrod I-section (Y axis)	9621 [mm ⁴]
I _X	Second moment of conrod I-section (X axis)	1162 [mm ⁴]
Φ _A	Piston pin diameter	19,00 [mm]
Φ _M	Crankpin diameter	46,60 [mm]

Buckling Calculation		
L _Y	Buckling Y-direction length (k _{fy} = 1)	128,00 [mm]
L _X	Buckling X-direction length (k _{fx} = 0.5)	=0,5*(D8-0,5*(D12+D13))
λ _C	critical slenderness ratio	75,4
λ _Y	Y-direction slenderness ratio	16,1
λ _X	X-direction slenderness ratio	17,2
Rankine formula application range: 20 < λ < λ _C		
BSF-Y	Buckling Y-direction safety factor	1,285
BSF-X	Buckling X-direction safety factor	1,277

Рисунок 35 – Изгиб по оси X

Коэффициент прочности конструкции рассчитывается по формуле, приведенной на рисунке 36.

Buckling Calculation		
L _Y	Buckling Y-direction length (k _{fy} = 1)	128,00 [mm]
L _X	Buckling X-direction length (k _{fx} = 0.5)	47,60 [mm]
λ _C	critical slenderness ratio	75,4
λ _Y	Y-direction slenderness ratio	
λ _X	X-direction slenderness ratio	
Rankine formula application range: 20 < λ < λ _C		
BSF-Y	Buckling Y-direction safety factor	
BSF-X	Buckling X-direction safety factor	



$$\lambda_c = \pi \sqrt{\frac{E}{R_e}}$$

Рисунок 36 – Расчет коэффициента прочности

Коэффициент изгиба в Y-направлении рассчитывается по формуле, представленной на рисунке 37, а рисунок 38 демонстрирует изгиб шатуна.

Buckling Calculation		
L_{fy}	Buckling Y-direction length ($k_{fy} = 1$)	128,00 [mm]
L_{fx}	Buckling X-direction length ($k_{fx} = 0.5$)	47,60 [mm]
λ_c	critical slenderness ratio	75,4
λ_y	Y-direction slenderness ratio	16,1
λ_x	X-direction slenderness ratio	17,2
Rankine formula application parameters		
BSF-Y	Buckling Y-direction safety factor	1,285
BSF-X	Buckling X-direction safety factor	1,277

$$\lambda = \frac{L_f}{\sqrt{I/S}}$$

Рисунок 37 – Расчет коэффициента изгиба в Y-направлении



Рисунок 38 – Изгиб шатуна в Y-направлении

Коэффициент изгиба в X-направлении рассчитывается по формуле, представленной на рисунке 39, а рисунок 40 демонстрирует изгиб шатуна в X-направлении.

Buckling Calculation		
L_{fy}	Buckling Y-direction length ($k_{fy} = 1$)	128,00 [mm]
L_{fx}	Buckling X-direction length ($k_{fx} = 0.5$)	47,60 [mm]
λ_c	critical slenderness ratio	75,4
λ_y	Y-direction slenderness ratio	16,1
λ_x	X-direction slenderness ratio	17,2
Rankine formula application parameters		
BSF-Y	Buckling Y-direction safety factor	1,285
BSF-X	Buckling X-direction safety factor	1,277

$$\lambda = \frac{L_f}{\sqrt{I/S}}$$

Рисунок 39 – Коэффициент изгиба шатуна в X-направлении

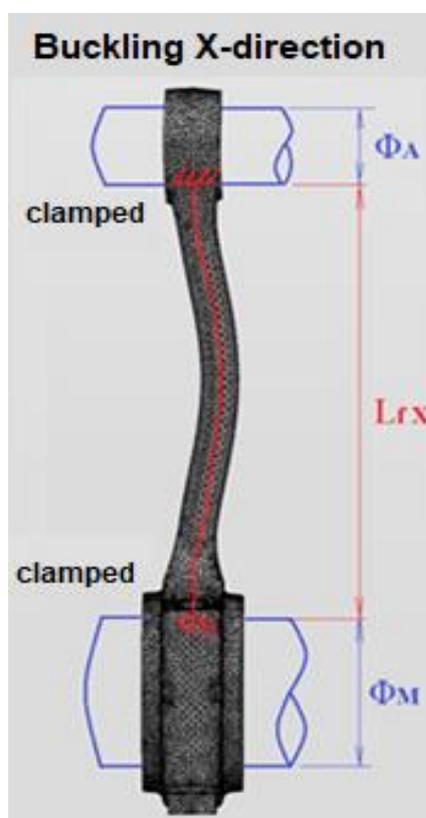


Рисунок 40 – Изгиб шатуна в X-направлении

По техническим требованиям коэффициент запаса прочности шатуна в Y-направлении должен быть больше или равен значению 1,13, а в X-направлении – 1,18. На рисунке 41 изображены расчетные значения коэффициента прочности, которые удовлетворяют техническим требованиям.

BSF-Y	Buckling Y-direction safety factor	1,29	must be $\geq 1,13$
BSF-X	Buckling X-direction safety factor	1,28	must be $\geq 1,18$

Рисунок 41 – Результат расчетных коэффициентов запаса шатуна при изгибе в направлениях Y, X

В итоге получаем коэффициент запаса прочности 1,34, что удовлетворяет техническим требованиям. На рисунке 42 изображена главная страница расчетной программы, а в таблице «Conrod Calculation» отражено рассчитанное числовое значение коэффициента запаса прочности.

General information		Conrod Calculation		Criterion
Engine name	HR16g2/g3	FST	Compression safety factor	1,34 must be $\geq 1,31$
Development loop	BINDUS	BSF-Y	Buckling Y-direction safety factor	1,29 must be $\geq 1,13$
Date of calculation	04/03/21	BSF-X	Buckling X-direction safety factor	1,28 must be $\geq 1,18$

Engine Data	
Energy	Gasoline
Number of cylinders	4
P_{cyl} Cylinder pressure maxi	70 [bar]
D Bore diameter	82,00 [mm]
R Crank radius	37,80 [mm]
Φ_M Crankpin diameter	46,60 [mm]
o_c Crankshaft offset	0,00 [mm]
o_p Piston offset	0,50 [mm]
m_p Assembled Piston mass	322 [g]
Stroke	75,60 [mm]
Displacement	1,60 [L]
Angle of Top Dead Center	359,83 [°]
Angle of Bottom Dead Center	179,68 [°]

Conrod Data	
Conrod reference	Sansera
Material	XC70S
R_e Material yield strength	365 [MPa]
E Modulus of elasticity (Young modulus)	210000 [MPa]
F Max compression force (small end)	41408 [N]
L Conrod length	128,00 [mm]
λ $\lambda = L / R$	3,39
φ_m Maximum angular of travel of conrod	17,4 [°]
Φ_A Piston pin diameter	19,00 [mm]
S I-section area (min. cross-sectional area)	152,5 [mm ²]
I_y Second moment of conrod I-section (Y axis)	9621 [mm ⁴]
I_x Second moment of conrod I-section (X axis)	1162 [mm ⁴]
m_c Mass (with bolts, bearings shell and bush)	452 [g]
L_G Center of gravity position /small end	96,00 [mm]
I_G Polar inertia (with bolts, bearings and bush)	0,000938 kg.m ²

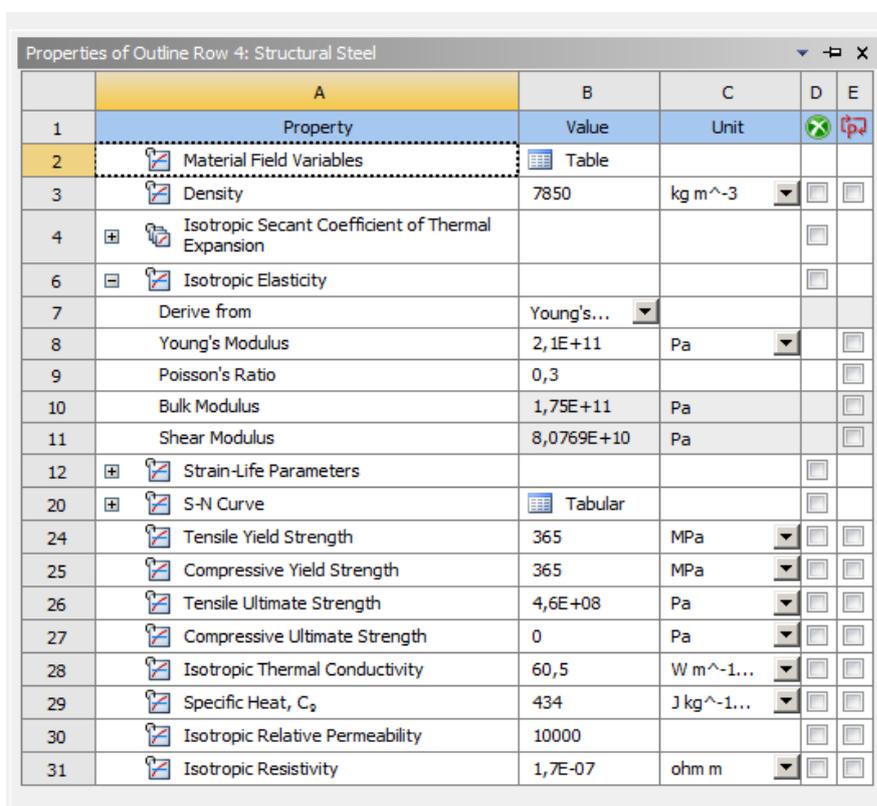
Рисунок 42 – Рассчитанное числовое значение коэффициента запаса прочности

Результаты расчета на прочность показывают, что разработанная конструкция шатуна пригодна для применения и дальнейшей эксплуатации в двигателе ВАЗ-11182.

