



Министерство науки и высшего образования Российской  
Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение  
высшего образования  
«Московский государственный технический университет  
имени Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет)»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ФАКУЛЬТЕТ  
Энергомашиностроение

КАФЕДРА Э-2 – Поршневые двигатели

**РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**  
***К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ***  
***РАБОТЕ НА ТЕМУ:***

**Автомобильный дизель 4ЧН9,1/9,5 мощностью 73**  
**кВт при 4000 об/мин**

Студент Э2-81Б  
(Группа)

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата)

**Т. Рахимгалиев**  
(И.О.Фамилия)

Руководитель ВКРБ

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата)

**В.А. Зенкин**  
(И.О.Фамилия)

Нормоконтролер

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата)

**И.В. Оболонный**  
(И.О.Фамилия)

Москва  
2021 г.

## **Аннотация**

В рамках выпускной квалификационной работы был выполнен эскизный проект дизельного автомобильного двигателя 4ЧН9,1/9,5.

Была проведена работа по моделированию и оптимизации рабочего процесса в «Дизель – РК». По итогам была получена модель, удовлетворяющая требованиям.

Также было произведено уравнивание двигателя и расчет его динамических и кинематических показателей, помимо этого был выполнен расчет основных деталей на прочность с применением метода конечных элементов, что показало работоспособность рассмотренных деталей.

В исследовательской части произведен расчет пружины. Построен Парето-фронт пружин с наилучшими характеристиками при заданных условиях работы.

# СОДЕРЖАНИЕ

Аннотация .....	1
СОДЕРЖАНИЕ .....	6
ВВЕДЕНИЕ .....	8
1 Обзорная часть.....	9
1.1 Обзор современных четырехцилиндровых автомобильных двигателей.....	9
1.2 Общее описание двигателя .....	11
1.3 Описание узлов .....	13
1.3.1 Коленчатый вал и балансирные валы.....	13
1.3.2 Система смазки двигателя .....	17
1.3.3 Система охлаждения двигателя .....	18
2 Моделирование и оптимизация рабочего процесса .....	20
2.1 Идентификация математической модели двигателя.....	20
2.2 Основные направления модернизации двигателя.....	21
2.4 Изменение фаз ГРМ при переходе на четырехклапанную ГБЦ.....	25
2.4.1 Выбор фаз ГРМ для частоты вращения 2000 об/мин.....	26
2.5 Анализ характеристик двигателя в зависимости от фаз ГРМ.....	28
2.6 Оптимизация степени сжатия, степени повышения давления в компрессоре и УОВТ .....	30
2.7 Результаты модернизации двигателя .....	36
3 Поверочные расчеты деталей двигателя.....	40
3.1 Тепловой расчет поршня.....	42
3.2 Расчет коленчатого вала на напряженно-деформированное состояние .....	44
3.3 Расчет шатуна на напряженно-деформированное состояние .....	51
3.3 Расчет поршневого пальца на напряженно-деформированное состояние ..	54
4 ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ЧАСТЬ.....	55
4.1 Определение закона движения клапана и приведенной к оси клапана силы инерции .....	55
4.2 Конструкция и расчет клапанных пружин.....	57
4.3 Оптимизация клапанной пружины по Парето.....	60
4.3.1 Определение фронта Парето.....	60
4.3.1 Формулировка задачи оптимизации .....	60
4.3.2 Построение фронта Парето для клапанных пружин .....	61
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	66
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	67
Приложение А Расчет коэффициента неуравновешенности ДВС.....	68
Приложение Б Построение фронта Парето .....	70



## **ВВЕДЕНИЕ**

Рядные четырехцилиндровые двигатели применяются в том числе и в автомобилестроении и являются самыми популярными. Автомобилестроение в стране начинает все стремительнее развиваться и таким образом существует потребность в создании двигателей разного типа, в том числе и рядных. Это обуславливает создание проекта по разработке такого двигателя, с выполнением экологических норм.

При создании двигателя также следует добиться снижения расхода топлива при сохранении или даже увеличении мощности и снижения удельной массы двигателя. Этого следует добиться без потери прочностных характеристик и надежности механизма.

В рамках данной ВКР будет рассматриваться дизельный двигатель типа 4ЧН9,1/9,5 с мощностью 73кВт для дальнейшей его установки на автомобиль.

# **1 Обзорная часть**

## **1.1 Обзор современных четырехцилиндровых автомобильных двигателей**

Рядный четырехцилиндровый двигатель — конфигурация двигателя внутреннего сгорания с рядным расположением четырех цилиндров, и поршнями, вращающими один общий коленчатый вал. Часто обозначается I4 («ай-фор») или L4 («Straight-4», «In-Line-Four»). Плоскость, в которой находятся цилиндры, может быть строго вертикальной или находиться под определенным углом к вертикали. Во втором случае двигатель иногда называют Slant-4 (/4) — например, двигатель автомобиля «Москвич-412»

Современные рядные 4-цилиндровые двигатели имеют рабочий объем обычно от 0,7 до 2,3 литра. С ростом рабочего объема уровень вибраций значительно возрастает, поэтому на современных двигателях этой конфигурации с рабочим объемом более 2,0 л, как правило, используются дополнительные балансировочные (успокоительные) валы, позволяющие приблизить уровень вибраций к рядным шестицилиндровым двигателям аналогичного рабочего объема.

В прошлом, однако, I4 больших рабочих объемов не были редкостью.

В начале XX века существовали гоночные автомобили с рядными четырехцилиндровыми двигателями рабочим объемом 10-17 литров — например, De Dietrich. Мощность этих двигателей, однако, была весьма невелика — обычно порядка 70-100 л. с., что объясняется тем, что их максимальные обороты составляли лишь около 1500 об/мин.

В довоенные годы четырехцилиндровые автомобильные двигатели большого объема не были редкостью, особенно на грузовиках. Сюда можно отнести, например, советские ГАЗ М-1, ГАЗ-АА и их производные (3285 см<sup>3</sup>).

International Harvester с 1915 по 1926 год использовал на своих грузовиках 3,3-литровую нижнеклапанную рядную четвёрку, а в 1961—1972 годах выпускал рядные 4-цилиндровые моторы семейства Comanche рабочим объемом 2,5 и 3,2 л. Все легковые и грузовые автомобили Ford вплоть до появления в начале

1930-х годов Ford Flathead V8 имели нижнеклапанные рядные четырёхцилиндровые двигатели (фактически двух семейств — Ford T и Ford A). Chrysler с 1926 года и до полного перехода на рядные шестёрки в 1932 году использовал на бюджетных моделях своих марок (S-Series) нижнеклапанные рядные четырёхцилиндровые моторы рабочим объёмом 2,7...3,2 л. Двигатель Pontiac Tempest модели 1961-63 годов имел рабочий объём 3188 см<sup>3</sup> и не имел балансировочных валов.

Из относительно недавних примеров, западногерманская фирма Porsche выпускала автомобили с 2990-кубовыми I4.

Советские и российские автомобили «Волга» и УАЗ в течение длительного периода времени (с 1957 по начало 2000-х) оснащались рядными четырёхцилиндровыми двигателями с алюминиевыми гильзованными блоками и клапанным механизмом OHV производства ЗМЗ и УМЗ, которые имели рабочий объём 2,445 литра (имелись версии объёмом 2,9 литра) и не имели балансировочных валов. В настоящее время автомобили УАЗ снабжаются рядными четырёхцилиндровыми моторами производства ЗМЗ семейства 409 (с чугунным блоком и клапанным механизмом DOHC, никак не связанного с ранее упомянутым), с рабочим объёмом 2,7 литра без балансировочных валов.

Все эти двигатели были достаточно малооборотными и относительно тяжёлыми, что, наряду с особыми мерами при конструировании и при правильной настройке, практически сводило на нет нежелательные вибрации по сравнению с I4 меньшего объёма. Хотя, скажем, двигатель «Понтиака» оказался очень чувствителен к настройке карбюратора.

В настоящее время одними из наибольших по рабочему объёму серийных рядных четырёхцилиндровых бензиновых двигателей являются японские моторы семейства Toyota 3RZ-FE с рабочим объёмом 2,7 л (Toyota Land Cruiser Prado и другие модели). Четырёхцилиндровые дизели такого и большего объёма не являются редкостью и часто используются на грузовиках и тракторах, для которых уровень вибраций не является определяющим фактором.

## 1.2 Общее описание двигателя

В таблице 1 приведены основные технические характеристики двигателя.

Таблица 1 – Технические характеристики двигателя

Параметр	Значение
Тип двигателя	С воспламенением от сжатия
Число тактов	4
Число цилиндров	4
Расположение цилиндров	рядное
Порядок работы цилиндров	1-2-4-3
Углы вспышек	0-180-540-360
Направление вращения коленчатого вала (по ГОСТ 22836-77)	Правое
Диаметр цилиндров и ход поршня, мм	91,1X95
Рабочий объем, л	2,5
Степень сжатия	21
Система наддува	турбокомпрессор MD187211

Прототипом для проектирования является двигатель автомобиля Mitsubishi L200 – 4D56. Данный силовой агрегат – четырехцилиндровый, четырехтактный двигатель с наддувом. Цилиндры имеют рядную схему расположения. Головка цилиндра имеет двухклапанную конструкцию. Двигатель выпускался крупной серией с 1986 по настоящее время на заводах Mitsubishi (Япония), Hyundai (Корея). Назначения – исключительно гражданское.

Внешняя скоростная характеристика (ВСХ) двигателя представлена на рисунке 1[11].



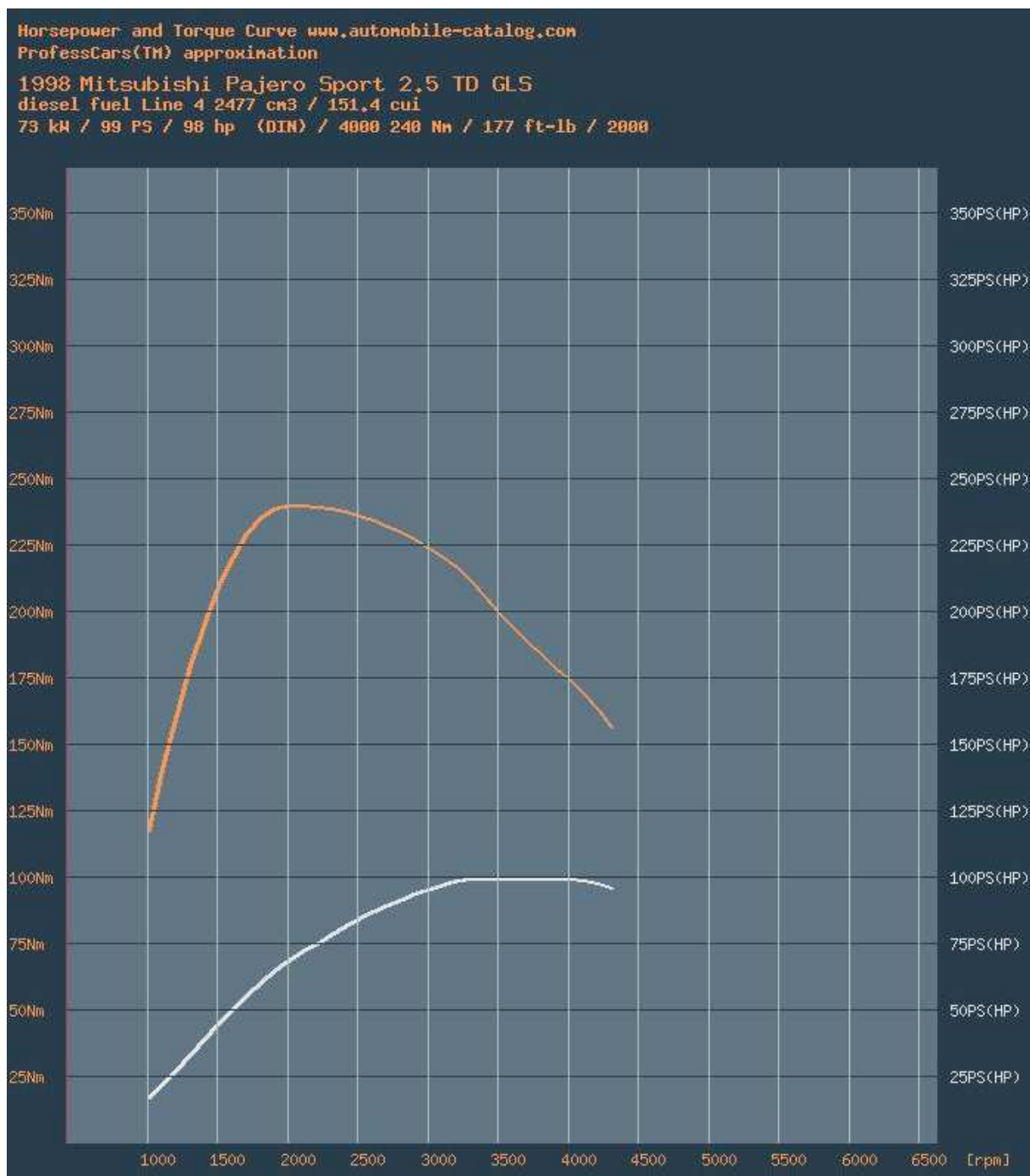


Рисунок 1 – Скоростная характеристика двигателя 4D56[11]

$M_e$  – крутящий момент;  $N_e$  – номинальная мощность;  $g_e$  – удельный расход топлива;  $n$  – частота вращения коленчатого вала.

## 1.3 Описание узлов

### 1.3.1 Коленчатый вал и балансирные валы

Двигатель считается уравновешенным, если на установившемся режиме работы на его опоры передаются только постоянные по величине и направлению усилия. У неуравновешенного двигателя силы, передаваемые на опоры, вызывают вибрацию под моторной рамы и энергоустановки в целом, что сопровождается перегрузками отдельных деталей, увеличением их износов и другими нежелательными последствиями[1].

Для рассматриваемого двигателя схема внешних сил имеет следующий вид (рис.4)

$$\text{Угол чередования вспышек: } \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{4} = 180^\circ$$

1) Равнодействующая сил инерции первого порядка:

$$\sum P_{j1} = -M_{\text{пд}} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \cos(\alpha+180^\circ) + \cos(\alpha+180^\circ) + \cos\alpha) = 0;$$

2) Равнодействующая сил инерции второго порядка:

$$\sum P_{j2} = -M_{\text{пд}} \cdot R \cdot \lambda \cdot \omega^2 \cdot (\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha+180^\circ) + \cos 2(\alpha+180^\circ) + \cos 2\alpha) = -4M_{\text{пд}} \cdot R \cdot \lambda \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha;$$

3) Равнодействующая центробежных сил инерции вращающихся масс:

Так как  $P_c$  равны по величине и направлены в противоположные стороны, то  $\sum P_c = 0$ .

4) Моменты сил инерции первого и второго порядка:

$$M_1 = -M_{\text{пд}} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha \cdot 3a + \cos(\alpha+180^\circ) \cdot 2a + \cos(\alpha+180^\circ) \cdot a) = 0;$$

В следствие того, что сила  $P_{j2}$  во всех цилиндрах одинакова по величине и направлению  $M_2 = 0$ ;

5) Момент центробежных сил инерции относительно оси О-О:

$$M_c = P_c \cdot 3a - P_c \cdot 2a - P_c \cdot a = 0.$$

Таким образом, необходимо уравновесить силы инерции второго порядка  $P_{j2}$ . В данном двигателе для уравновешивания приведенных сил, конструкция двигателя оснащается противовесами на дополнительных валах по схеме Митсубиси.

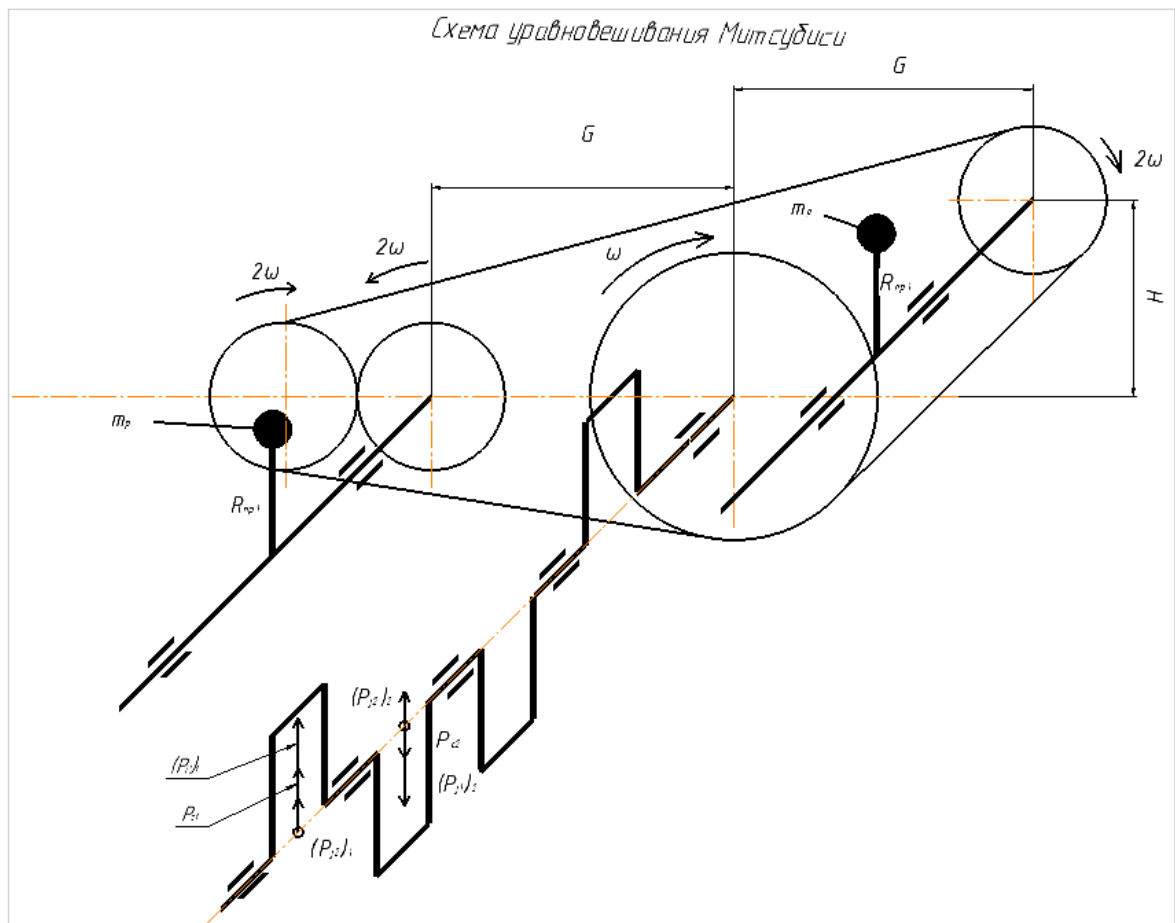


Рисунок 2 – Схема уравнивания сил инерции 2 порядка по схеме Митсубиси.

На рисунке 2 представлена схема уравнивания двигателя по схеме Митсубиси. Дополнительные валы расположены на одинаковом расстоянии по горизонтали от оси коленчатого вала. Вал справа смещен по вертикали на расстояние  $H$ . Оба вала вращаются с удвоенной угловой скоростью по отношению к коленчатому валу.

$$2 \cdot m_{np1} \cdot R_{np1} \cdot (2\omega)^2 \cdot \cos 2\alpha = 4 \cdot m_{pd} \cdot \lambda \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha$$

$$m_{np1} R_{np1} = \frac{1}{2} \cdot m_{pd} \cdot \lambda \cdot R$$

$$m_{np1} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 444.8 \cdot 6.504 \cdot 10^{-3} \cdot 0.3 \cdot 0.064}{0.032} = 0.868 \text{ кг}, R_{np1} = 0,032 \text{ м}$$

Смещение дополнительного вала с противовесом позволяет уравновесить неравномерность реактивного момента.

Реактивный крутящий момент в двигателе:

$$M_{кр} = \sum T_i \cdot A \cdot R$$

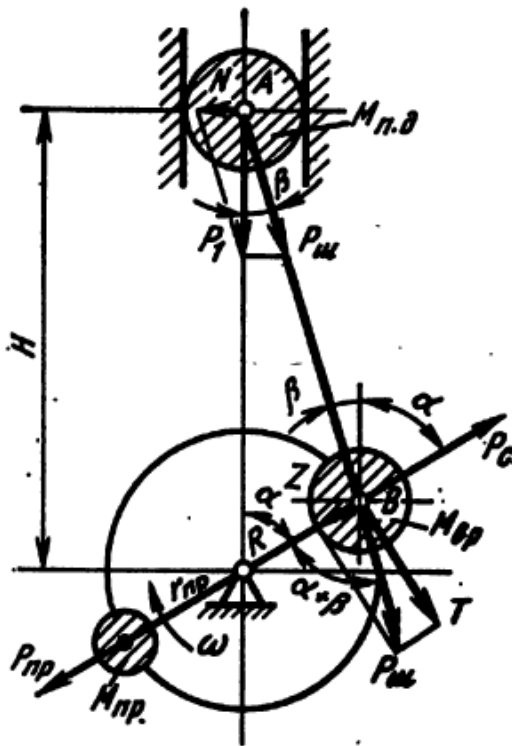


Рисунок 3 – силы, действующие в ДВС на поршень и кривошип коленвала

$$T = p_1 \cdot \sin(\alpha + \beta) / \cos(\beta), [\text{МПа}]$$

$$\sin(\beta) = \frac{R}{l_{ш1}} \cdot \sin(\alpha)$$

$$R = 47.75 \text{ мм}$$

$$l_{ш1} = 159 \text{ мм}$$

$M_{кр}$  рассчитывается с помощью программы Microsoft Excel 2013. Ниже представлен график крутящего момента. Исходные данные по давлению газов взяты из программы Diesel-RK.

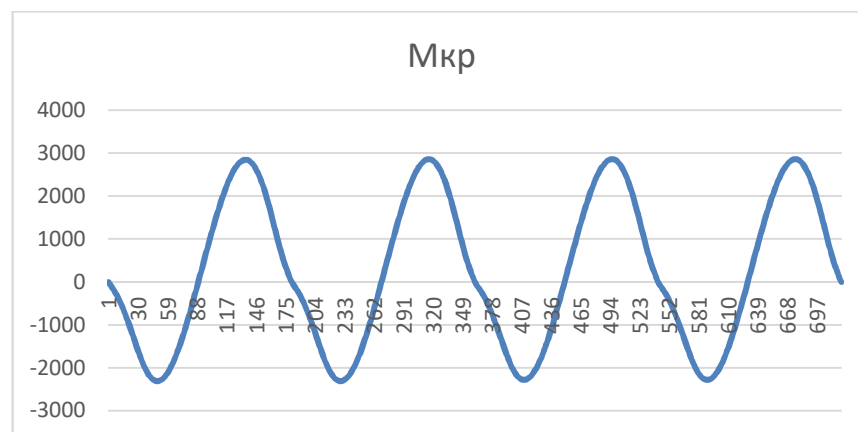


Рисунок 4 – График крутящего момента в зависимости от угла коленвала

Момент горизонтальной составляющей силы инерции противовеса:

$$H \cdot m_{\text{пр1}} \cdot R_{\text{пр1}} \cdot (2\omega)^2 \cdot \sin(2\alpha)$$

После уравнивания двигателя по схеме Митсубиси получаем крутящий момент  $M'_{\text{кр}}$

$$M'_{\text{кр}} = M_{\text{кр}} - H \cdot m_{\text{пр1}} \cdot R_{\text{пр1}} \cdot (2\omega)^2 \cdot \sin(2\alpha)$$

Находится такое  $H$ , при котором коэффициент неуравновешенности ( $K$ ) будет минимальным.

$$K = \frac{M'_{\text{кр max}} - M'_{\text{кр min}}}{M'_{\text{кр ср}}} \rightarrow \min$$

Строится график зависимости  $K(H)$ , для этого пишется скрипт на языке программирования Python v3.6. Исходный код представлен в приложении.

Несмотря на то, что  $\sum P_c$  и  $M_c=0$  на продолжении щек устанавливают противовесы для исключения местных изгибающих моментов, действующих на коренные шейки.

