

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ
(институт)
Энергетические машины и системы управления
(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ
Завкафедрой

(подпись) (И.О. Фамилия)
« ____ » _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ на выполнение выпускной квалификационной работы¹

Студент Азовсков Евгений Андреевич

1. Тема Двигатель 1,4 л 16 кл с наддувом от турбокомпрессора
2. Срок сдачи студентом законченной выпускной квалификационной работы 10.06.2016
3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе Рабочий объем $iV_h=1.4$ л, степень повышения давления $\pi_k=1,6$.
4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов, разделов)
Тепловой расчет, динамический расчет, введение, спецчасть, заключение
5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала
Продольный и поперечный разрез двигателя – А-1 (2 листа), результат динамического и теплового расчетов – А-1 (3листа), спецчасть – А-1 (1 лист)
6. Консультанты по разделам Н. контроль д.т.н. проф. А.Г. Егоров
7. Дата выдачи задания « ____ » _____ 20__ г.

Руководитель выпускной
квалификационной работы

(подпись) (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись) (И.О. Фамилия)

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ
(институт)
Энергетические машины и системы управления
(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ

Завкафедрой _____

_____ (подпись) _____ (И.О. Фамилия)
« ____ » _____ 20 ____ г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы

Студента Азовского Евгения Андреевича
по теме Двигатель 1,4 л 16 кл с наддувом от турбокомпрессора

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
1. Состояние вопроса	18.04.16	18.04.16	100%	
2. Тепловой и динамический расчет	25.04.16	25.04.16	100%	
3. Спецчасть	02.05.16	02.05.16	100%	
4. Заключение	10.05.16	10.05.16	100%	

Руководитель выпускной
квалификационной работы

_____ (подпись) _____ (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

_____ (подпись) _____ (И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

В бакалаврской работе приведены результаты теплового и динамического расчетов четырехтактного бензинового двигателя. В частности приведены данные имитационного моделирования в программном пакете AVL Boost.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ВМТ – верхняя мёртвая точка.

ГБЦ – головка блока цилиндров.

ДВС - двигатель внутреннего сгорания.

КС – камера сгорания.

ОГ – отработанные газы.

Угол ПКВ - угол поворота коленчатого вала.

ТВС – топливо-воздушная смесь.

ЦПГ – цилиндро-поршневая группа.

КПД – коэффициент полезного действия.

КВ – коленчатый вал.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение.....	4
1	Состояние вопроса.....	5
2	Расчет бензинового двигателя.....	14
3	Спецчасть.....	50
4	Данные расчета на имитационной модели.....	52
	Заключение.....	55
	Список использованных источников.....	56
	Приложение А – Таблица «CASE».....	59

ВВЕДЕНИЕ

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются самым распространённым силовым агрегатом, применяемым в автомобилестроении. С момента изобретения ДВС перед инженерами стояла задача их модернизации, а именно, повышение литровой мощности, снижение удельного расхода топлива, снижение шумности и повышение экологичности.

Известен ряд недостатков ДВС связанных с организацией рабочего процесса. В частности, это потери полезной энергии с отработавшими газами. При сгорании топливо-воздушной смеси в цилиндре ДВС значительное количество энергии (тепловой и кинетической) уносится с отработавшими газами, не совершая полезной работы [1].

Другим недостатком ДВС является ограничение литровой мощности двигателя, что связано с ограниченным количеством топливоздушной смеси (ТВС), всасываемой в цилиндр в процессе впуска, поскольку давление в конце такта впуска в цилиндре всегда будет меньше атмосферного.

Одним из возможных решений по устранению указанных недостатков является применение наддува. Таким образом, целью работы является создание модели двигателя объемом 1,4 л 16 кл для легкового автомобиля класса «В» в программном пакете AVL Boost, обеспечивающего высокие экономические и экологические.