3.4 Расчет действующей конструкции шатуна в программе автоматизированного проектирования

Испытания деталей на прочность проводят на специальных стендах, позволяющих проанализировать, как ведет себя конструкция при влиянии на неё внешних сил. Но такое экспериментальное исследование достаточно затратное. В связи с этим, в настоящее время активно развиваются и создаются различные системы автоматизированного проектирования, с помощью которых можно проводить прочностные расчеты, имитацию физических процессов, анализировать напряжения в конструкции детали, возникающие в процессе ее нагружения различными силами, и в результате делать вывод о прочности [24, 30].

Ниже на рисунке 43 представлены характеристики материала, используемые при расчете шатуна.



	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's...			
8	Young's Modulus	2,1E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa		
11	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa		
12	Strain-Life Parameters				
20	S-N Curve	Tabular			
24	Tensile Yield Strength	365	MPa		
25	Compressive Yield Strength	365	MPa		
26	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		
28	Isotropic Thermal Conductivity	60,5	W m ⁻¹ ...		
29	Specific Heat, C _p	434	J kg ⁻¹ ...		
30	Isotropic Relative Permeability	10000			
31	Isotropic Resistivity	1,7E-07	ohm m		

Рисунок 43 – Сталь XC70S

В расчете используется 3D-модель шатуна, которая была спроектирована ранее.

Первым шагом необходимо нанести на деталь конечно-элементную сетку [26]. На рисунке 44 показана цифровая модель шатуна с сеткой.



Рисунок 44 – Общий вид конечно-элементной модели шатуна

Прочностной расчет будет выполнен в два этапа: первый, когда шатун находится в вертикальном положении, то есть в верхней мертвой точке, и второй – под максимальным углом перемещения в 17 градусов, когда шатун движется в нижнюю мертвую точку.

На рисунках 45-46 показаны граничные условия шатуна, обозначены направления векторов сил. По кривошипной головке шатуна произведена фиксация в осевом и радиальном направлениях.

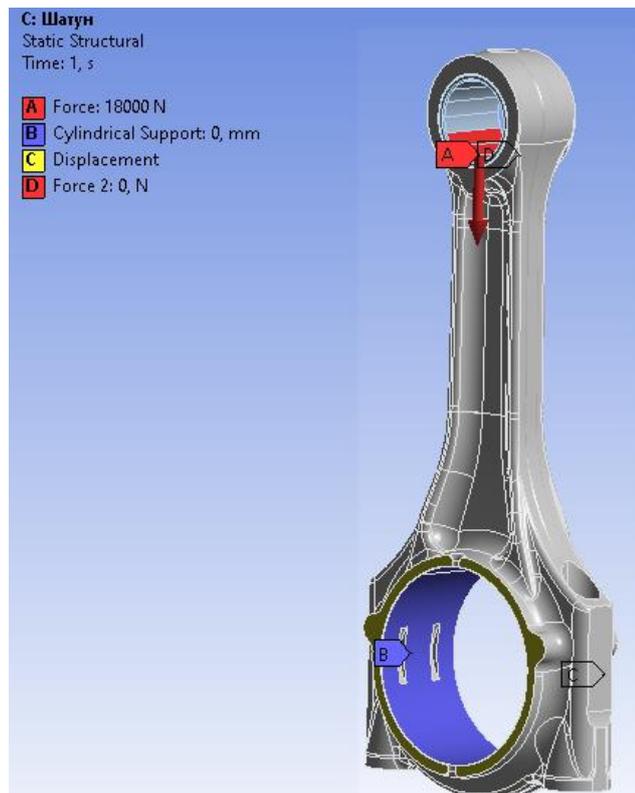


Рисунок 45 – Граничные условия с нагрузкой для шатуна, находящимся в верхней мертвой точке

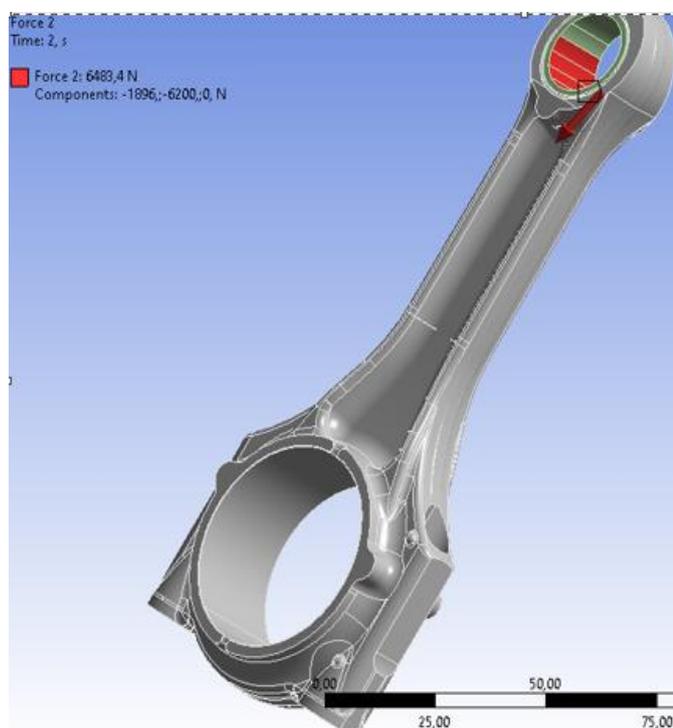


Рисунок 46 – Граничные условия с нагрузкой для шатуна, под максимальном углом перемещения в 17 градусов

Задав ограничения на деталь, выводим на расчет (рисунок 47) деформации (Deformation), напряжения (Equivalent stress), запас прочности (Safety factor).

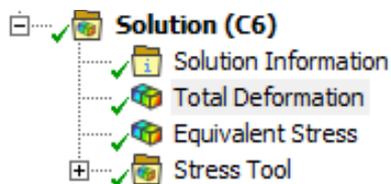


Рисунок 47 – Наименование расчетных показателей

На рисунке 48 показаны результаты распределения деформации по шатуну при вертикальном положении, когда шатун находится в верхней мертвой точке, а на рисунке 49 представлено распределение деформации под углом 17 градусов.