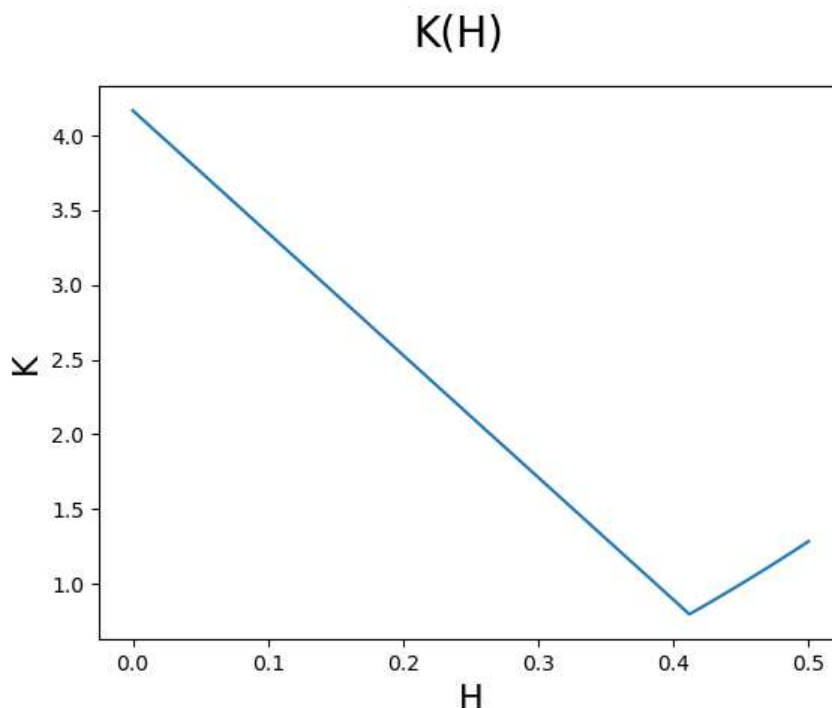


Рисунок 5 – График зависимости коэффициента неуравновешенности от высоты расположения балансирного вала по схеме Митсубиси.

Выбирается  $H = 0,081$  м.  $K(0,081) = 3,3$ .

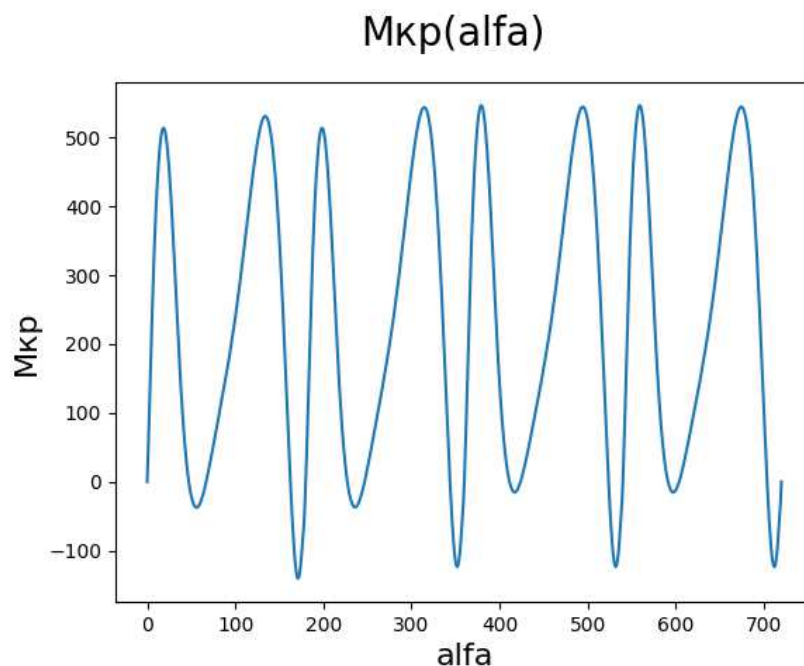


Рисунок 6 – График реактивного момента в зависимости от угла коленвала при  $H = 0,412$  м

### 1.3.2 Система смазки двигателя

Двигатель имеет систему смазки под давлением, создаваемым шестеренчатым насосом с приводом непосредственно от коленчатого вала. Кроме масляного насоса, в состав системы смазки включены масляный фильтр и масляный радиатор, а также форсунки, установленные в основании каждого цилиндра, через которые разбрызгивается масло для охлаждения днищ поршней.

Масляный насос шестеренчатого типа с внутренним зацеплением. Давление масла на холостом ходу,  $2 \text{ кгс/см}^2$ . Давление срабатывания датчика контрольной лампы давления масла,  $0,3 \text{ кгс/см}^2$ . Давление открытия клапанов форсунок для охлаждения днищ поршней,  $2 \text{ кгс/см}^2$ . На двигателях 4D56T вместо шестеренчатого масляного насоса применяется насос с трохoidalным зацеплением, обеспечивающий более высокую производительность. Давление открытия редукционного клапана масляного фильтра,  $1,5 \text{ кгс/см}^2$ . Ход клапана термостат масляного радиатора, 34,5 мм при температуре окружающего

воздуха; 40мм – при погружении в масло, нагретое до 100° С. Температура открытия системы охлаждения масла: 80° С. Сменный фильтрующий элемент снабжен встроенным перепускным клапаном. При эксплуатации в нормальных условиях фильтрующий элемент подлежит замене через каждые 10000 км пробега, при эксплуатации в тяжелых условиях – через каждые 6000 км пробега. Давление открытия перепускного клапана, 5,5 кгс/см<sup>2</sup>. Марка фильтрующего элемента: Mitsubishi. На двигателях 4D56T устанавливается новый масляный фильтр с двумя ступенями очистки марки.

Масляный радиатор пластинчатого типа установлен перед радиатором системы охлаждения двигателя 4D56T. Охлаждающая способность, кДж/ч: 12,98. Система смазки включает в себя отводную магистраль с перепускным клапаном, направляющим масло к масляному радиатору (см. рис. Схема смазочной системы двигателя 4D56T). Благодаря этому обеспечивается непрерывный подвод масла к трущимся деталям двигателя в случае засорения и непроходимости масляного радиатора. Открытие перепускного клапана, установленного на боковой стороне двигателя, определяется только температурой масла. При открытом клапане это позволяет сократить время, необходимое для разогрева масла при запуске холодного двигателя.

### **1.3.3 Система охлаждения двигателя**

Система охлаждения предназначена для поддержания каждой части двигателя при соответствующей температуре в любом состоянии, в котором он может работать. Способ охлаждения относится к типу принудительной циркуляции с водяным охлаждением под давлением, при котором водяной насос нагнетает охлаждающую жидкость и циркулирует по всему двигателю. Если температура охлаждающей жидкости превышает предписанную температуру, термостат открывается для циркуляции охлаждающей жидкости также через радиатор, чтобы тепло, поглощенное охлаждающей жидкостью, могло передаваться в окружающую среду.

Водяной насос центробежного типа приводится в движение приводным ремнем от коленчатого вала. Радиатор представляет собой гофрированное ребро.

При пуске двигателя на морозе охлаждать ДВС не требуется, поэтому ОЖ циркулирует по малому кругу: от насоса по каналам БЦ и ГБЦ, далее через отводящий патрубок поступает в вышеупомянутые узлы и возвращается через перепускную трубку к насосу. Поэтому, пока термостат закрыт, греется только верхний шланг радиатора, подсоединенный к отводящему патрубку (через радиатор ОЖ не идет). Когда температура выходит в рабочую зону, а точнее при температуре 82 градуса, начинает открываться термостат и в работу включается радиатор. Полностью термостат открыт при 95 градусах. Недостаточно охлаждать ОЖ потоком воздуха, набегающего на радиатор, поэтому в системе охлаждения имеется еще и вентилятор, который сидит на одной оси с насосом ОЖ и приводится тем же ремнем. Чтобы вентилятор не начал охлаждать ДВС, пока еще температура не превышает максимально допустимую, он подключен через муфту, которая замыкается, только тогда, когда температура превышает рабочую. Минус такой схемы подключения вентилятора, по сравнению с электрическим, в том, что вращаться быстрее коленвала (с учетом коэффициента передачи) он не может. Кроме того, в системе есть два датчика температуры ОЖ.



## 2 Моделирование и оптимизация рабочего процесса

### 2.1 Идентификация математической модели двигателя

Для начала необходимо получить рабочую математическую модель двигателя, параметрам двигателя автомобиля 4D56.

Чтобы получить схожую ВСХ, выбираются следующие параметры коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и степени повышения давления  $p_k$ [2]:

4000 об/мин:  $\alpha = 1,769$ ,  $p_k = 1,5$ .

3000 об/мин:  $\alpha = 1,6$ ,  $p_k = 1,5$ .

2000 об/мин:  $\alpha = 1,5$ ,  $p_k = 1,5$ .

1000 об/мин:  $\alpha = 2$ ,  $p_k = 1,25$ .

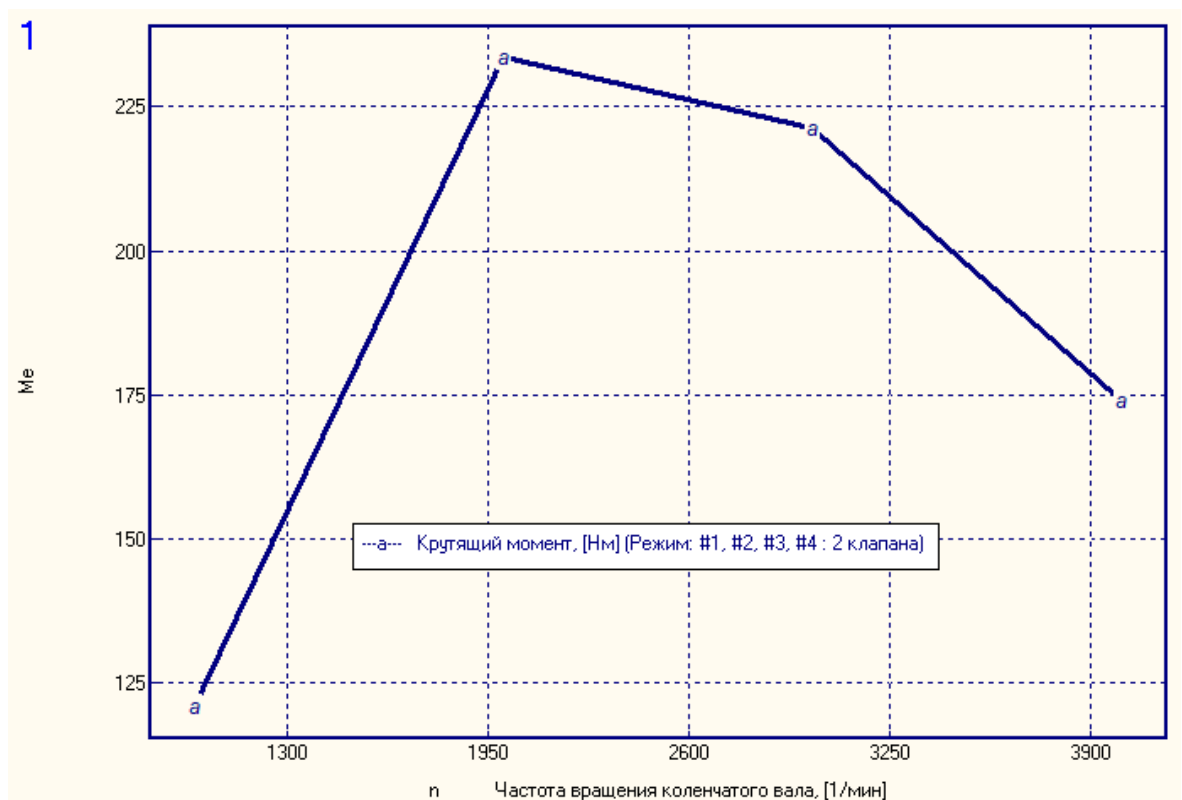


Рисунок 2.1 – График зависимости крутящего момента от частоты вращения коленвала, полученный с помощью Diesel-RK

Ниже для сравнения показан график, на котором сопоставлены крутящие моменты реального двигателя с крутящим моментом, полученным из

программы Diesel-RK. Различие математической модели от реальной не превосходит 1%.

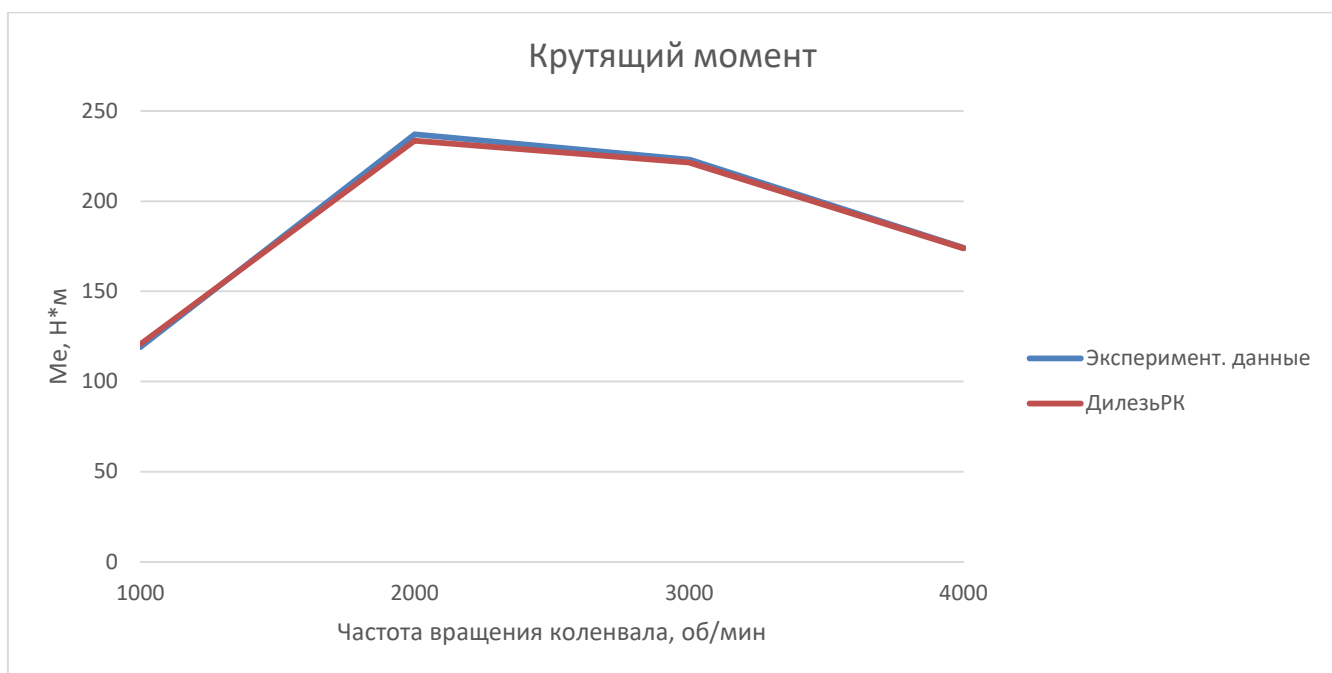


Рисунок 2.2 – График зависимости крутящего момента от частоты вращения коленвала

## 2.2 Основные направления модернизации двигателя

Основным направлением модернизации двигателя является переход от двухклапанной головки цилиндров к четырехклапанной и переход от разделенной камеры сгорания к полу разделённой. Так как в программе Diesel-RK[4] нет возможности рассчитывать разделенную КС, поэтому изначально для расчетов выбирается полу разделённая КС.

Для того, чтобы выбрать новые размеры клапанной, спроектированы и сопоставлены сборки поршней цилиндра с моделями клапанов для двухклапанной и четырехклапанной головок.

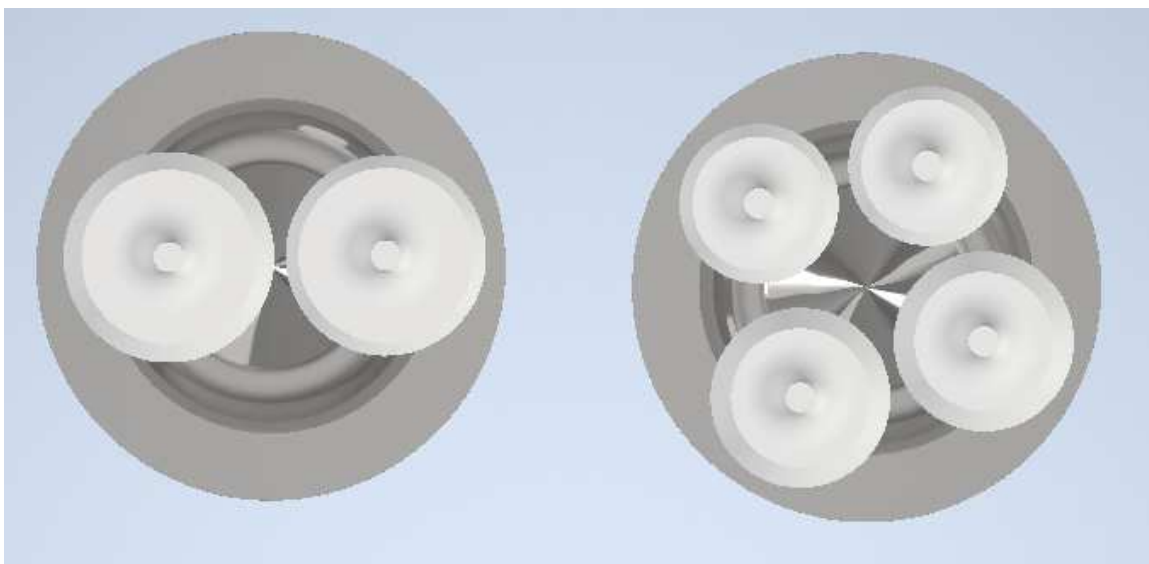


Рисунок 2.3 – Эскизная компоновка двух и четырех клапанов в ГБЦ в SolidWorks

Полученные с моделей размеры клапанов представлены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2 – Размеры впускных клапанов

	двухклапанный	четырёхклапанный
Диаметр стебля клапана, $D_s$	10	6
Диаметр клапанного канала, $D_s$	34	27
Диаметр тарелки клапана, $D_t$	41	35
Коэффициент расхода, $\mu_t$	0,7	0,73

Таблица 3 – Размеры выпускных клапанов

	двухклапанный	четырёхклапанный
Диаметр стебля клапана, $D_s$	10	6

Диаметр клапанного канала, $D_s$	34	27
Диаметр тарелки клапана, $D_t$	39	35
Коэффициент расхода, $\mu_t$	0,7	0,8

Далее проводится расчет по четырем точкам ВСХ для двух ГБЦ (с четырьмя клапанами и двумя соответственно). На рисунке 2.4, 2.5, 2.6 сопоставлены коэффициент наполнения, коэффициент остаточных газов, среднее давление насосных ходов.

Коэффициент наполнения увеличился на высоких оборотах, а коэффициент остаточных газов уменьшился только для режима номинальной мощности (4000 об/мин). Среднее давление насосных ходов меньше для всех четырех режимов, следовательно, работа насосных ходов уменьшается, при переходе к четырехклапанной ГБЦ.

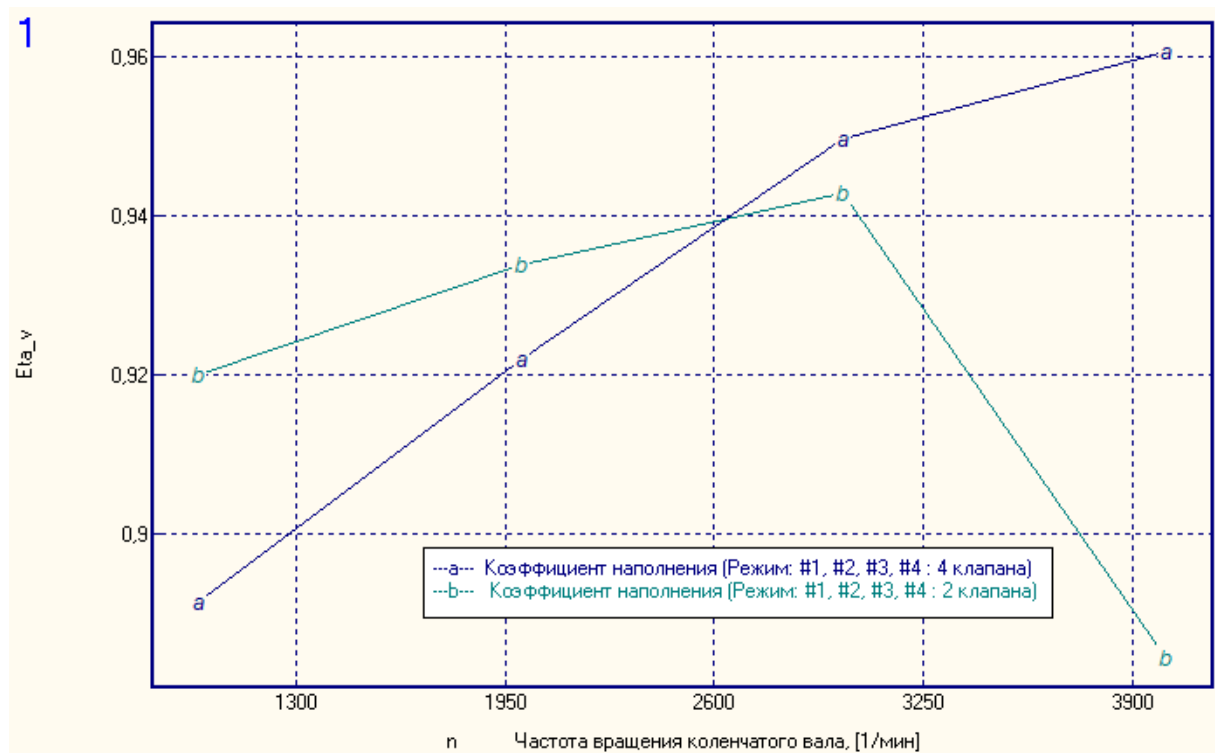


Рисунок 2.4 – График зависимости коэффициента наполнения от частоты

вращения коленчатого вала

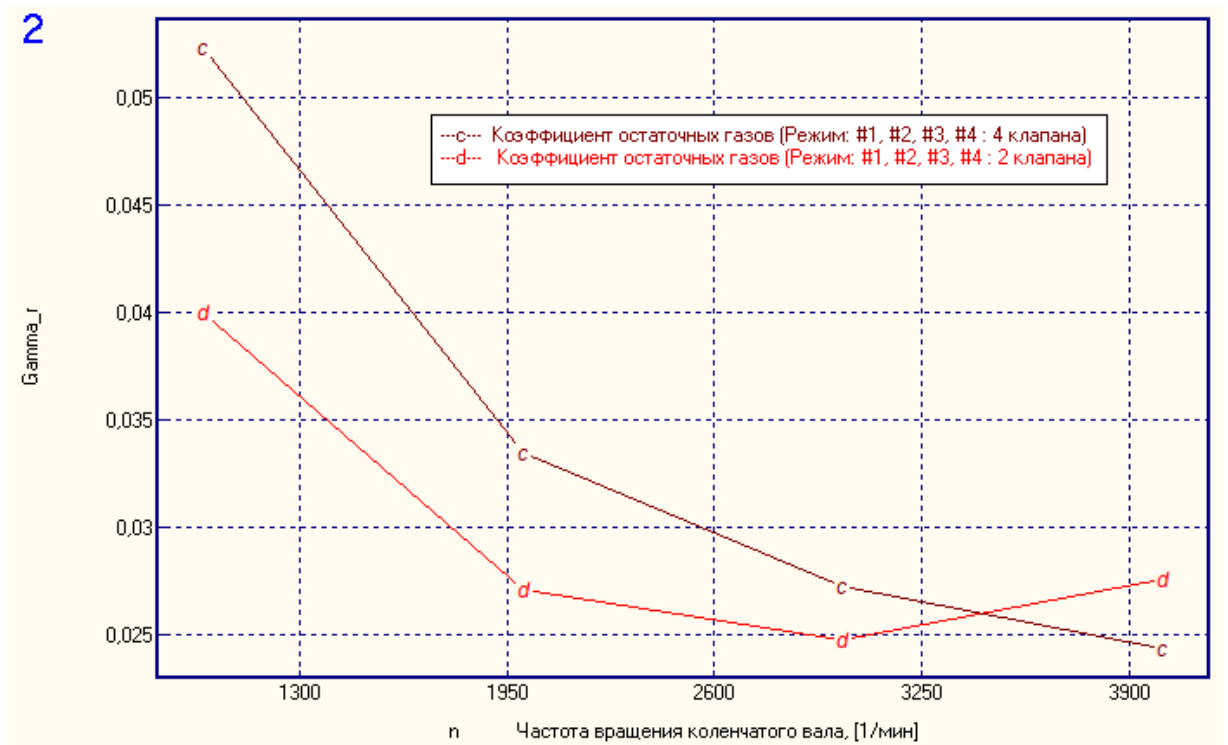


Рисунок 2.5 – График зависимости коэффициента остаточных газов от частоты вращения коленчатого вала

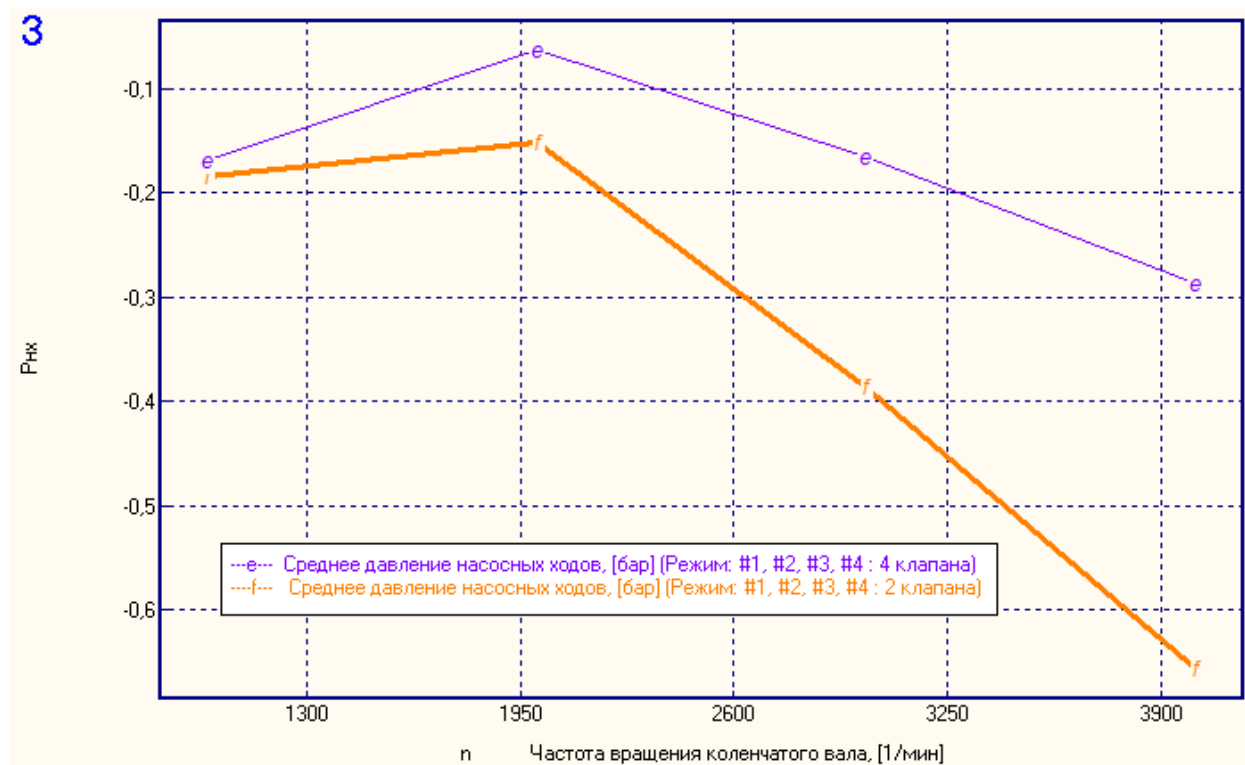


Рисунок 2.6 – График зависимости среднего давления насосных ходов от частоты вращения коленчатого вала

## 2.4 Изменение фаз ГРМ при переходе на четырехклапанную ГБЦ

Цель – улучшение коэффициента наполнения и удельного эффективного расхода топлива двигателя. Выбор новых углов открытия и закрытия клапанов на частоте вращения 2000 об/мин произведён в программе Diesel-RK по следующему алгоритму[7]:

- а) Одномерное сканирование по углу закрытия впускного клапана. Целевая функция – коэффициент наполнения.
- б) Двумерное сканирование по углу открытия впускного клапана и углу закрытия выпускного клапана. Целевая функция – коэффициент наполнения.
- в) Одномерное сканирование по углу открытия выпускного клапана. Целевая функция – удельный эффективный расход топлива.