1 Состояние вопроса

В настоящее время турбонаддув является наиболее эффективной системой повышения мощности двигателя без увеличения частоты вращения коленчатого вала и объема цилиндров. Помимо повышения мощности турбонаддув обеспечивает экономию топлива в расчете на единицу мощности и снижение токсичности отработавших газов за счет более полного сгорания топлива [2].

Система турбонаддува применяется как на бензиновых, так и на дизельных двигателях. Вместе с тем, наиболее эффективен турбонаддув на дизелях вследствие высокой степени сжатия двигателя и относительно невысокой частоты вращения коленчатого вала. Сдерживающими факторами применения турбонаддува на бензиновых двигателях являются возможность наступления детонации, которая связана с резким увеличением частоты вращения двигателя, а также высокая температура отработавших газов (1000°C против 600°C у дизелей) и соответствующий нагрев турбонагнетателя.

Несмотря на различия в конструкции отдельных систем, можно выделить следующее общее устройство турбонаддува - воздухозаборник и далее последовательно воздушный фильтр, дроссельная заслонка, турбокомпрессор, интеркулер, впускной коллектор. Все элементы объединяют соединительные патрубки и напорные шланги [3].

Большинство элементов турбонаддува являются типовыми элементами впускной системы. Отличительной особенностью турбонаддува является наличие турбокомпрессора, интеркулера и новых конструктивных элементов управления.

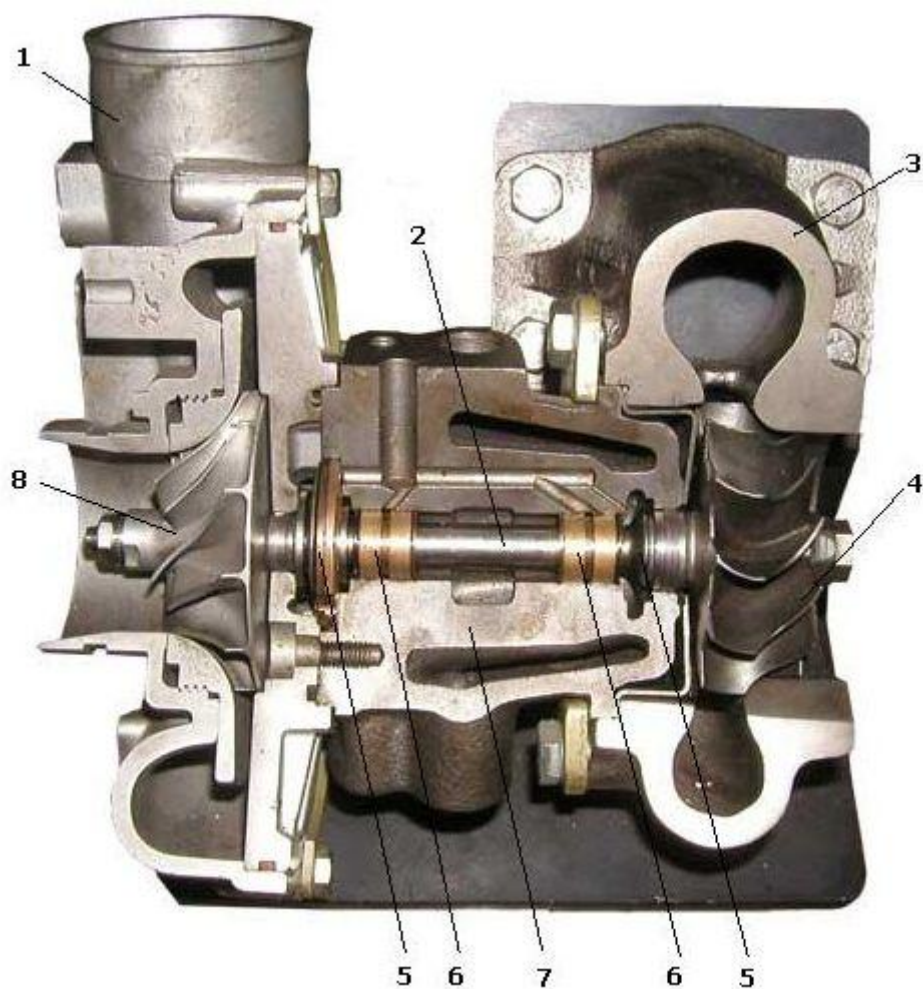
Турбокомпрессор (турбонагнетатель) является основным конструктивным элементом турбонаддува и обеспечивает повышение давления воздуха во впускной системе. Конструкция турбокомпрессора объединяет два колеса - турбинное и компрессорное, расположенные на валу