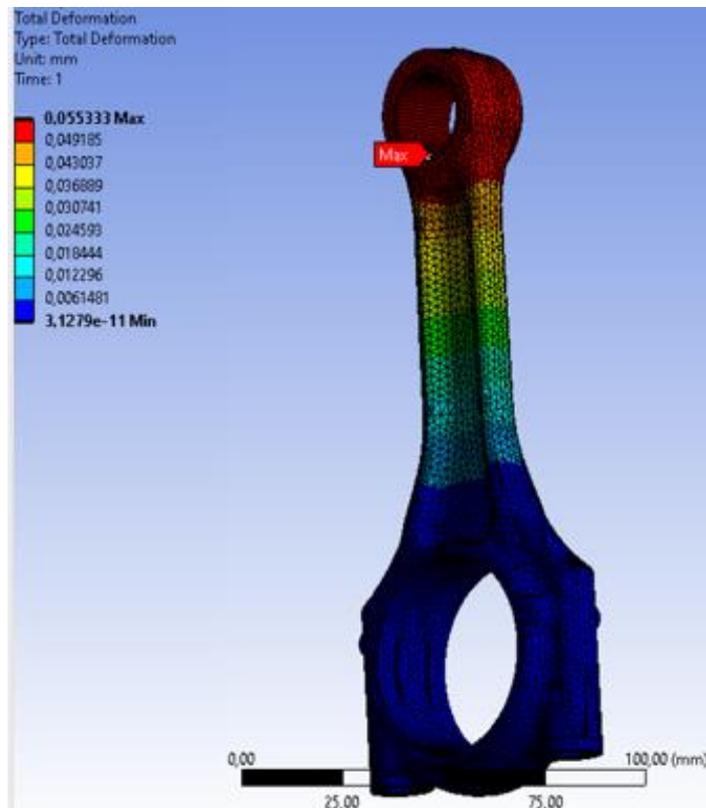


Рисунок 48 – Распределение деформации по шатуну

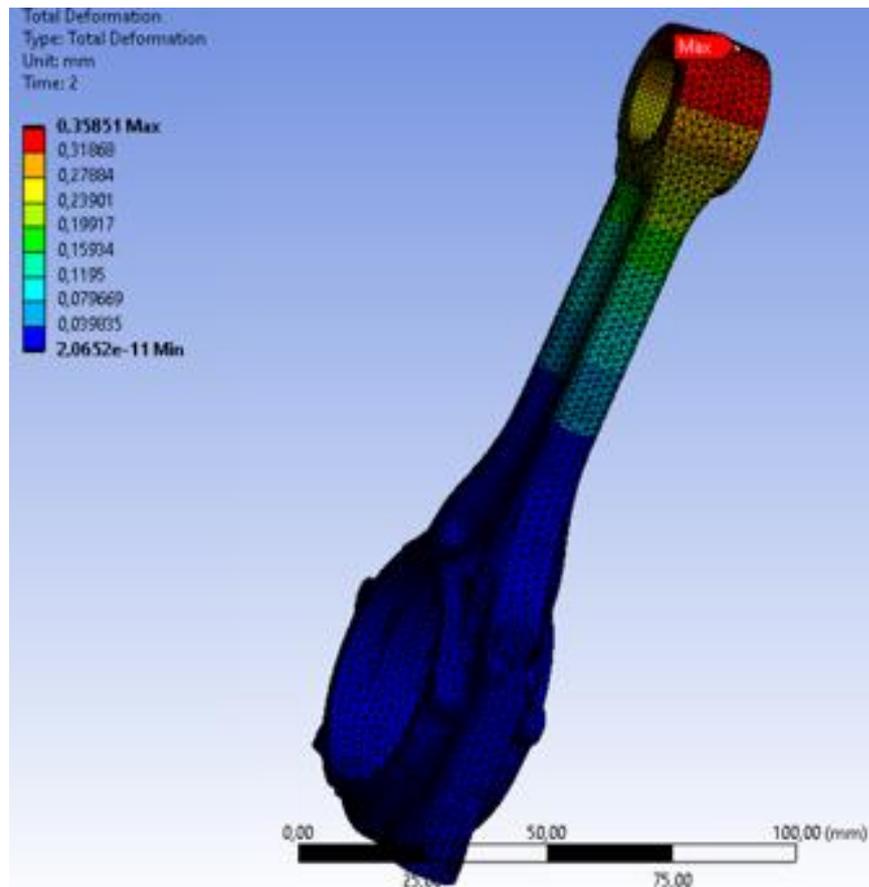


Рисунок 49 – Деформация шатуна под углом перемещения в 17 градусов

Результаты вычислений показывают значения деформации от 0,05 до 0,36 мм.

Далее, на рисунках 50–51 продемонстрированы результаты распределения напряжений по шатуну на первом этапе расчета и на втором этапе соответственно.

По полученным расчетным данным видно, что максимальное значение напряжения при положении шатуна в верхней мертвой точке и максимальном угле перемещения, при движении шатуна в нижнюю мертвую точку составляет 272,83 МПа.

Заключительный расчет на запас прочности конструкции представлен на рисунках 52–53.

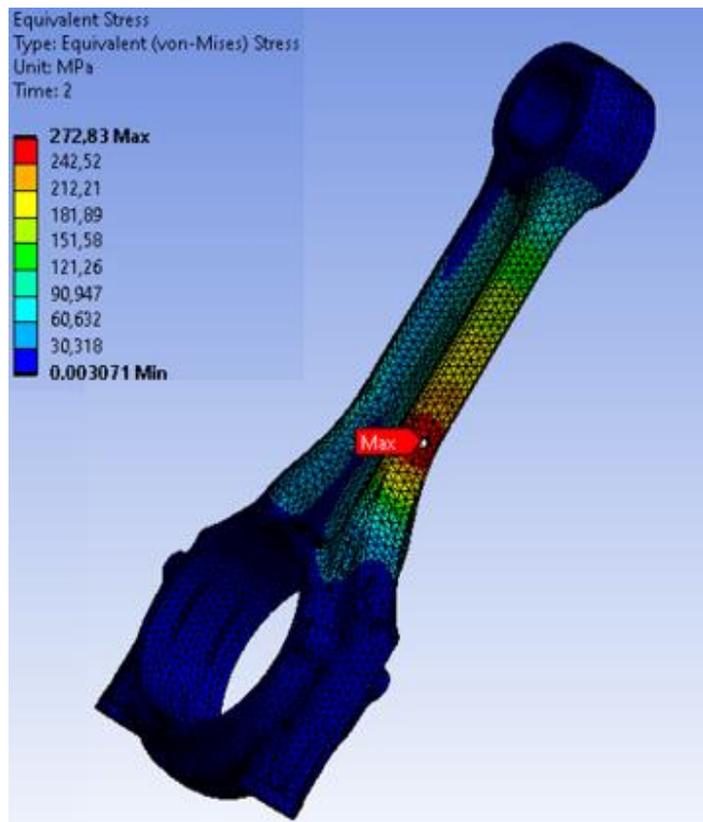


Рисунок 50 – Распределение напряжений при первом этапе расчета (верхняя мертвая точка)

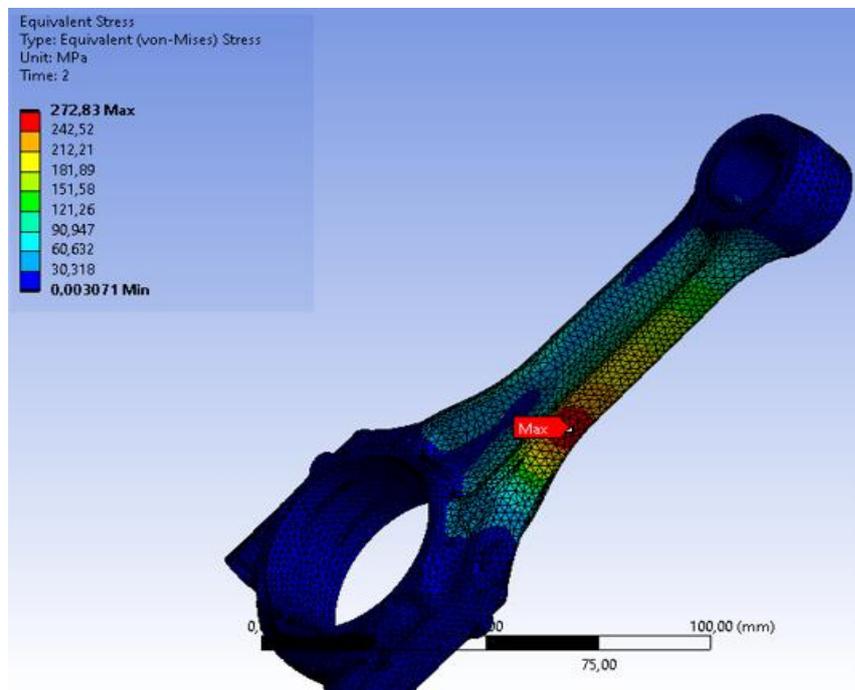


Рисунок 51 – Распределение напряжений на втором этапе расчета, когда шатун движется в нижнюю мертвую точку

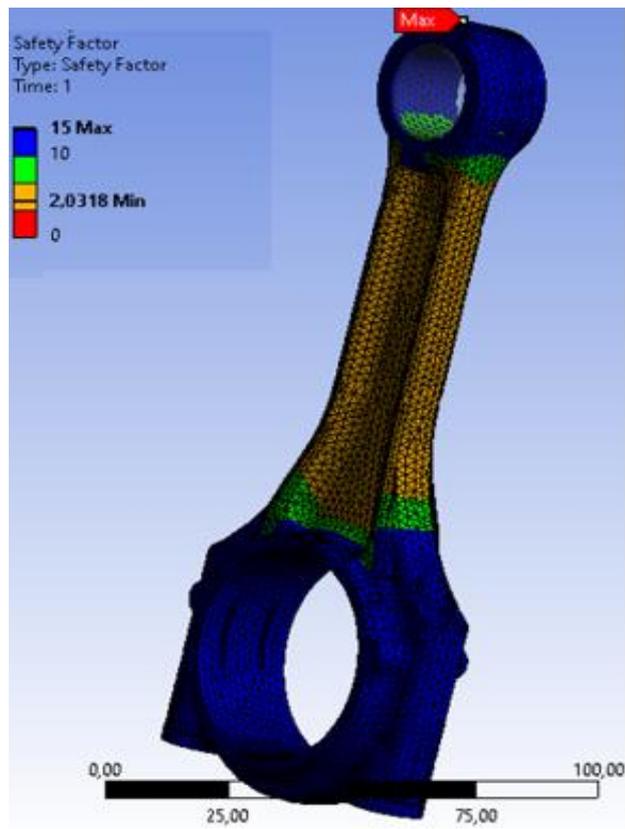


Рисунок 52 – Запас прочности (первый этап)