Из предыдущего пункта видно, что при переходе четырехклапанной ГБЦ необходима провести оптимизацию фаз ГРМ для частоты вращения 2000 об/мин. Оптимизация фаз ГРМ для частоты 1000 об/мин не производится.

Таблица 4 - Исходные значения фаз газораспределения:

Параметр	Значение
Угол опережения открытия выпускного клапана	10
Угол запаздывания закрытия впускного клапана	42
Угол запаздывания закрытия выпускного клапана	64
Угол опережения открытия впускного клапана	15

### 2.4.1 Выбор фаз ГРМ для частоты вращения 2000 об/мин

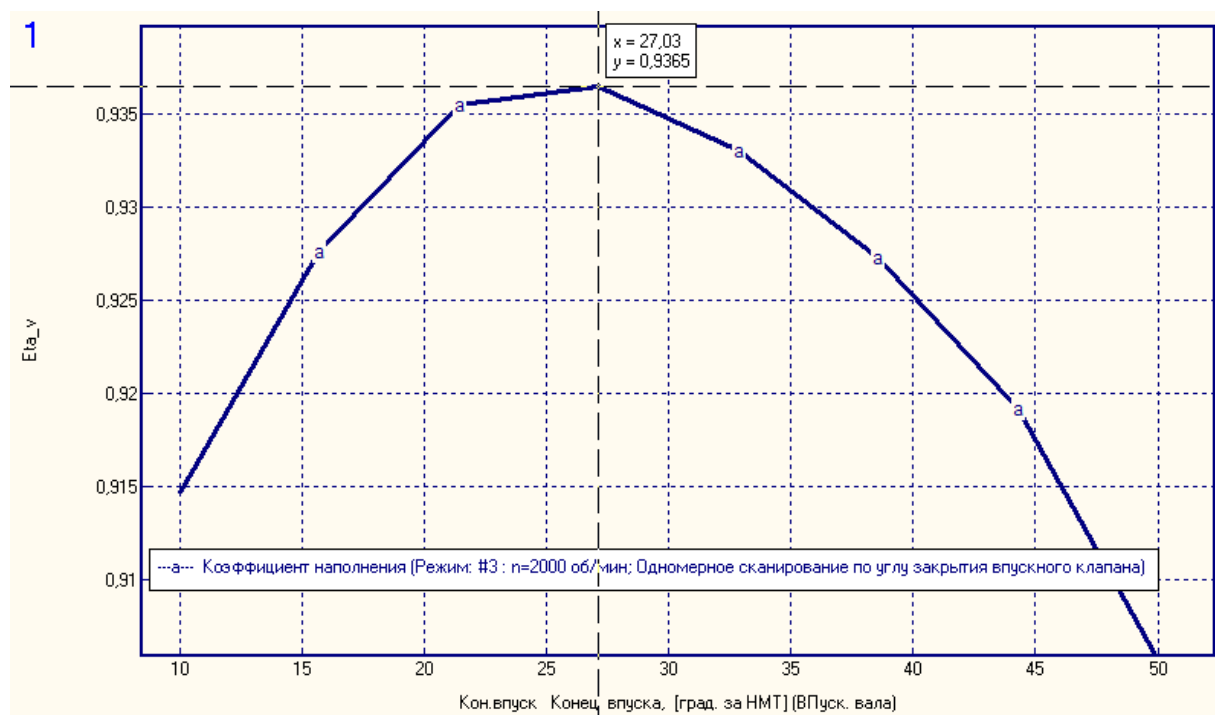


Рисунок 2.7 – График зависимости коэффициента наполнения от угла закрытия впускного клапана

Выбирается угол закрытия впускного клапана - 27 град за НМТ.

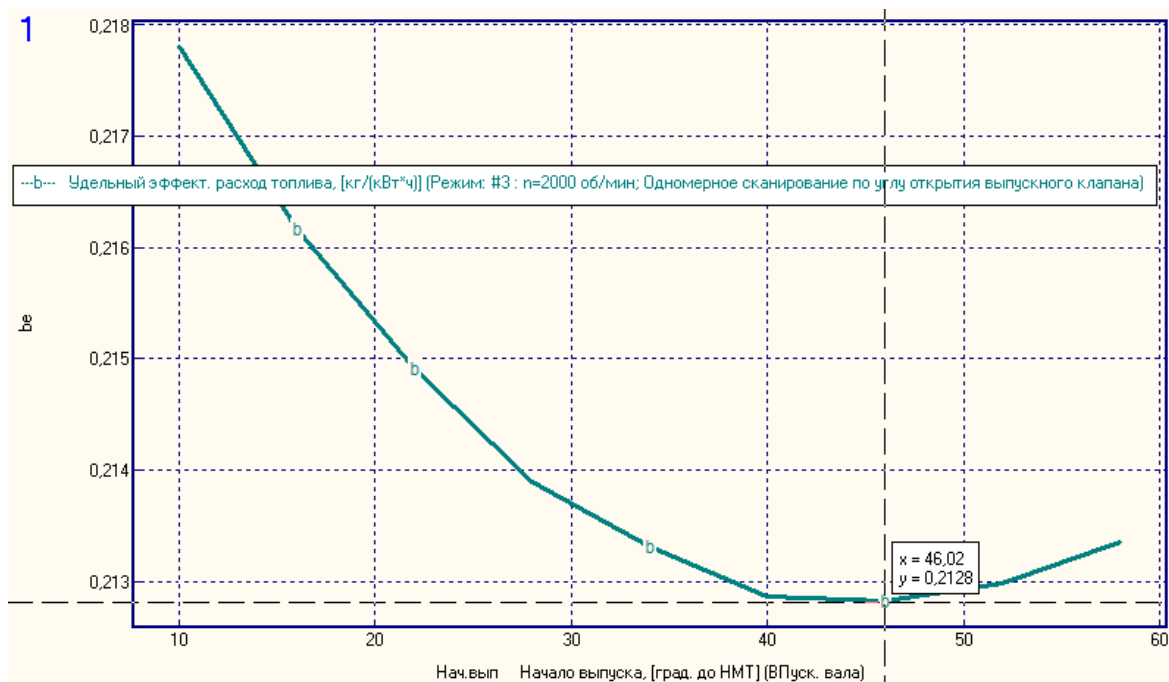


Рисунок 2.8 – График зависимости удельного эффективного расхода от угла открытия выпускного клапана

Выбирается угол открытия выпускного клапана - 46 град до НМТ.

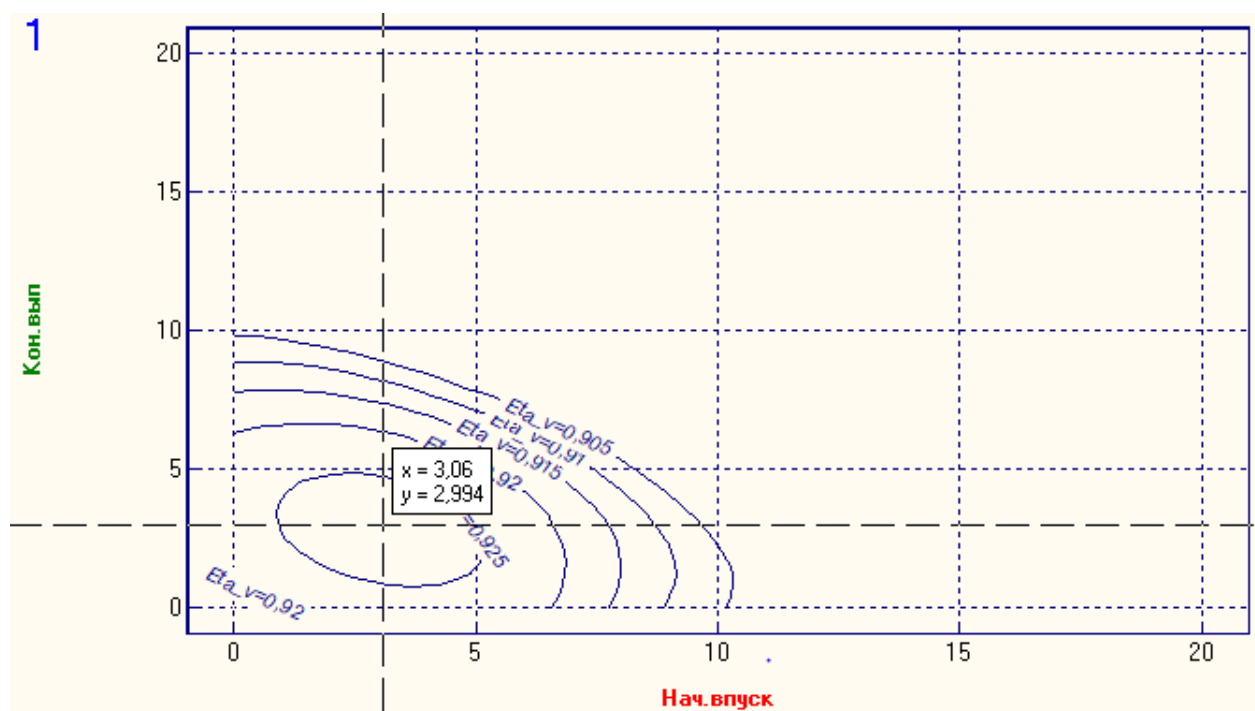


Рисунок 2.9 – Двумерное сканирование по углу открытия впускного клапана и углу закрытия выпускного клапана

Выбирается угол открытия впускного клапана и угол закрытия выпускного клапана - 3 и 3 град соответственно

Таблица 5 – Результаты оптимизации фаз ГРМ на режиме 2000 об/мин

	Исходные фазы	n = 2000 об/мин
Угол опережения открытия выпускного клапана	64	46
Угол запаздывания закрытия впускного клапана	42	27
Угол запаздывания закрытия выпускного клапана	15	3
Угол опережения открытия впускного клапана	10	3



## 2.5 Анализ характеристик двигателя в зависимости от фаз ГРМ

Сравнение крутящего момента, коэффициента наполнения и удельного эффективного расхода при исходных фазах газораспределения, при переходе на четырехклапанную ГБЦ и оптимизированных на режиме 2000 об/мин:

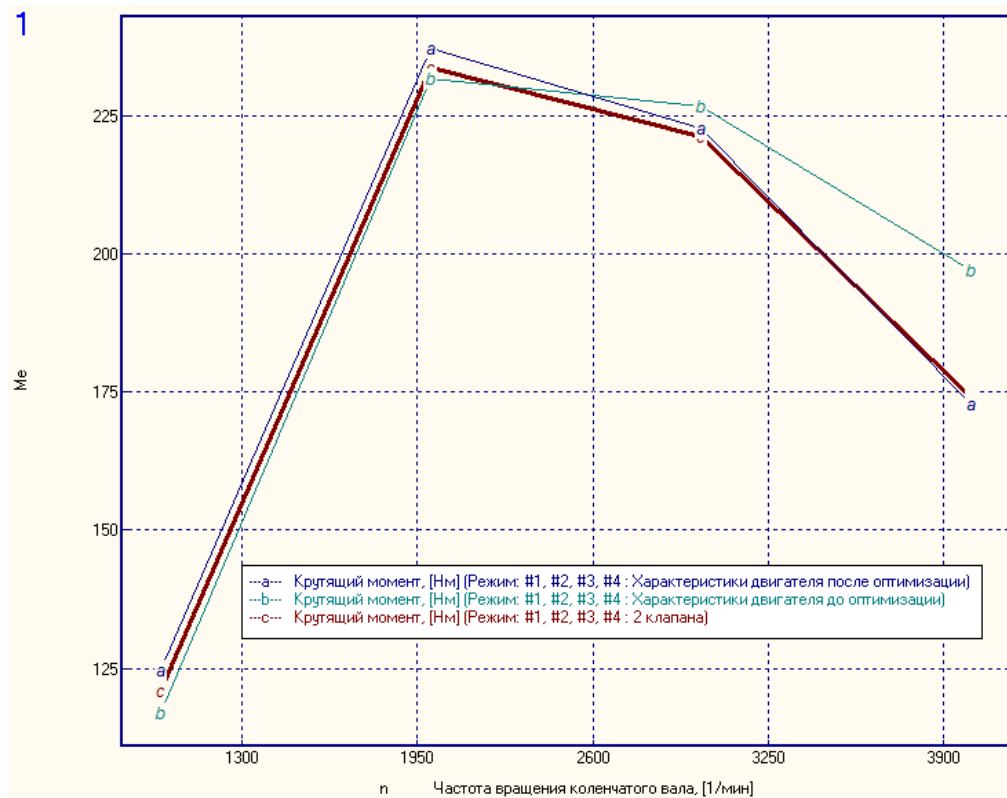


Рисунок 2.10 - График крутящего момента в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

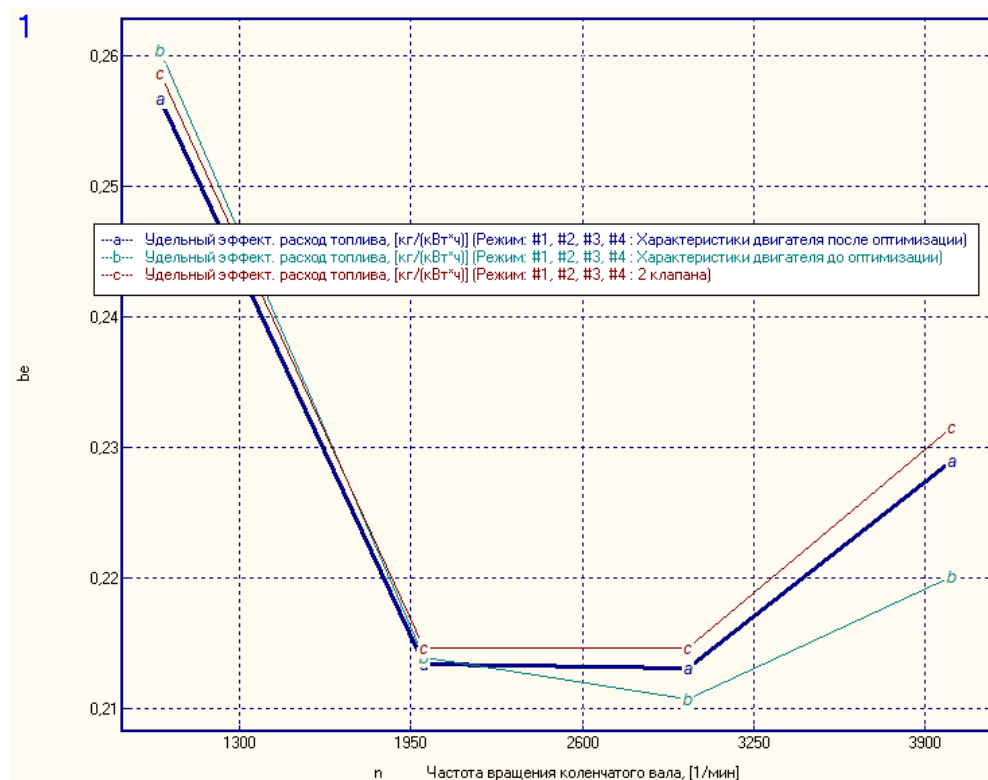


Рисунок 2.11 - График удельного расхода топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

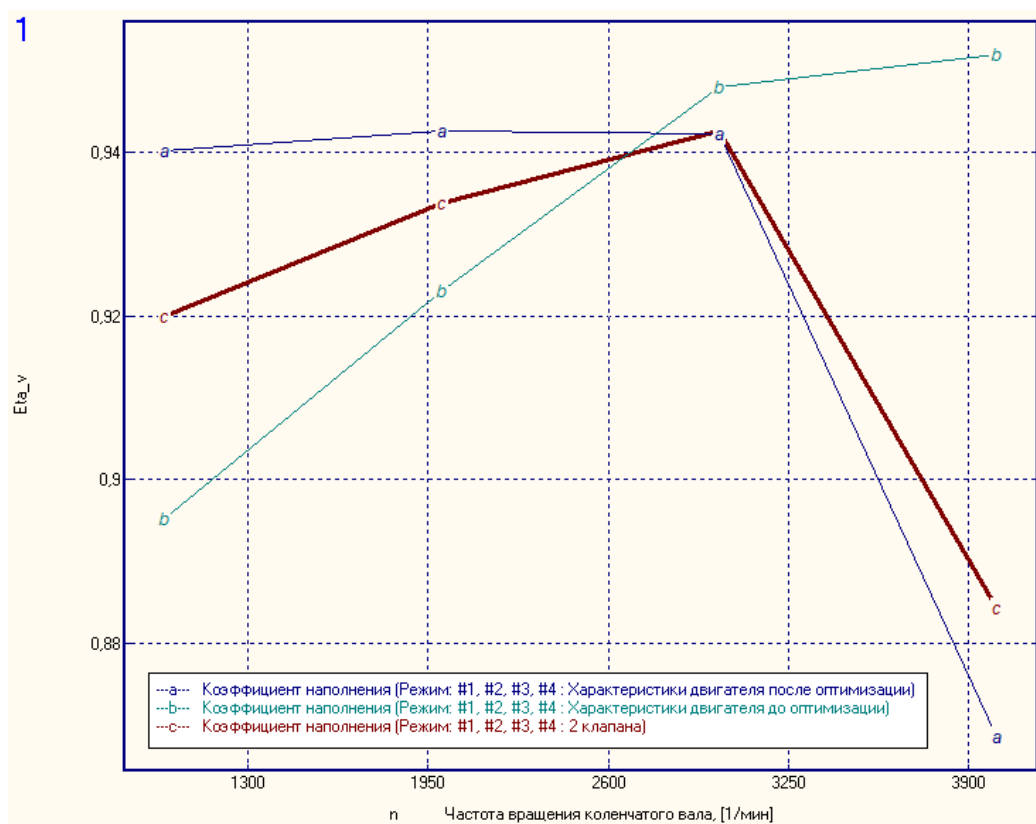


Рисунок 2.12 - График коэффициента наполнения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

Проанализировав данные графики можно сказать об улучшении всех показателей при использовании фаз газораспределения, оптимизированных на режимах 2000 об/мин.

Использование фаз, оптимизированных на 2000 об/мин дает улучшение характеристик на более низких частотах.

## **2.6 Оптимизация степени сжатия, степени повышения давления в компрессоре и УОВТ**

Проводится оптимизация степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k$ . Для этого  $\pi_k$  на номинальной частоте увеличивается так, чтобы коэффициент избытка воздуха при сгорании  $\alpha = 2$ . Также цикловая подача при режиме 1000 об/мин увеличивается так, чтобы  $\alpha = 2$ .

Следующим шагом будет оптимизация степени сжатия и УОВТ. В программе Diesel-RK проводится двумерное сканирование для всех четырех режимов по степени сжатия от 12 до 22 и УОВТ от 5 до 25 градусов до ВМТ. Далее выбираются 3 значения степени сжатия и для каждого режима выбираются УОВТ. Целевые функции: удельный эффективный расход топлива, кроме того во внимание принимаются максимальное давление цикла, эмиссия NOx приведенное к NO, эмиссия твердых частиц.