ротора. Каждое из колес, а также вал с подшипниками помещены в отдельные корпуса.

1.1 Устройство турбокомпрессора (турбонагнетателя)

Турбинное колесо воспринимает энергию отработавших газов. Колесо вращается в корпусе специальной формы. Турбинное колесо и корпус турбины изготавливаются из жаропрочных материалов (сплавы, керамика).

Компрессорное колесо всасывает воздух, сжимает и нагнетает его в цилиндры двигателя. Компрессорное колесо также вращается в специальном корпусе. На рисунке 1.1 показано устройство турбокомпрессора.



1-корпус компрессора; 2-вал; 3-ротора; 4-корпус турбины; 5-турбинное колесо; 6-уплотнительные кольца; 7-подшипники скольжения; 8-корпус подшипников; 9-компрессорное колесо
Рисунок 1.1 – Устройство турбокомпрессора

Турбинное и компрессорное колеса жестко закреплены на валу ротора. Вал вращается в подшипниках скольжения. Подшипники плавающего типа. Подшипники смазываются моторным маслом системы смазки двигателя. Масло подается по каналам в корпусе подшипников. Для герметизации масла на валу установлены уплотнительные кольца.

В некоторых конструкциях бензиновых двигателей для улучшения охлаждения дополнительно к смазке применяется жидкостное охлаждение турбонагнетателей. Корпус подшипников турбонагнетателя включен в двухконтурную систему охлаждения двигателя.

Интеркулер предназначен для охлаждения сжатого воздуха. За счет охлаждения сжатого воздуха повышается его плотность и увеличивается давление. Интеркулер представляет собой радиатор воздушного или жидкостного типа. На рисунке 1.2 представлен интеркулер воздушного типа.



Рисунок 1.2 – Интеркулер воздушного типа

Основным элементом управления системы турбонаддува является регулятор давления наддува, который представляет собой перепускной

клапан (wastegate). Клапан ограничивает энергию отработавших газов, направляя их часть в обход турбинного колеса, тем самым обеспечивает оптимальное давление наддува. Клапан имеет пневматический или электрический привод. Срабатывание перепускного клапана производится на основании сигналов датчика давления наддува системой управления двигателем. На рисунке 1.3 показан перепускной клапан механического типа.



Рисунок 1.3 – Перепускной клапан пневматического типа

1.2 Принцип работы системы турбонаддува

Работа системы турбонаддува основана на использовании энергии отработавших газов. Отработавшие газы вращают турбинное колесо, которое через вал ротора вращает компрессорное колесо. Компрессорное колесо сжимает воздух и нагнетает его в систему. Нагретый при сжатии воздух охлаждается в интеркулере и поступает в цилиндры двигателя.

Несмотря на то, что турбонаддув не имеет жесткой связи с коленчатым валом двигателя, эффективность работы системы во многом зависит от числа оборотов двигателя. Чем выше частота вращения коленчатого вала двигателя, тем выше энергия отработавших газов, быстрее вращается турбина, больше сжатого воздуха поступает в цилиндры двигателя [5].

На рисунке 1.4 представлена схема установки турбокомпрессора на двигатель.