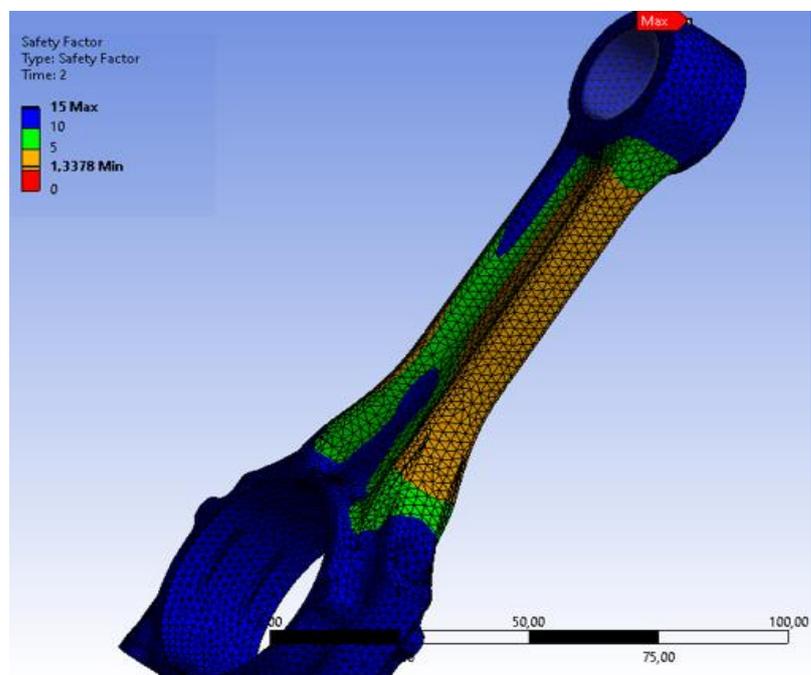


Рисунок 53 – Запас прочности (второй этап)

Запас прочности при вертикальном положении шатуна равен 2, а при

максимальном угле отклонения шатуна – 1,33.

Таким образом, полученные результаты расчетов не вызывают в конструкции больших напряжений и коэффициент запаса прочности совпадает с расчетами по методике Renault. Чем больше коэффициент запаса прочности, тем конструкция детали будет надежнее и лучше сопротивляться действию внешних сил.

В дальнейшем для снижения массы шатуна будет произведена модернизация его конструкции. Известно, что чем легче шатунно-поршневая группа, тем двигателю внутреннего сгорания быстрее развивать обороты.

Подводя итоги третьего раздела, можно сделать следующие выводы:

- в разделе рассмотрено индицирование двигателя, рассмотрены приборы, посредством которых получают данные давления в цилиндрах двигателя, описаны виды индикаторных диаграмм, с помощью которых специалисты определяют работу силового агрегата;

- проведено индицирование двигателя ВАЗ-11182 на моторном стенде, благодаря которому были получены значения давления в цилиндрах;

- по полученным данным построена индикаторная диаграмма на режимах работы двигателя, посчитан коэффициент запаса прочности по методике RENAULT «CONROD CALCULATION–V2»;

- рассчитана конструкция шатуна в программе автоматизированного проектирования САЕ, было определено, что при расчетных значениях коэффициента запаса прочности конструкция способна выдержать нагрузки, но данную конструкцию предлагается модернизировать для снижения массы детали.

4 Оптимизация конструкции шатуна. Расчет на прочность

4.1 Оптимизация конструкции шатуна двигателя ВАЗ-11182

Расчеты на прочность действующей конструкции шатуна показали положительный результат, но оптимизация шатуна нацелена на снижение массы конструкции с сохранением коэффициента запаса прочности.

Чем легче шатунно-поршневая группа, тем двигателю внутреннего сгорания быстрее развивать обороты, и благодаря снижению массы деталей можно добиться улучшения эффективных показателей двигателя [19, 27].

На рисунке 54 показана цифровая модель действующего шатуна и его масса.

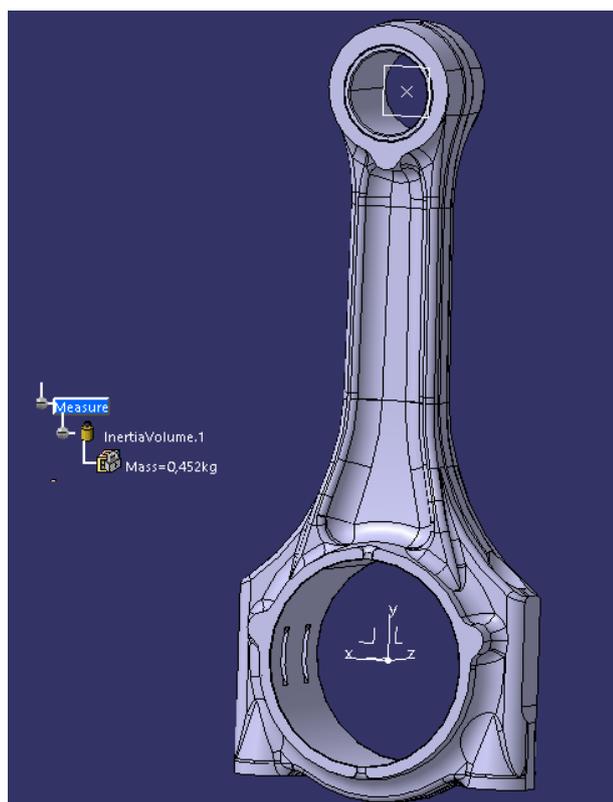


Рисунок 54 – Конструктивная форма действующего шатуна

На рисунке 55 показано изменение формы поршневой головки шатуна, придана трапецеидальная форма. Благодаря такому типу поршневой головки,

можно не только добиться снижения массы детали, но и улучшить условия работы поршневого пальца, так как в верхней мертвой точке на поршень, поршневой палец, втулку и поршневую головку воздействуют газовые силы, и из-за этого возникает износ пальца, втулки и головки [29].

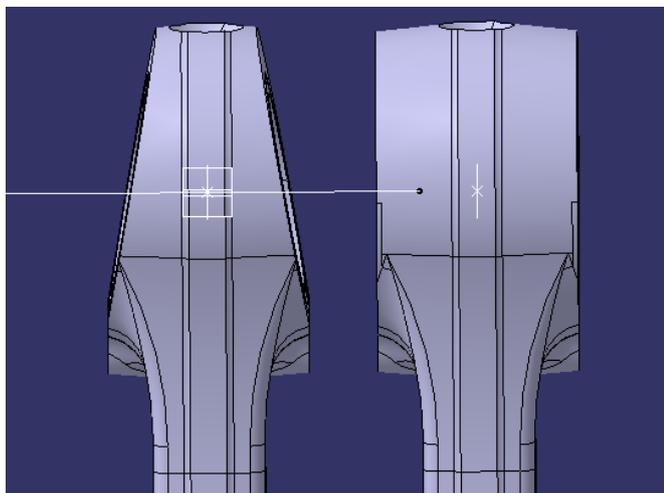


Рисунок 55 – Изменение формы поршневой головки

На рисунке 56 показан результат снижения массы благодаря срезу верхней головки шатуна, масса снизилась на 10 г.

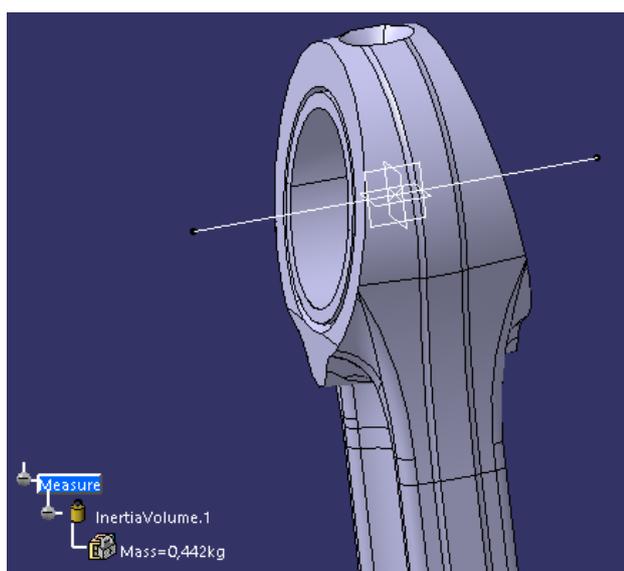


Рисунок 56 – Оптимизированная поршневая головка

Оптимизируем крышку кривошипной головки, сделав выточку на ней.
На рисунке 57 зеленым цветом показан результат оптимизации.