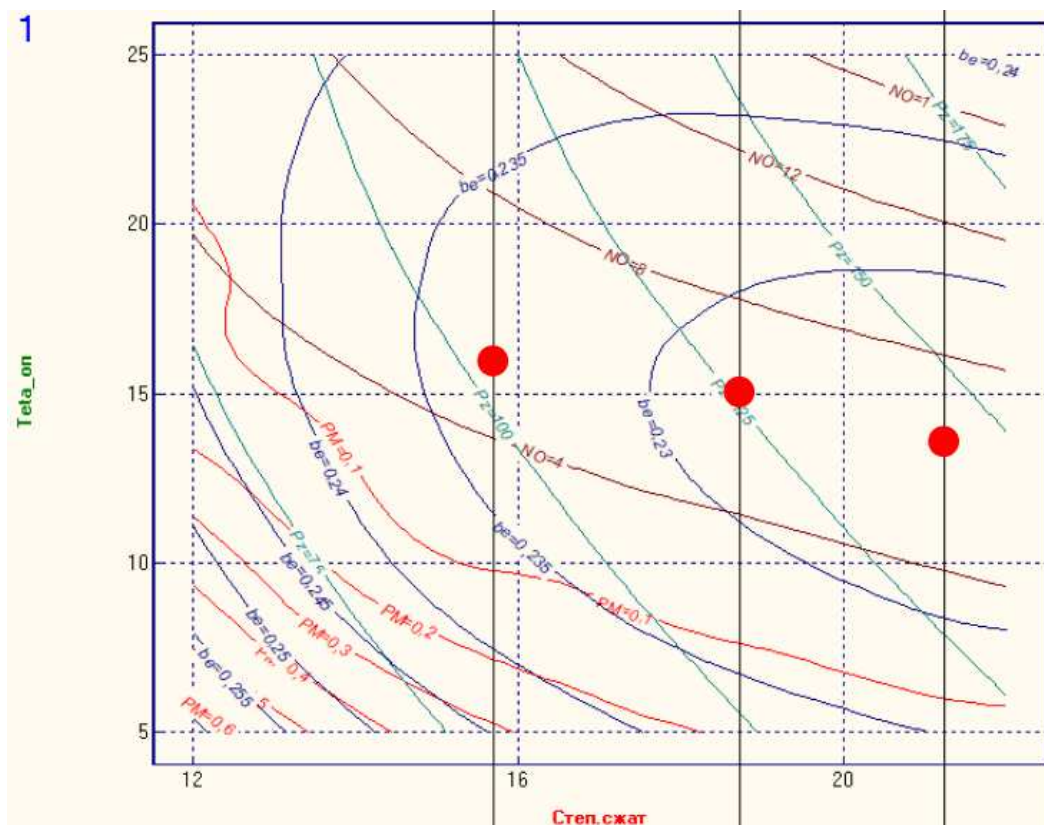


Рисунок 2.13 – Двумерное сканирование по степени сжатия и УОВТ для режима 4000 об/мин

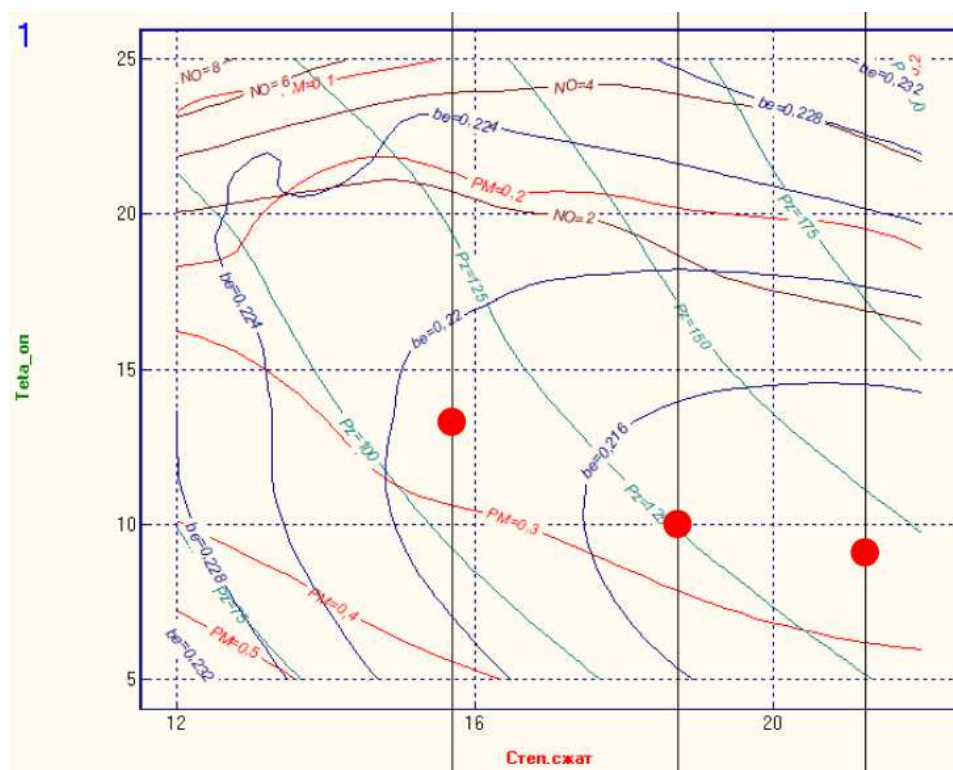


Рисунок 2.14 – Двумерное сканирование по степени сжатия и УОВТ для режима 3000 об/мин

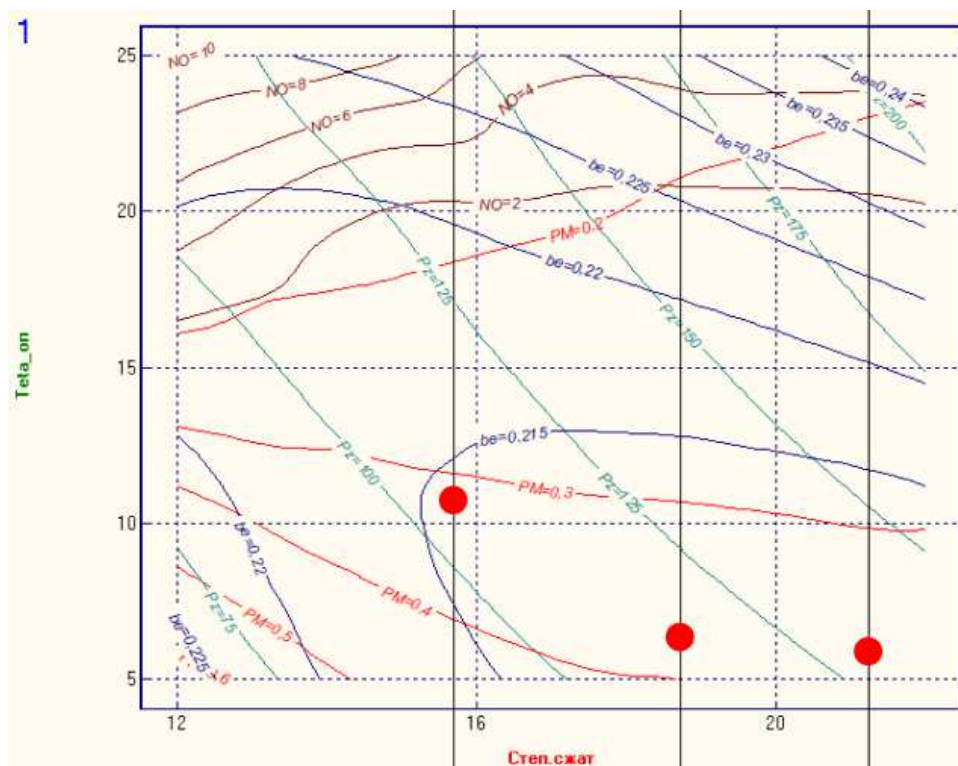


Рисунок 2.15 – Двумерное сканирование по степени сжатия и УОВТ для режима 2000 об/мин

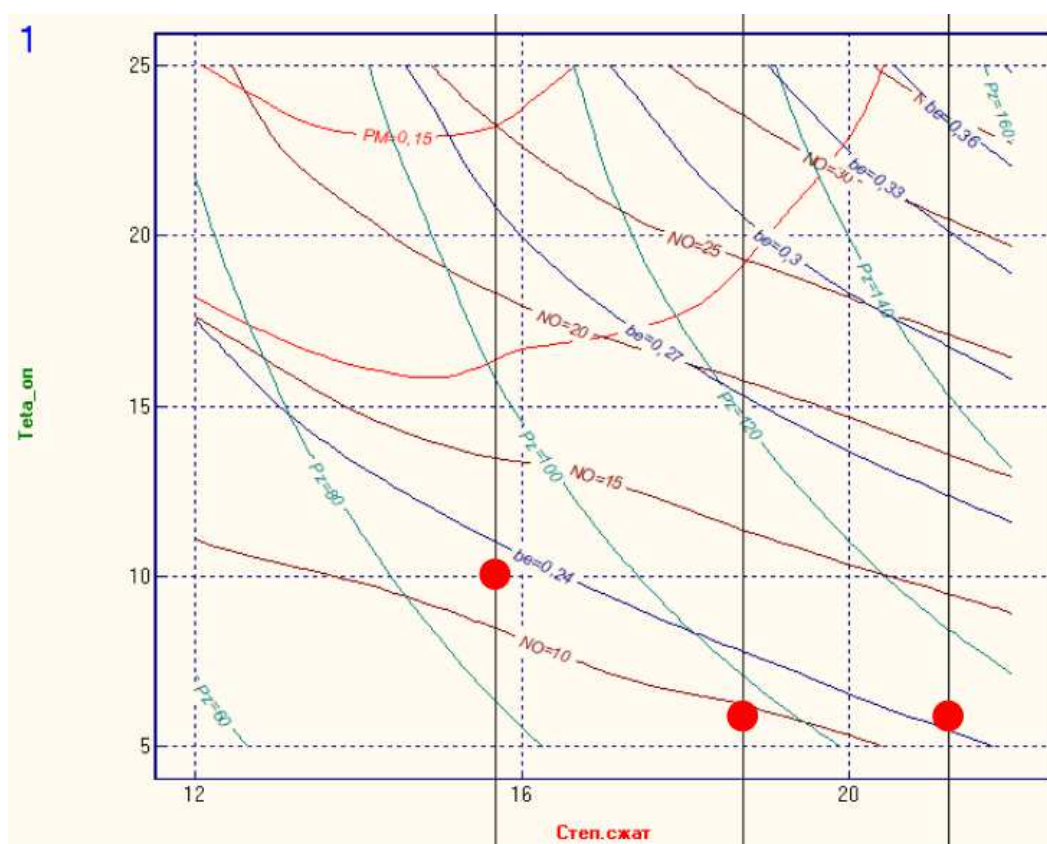


Рисунок 2.16 – Двумерное сканирование по степени сжатия и УОВТ для режима 1000 об/мин

Таблица 6 – Результаты двумерного сканирования

Степень сжатия	n, об/мин	УОВТ, град. до ВМТ
21,14	4000	13
	3000	9
	2000	5.5
	1000	6
18,60	4000	15
	3000	10
	2000	6
	1000	6
15,50	4000	16
	3000	13
	2000	10,5
	1000	10

Сравниваются целевые функции по степени сжатия.

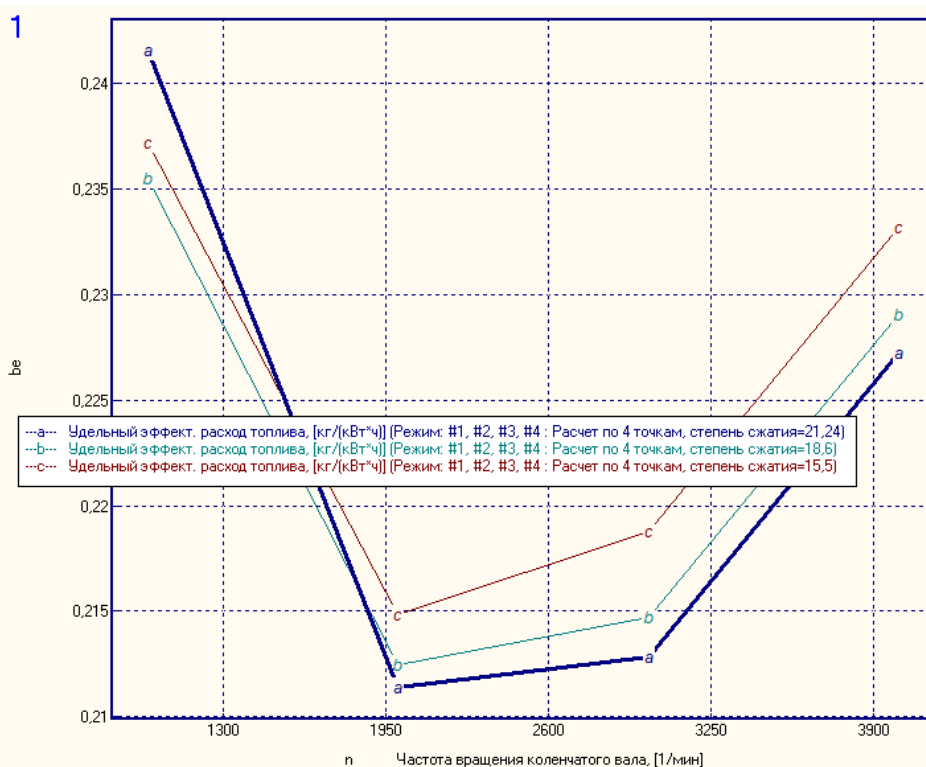


Рисунок 2.17 – График зависимости удельного эффективного расхода

### топлива от частоты вращения коленвала

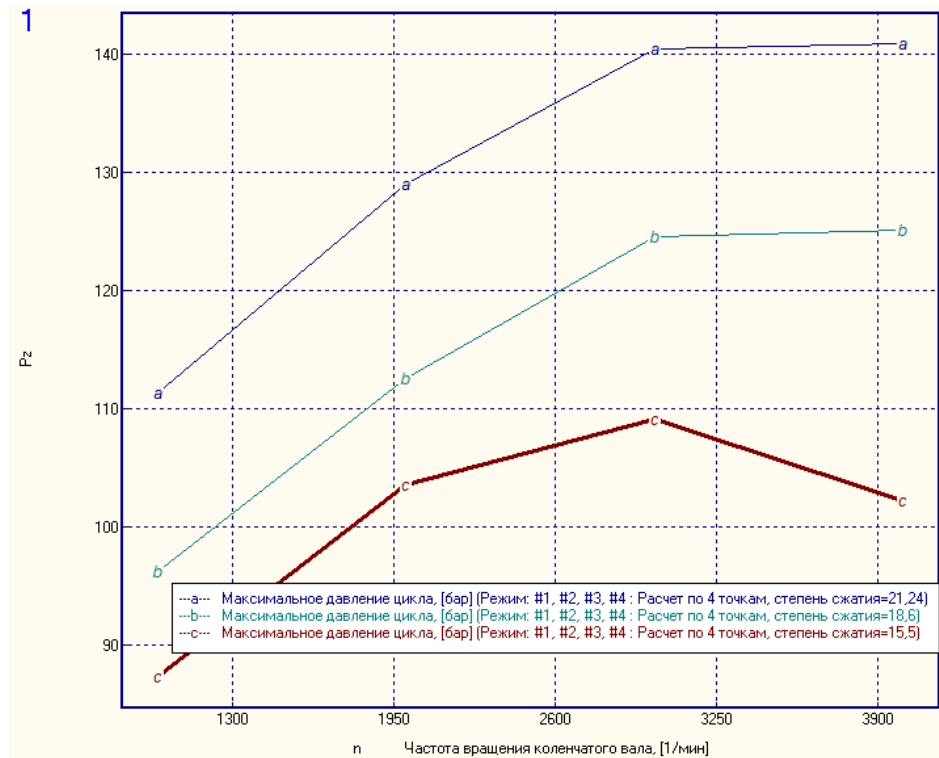


Рисунок 2.18 – График зависимости максимального давления от частоты вращения коленвала

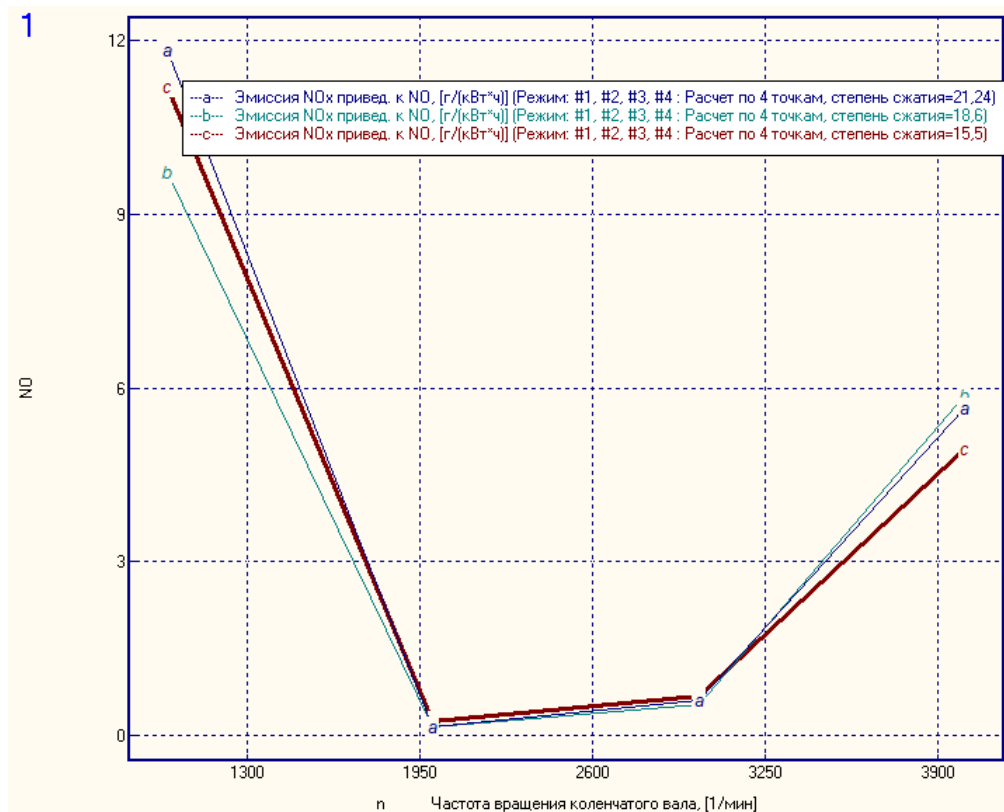


Рисунок 2.19 – График зависимости эмиссии NOx приведенной к NO от частоты вращения коленвала



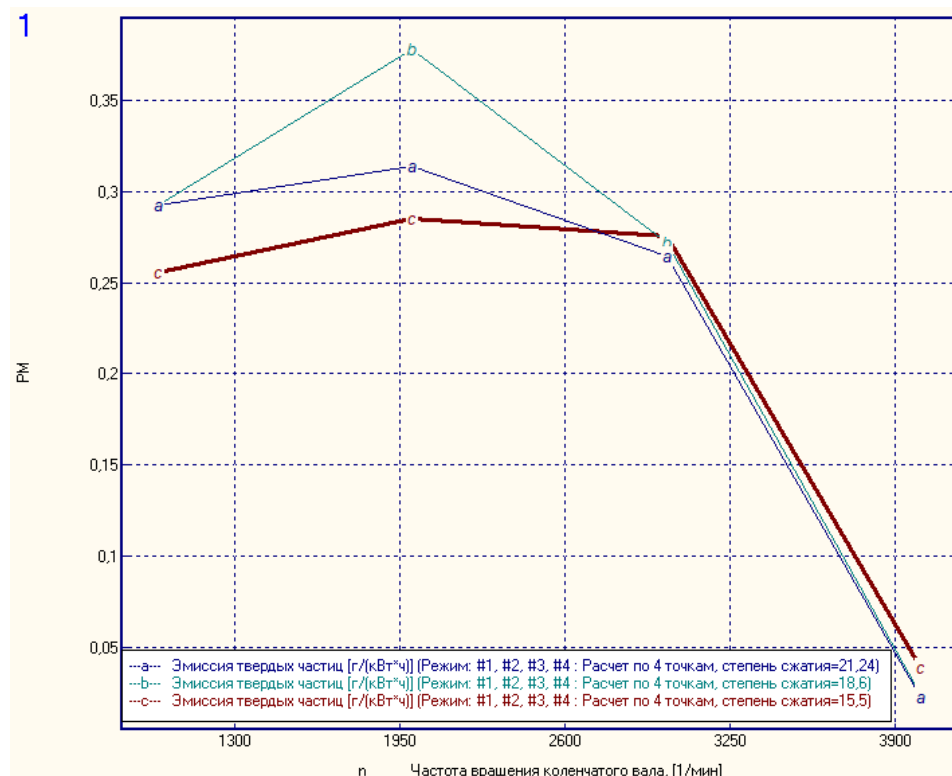


Рисунок 2.20 – График зависимости эмиссии твердых частиц от частоты вращения коленвала

Удельный эффективный расход топлива минимальный при степени сжатия 21,14. Остальные характеристики в пределах допустимого для данного режима.

Выбирается степень сжатия 21,14.

Таблица 7 – Выбираемые степень сжатия и УОВТ для 4 режимов.

Степень сжатия	n, об/мин	УОВТ, град. до ВМТ
21,14	4000	13
	3000	9
	2000	5,5
	1000	6



## 2.7 Результаты модернизации двигателя

Окончательное сравнение характеристик двигателя с начальными и конечными параметрами производится в программе Diesel-RK.

Таблица 8 – Параметры фаз двигателя

	$n = 2000$ об/мин
Угол опережения открытия выпускного клапана	46
Угол запаздывания закрытия впускного клапана	27
Угол запаздывания закрытия выпускного клапана	3
Угол опережения открытия впускного клапана	3

Таблица 9 - Степень сжатия и УОВТ двигателя

Степень сжатия	$n$ , об/мин	УОВТ, град. до ВМТ
21,14	4000	13
	3000	9
	2000	5,5
	1000	6

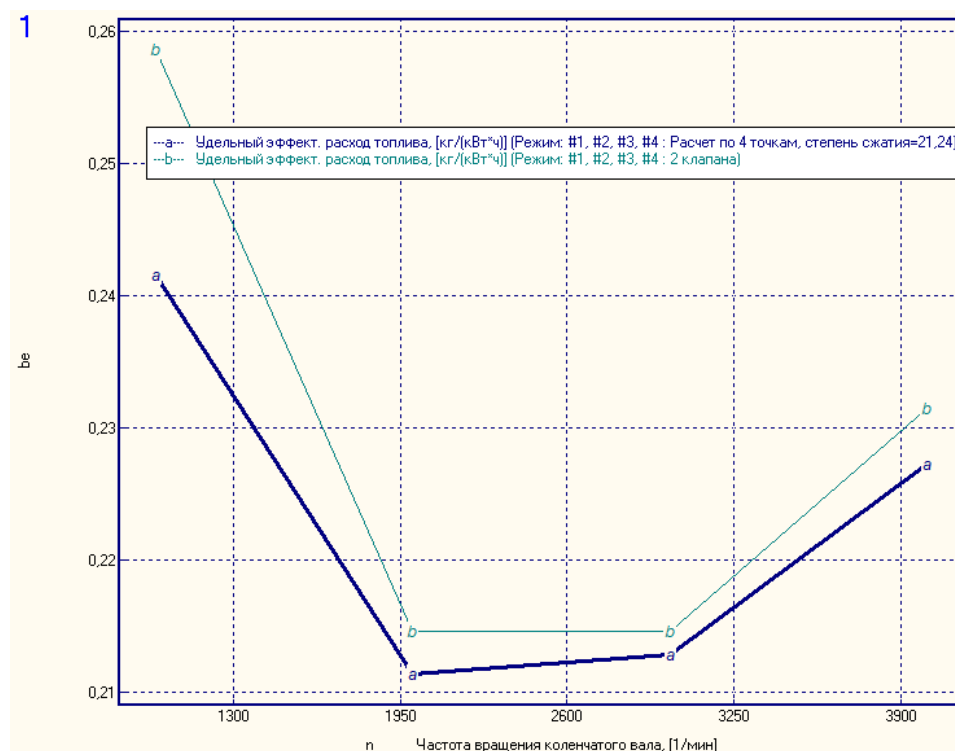


Рисунок 2.21 – График зависимости удельного эффективного расхода

### топлива от частоты вращения коленвала

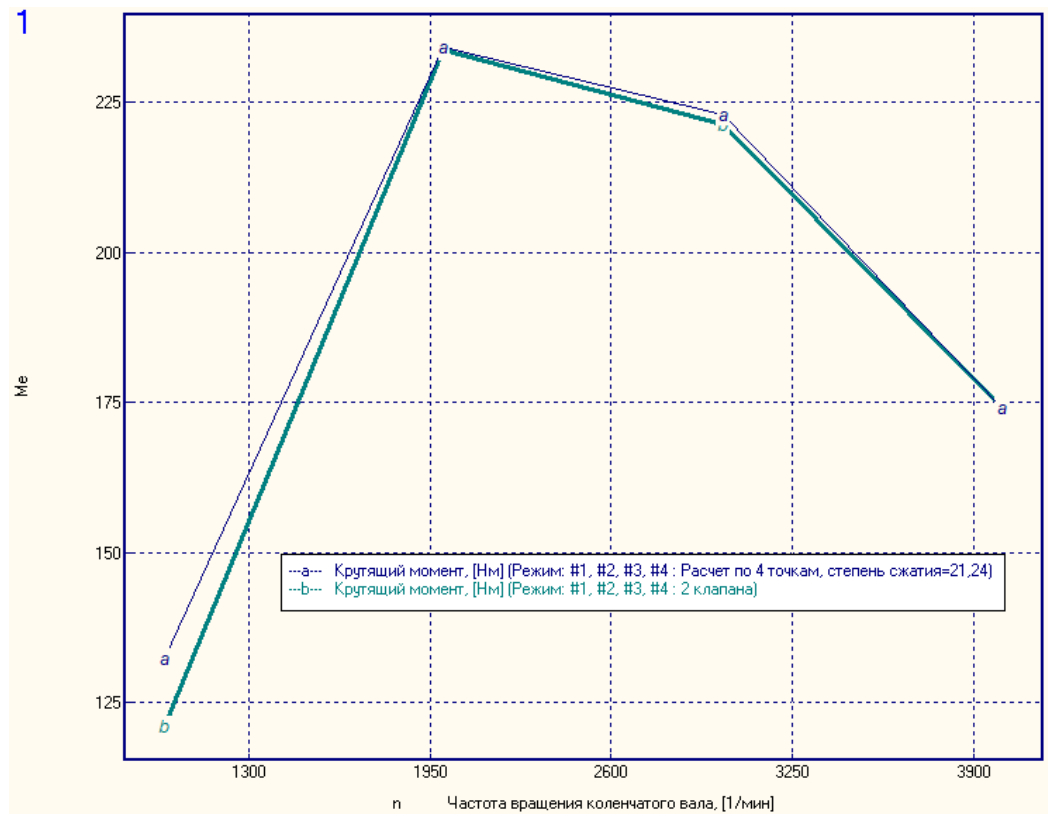


Рисунок 2.22 – График зависимости крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала