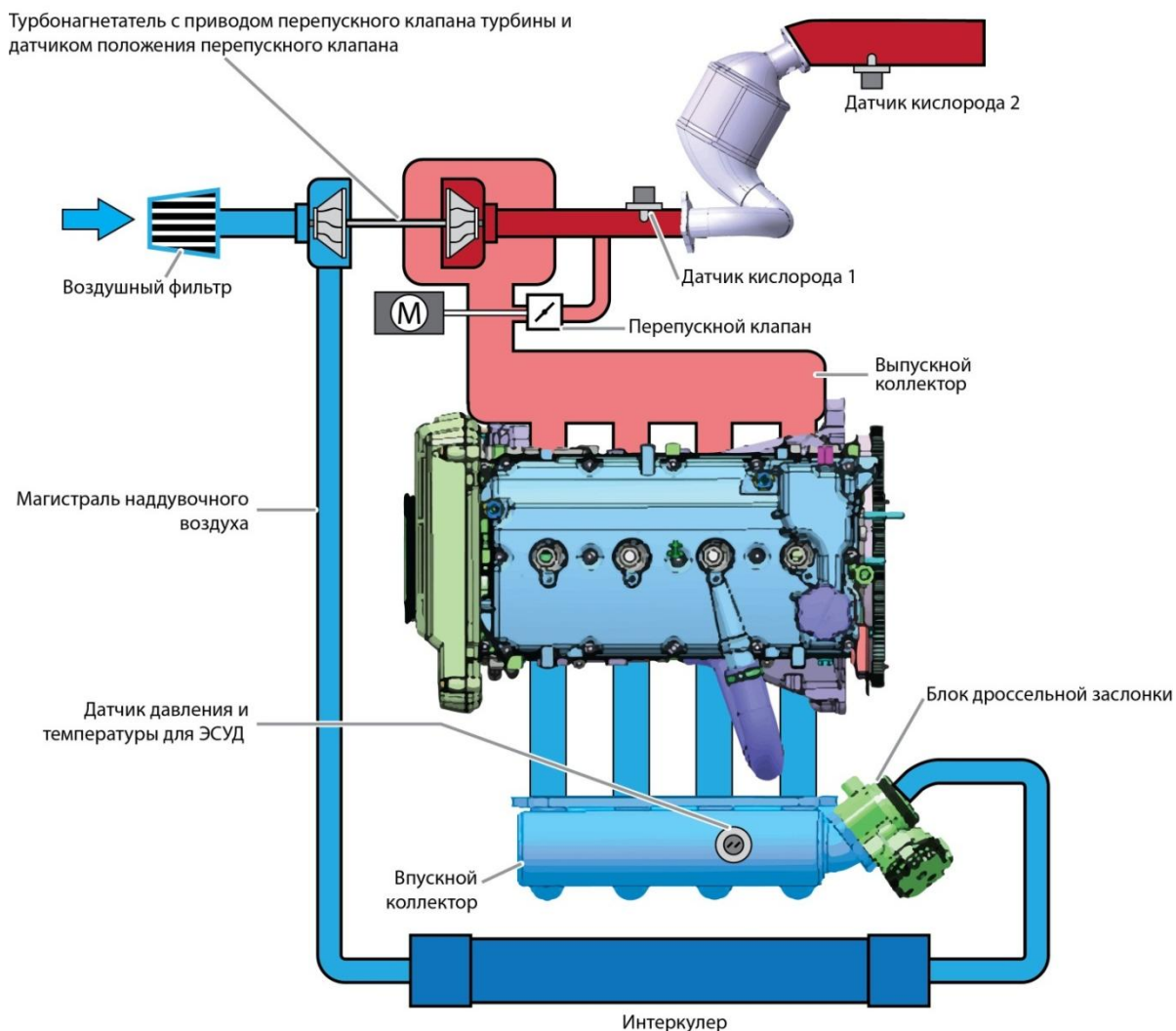


Рисунок 1.4 - Схема установки турбокомпрессора на двигатель

Применение турбокомпрессора в системах наддува имеет ряд недостатков. Во-первых, эффективная работа турбокомпрессора возможна при достижении определенной частоты вращения. Во вторых, вследствие инерционности газовых потоков во впускном и выпускном коллекторе двигателя срабатывание турбокомпрессора осуществляется с некоторой задержкой по времени. В третьих, элементы турбокомпрессора работают в сложных условиях [6]. Прежде всего - это турбина, которая работает в условиях высоких температур (в некоторых случаях кратковременное

увеличение температуры может достигать величин более 700°C) и агрессивной среде, что в свою очередь существенно влияет на надежность работы системы в частности и двигателя в целом.