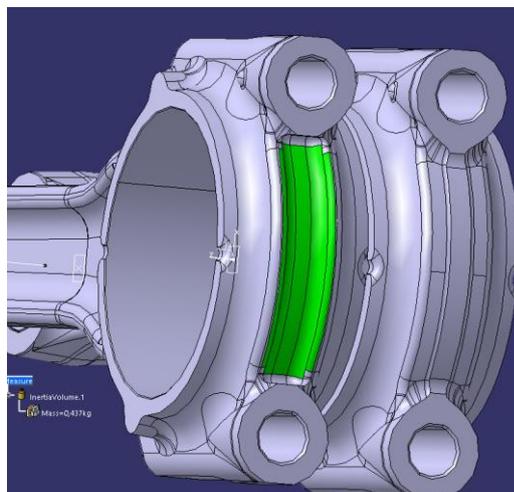


Рисунок 57 – Оптимизация крышки кривошипной головки шатуна

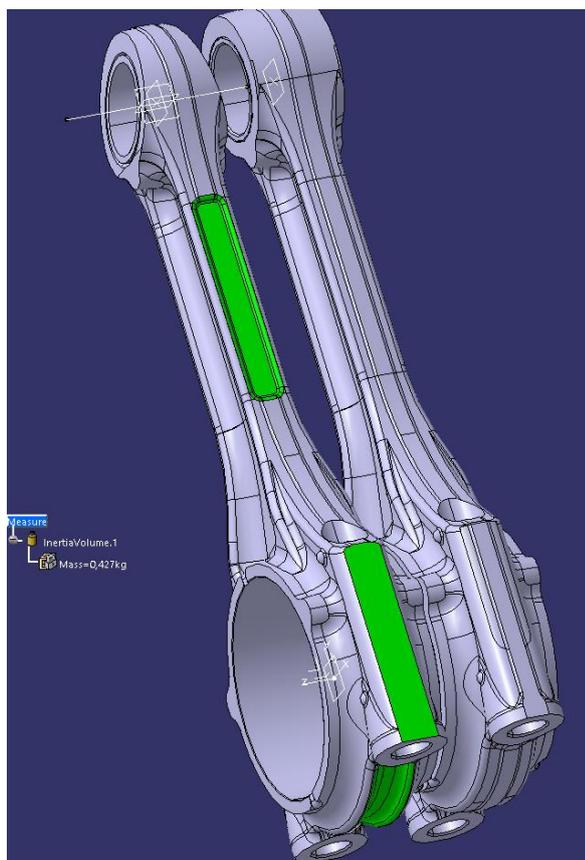


Рисунок 58 – Выточка на боковой поверхности кривошипной головки, и на стержне шатуна

Как видно из рисунка, благодаря проточке в крышке нижней головки, масса шатуна снизилась на 5 г, а в целом на 15 г.

Следующим этапом модернизации шатуна для понижения массы, является удаление материала с боковой стороны кривошипной головки и выточка на стержне шатуна.

На рисунке 58 продемонстрирован полученный результат, где удаляемые части подсвечены зеленым цветом.

Благодаря данным изменениям общая масса шатуна снизилась с 452 г до 427 г, а так как в двигателе 4 цилиндра и соответственно 4 комплекта шатунно-поршневой группы, данный результат повлияет на улучшение показателей двигателя.

4.2 Расчет оптимизированной конструкции шатуна в программе автоматизированного проектирования

После оптимизации формы детали повторно проведем прочностной расчет.

Расчет выполним также в два этапа.

Первый этап – когда шатун находится в верхней мертвой точке и нагрузка распределяется вдоль оси изделия, где сосредоточена основная масса материала.

Второй этап – когда шатун находится под максимальном углом перемещения (17 градусов) при движении в нижнюю мертвую точку и нагрузка работает на изгиб.

На рисунках 59–60 показаны картины распределения деформации шатуна на двух этапах расчета.

Из результатов можно увидеть, что максимальное значение деформации равно 0,37 мм.

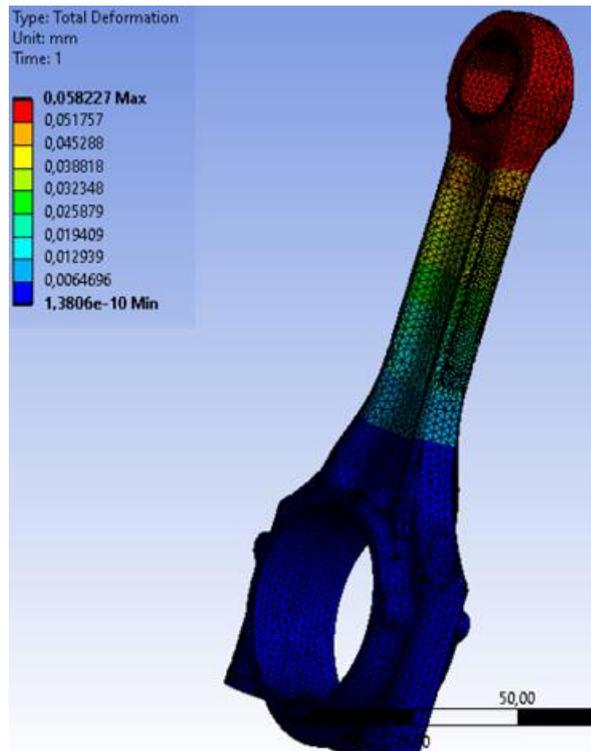


Рисунок 59 – Распределение деформации шатуна в верхней мертвой точке

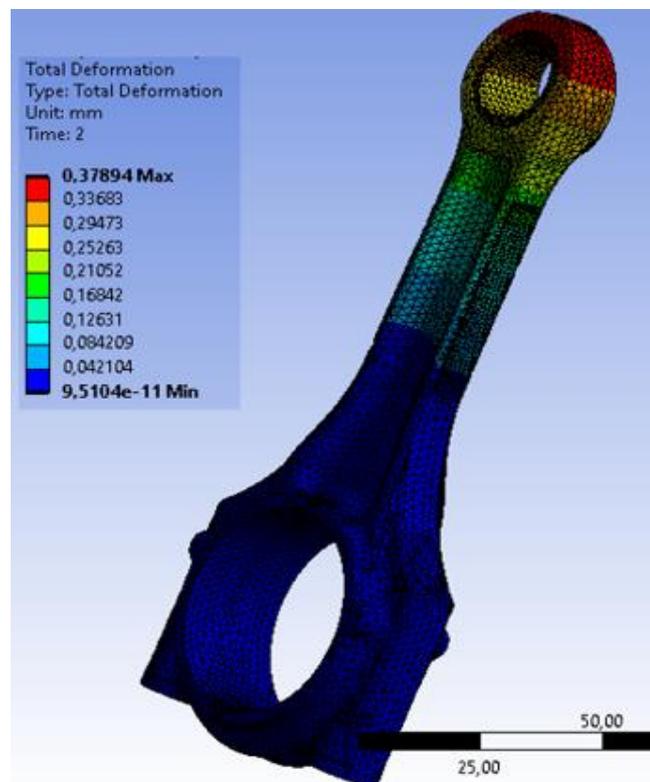


Рисунок 60 – Распределение деформации под углом перемещения в 17 градусов

Далее на рисунках 61–62 демонстрируется расчет напряжений в оптимизированной форме шатуна при расчете на двух этапах.