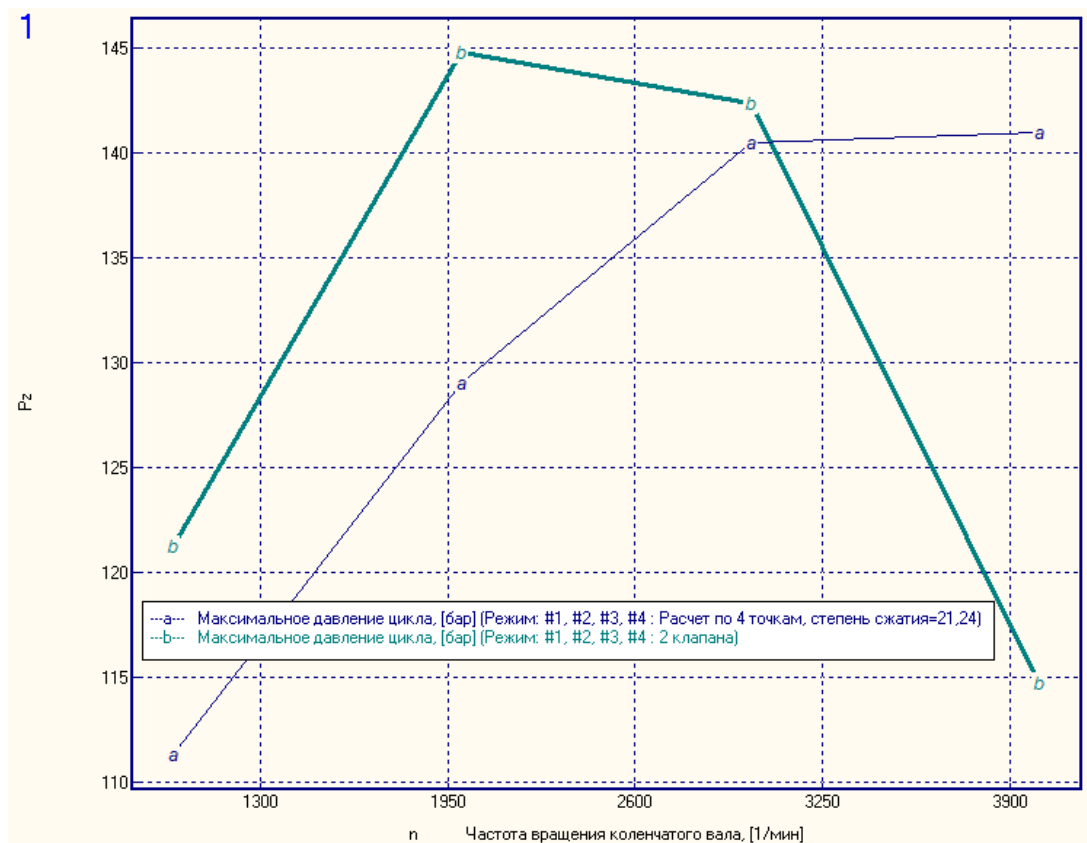


Рисунок 2.23 – График зависимости максимального давления от частоты вращения коленвала

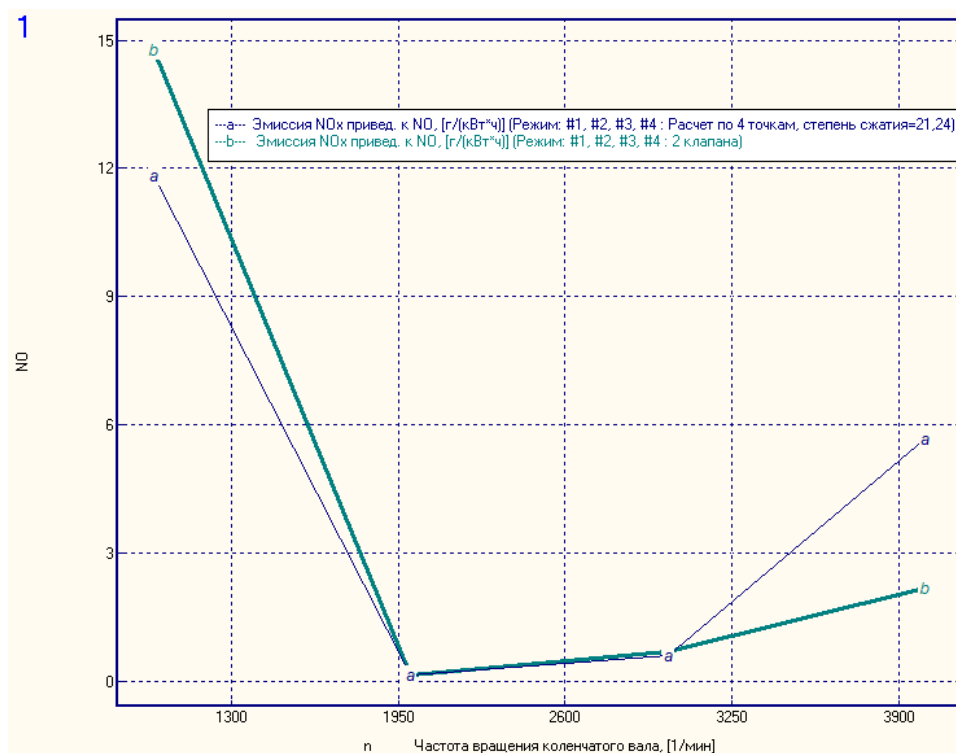


Рисунок 2.24 – График зависимости эмиссии NOx приведенной к NO от частоты вращения коленвала

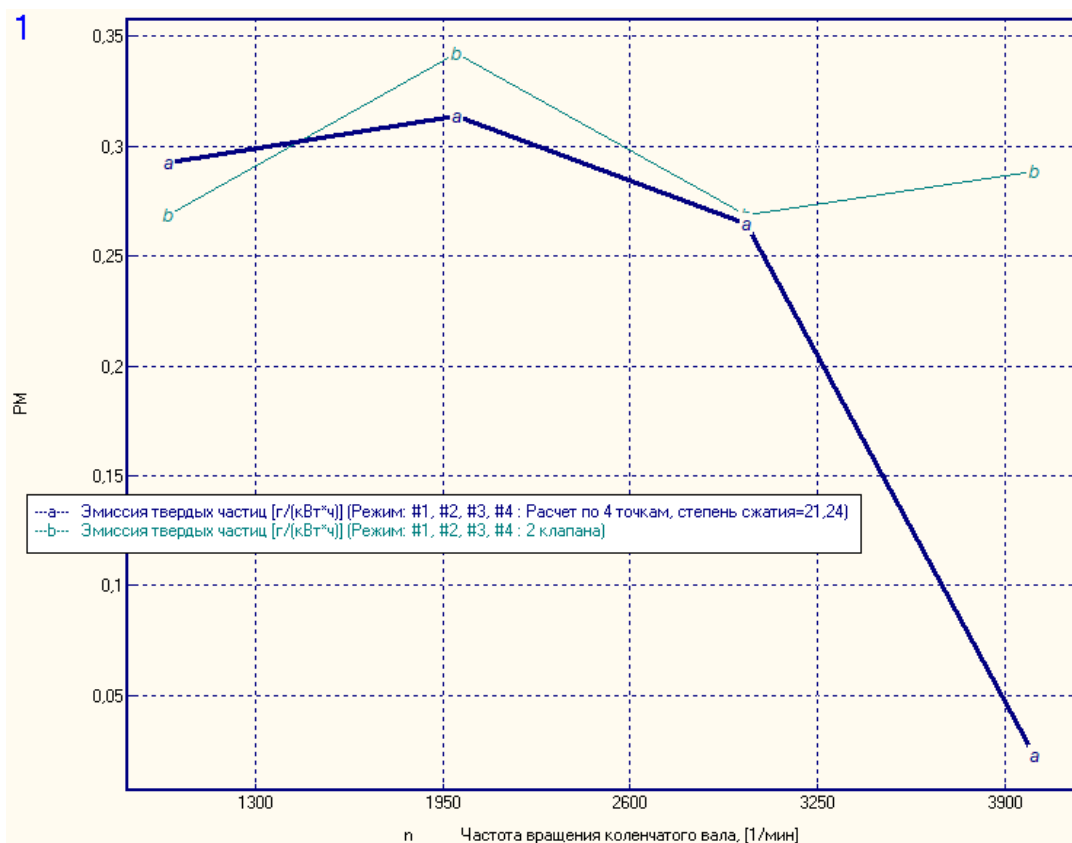


Рисунок 2.25 – График зависимости эмиссии твердых частиц от частоты вращения коленвала

### 3 Поверочные расчеты деталей двигателя

В рамках проектно-конструкторской части проводятся тепловой расчет поршня, расчет на напряженно-деформированное состояние поршневого пальца, шатуна и коленчатого вала.

Для исследования прочностных показателей двигателя необходимо определить зависимость сил, действующих в КШМ двигателя от угла поворота коленчатого вала. На рисунке 3.1 изображены силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.

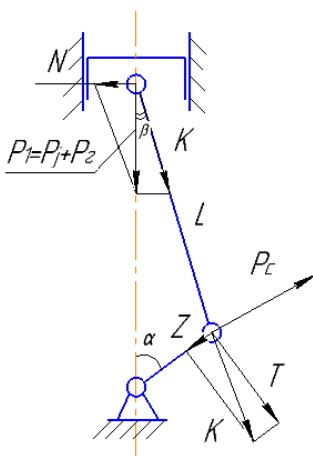


Рисунок 3.1 – Силловые факторы в КШМ

На рисунке 3.2 представлена индикаторная диаграмма  $P_c$ , полученная в ДИЗЕЛЬ-РК. На рисунке 3.3 представлены зависимости суммарной силы  $Z$  и силы  $K$  от угла поворота коленчатого вала.

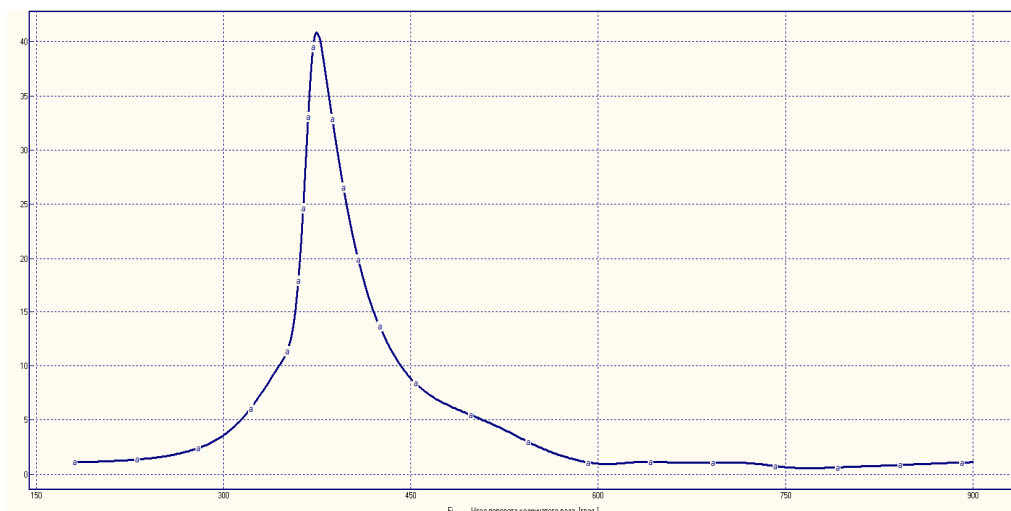


Рисунок 3.2 – Индикаторная диаграмма двигателя

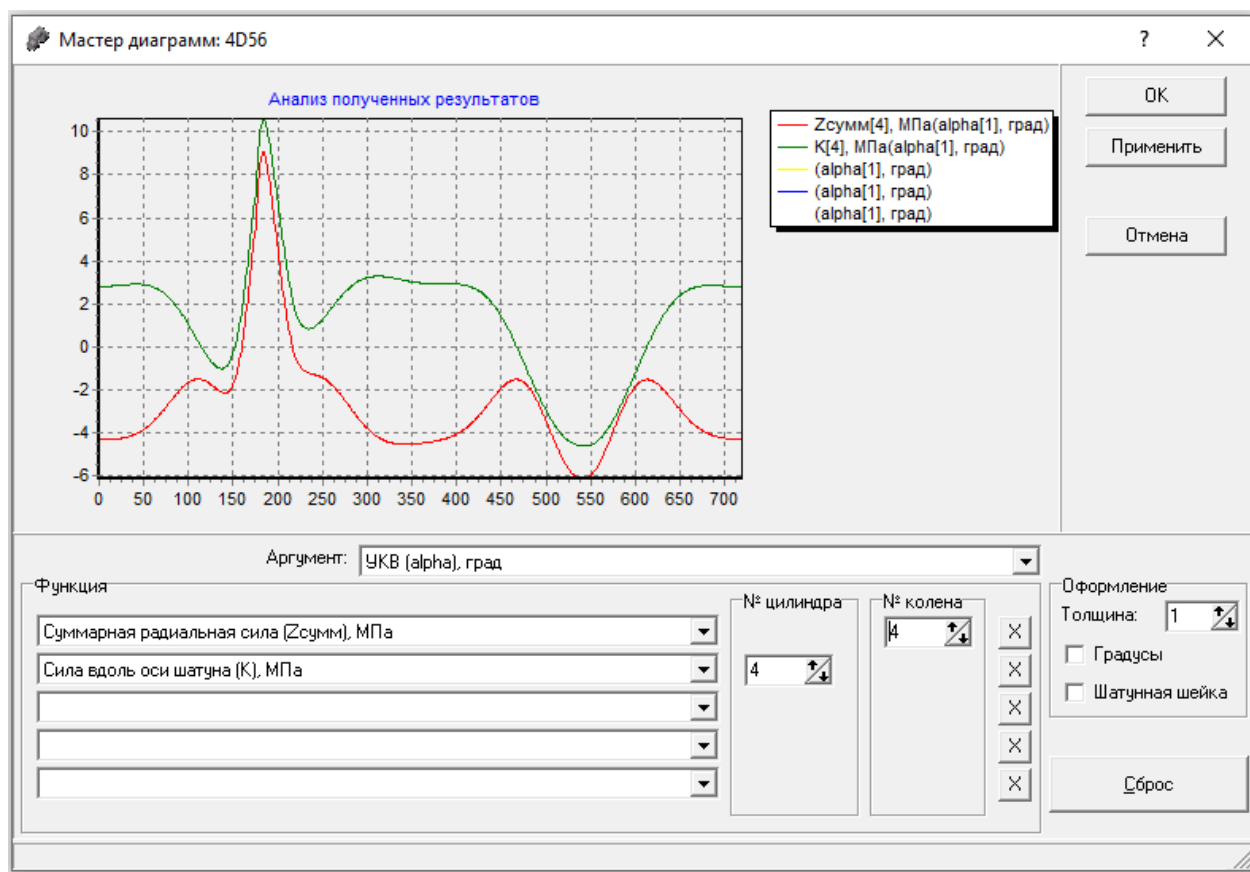


Рисунок 3.3 – Зависимость суммарных сил Z и K действующих на поршневой палец от угла поворота коленчатого вала

Максимальное и минимальное нагружения коленчатого вала достигается при максимальных и минимальных значениях силы Z (при  $\varphi=364^\circ$  и  $\varphi=541^\circ$  соответственно).

Сила K соответствующая максимальным значениям силы Z :

$$K = 69,2 \text{ кН при } \varphi = 364^\circ$$

$$K = -30,1 \text{ кН при } \varphi = 541^\circ$$

Материалы деталей и их свойства [8] указаны в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Материалы элементов двигателя

Деталь	Материал	Пояснение	$\sigma_T$ , МПа
Поршневой палец	12ХН3А	Сталь	860
Шатун	40ХФА	Сталь	780
Поршень	АЛ25	Алюминий	760
Коленчатый вал	30ХГСА	Сталь	830

Для расчетов элементов двигателя использовалась программа Ansys 19.2.

### 3.1 Тепловой расчет поршня

Поршень работает в неустойчивых условиях. На него влияют процесс сгорания, теплообмен со стенками цилиндра и теплообмен с маслом, которое попадает в канал охлаждения поршня. Этот расчет проводился методом конечных элементов[9], так как он обеспечивает достаточную точность.

На рисунке 3.4 представлена трехмерная модель поршня.



Рисунок 3.4 – Трехмерная модель поршня

Следующие параметры взяты из программы Diesel-RK:

$$\alpha_w = 635,28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$T_{cp} = 1044,2 \text{ К}$$

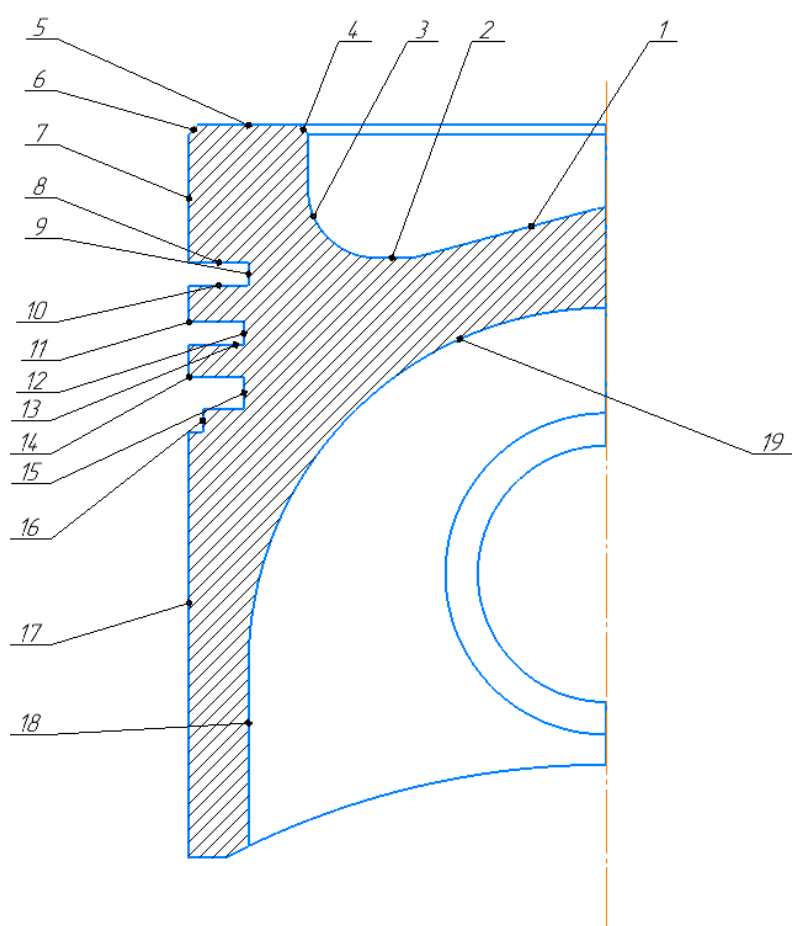


Рисунок 3.5 –Распределение температуры и коэффициента теплоотдачи

Зона	$\alpha \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$T, ^\circ\text{C}$	Зона	$\alpha \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$T, ^\circ\text{C}$
1	450	771	11	500	145
2	650	771	12	0	145
3	750	771	13	11010	145
4	900	771	14	500	145
5	600	771	15	0	140
6	300	600	16	1500	140
7	225	300	17	2000	130
8	600	145	18	80	85
9	0	145	19	1160	100
10	15500	145	–		

Таблица 3.2 – Величины показателей температуры и коэффициента теплоотдачи



Результат показан на рисунке 3.7. Максимальная температура на кромках составила 304 градуса по Цельсию, это не превышает критическую температуру головки поршня. Температура в районе первого поршневого кольца составляет 208 градусов по Цельсию, что обеспечивает хорошую работу синтетического масла и не вызывает его горение [10].

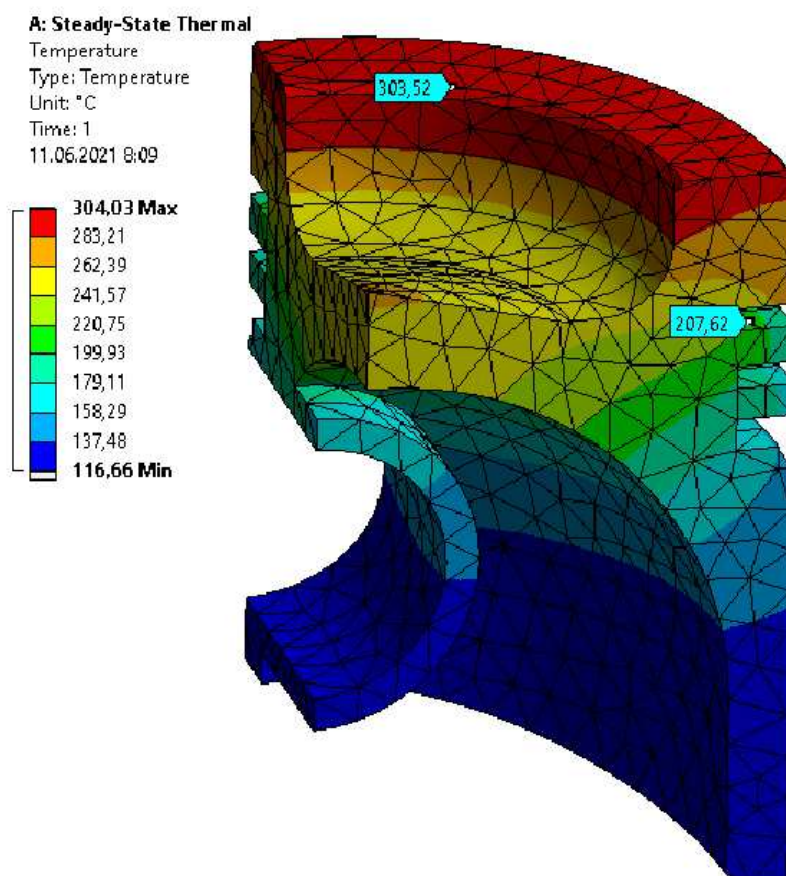


Рисунок 3.6 – Температурное поле поршня двигателя

### 3.2 Расчет коленчатого вала на напряженно-деформированное состояние

Расчет коленчатого вала велся по разрезной схеме. Расчётная схема [10][3] представлена на рисунке 3.7.

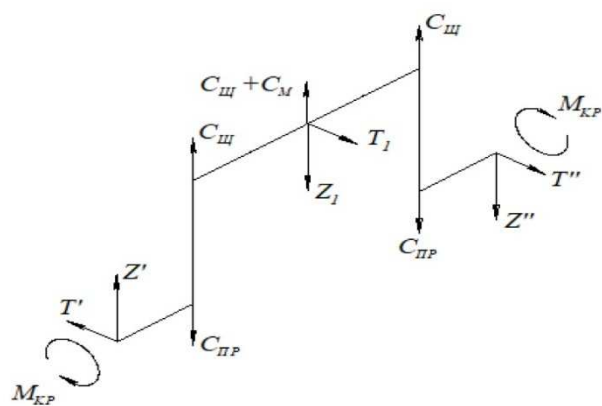


Рисунок 3.7 – Разрезная расчётная схема коленчатого вала

Построенная твердотельная модель включает опоры, коленчатый вал с полными коренными шейками и часть шатуна. На рисунке 3.8 представлена сборочная твердотельная модель.