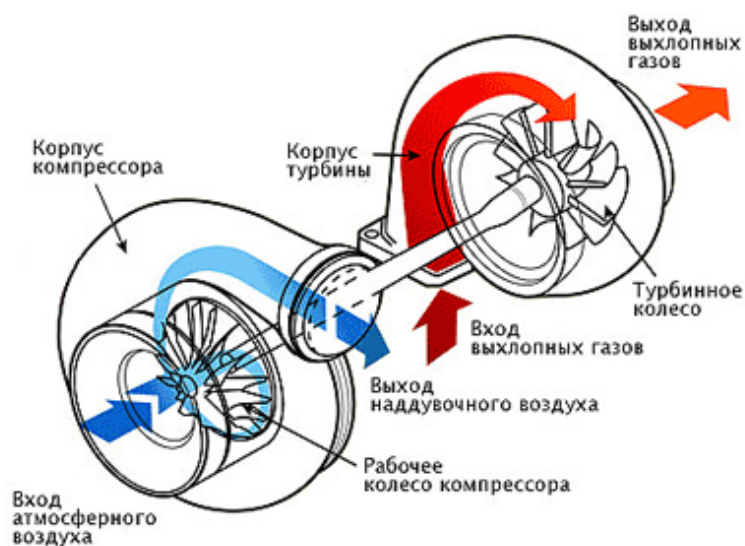


Рисунок 1.5 – Принципиальная схема турбонаддува

Избавиться от указанных недостатков возможно несколькими способами. В первую очередь, снижением массы вращающихся деталей турбины и компрессора. Снижение массы достигается не только конструкцией ротора, но и выбором для него соответствующих материалов. В частности, применение металлокерамической турбины позволяет снизить массу компрессора в целом примерно на 5-10%. Кроме этого, снижение массы турбины вследствие уменьшения момента инерции позволяет снизить время срабатывания (отклика) турбокомпрессора на изменение режима работы двигателя. До последнего времени срок службы всего агрегата ограничивала долговечность подшипников. В основном получили распространение подшипники скольжения [7]. Подшипники качения в условиях турбокомпрессора работали крайне ненадежно вследствие высокой частоты вращения и высоких температур. Однако в последнее время удалось разработать подшипники с керамическими шариками, что позволило применять в турбокомпрессоре. Особенностью их применения является то,

что они уже заполнены необходимым запасом пластичной смазки и не требуют организации масляных каналов, как для подшипников скольжения. Использование в турбокомпрессоре систем регулирования давления, также позволяет избавиться от указанных выше недостатков.

1.3 Существующие системы турбонаддува

Уменьшение расхода топлива является на сегодняшний день одной из основных целей для мировой автомобильной промышленности, а потребители требуют большей эффективности и чистоты выбросов от своих автомобилей. Уменьшение выбросов CO₂ совместно с ужесточающимися нормами на другие загрязняющие вещества является основной трудностью для разработки перспективных двигателей внутреннего сгорания [8]. Одним из наиболее эффективных решений данной проблемы является одновременное понижение объема двигателя с введением наддува посредством турбины и объемного компрессора, связанных в различных комбинациях. Двигатель с уменьшенными размерами уже показал экономическую эффективность и прочно утвердил свои позиции как самый популярный подход для достижения целей по уменьшению выбросов CO₂. Уменьшение рабочего объема для повышения экономии топлива требуется совмещать с наддувом высокого давления для поддержания мощности и выходного крутящего момента на приемлемом уровне. Уменьшенный рабочий объем способствует также снижению потерь на трение, уменьшению массы и потерь при газообмене. При уменьшении размеров соответственно возрастают требования к основным деталям и компонентам двигателя [9,20].