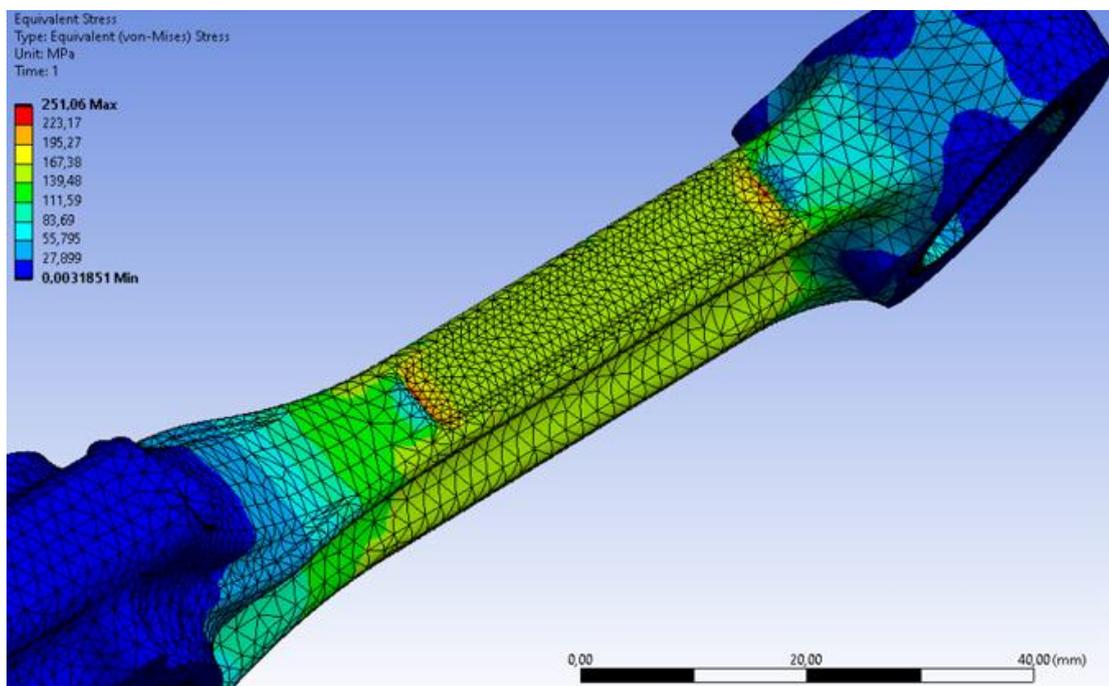


Рисунок 61 – Напряжения в шатуне, находящимся в верхней мертвой точке

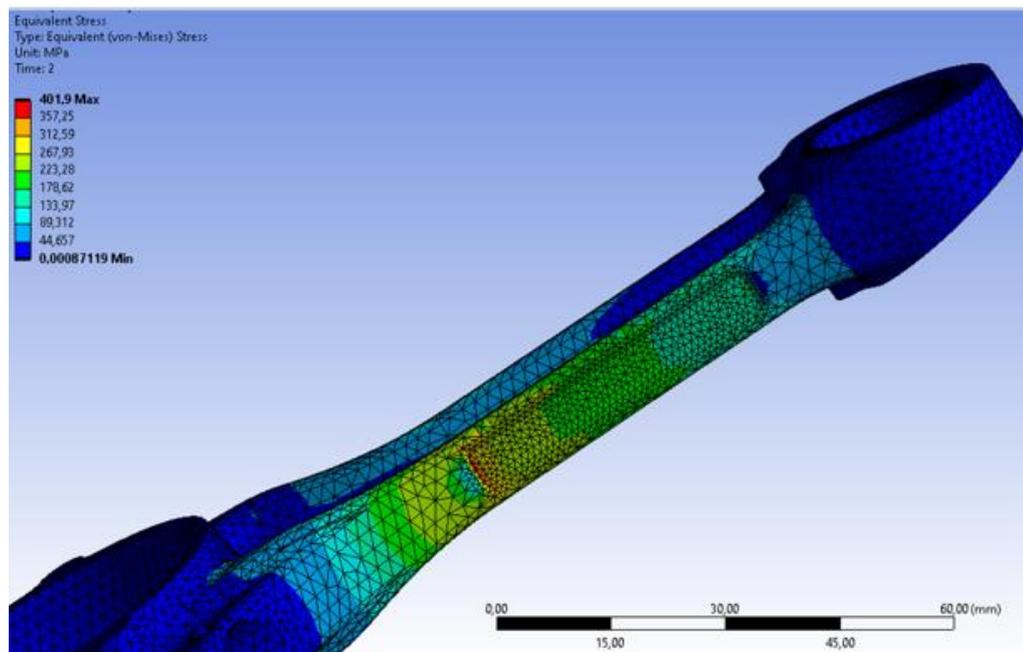


Рисунок 62 – Напряжения в шатуне под углом перемещения в 17 градусов

Максимальные напряжения возникают под углом перемещения в 17 градусов и составляют более 400 МПа.

Результат расчета запаса прочности приведен на рисунках 63–64.

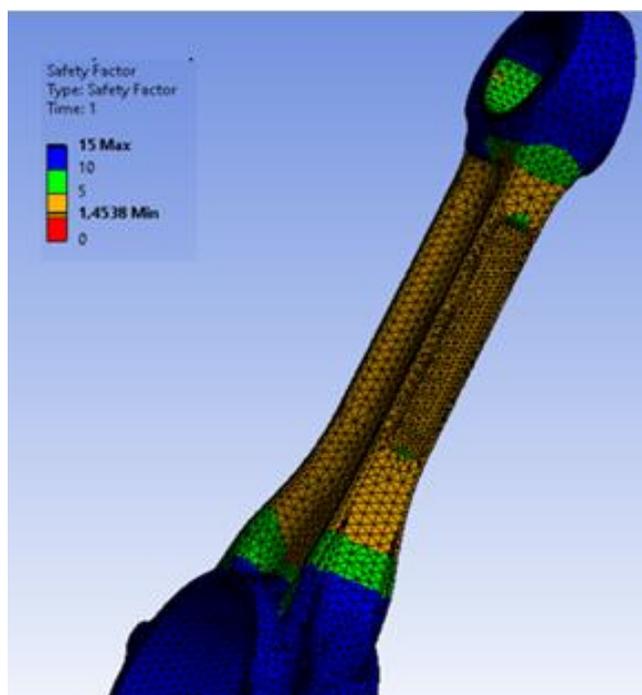


Рисунок 63 – Запас прочности на первом этапе расчета

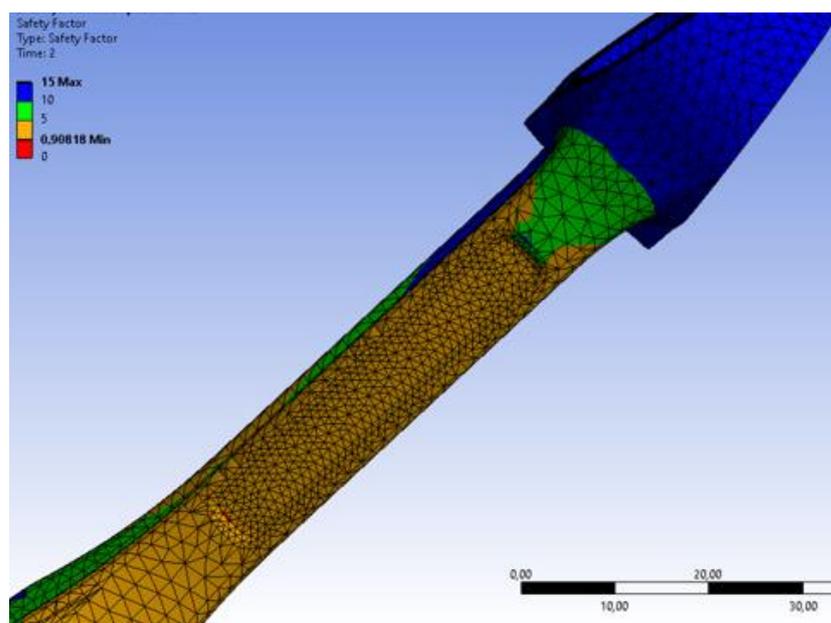


Рисунок 64 – Запас прочности на втором этапе расчета

По результатам видно, что конструкция не имеет запаса прочности – результат меньше единицы. Следовательно, конструкция не обладает достаточной прочностью и не выдержит нагрузки внешних сил.

Как видно максимальные напряжения сосредоточены в боковых выточках, поэтому уберем данные выточки из стержня шатуна, но оставим проточку в крышке кривошипной головки и выточку на боковой поверхности, и проведем повторный расчет конструкции. При этом масса шатуна стала равной 431 г.

На рисунке 65 показана цифровая модель без выточки на стержне шатуна.

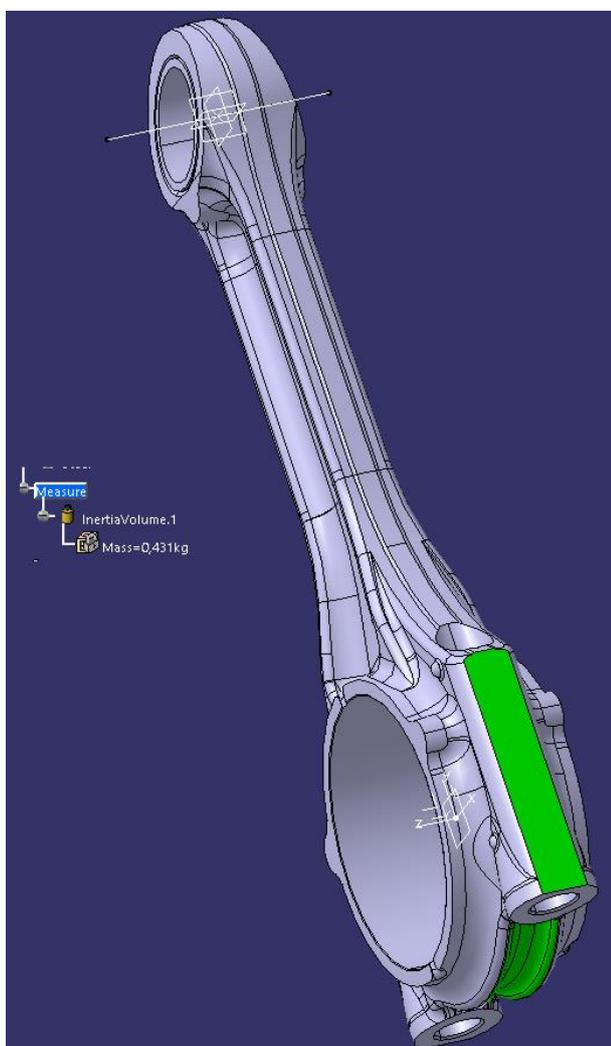


Рисунок 65 – Цифровая модель без выточки на стержне шатуна

На рисунке 66 показана деформация шатуна при положении в верхней мертвой точке, а на рисунке 67 – под углом перемещения в 17 градусов.