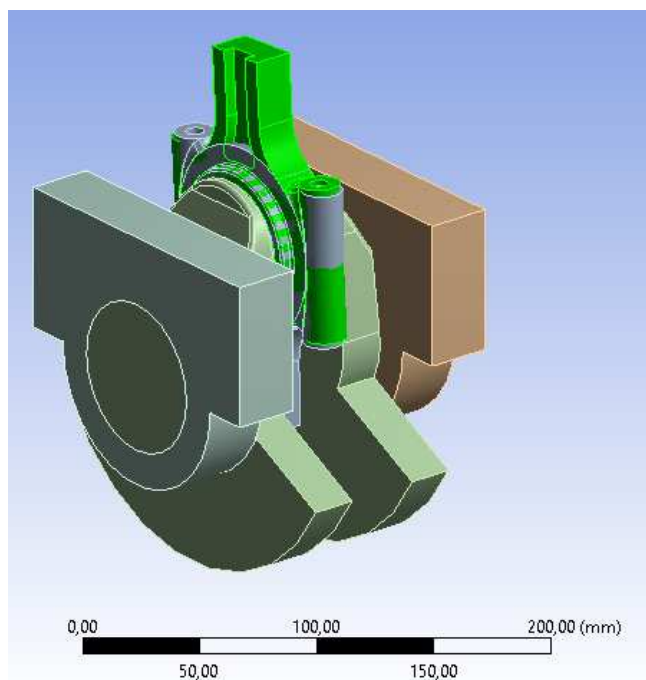


Рисунок 3.8 – Твердотельная модель для расчёта коленчатого вала по разрезной схеме

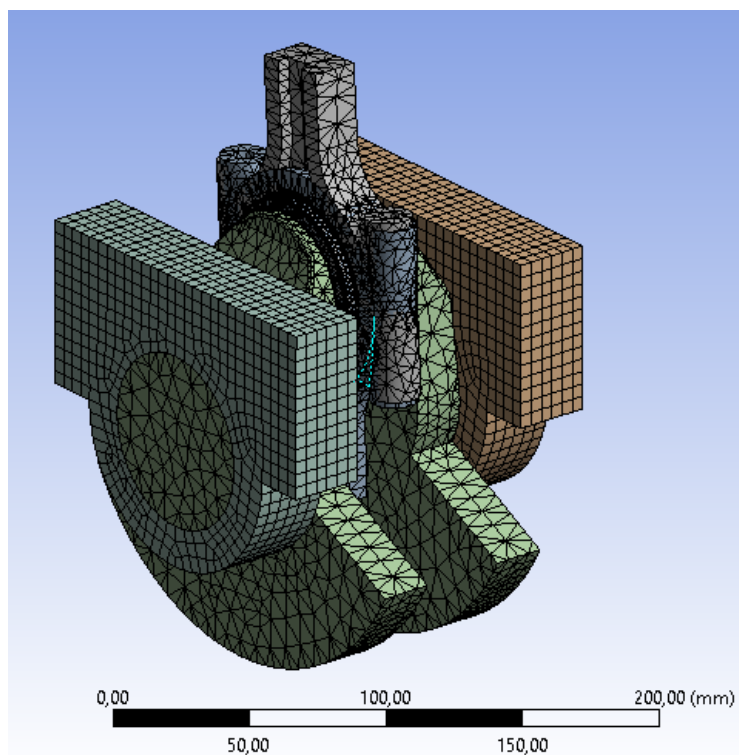


Рисунок 3.10 – Конечно-элементная модель сборки

К оси коленчатого вала прикладывается угловая скорость ( $4000 \text{ мин}^{-1}$ ). Опоры фиксируются по трем поверхностям. Шатун фиксируется от проворота. Последним условием является приложение давлений эквивалентной силе  $K$ , которая задает режим нагружения (эти силы определены при  $Z_{\max}$  и  $Z_{\min}$  соответственно). На рисунках 3.11 и 3.12 представлены расчётные схемы, используемые для расчёта по МКЭ.

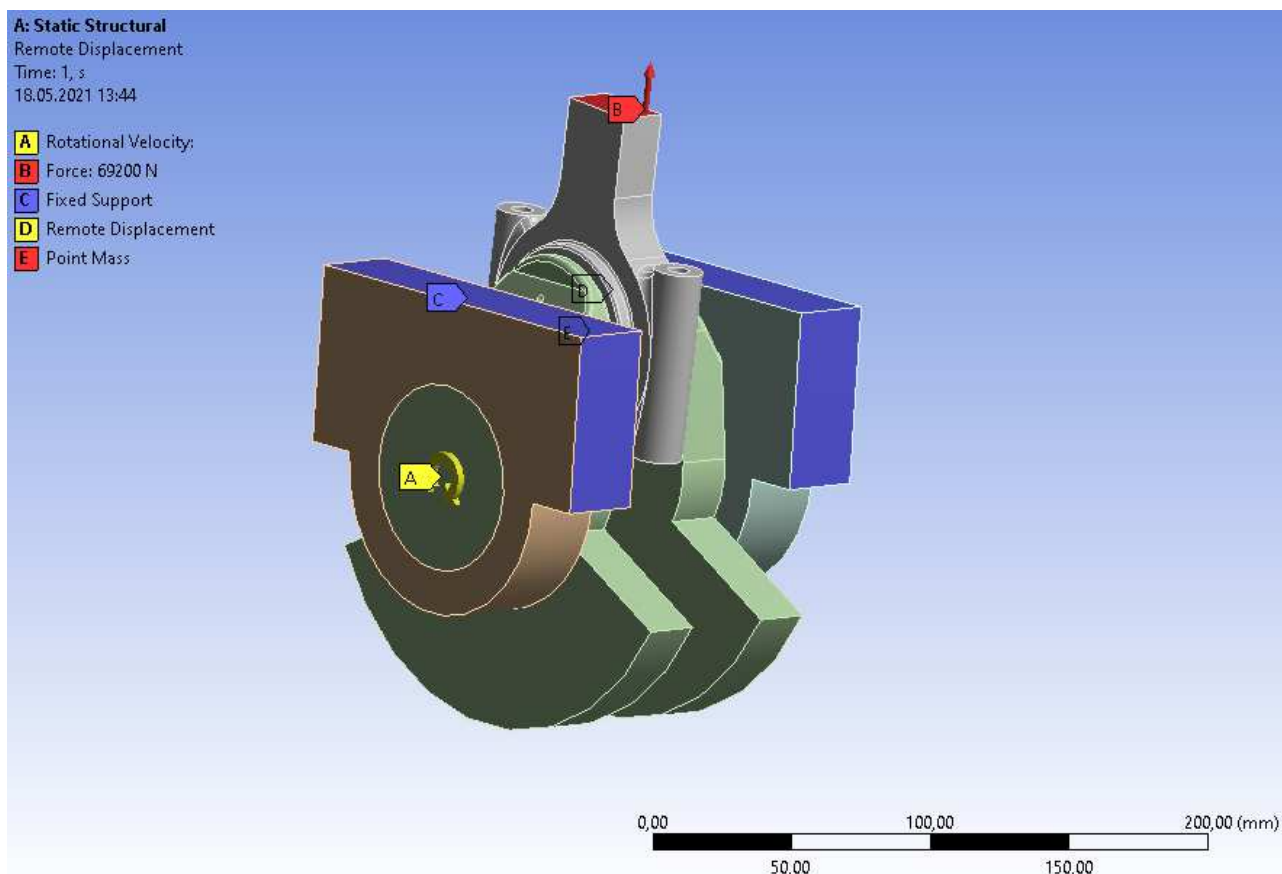


Рисунок 3.11 – Расчётная схема при  $Z_{\max}$

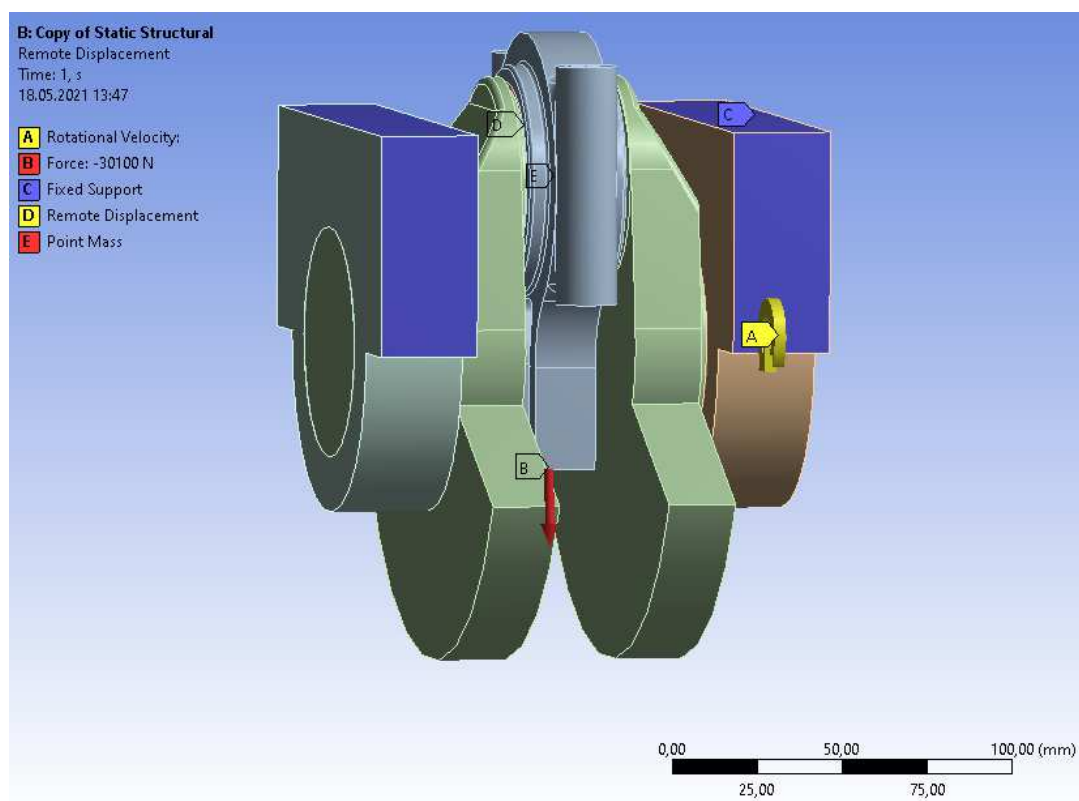


Рисунок 3.12 – Расчётная схема при  $Z_{\min}$

На рисунках 3.13 и 3.14 представлены распределения напряжений по Ван-Мизесу по колену вала исследуемого двигателя для расчётных режимов работы.

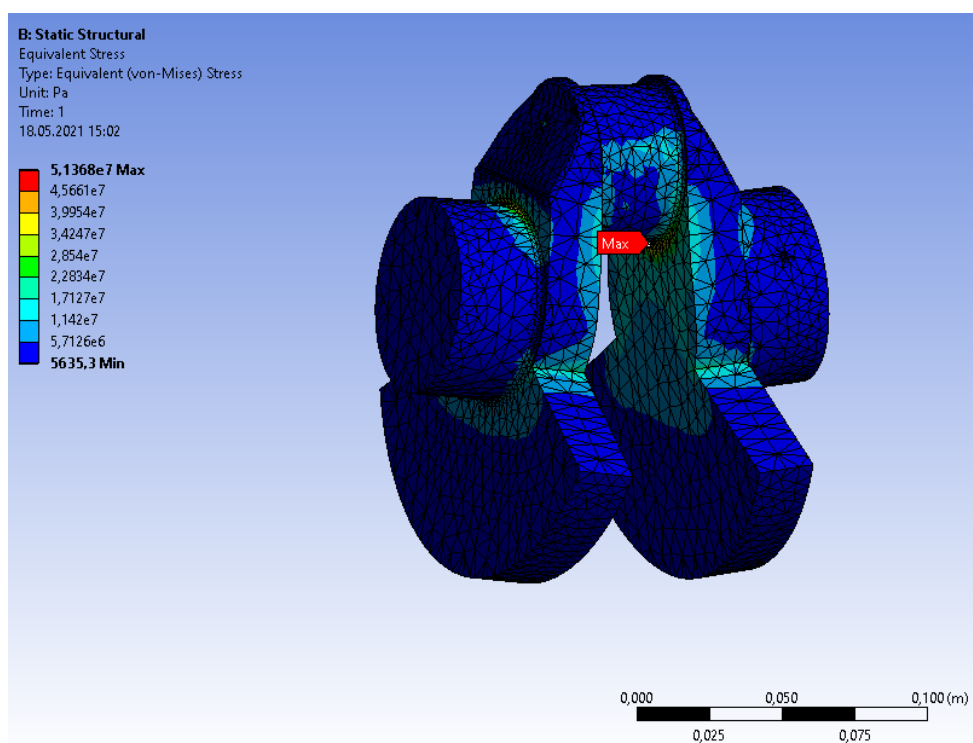


Рисунок 3.13 – Напряжения по Ван-Мизесу при  $K_{\max}$

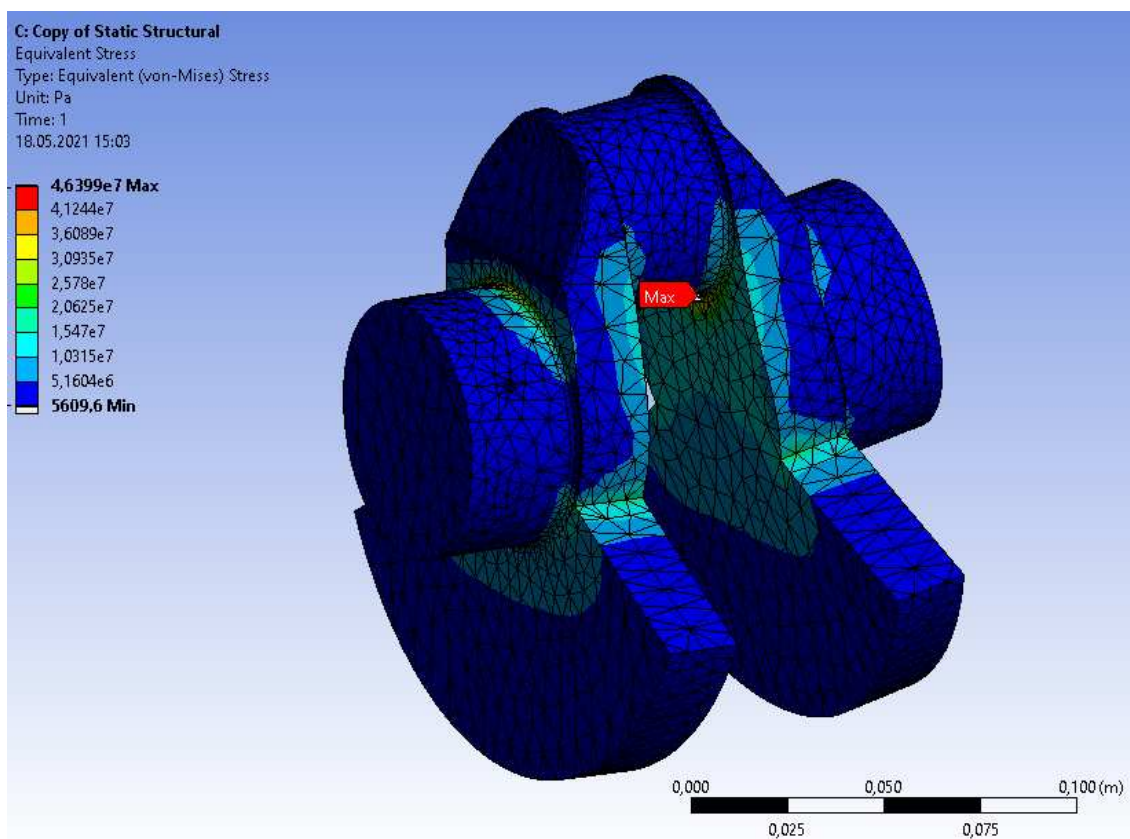


Рисунок 3.14 – Напряжения по Ван-Мизесу при  $K_{\min}$

Предел текучести стали 38ХНЗМА составляет 830 МПа, что значительно выше полученных эквивалентных напряжений, поэтому вал проходит по статической прочности.

$$\sigma_T > \sigma_{max},$$

$$n = \frac{830 \text{ МПа}}{464 \text{ МПа}} = 1,79 > [n_{кр}].$$

В результате расчёта получены тензоры напряжений для каждого узла коленчатого вала. Генерируется таблица из тензоров напряжений и подсчитываются коэффициенты запаса в каждом узле. Расчётные формулы представлены ниже.

Амплитудные значения напряжений:

$$\sigma_{ia} = \frac{|\sigma_{imax} - \sigma_{imin}|}{2}$$

$$\tau_{ija} = \frac{|\tau_{ijmax} - \tau_{ijmin}|}{2}$$

Среднее значение напряжений:

$$\sigma_{im} = \frac{|\sigma_{imax} - \sigma_{imin}|}{2}$$

$$\tau_{ijm} = \frac{|\tau_{ijmax} - \tau_{ijmin}|}{2}$$

Коэффициенты концентрации напряжений:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma}\beta_1\beta_{упр}} = \frac{1}{0,796 \cdot 0,857 \cdot 1,9} = 0,718,$$

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_{M\tau}\beta_1\beta_{упр}} = \frac{1}{0,796 \cdot 0,918 \cdot 1,9} = 0,644.$$

Коэффициент, учитывающий качество обработки поверхности:

$$\beta = 1.$$

Коэффициент упрочнения назначается  $\beta_{упр} = 1$ ;

Предел временного сопротивления материала стали 38ХНЗМА:  $\sigma_B = 1080 \text{ МПа}$ .

Расчёт коэффициента запаса ведётся по рекомендуемой формуле:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma}\varepsilon_{ш}\varepsilon_{упр}}\sigma_{ia} + \Psi_\sigma\sigma_{im}},$$

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + \dots + (6\tau_{xya})^2 + \dots},$$

где  $\sigma_{ia}$  – интенсивность амплитуд переменных напряжений цикла  $\sigma_{xa}$ ,  $\sigma_{ya}$ ,  $\sigma_{za}$ ,  $\tau_{xya}$ ,  $\tau_{yza}$ ,  $\tau_{xza}$  (вычисленных по известному тензору напряжений);  $\Psi$  – коэффициент, учитывающий влияние средних напряжений на предел выносливости.

Тензоры напряжений для узла с наименьшим коэффициентом запаса:



$$T_{\sigma \max} := \begin{pmatrix} N_{\max xG} & S_{\max xyG} & S_{\max xzG} \\ S_{\max xyG} & N_{\max yG} & S_{\max yzG} \\ S_{\max xzG} & S_{\max yzG} & N_{\max zG} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -7.112 & 0.572 & -0.343 \\ 0.572 & -5.218 & 2.291 \\ -0.343 & 2.291 & -39.022 \end{pmatrix}$$

$$T_{\sigma \min} := \begin{pmatrix} N_{\min xG} & S_{\min xyG} & S_{\min xzG} \\ S_{\min xyG} & N_{\min yG} & S_{\min yzG} \\ S_{\min xzG} & S_{\min yzG} & N_{\min zG} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1.043 & 0.06 & 0.116 \\ 0.06 & 0.087 & 0.012 \\ 0.116 & 0.012 & -0.876 \end{pmatrix}$$

Эквивалентное сечение определяется в месте перехода от коренной шейки к шатунной. Минимальное значение коэффициента запаса приведено на рисунке 3.16. Значения коэффициентов запаса, имеющие большие значения были заменены на 10.

Номер узла, которым запас минимален

$$\text{INDEX} := \text{match}(\min(n), n) = (2.126 \times 10^3)$$

Минимальный и максимальные запасы соответственно

$$\min(n) = 1.705 \quad \max(n) = 3.526 \times 10^4$$

Ограничение верхнего предела значением 10:

$$n1 := \text{for } i \in 0, 1 \dots N_{\text{nodes}} - 1$$

$$\left| \begin{array}{l} n1_i \leftarrow 10 \text{ if } n_i \geq 10 \\ n1_i \leftarrow n_i \text{ otherwise} \end{array} \right.$$

$$n1$$

Рисунок 3.15 – Максимальное и минимальное значение коэффициента запаса

Для коленчатого вала определяется коэффициент запаса циклической прочности.

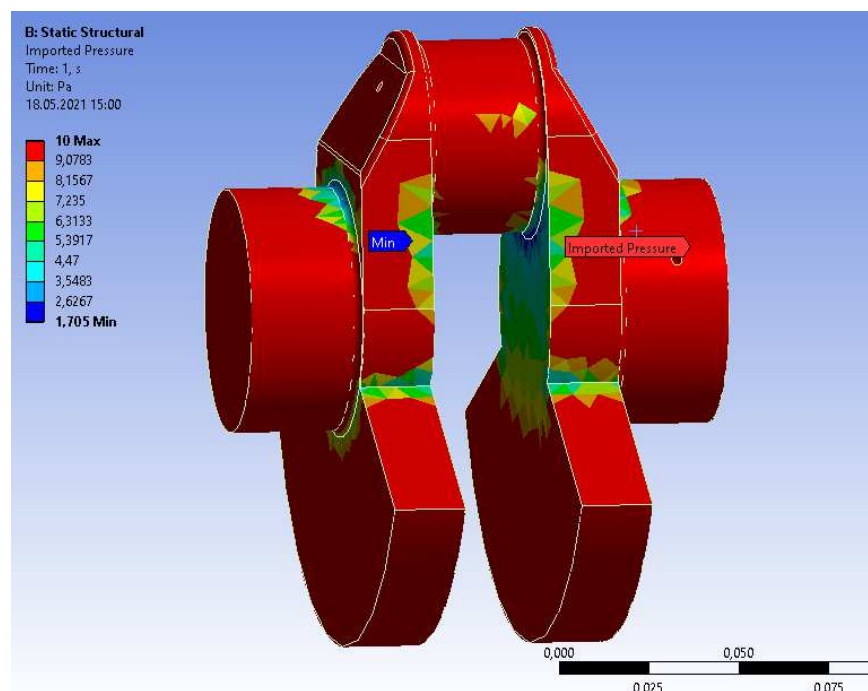


Рисунок 3.16 – Распределение коэффициента запаса циклической прочности

$$n_{\min} = 1,705$$

Коленчатый вал удовлетворяет условиям прочности. Минимальный коэффициент запаса принимается из диапазона 1,5 - 2,5 [10], что меньше, чем полученный в результате расчета.

Вывод: колено вала имеет удовлетворительные значения коэффициента запаса.

### 3.3 Расчет шатуна на напряженно-деформированное состояние

Для расчета шатуна на напряженно-деформированное состояние была создана сборка, состоящая из поршневого пальца, шатуна и шатунной шейки. Шатунная шейка жестко закреплена, сила К приложена к поршневому пальцу с помощью Bearing Load. Расчетные схемы приведены на рисунках 3.17 и 3.18.

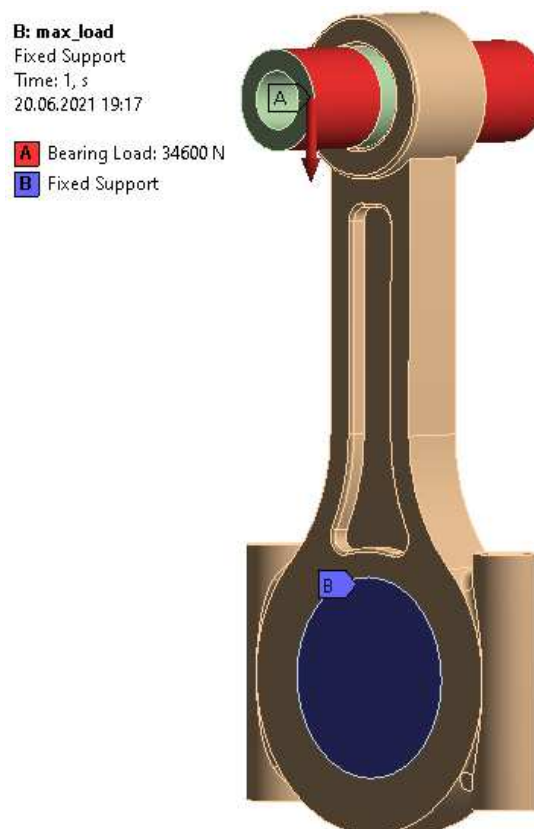


Рисунок 3.17 – Расчётная схема при  $K_{\max}$



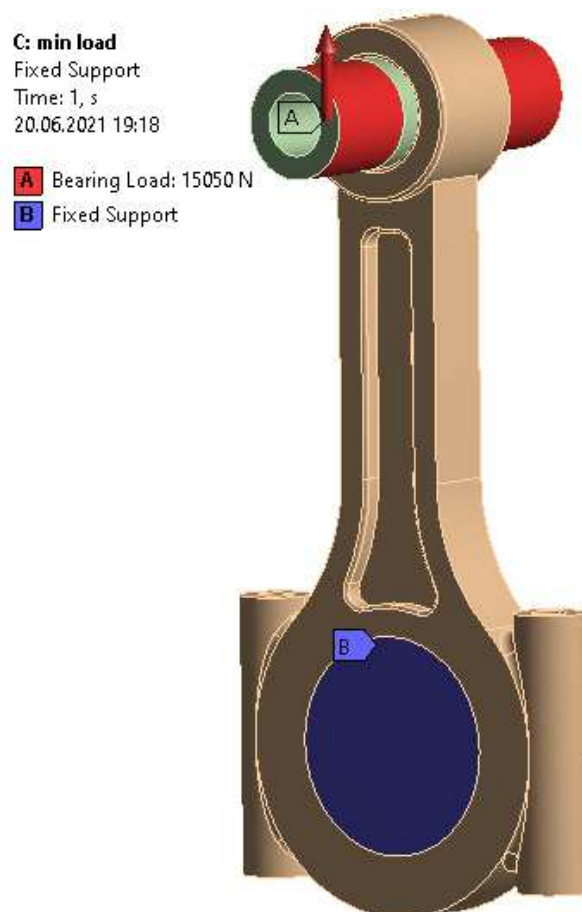


Рисунок 3.18 – Расчётная схема при  $K_{\min}$

Результаты расчета приведены на рисунках 3.19 – 3.21.