Именно эти два фактора являются основными стимулами для следующего шага, перехода с четырех- на трехцилиндровые моторы для получения оптимальной выгоды [10]. По этому пути уже пошли многие фирмы, имеющие в своей гамме автомобили В-класса — Toyota, BMW, Ford, Renault, Kia, Peugeot, Mitsubishi, Nissan, Opel, Fiat, Skoda. Автомобили с такими двигателями очень экономичные: средний расход бензина — от четырех до пяти литров на 100 км. Трехцилиндровый мотор в версии с

турбонаддувом имеет еще и повышенный КПД за счет оптимальной газовой динамики.

Для комплектации газовых и бензиновых двигателей легковых автомобилей широко используются турбокомпрессоры с наиболее простым регулированием турбины с помощью перепускного клапана, встроенного в корпус турбины [11,12].

На рисунке 1.6 продемонстрирована карта управления открытием перепускного клапана.

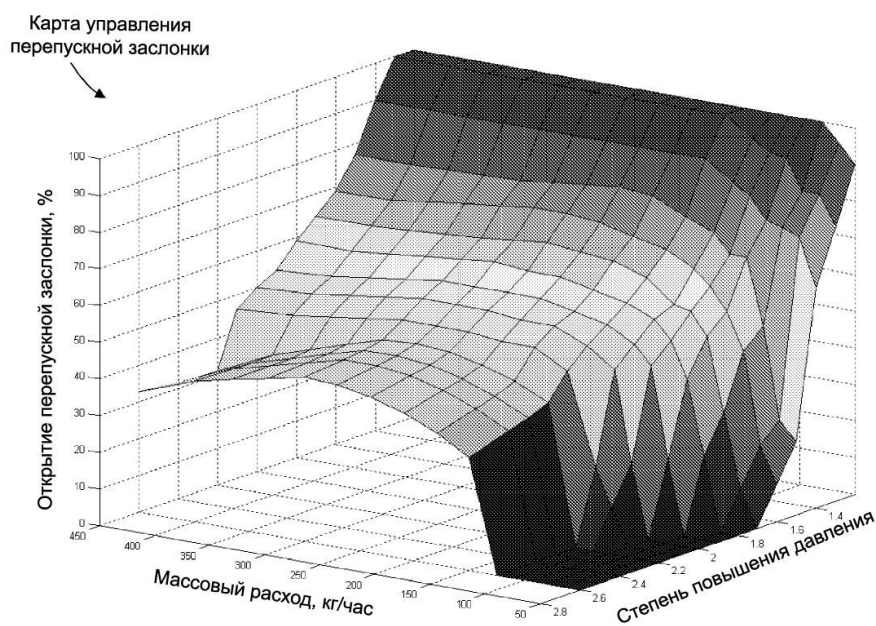


Рисунок 1.6 – Карта управления открытием перепускного клапана (заслонки)

Так, фирма Opel для комплектации бензинового двигателя рабочим объёмом 1,6 л и мощностью 141 кВт использует подобный турбокомпрессор K03 фирмы BorgWarner Turbo and Emissions Systems (см. рисунок 1.7).



Рисунок 1.7 – Турбокомпрессор фирмы Opel

Аналогичные решения применены фирмой Ford и BMW на бензиновых двигателях 1,6 л и 3 л, соответственно, (рисунки 1.8, 1.9).