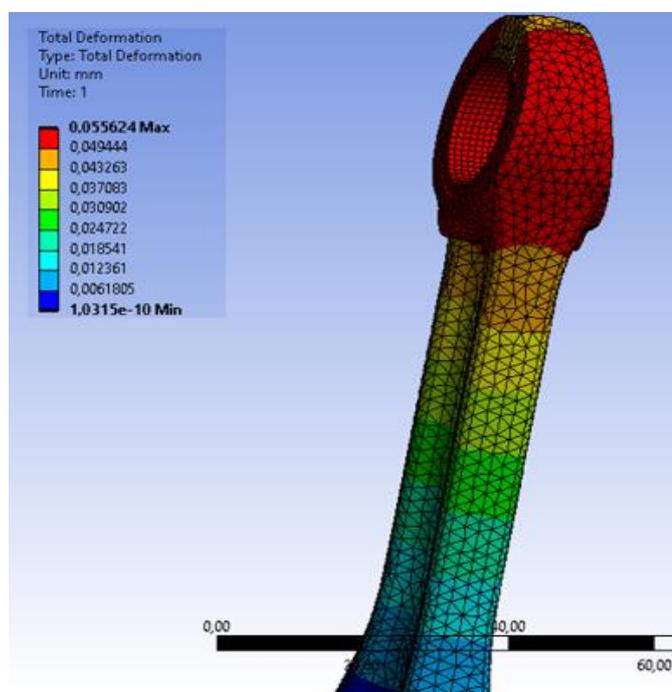


Рисунок 66 – Деформация шатуна при положении в верхней мертвой точке

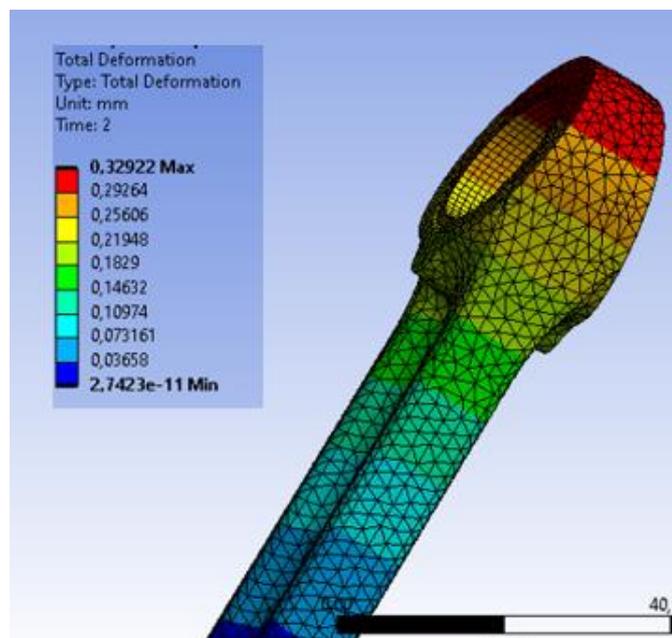


Рисунок 67 – Деформация шатуна под углом перемещения в 17 градусов

Величина максимальной деформации равна 0,33 мм.

Рисунки 68–69 позволяют оценить напряжения в шатуне при расчете в 2 этапа.

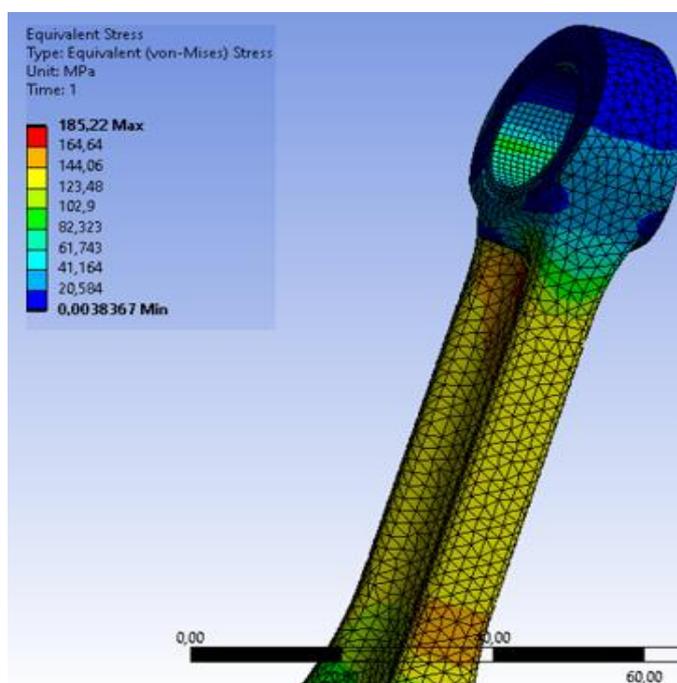


Рисунок 68 – Напряжение шатуна на первом этапе расчета

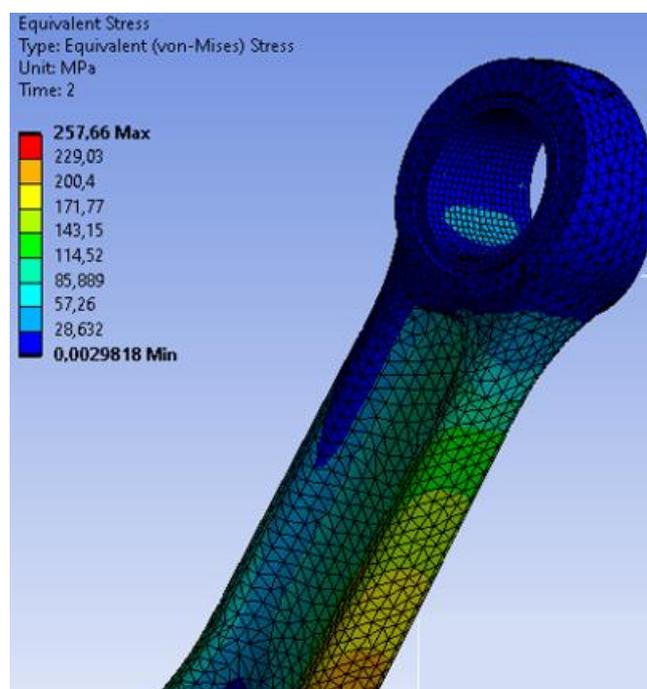


Рисунок 69 – Напряжение в шатуне на втором этапе расчета

И наконец, запас прочности представлен на рисунках 70–71.

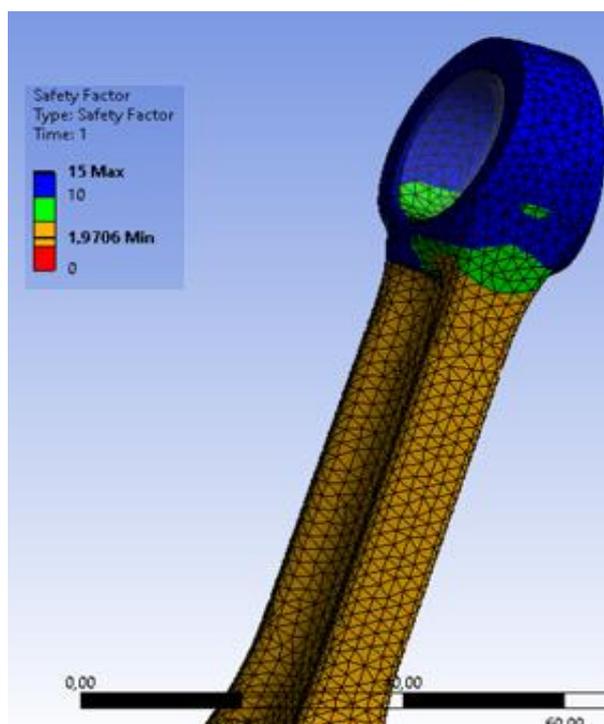


Рисунок 70 – Запас прочности на первом этапе

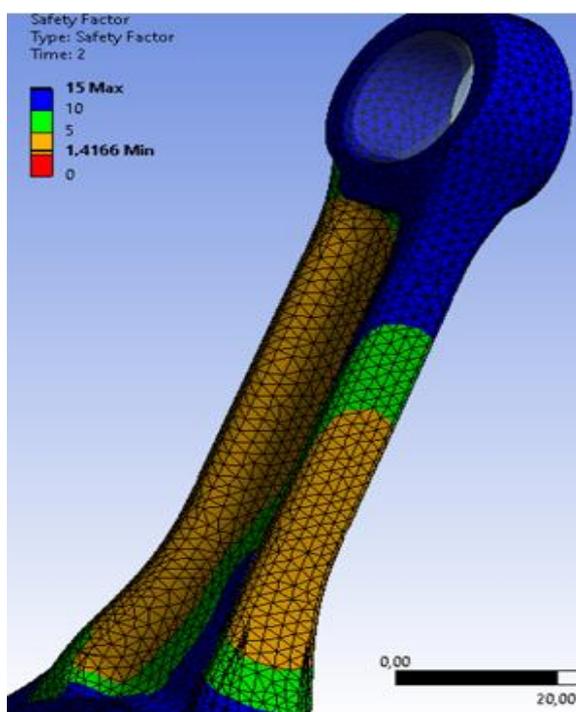


Рисунок 71 – Запас прочности на втором этапе

Из расчетов видим, что коэффициент запаса прочности соответствует 1,4, следовательно, конструкция с трапецеидальной формой поршневой головки, проточкой в кривошипной крышке и на поверхности кривошипной головки способна выдержать нагрузки, и при этом достигнуто снижение массы одного шатуна с 452 до 431 г.