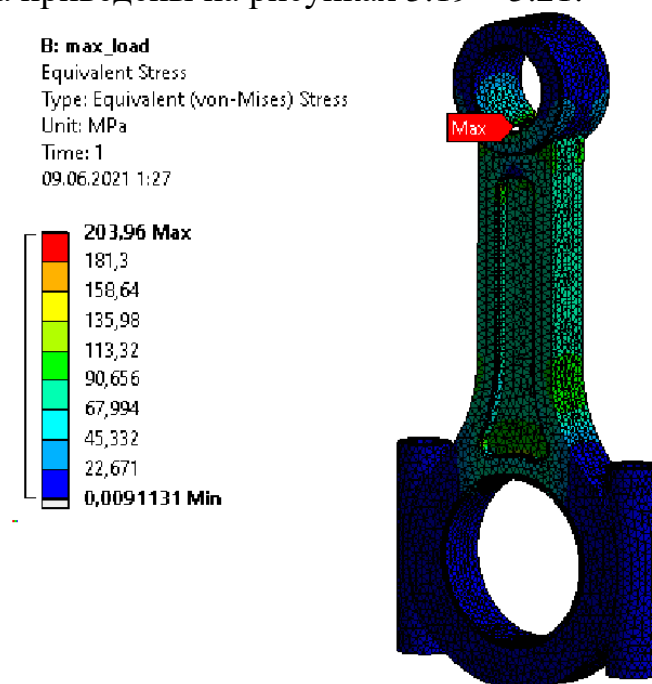


Рисунок 3.19 – Напряжения по Ван-Мизесу при  $K_{\max}$

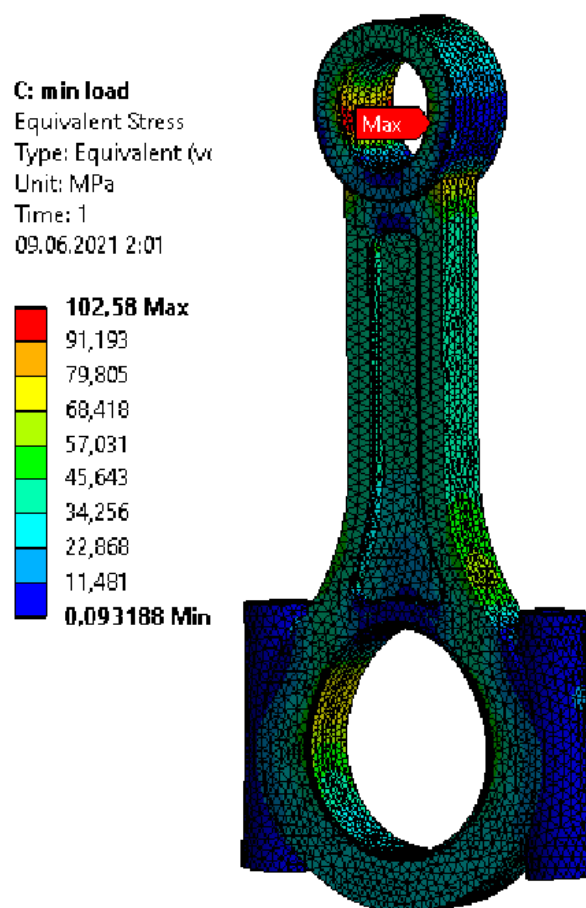


Рисунок 3.20 – Напряжения по Ван-Мизесу при  $K_{min}$

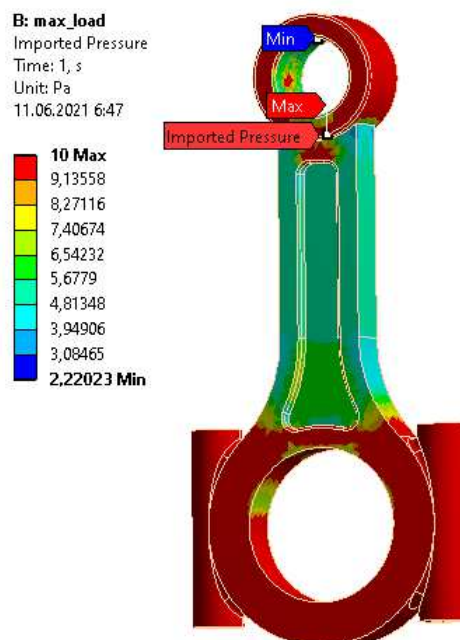


Рисунок 3.21 – Распределение коэффициента запаса циклической прочности

Вывод: шатун удовлетворяет условиям прочности по запасу циклической прочности и по максимальным напряжениям.

### 3.3 Расчет поршневого пальца на напряженно-деформированное состояние

Для определения напряжения в поршневом пальце используется схема как в пункте 3.3, силы приложены аналогично.

Результаты расчета приведены на рисунках 3.22 – 3.24.

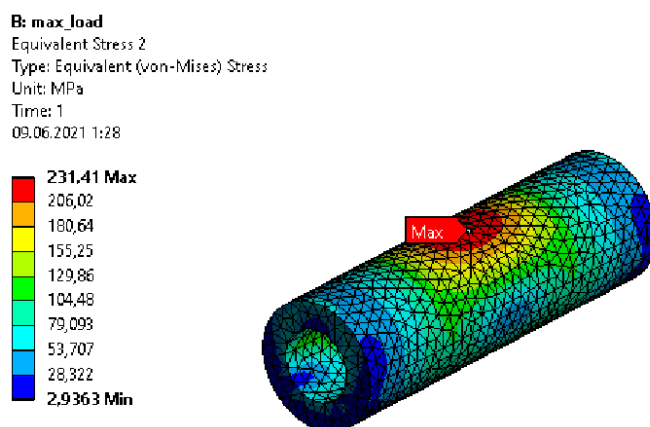


Рисунок 3.22 – Напряжения по Ван-Мизесу при  $K_{\max}$

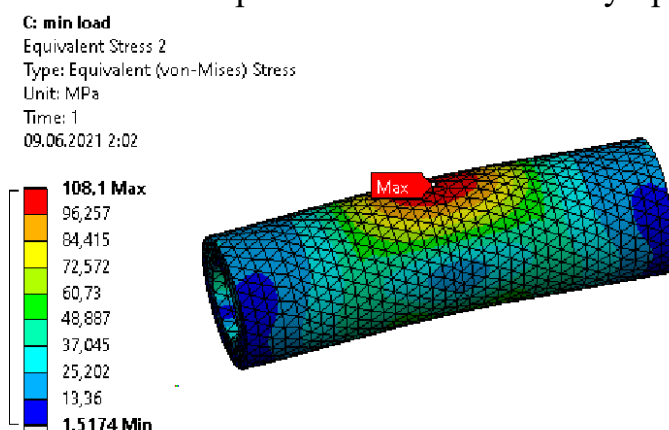


Рисунок 3.23 – Напряжения по Ван-Мизесу при  $K_{\min}$

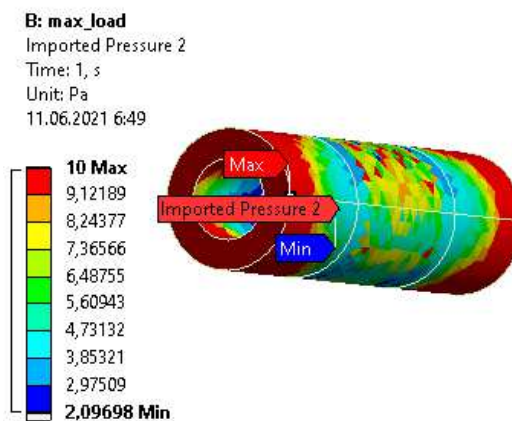


Рисунок 3.24 – Распределение коэффициента запаса циклической прочности

По запасу циклической прочности и по максимальным напряжениям поршневой палец удовлетворяет условиям прочности[1].

## 4 ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ЧАСТЬ

### 4.1 Определение закона движения клапана и приведенной к оси клапана силы инерции

Наибольшее распространение получил закон движения клапана на расчетном режиме работы двигателя, выраженный полиномом вида[6]:

$$h_x = h \left( 1 + c_2 \left( \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^2 + c_p \left( \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^p + c_q \left( \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^q + c_r \left( \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^r + c_s \left( \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^s \right),$$

Ускорение клапана получают дифференцированием данного выражения:

$$j_x = h \left( \frac{\omega_p}{\varphi_0} \right)^2 \left( 2c_2 + p(p-1)c_p \left( \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^{p-2} + q(q-1)c_q \left( \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^{q-2} + \right. \\ \left. + r(r-1)c_r \left( \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^{r-2} + s(s-1)c_s \left( \frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^{s-2} \right).$$

$h$  – максимальная высота подъема клапана,

$\varphi$  – угол поворота кулачка отсчитываемый от его вершины,

$\varphi_0$  – угол профиля от начала подъема кулачка до его вершины, ( $\varphi_0 = 84^\circ$ )

$p, q, r$ , и  $s$  – возрастающие целые числа ( $p \geq 4$ ), подчиняющий арифметической прогрессии с разностью  $p - 2$ .

Постоянные коэффициенты  $c_2, c_p, c_q, c_r, c_s$  определяются по следующим формулам:

$$c_2 = -\frac{pqrs}{(p-2)(q-2)(r-2)(s-2)};$$

$$c_p = \frac{2qrs}{(p-2)(q-p)(r-p)(s-p)};$$

$$c_q = \frac{2prs}{(q-2)(p-q)(r-q)(s-q)};$$

$$c_r = \frac{2pqs}{(r-2)(p-r)(q-r)(s-r)};$$

$$c_s = \frac{2pqr}{(s-2)(p-s)(q-s)(r-s)}.$$

Коэффициент  $p$  принимается равным 4 тогда  $p - 2 = 2$ :

$$p = 4, q = 6, r = 8, s = 10$$

$$c_2 = -5, c_p = 10, c_q = -10, c_r = 5, c_s = -1.$$

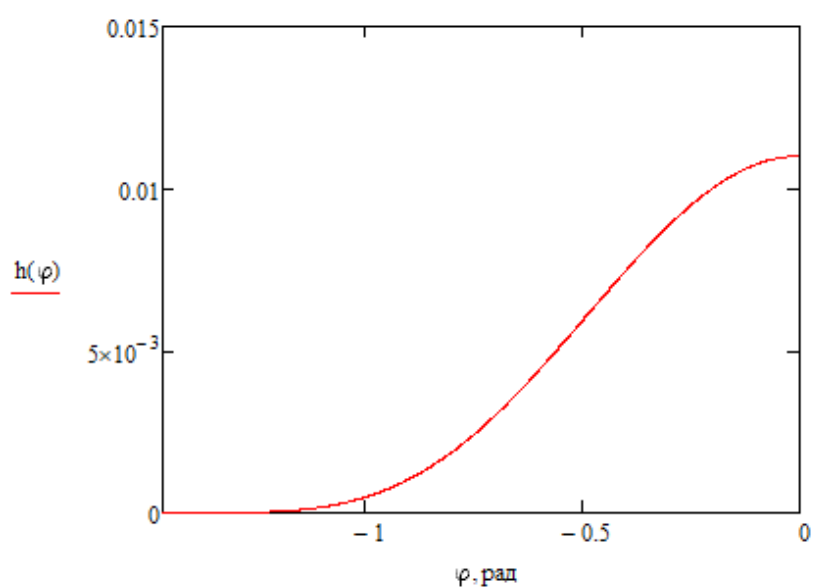


Рисунок 4.1– График движения клапана в зависимости от угла поворота кулачка

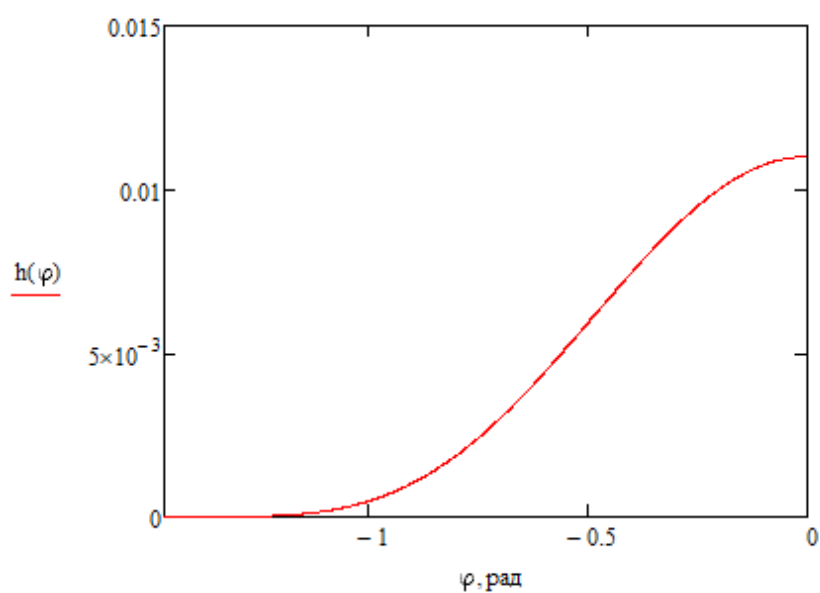


Рисунок 4.2 – График ускорения клапана в зависимости от угла поворота кулачка

Максимальное ускорение достигается при угле поворота кулачка:

$$\varphi = 42^\circ,$$

значение ускорения при  $\varphi = 42^\circ$ :

$$j_{\max} = 1330 \text{ м / с}^2$$

## 4.2 Конструкция и расчет клапанных пружин

В поршневых двигателях применяются пружины из круглой проволоки. Круглое сечение хорошо работает на кручение, которому подвергаются витки при сжатии пружины. К основным параметрам цилиндрической пружины относятся диаметр проволоки  $\delta$ , индекс пружины  $c = \frac{d_{\text{cp}}}{\delta}$  ( $d_{\text{cp}}$  - средний диаметр), шаг витков, число ее рабочих витков  $i_{\text{п}} = L_{\text{п}} / t$  (где  $L_{\text{п}}$  – длина рабочей части пружины)[5].

Принимается  $c = 4$ ,  $\delta = 0,006 \text{ м}$ , тогда  $d_{\text{cp}} = 0,024 \text{ м}$ .

Изменяя индекс и сохраняя жесткость пружины, можно изменять ее длину и диаметр. Силовые факторы. в поперечных сечениях клапанной пружины сводятся к моменту  $M_{\text{к}} = P_{\text{п}} * d_{\text{cp}} / 2$  и силе, действующей вдоль оси пружины. Момент  $M$  раскладывают на крутящий и изгибающий моменты:

$$M_{\text{к}} = \frac{P_{\text{п}} d_{\text{cp}}}{2} \cos \alpha; \quad M_{\text{и}} = \frac{P_{\text{п}} d_{\text{cp}}}{2} \sin \alpha.$$

Обычно угол подъема витков  $\alpha = 10 \dots 12^\circ$  и расчет пружины можно вести только на кручение от момента  $M_{\text{к}} = P_{\text{п}} * d_{\text{cp}} / 2$ :

$$M_{\text{к}} = 2,93 \text{ Н} * \text{м}.$$

Наибольшее напряжение кручения возникает на внутренних волокнах:

$$\tau_{\max} = 8\chi d_{\text{cp}} \frac{P_{\text{п}}}{\pi \delta^3}$$

где  $\chi = 1 + 1,45/c = 1.363$  - коэффициент, учитывающий кривизну витков. При расчете пружин искомым является диаметр  $\delta$  проволоки. Задаваясь в соответствии с выбранной маркой стали допускаемыми напряжениями  $[\tau]$ , определяют  $\delta$ . Полученное значение  $\delta$  округляют в большую сторону до ближайшего стандартного диаметра проволоки и повторяют расчет пружины.

$$\tau_{\max} = 94,12 \text{ МПа.}$$

Значение коэффициента запаса  $n$  определяют по формуле:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\text{мт}} \varepsilon_{\text{пт}}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

$$n_{\tau} = 3,582$$

где  $k_{\tau}$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений,

$\varepsilon_{\text{мт}}$  - коэффициент влияния абсолютных размеров,

$\varepsilon_{\text{пт}}$  - коэффициент влияния состояния поверхностного слоя,

Осевое упругое сжатие пружины

$$f = \frac{8P_{\text{п}} d_{\text{ср}}^3 i_{\text{п}}}{mG\delta^4},$$

$$f = 1,562 \text{ мм.}$$

где  $m$  - коэффициент, который учитывает влияние перерезывающих сил, зависящих от  $s$  и который с достаточной точностью может быть принят равным 0,95-1,00;  $G$  - модуль сдвига.

По результатам расчета строят характеристику пружины (рисунок 4.3.1) и устанавливают значение усилия пружины по при закрытом клапане:

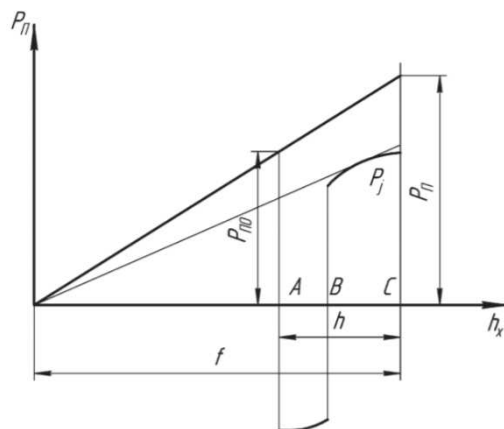


Рисунок 4.3 – Изменение силы пружины ( $J$ ) и сил инерции ( $2$ ) по подъему клапана

Сила пружины выпускного клапана  $P_{\Pi}$  должна быть достаточной для удержания клапана в закрытом состоянии во время такта впуска с учетом разрежения  $\Delta p$  в цилиндре.

Длина пружины в свободном состоянии

$$L_{св} = (i_{\Pi} + i_{0\Pi})\delta + f + i_{\Pi}\Delta,$$

где  $\Pi = 2-3$  - число опорных витков;  $\Delta = 0,2 \dots 0,3$  мм - величина зазора между витками пружины при открытом клапане, зависящая от размеров пружины.

$$L_{св} = 51 \text{ мм.}$$

Длина пружины в сжатом состоянии:

$$L_{сж} = L_{св} - f = 49 \text{ мм}$$

После определения размеров пружины ее проверяют на резонанс. При резонансе перемещение среднего витка пружины резко возрастает. Обычно определяют число  $n_c$  собственных колебаний пружины в минуту и отношение  $n_c$  к частоте вращения  $n_p$  распределительного вала. Число собственных колебаний пружины

$$n_c = \frac{9,55\delta}{i_{\Pi}d_{ср}^2} \sqrt{\frac{mG}{2\rho}}$$

где  $G$  - модуль упругости II рода материала пружины;  $\rho$  - плотность материала пружины.

$$n_c = 37550$$

Опасность резонанса считается незначительной, если отношение  $n_c / n_p > 8$ ; значение  $n_c$  не должно быть кратным  $n_p$ .

$$\frac{n_c}{n} = 9,386$$



## **4.3 Оптимизация клапанной пружины по Парето**

### **4.3.1 Определение фронта Парето**

Удовлетворение набора спецификаций и ограничений, требуемых инженерными задачами реального управления, часто является сложной задачей. Проблемы, в которых проектировщик должен иметь дело с выполнением нескольких задач, известны как мультиобъективные проблемы (МОП). Обычно для работы с МОП определяют оптимизационную инструкцию, чтобы рассчитать решение с желаемым балансом между (обычно конфликтными) целевыми функциями. Имея дело с МОП, обычно проводится поиск оптимальных по Парето решений, в котором целевые функции были максимально улучшены.

Множество не доминирующих по Парето решений называется множеством решений Парето. Решение доминирует по Парето, если она не хуже по всем целевым параметрам и, хотя бы по одному лучше другим решением.

### **4.3.1 Формулировка задачи оптимизации**

Для оптимизации клапанной пружины написана программа на языке программирования Python v3.8

В качестве исходных данных программа будет принимать

- $P_p$  – сила, необходимая для удержания клапана в открытом состоянии
- $h$  – ход кулачка
- $f$  – максимальное сжатие пружины

Кроме того, нужно определить константы, описывающие материал из которого будет изготовлена пружина.

Выше перечисленные данные записываются в файл `config.py` (см. Приложение).

В файле `data.py` (см. Приложение) хранится массив из возможных

геометрических параметров клапанных пружин.

Целевыми функциями будут являться коэффициент запаса, а также длина пружины в сжатом состоянии.

Искомые параметры в этой задаче будут:

- средний диаметр пружины  $d_{cp}$
- диаметр проволоки  $\delta$

#### **4.3.2 Построение фронта Парето для клапанных пружин**

Как было сказано в предыдущей главе, целевыми функциями будут являться коэффициент запаса, а также длина пружины в сжатом состоянии.

Определим термин доминирования по Парето одной пружины над другой.

Критерии доминирования:

1. Большой коэффициент запаса.
2. Меньшая длина в сжатом состоянии.

Тогда пружина А доминирует по Парето Б, если А не хуже Б по данным двум критериям и хотя бы по одному из них превосходит Б.

Следовательно, в данной задаче нужно минимизировать функцию  $L_{сжат}$  и максимизировать  $n_t$ .

Так как критериев доминирования два, то фронт Парето будет выглядеть как ломанная линия в двумерном пространстве решений.

Пример исполнения программы (красным обозначен фронт) представлен на рисунках 4.4 – 4.6

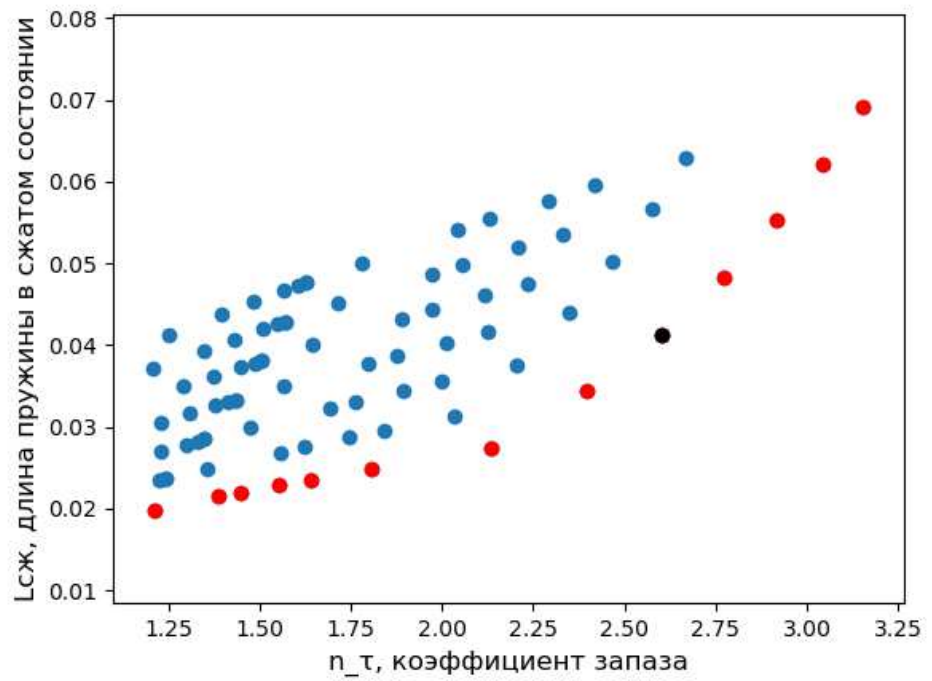


Рисунок 4.4 – зависимость длины пружины в сжатом состоянии от коэффициента запаса

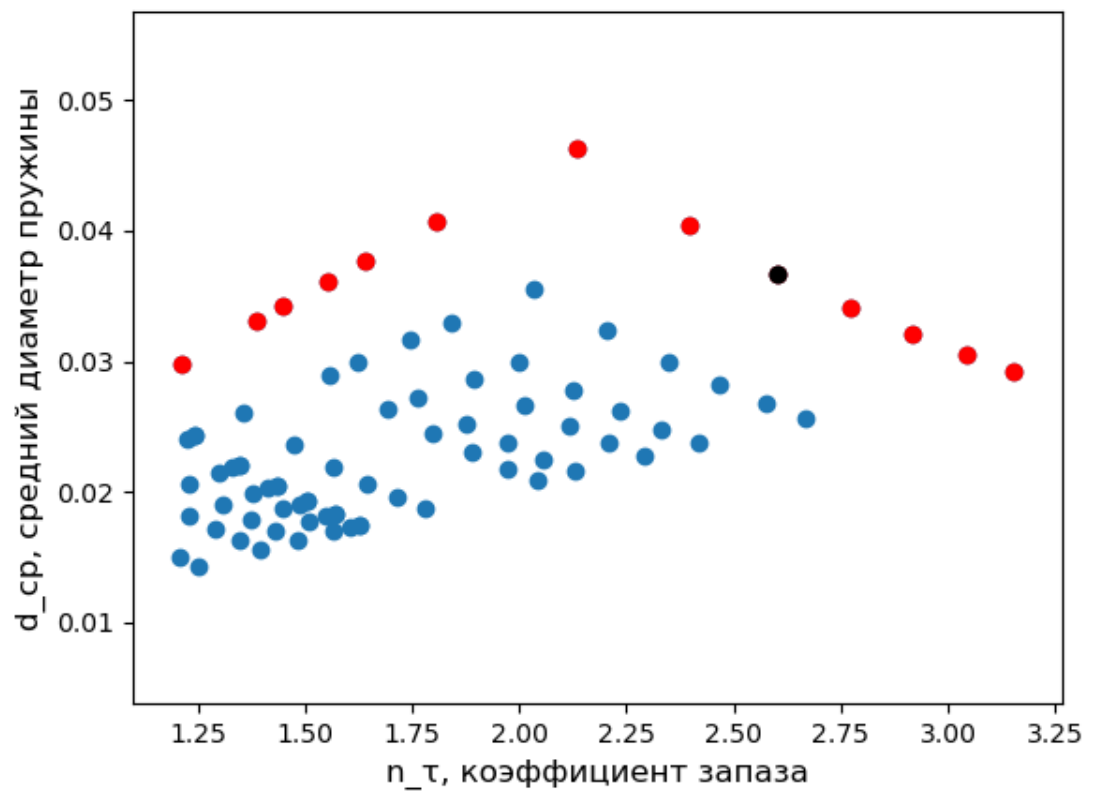


Рисунок 4.5 – зависимость среднего диаметра пружины от коэффициента запаса

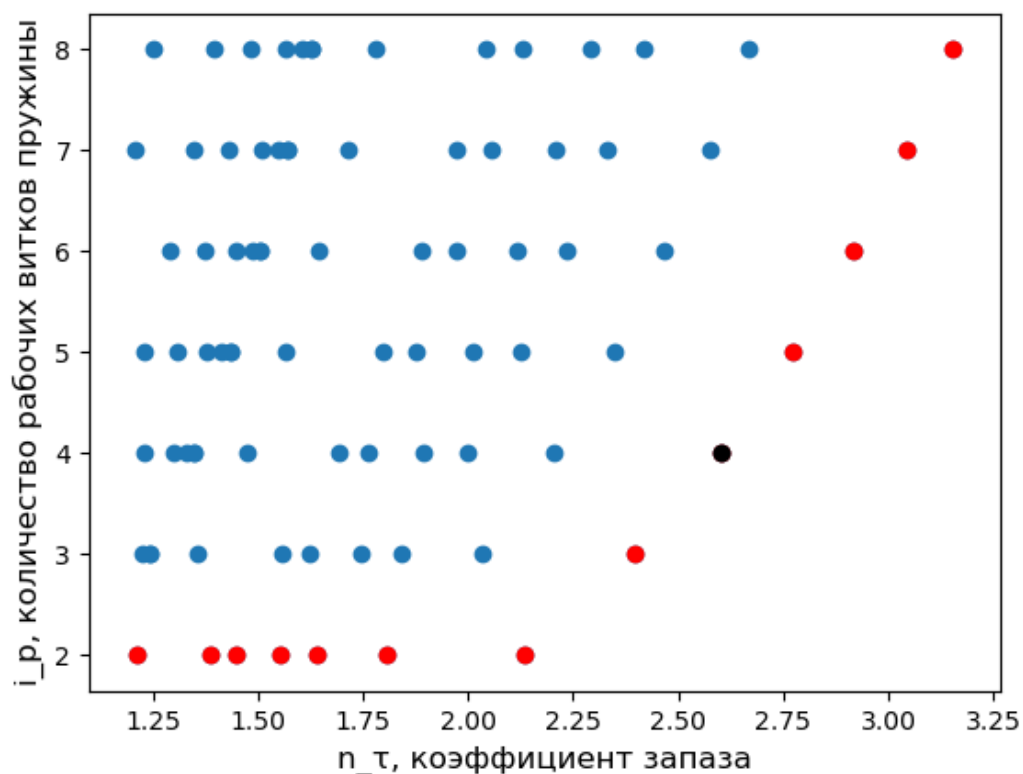


Рисунок 4.6 – зависимость количества рабочих витков пружины от коэффициента запаса

Из конструктивных соображений выбирается пружина с коэффициентом запаса 2,6 и длиной в сжатом состоянии 41 мм.