Подводя итоги четвертого раздела можно сделать следующие выводы:

– проведена оптимизация конструкции шатуна, а именно изменена форма поршневой головки, сделана выточка в крышке кривошипной головки шатуна, выполнена проточка на боковой поверхности кривошипной головки.

– достигнуто снижение массы детали с 452 до 431 г. При проверочных расчетах коэффициент запаса прочности оказался удовлетворяющим условиям и равен 1,4.

В итоге благодаря снижению массы, и учитывая, что в двигателе четыре цилиндра и соответственно четыре комплекта шатунно-поршневой группы проведенная модернизация конструкции позволит улучшить эксплуатационные показатели двигателя.

Заключение

В диссертации рассмотрена конструкция двигателя внутреннего сгорания ВАЗ-11182, описаны методы доработки деталей, входящих в состав двигателя.

Рассмотрены общие положения по разработке, а также технические требования к детали двигателя внутреннего сгорания – шатуна.

Показано, что в ходе эксплуатации, при высокой частоте вращения коленчатого вала крутильные колебания могут повлиять на поломку не только самого коленчатого вала, но и деталей шатунно-поршневой группы. Шатунно-поршневая группа силового агрегата принимает значительные нагрузки, которые могут привести к выходу из строя всего силового агрегата.

Описано поэтапное построение цифровой модели шатуна, необходимой для расчетов в программах автоматизированного проектирования.

Проведено индицирование двигателя ВАЗ-11182 на моторном стенде, благодаря которому были получены значения давления в цилиндрах. По полученным данным построена индикаторная диаграмма на режимах работы двигателя, посчитан коэффициент запаса прочности по методике RENAULT «CONROD CALCULATION-V2»

Произведен аналитический расчет и расчет в программе автоматизированного проектирования САЕ, где было получено значение коэффициента прочности 1,34, что соответствует требованию по прочности конструкции.

Проведена оптимизация конструкции шатуна, а именно изменена форма поршневой головки, сделана выточка в крышке кривошипной головки шатуна, выполнена проточка на боковой поверхности кривошипной головки

Достигнуто снижение массы детали с 452 до 431 г. При удовлетворительном значении коэффициента запаса прочности – 1,4, что в итоге позволит улучшить эксплуатационные показатели двигателя.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Александров И. К. Оценка энергетической эффективности ДВС в условиях неустановившегося режима работы // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 17–20.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. М. : Машиностроение, 2006. 968 с.
3. AutBar [Электронный ресурс]: ВАЗ 11182 1.6 MPI 90 л.с. двигатель Лада Гранта (Лада Ларгус): предельный ресурс, характеристики и реальный расход. URL: <https://autbar.ru/vaz11182granta.html> (дата обращения 20.05.2023).
4. Актуальность индицирования ДВС [Электронный ресурс]: актуальность индицирования ДВС, примеры использования индицирования. URL: <https://www.madi-auto.ru/company/articles3/15/> (дата обращения 20.05.2023).
5. Вальехо П. Р., Гришин Д. К., Чайнов Н. Д. Конструирование шатунов автомобильных и тракторных двигателей. М. : МГМУ «МАМИ», 2013. 52 с.
6. Вылегжанин П. Н., Лопарев А. А., Лопатин О. П. Теплотехника и применение теплоты в автомобильном хозяйстве: учебно-методическое пособие для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Теплотехника». Киров : Вятская ГСХА, 2020. 53 с.
7. Двигатель ВАЗ-11182 [Электронный ресурс]: Двигатель ВАЗ-11182: описание, характеристики, надежность, ремонтпригодность. URL.: <https://motorist.expert/vaz/11182.html> (дата обращения 20.05.2023).
8. Исследование рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания индицированием [Электронный ресурс]: исследование рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания индицированием. URL: https://ozlib.com/986158/tehnika/issledovanie_rabocheho_protsessa_dvigatelay_vnutrennego_sgoraniya_inditsirovaniem (дата обращения 20.05.2023).

9. Кондратьева Л. Е. Основы метода конечных элементов: Введение. Расчет стержневых систем: конспект лекций. Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. 36 с.
10. Крамаренко Г. В. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов. М. : Транспорт, 1983. 488 с.
11. Краткие сведения об индицировании двигателей [Электронный ресурс]: краткие сведения об индицировании двигателей, приборы индицирования. URL: <https://studfile.net/preview/5125904/page:11/> (дата обращения 20.05.2023).
12. Кузнецов Е. С. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов. М. : Наука, 2004. 535 с.
13. Механические индикаторы с винтовой пружиной [Электронный ресурс]: механические индикаторы с винтовой пружиной. URL: https://studopedia.net/16_25271_mehanicheckie-indikator-i-s-vintovoy-pruzhinoy.html (дата обращения 20.05.2023).
14. Почекуев Е. Н., Путеев П. А., Шенбергер П. Н. Проектирование в SIEMENS NX технологических процессов изготовления деталей листовой штамповкой: электронно учебно-методическое пособие. Тольятти : Изд-во ТГУ, 2014. 231 с.
15. Путеев П. А., Шенбергер П. Н. Основы САПР: учебно-методическое пособие для студентов. Тольятти : Изд-во ТГУ, 2018. 42 с.
16. Тольский В. Е., Корчемный Л. В., Латышев Г. В., Минин Л. М. Колебания силового агрегата автомобиля. М. : Машиностроение, 1976. 263 с.
17. Усачев П. Н. Основы конструирования: справочно-методическое пособие. М. : Машиностроение, 1988. 544с.
18. Ховах М. С., Маслов Г. С. Автомобильные двигатели. М. : Машиностроение, 1971. 456 с.
19. Шарапов А. М., Панов В. В., Драгомиров С. Г., Гоц А.М. Динамика двигателей внутреннего сгорания: метод. указания к лабораторным работам. Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2003. 60 с.

20. Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клементьев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». Челябинск : Изд. ЮУрГУ, 2005. 403 с.

21. Шатунная группа [Электронный ресурс]: описание, типы и конструкция шатунов. URL: <https://www.autoopt.ru/articles/products/31818840> (дата обращения 25.05.2023).

22. Шатун: надежное плечо кривошипно-шатунного механизма [Электронный ресурс]: вопросы обслуживания, ремонта и замены шатунов. URL: [Шатун: надежное плечо кривошипно-шатунного механизма \(autoopt.ru\)](http://autoopt.ru) (дата обращения 25.05.2023).

23. Шатун двигателя: шатун двигателя. Что это такое, его поломки и их причины, способы восстановления [Электронный ресурс]: почему стучит шатун? Причины и признаки неисправностей. URL: [Шатун Двигателя. Что это такое, его поломки и их причины, способы восстановления | SUPROTEC | СУПРОТЕК](#) (дата обращения 25.05.2023).

24. Яманин А. И., Кутенев В. Ф. Интегрированные системы автоматизированного проектирования: учеб. пособие. Ярославль : Изд-во ЯГТУ, 2011. 76 с.

25. Яманин А. И. Вопросы теории двигателей с управляемым движением поршней с плоскими преобразующими механизмами. М. : Изд. ГНЦ РФ–ФГУП «НАМИ», 2004. 240 с.

26. Abhishek P. Finite Element Analysis of IC Engine Connecting Rod by Ansys // International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research. 2014. № 3. 7 p.

27. Basshuysen R., Schafer F., Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives. SAE International, 2002. 448 p.

28. Daniel Gaspari Cirne de Toledo, Emílio Carlos Nelli Silva, Rafael Augusto de Lima e Silva, Robson Ferreira da Cruz. Design of a connecting rod for

internal combustion engine by applying topology optimization // 20th International Congress of Mechanical Engineering. Gramado : RS, 2009. 7 p.

29. Mr. Pranav G Charkha. Analysis & Optimization of Connecting Rod // Proceedings of the Second International Conference on Emerging Trends in Engineering & Technology. Nagpur : Maharashtra, 2009. 6 p.

30. Webster, W. D., Coffell R., Alfaro D. A Three-Dimensional Finite Element Analysis of a High-Speed Diesel Engine Connecting Rod. SAE Technical Paper. 1983. 16 p.