Для сравнения пружин в одинаковом диапазоне средних диаметров, проводится оптимизация по Парето с фильтром  $d_{cp} < 26$  мм. На рисунках 4.7 – 4.9 показаны их характеристики.

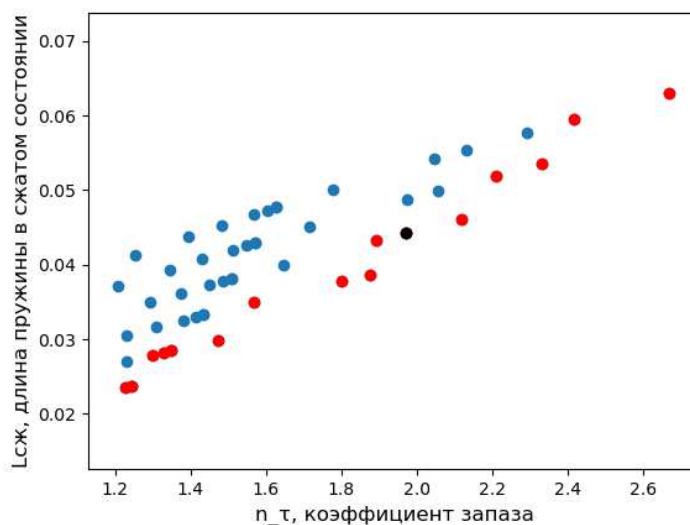


Рисунок 4.7 – зависимость длины пружины в сжатом состоянии от коэффициента запаса

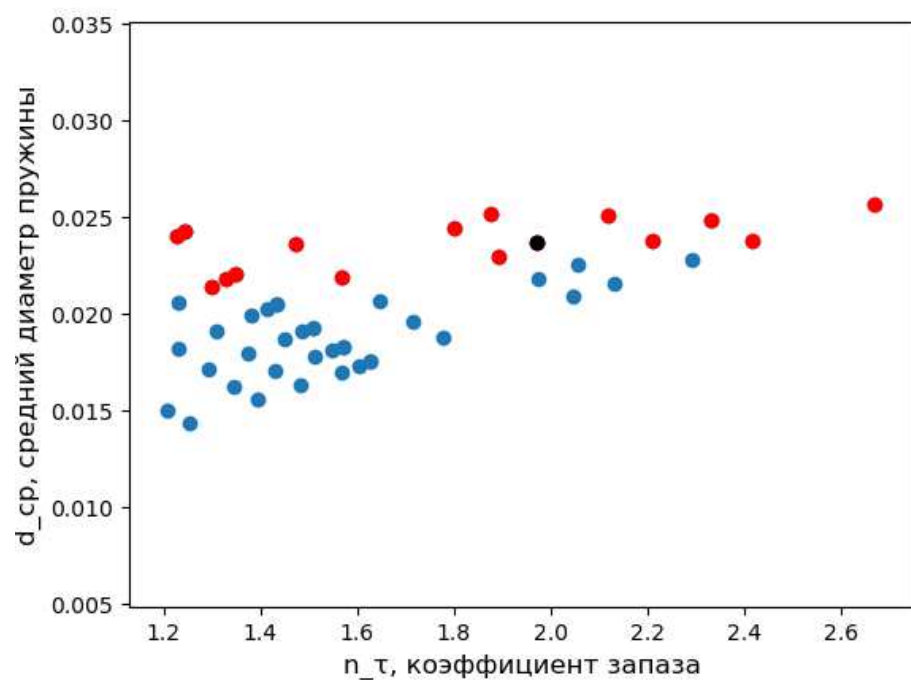


Рисунок 4.8 – зависимость среднего диаметра пружины от коэффициента запаса

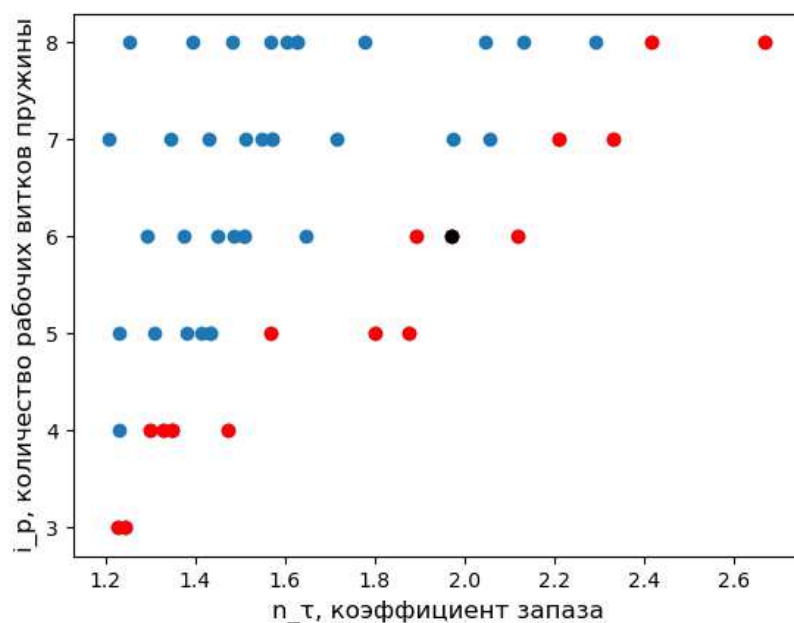


Рисунок 4.9 – зависимость количества рабочих витков пружины от коэффициента запаса

В таблице 4.1 представлены сравнения геометрических параметров, а также коэффициента запаса и длины пружины в сжатом состоянии пружины, рассчитанной по классическому алгоритму, пружины оптимизированной по Парето и пружины оптимизированной по Парето с фильтром  $d_{cp} < 26$  мм:

Таблица 4.1 – Результаты сравнения пружин

	рассчитанная по классическому алгоритму	оптимизированная по Парето.	оптимизированная по Парето с диаметром <26 мм
Средний диаметр, мм	24	36,7	23,72
Диаметр проволоки, мм	6	6,7	5,4
Длина в сжатом состоянии, мм	49	41,3	44,28
Коэффициент запаса	3,6	2,6	1,971
Наибольшее напряжение кручения, МПа	94,12	126.8	167,4

Вывод: пружина, оптимизированная по Парето, имеет меньшую длину сжатия, но также и меньший коэффициент запаса. Коэффициент запаса является допустимым. Пружина, оптимизированная по Парето, позволяет уменьшить габариты ГБЦ, следовательно, уменьшить конструкцию двигателя.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках выпускной квалификационной работы был спроектирован дизельный, четырехцилиндровый, четырехтактный автомобильный двигатель

1. Была получена математическая модель рабочего процесса двигателя с помощью ПК «Дизель-РК».

2. Был выполнен эскизный проект разработанного двигателя: поперечный и продольные разрезы.

3. Был разработан сборочный чертеж детали балансирного вала

4. Была разработана твердотельная трехмерная модель сборки шатунно-поршневой группы, коленвала и балансирных валов.

5. С помощью ПК «ANSYS» и ПК «KVAL» были проведены расчеты основных деталей КШМ двигателя: расчет теплового состояния поршня, расчет поршневого пальца, расчет шатуна, расчет коленчатого вала. Расчеты показали работоспособность всех деталей в рамках рассматриваемых условий.

6. Разработана методика проектирования клапанных пружин на основе многокритериальной оценки. Оптимизирована клапанная пружина методом построения фронта Парето. В результате оптимизации удалось добиться уменьшения габаритов головки блоков цилиндров с незначительным уменьшением коэффициента запаса пружины.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование и расчет поршневых двигателей: учебник для вузов. / под редакцией Н.Д. Чайнова. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. 536 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Ч. 1. Теория поршневых и комбинированных двигателей. / под редакцией А. С. Орлина, М. Г. Круглова. Москва: Изд-во Машиностр., 1983. 372 с.
3. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. Москва: Изд-во Машиностр., 1965. 269с.
4. Кулешов А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач. Москва: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2004. 123 с.
5. Кавтарадзе Р. З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 238 с.
6. Кинжалов О.С. Дизели и газовые двигатели. Отраслевой каталог. Москва: Изд-во М. ун-та, 1991. 193 с.
7. Байков Б.П., Баранов В.А., Ваншейдт В.А., Воронов И.П., Гендлер Б.М., Гончар В.М. и др. Дизели. Справочник. / под редакцией В.А. Ваншейдта. Москва: Изд-во Машиностр., 1964. 605 с.
8. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Москва: Изд-во Высшая школа, 2008.S
9. Мягков Л.Л., Блинов А.С. Семинары по конструированию двигателей. 10.Москва, 2021. Чайнов Н.Д. Лекции по конструированию двигателей. Москва, 2021.
11. <https://www.drive2.ru/l/8333059/>



## Приложение А

### Расчет коэффициента неуравновешенности ДВС

```
import math
import matplotlib.pyplot as plt

DATA_FILE_NAME = 'M_kr.txt'

M_PR1 = 0.868 # m_pr1 kg
R_PR1 = 0.032 # R_pr1 m
OMEGA = 418.8 # rad / s

def calc_M_pr(H, alfa):
    return M_PR1 * H * R_PR1 * OMEGA ** 2 * math.sin(2 * alfa)

def calc_new_M_kr_arr(M_kr_arr, H):
    new_M_kr_arr = []

    # alfe = index в град
    for alfa, M_kr in enumerate(M_kr_arr):
        alfa_rad = math.radians(alfa)
        new_M_kr_arr.append(M_kr + calc_M_pr(H, alfa_rad))

    return new_M_kr_arr

def print_MAX_MIN_AVG(M_kr_arr):
    print("MAX:", max(M_kr_arr))
    print("MIN:", min(M_kr_arr))
    print("AVG:", sum(M_kr_arr) / len(M_kr_arr))

def calc_K(M_kr_arr):
    max_M_kr = max(M_kr_arr)
    min_M_kr = min(M_kr_arr)
    avg_M_kr = sum(M_kr_arr) / len(M_kr_arr)

    # return max_M_kr / avg_M_kr
    return (max_M_kr - min_M_kr) / avg_M_kr

if __name__ == "__main__":
    M_kr_arr = []
    with open(DATA_FILE_NAME) as f:
        for line in f:
            M_kr_arr.append(float(line.rstrip().replace(',', '.')))
```

```

# print("avg:", sum(M_kr_arr) / len(M_kr_arr))

max_H = 0.5
min_H = 0
iterations = 2000
delta = (max_H - min_H) / iterations

arr_of_K = []
arr_of_H = []

currH = min_H

while currH <= max_H:
    new_M_kr_arr = calc_new_M_kr_arr(M_kr_arr, currH)
    arr_of_H.append(currH)
    arr_of_K.append(calc_K(new_M_kr_arr))

    currH += delta

fig = plt.figure()
plt.plot(arr_of_H, arr_of_K)
plt.suptitle('K(H)', fontsize=20)
plt.xlabel('H', fontsize=16)
plt.ylabel('K', fontsize=16)
plt.show()

h = 0.412
optimized_m_kr_arr = calc_new_M_kr_arr(M_kr_arr, h)
degrees_arr = []
for alfa, _ in enumerate(optimized_m_kr_arr):
    degrees_arr.append(alfa)

print("K =", calc_K(optimized_m_kr_arr))

fig = plt.figure()
plt.plot(degrees_arr, optimized_m_kr_arr)
plt.suptitle('Mkp(alfa)', fontsize=20)
plt.xlabel('alfa', fontsize=16)
plt.ylabel('Mkp', fontsize=16)
plt.show()

f = open("new_M_kr.txt", "w")

```

```

for M_kr in optimized_m_kr_arr:
    f.write(str(M_kr) + "\n")
f.close()

```

## Приложение Б

### Построение фронта Парето

```

main.py
# -*- coding: utf-8 -*-

import math
import random
import matplotlib.pyplot as plt

from config import Config
from spring import Spring
from data import array_of_delta_sp, array_of_i_p_sp

def print_smt(value, description="DATA"):
    print()
    print("-----" + description + "-----")
    print(value)
    print("-----" + description + "-----")
    print()

def show_n_tau_from_smt(all_springs, front, attr="L_szhat"):
    plt.xlabel("n_τ, коэффициент запаза", fontsize=12)

    ylabel = 'Lсж, длина пружины в сжатом состоянии'
    if attr == "delta_sp":
        ylabel = "Δ, диаметр проволоки"
    if attr == "d_sr_sp":
        ylabel = "d_ср, средний диаметр пружины"
    if attr == "i_p_sp":
        ylabel = "i_р, количество рабочих витков пружины"
    plt.ylabel(ylabel, fontsize=12)

    all_springs_x = [i.n_tau for i in all_springs]
    all_springs_y = [getattr(j, attr) for j in all_springs]
    plt.scatter(all_springs_x, all_springs_y)

    front_springs_x = [i.n_tau for i in front]
    front_springs_y = [getattr(j, attr) for j in front]

```

```

plt.scatter(front_springs_x, front_springs_y, c="r")

# выбранная пружина
for spring in front:
    if math.fabs(spring.delta_sp - 5.384799999999999 / 1000) < 0.00001 and
spring.i_p_sp == 6:
        front_springs_x = [spring.n_tau]
        front_springs_y = [getattr(spring, attr)]
        plt.scatter(front_springs_x, front_springs_y, c="black")

def show_front(all_springs, front):
    show_n_tau_from_smth(all_springs, front, attr="L_szhat")

def filter_front_by_d_sr(springs, d_sr=26):
    new_spring_arr = []
    for spring in springs:
        print(spring.d_sr_sp)
        if (spring.d_sr_sp < d_sr * 10 ** (-3)):
            new_spring_arr.append(spring)
    return new_spring_arr

if __name__ == "__main__":
    config = Config()

    springs = []
    for delta_sp in array_of_delta_sp:
        for i_p_sp in array_of_i_p_sp:
            spring = Spring(config, delta_sp, i_p_sp)
            if spring.is_spring_ok():
                springs.append(spring)
    # springs = filter_front_by_d_sr(springs)
    front = []
    if len(springs) == 0:
        print("SPRING DO NOT FIT LIMITS")
        exit(0)

    # generate Pareto-front
    for spring in springs:
        not_dominating = True
        for front_elem in front:
            if spring.dominates_by_pareto(front_elem):
                print(front.index(front_elem))
                print(len(front))

```

```

        front = [x for x in front if not x.equals(front_elem)]
        print(len(front))
        if front_elem.dominates_by_pareto(spring):
            not_dominating = False
        if not_dominating and not spring.on_array(front):
            front.append(spring)

    for spring in front:
        print(spring)

    print("ALL SPRINGS ARR LEN: ", len(springs))
    print("FRONT SPRINGS ARR LEN: ", len(front))

    show_front(springs, front)
    plt.figure()
    show_n_tau_from_smth(springs, front, "delta_sp")
    plt.figure()
    show_n_tau_from_smth(springs, front, "d_sr_sp")
    plt.figure()
    show_n_tau_from_smth(springs, front, "i_p_sp")
    plt.show()

config.py
array_of_delta_sp_inch = [
    0.363 / 2,
    0.251 / 2,
    0.363 / 2,
    0.256 / 2,
    0.355 / 2,
    0.344 / 2,
    0.284 / 2,
    0.414 / 2,
    0.332 / 2,
    0.360 / 2,
    0.382 / 2,
    0.312 / 2,
    0.532 / 2,
    0.442 / 2,
    0.483 / 2,
    0.424 / 2,
    0.456 / 2,
]

array_of_delta_sp = []

```

```

for delta_sp in array_of_delta_sp_inch:
    array_of_delta_sp.append(delta_sp * 25.4 * 10**(-3))

```

```

# число опорных витков
array_of_i_p_sp = [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]

```

```

data.py
array_of_delta_sp_inch = [
    0.363 / 2,
    0.251 / 2,
    0.363 / 2,
    0.256 / 2,
    0.355 / 2,
    0.344 / 2,
    0.284 / 2,
    0.414 / 2,
    0.332 / 2,
    0.360 / 2,
    0.382 / 2,
    0.312 / 2,
    0.532 / 2,
    0.442 / 2,
    0.483 / 2,
    0.424 / 2,
    0.456 / 2,
]

```

```

array_of_delta_sp = []

```

```

for delta_sp in array_of_delta_sp_inch:
    array_of_delta_sp.append(delta_sp * 25.4 * 10**(-3))

```

```

# число опорных витков
array_of_i_p_sp = [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]

```

```

spring.py
import math
import random

```

```

class Spring:
    def __init__(self, config, delta_sp, i_p_sp):
        self.config = config

        self.h_sp = config.h_sp

```

```

self.k_sp = config.k_sp
self.G_sp = config.G_sp
self.n_p = config.n_p
self.m_sp = config.m_sp
self.ro_sp = config.ro_sp
self.gap_sp = config.gap_sp
self.i_0p_sp = config.i_0p_sp

self.P_p = config.P_p
self.f_sp = self.P_p / self.k_sp

self.P_p0 = self.P_p * (self.f_sp - self.h_sp) / self.f_sp

self.delta_sp = delta_sp
self.i_p_sp = i_p_sp

self.d_sr_sp = self._get_d_sr_sp()
# c - индекс пружины
self.c_sp = self.d_sr_sp / self.delta_sp

#
self.n_c_sp = self._get_n_c_sp()
# высота пружины в свободном состоянии
self.L_sv_sp = self._get_L_sv_sp()

# Высота пружины в сжатом состоянии
self.L_szhat = self.L_sv_sp - self.f_sp

# Наибольшее напряжение кручения
self.t_max = self._get_t_max()

# Коэффициент запаса
self.n_tau = self._get_n_tau()

# Возвращает число рабочих витков пружины (8.55)
def _get_d_sr_sp(self):
    return (
        self.f_sp
        * self.m_sp
        * self.G_sp
        * self.delta_sp ** 4
        / (8 * self.P_p * self.i_p_sp)
    ) ** (1 / 3)

# Возвращает число собственных колебаний пружины (8.59)

```

```

def _get_n_c_sp(self):
    return (
        9.55
        * self.delta_sp
        / (self.i_p_sp * self.d_sr_sp ** 2)
        * (self.m_sp * self.G_sp / (2 * self.ro_sp)) ** (1 / 2)
    )

# Высота (длина) пружины в свободном состоянии (стр 333)
def _get_L_sv_sp(self):
    return (
        (self.i_p_sp + self.i_0p_sp) * self.delta_sp
        + self.f_sp
        + self.i_p_sp * self.gap_sp
    )

# t_max - Наибольшее напряжение кручения
def _get_t_max(self):
    hi = 1 + 1.45 / self.c_sp
    return 8 * hi * self.d_sr_sp * self.P_p / (math.pi * self.delta_sp ** 3)

# n_tau - коэффициент запаса
def _get_n_tau(self):
    k_tau_sp = self.config.k_tau_sp
    e_p_tau_sp = self.config.e_p_tau_sp

    _lambda = 0.02e-3
    e_m_tau_sp = 0.5 + (1 - 0.5) * math.exp(-_lambda * self.delta_sp)

    return self.config.t_1_sp / (k_tau_sp / e_m_tau_sp / e_p_tau_sp * self.t_max)

def is_spring_ok(self):
    if self._is_resonance_possible() or self.n_tau < 1.2:
        return False
    return True

# Возвращает true, если возможен резонанс (8.59)
def _is_resonance_possible(self):
    if (
        self.n_c_sp / self.n_p == int(self.n_c_sp / self.n_p)
        or self.n_c_sp / self.n_p < 8
    ):
        return True
    return False

```



```

def dominates_by_pareto(self, other):
    if self.L_szhat < other.L_szhat and self.n_tau > other.n_tau:
        return True
    return False

def equals(self, other):
    if (
        self.d_sr_sp == other.d_sr_sp
        and self.delta_sp == other.delta_sp
        and self.i_p_sp == other.i_p_sp
    ):
        return True
    return False

def on_array(self, springs):
    for s in springs:
        if self.equals(s):
            return True
    return False

def __str__(self):
    return (
        "Spring:\n\tP_p0 = {P_p0} H\n\tP_p = {P_p} H\n\tk_sp = {k_sp} H/m\n\t"
        "G_sp = {G_sp} Pa\n\tn_p = {n_p} rpm\n\td_sr = {d_sr_sp} mm\n\ti_p = "
        "{i_p_sp}"
        "\n\tdelta = {delta_sp} mm\n\tf_sp = {f_sp} mm\n\th_sp = {h_sp} mm\n\tro = "
        "{ro_sp} kg/m^3"
        "\n\tn_c_sp = {n_c_sp} rpm\n\tL_szhat = {L_szhat}\n\ttau_max = {tau_max} "
        "\n\tn_tau = {n_tau} mm".format(
            P_p0=self.P_p0,
            P_p=self.P_p,
            k_sp=self.k_sp,
            G_sp=self.G_sp,
            n_p=self.n_p * 60,
            d_sr_sp=self.d_sr_sp * 1e3,
            i_p_sp=self.i_p_sp,
            delta_sp=self.delta_sp * 1e3,
            f_sp=self.f_sp * 1e3,
            h_sp=self.h_sp * 1e3,
            ro_sp=self.ro_sp,
            n_c_sp=self.n_c_sp * 60,
            L_szhat=self.L_szhat * 1e3,
            n_tau=self.n_tau,
            tau_max=self.t_max,
        )
    )

```