Рисунок 1.8 – Турбокомпрессор
фирмы Ford

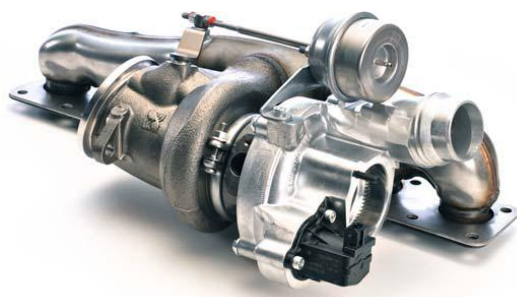


Рисунок 1.9 – Турбокомпрессор
фирмы BMW

Подобные решения применены фирмами Opel и Volkswagen на газовых двигателях рабочим объёмом 1,6 и 1,4 л.

2 Расчет бензинового двигателя

Исходные данные

$N_{eN} = 95.5$ (кВт) - подбор мощности

$$n = \begin{pmatrix} 1000 \\ 3400 \\ 5800 \\ 6200 \end{pmatrix} \text{ (об/мин) - частота вращения к.в.}$$

$$n_N := n_3$$

$i := 4$ - число цилиндров

$\tau := 4$ - тактность

$$\alpha = \begin{pmatrix} 0.97 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} \text{ - коэф. избытка воздуха}$$

$\varepsilon = 9.0$ - степень сжатия

$S = 75.6$ (мм) - ход поршня

$\lambda' := 0.29$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$\phi_{\text{оч}} := 1$ - коэф. очистки

$$\phi_{\text{доз}} := \begin{pmatrix} 0.95 \\ 1.03 \\ 1.10 \\ 1.11 \end{pmatrix} \text{ - коэф. дозарядки}$$

Коэффициент полезного тепловыделения в т. в $x_b=(0.85-0.95)$
и в т. z $x_z=(0.8-0.95)$ при работе двигателей с полной нагрузкой:

$$\xi_z = \begin{pmatrix} 0.82 \\ 0.92 \\ 0.91 \\ 0.89 \end{pmatrix} \quad \xi_b = \begin{pmatrix} 0.84 \\ 0.95 \\ 0.93 \\ 0.9 \end{pmatrix}$$

$\phi_{II} := 0.96$ - коэффициент полноты индикаторной диаграммы

$\phi_p := 0.85$ - коэффициент макс. давления P_z

$A_{p_M} := 0.039$ - к-ты для расчета давления мех. потерь

$B_{p_M} := 0.0113$ $S/D < 1$ -- $A=0.039$; $B=0.0113$ $S/D > 1$ -- $A=0.049$; $B=0.0152$

2.1 Тепловой расчет и тепловой баланс (по методике Гринивецкого-Мазинга)

2.1.1 Топливо

АИ-95

$C := 0.855$ $H := 0.145$ $m_T := 115$ (кг/кмоль)

Низшая теплота сгорания

$H_u := (33.91 \cdot C + 125.6 \cdot H - 2.51 \cdot 9 \cdot H) \cdot 1000$ $H_u = 43929.5$ (кДж/кг)

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_0 := \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) \quad L_0 = 0.517 \text{ (кмоль возд./кг топл.)}$$

$$l_0 := \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H \right) \quad l_0 = 14.957 \text{ (кг возд./кг топл.)}$$

Количество горючей смеси

$$M_1 := \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} \quad M_1 = \begin{pmatrix} 0.51 \\ 0.526 \\ 0.526 \\ 0.526 \end{pmatrix} \text{ (кмоль гор.см./кг топл.)}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K := 0.5$

$$M_{\text{CO}_2_j} := \begin{cases} \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ \frac{C}{12} & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{\text{CO}_2} = \begin{pmatrix} 0.067 \\ 0.071 \\ 0.071 \\ 0.071 \end{pmatrix}$$

(кмоль CO₂/кг топл.)

$$M_{\text{CO}_j} := \begin{cases} 2 \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{\text{CO}} = \begin{pmatrix} 0.0043 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

(кмоль CO/кг топл.)

$$M_{\text{H}_2\text{O}_j} := \begin{cases} \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ \frac{H}{2} & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \begin{pmatrix} 0.07 \\ 0.073 \\ 0.073 \\ 0.073 \end{pmatrix}$$

(кмоль H₂O/кг топл.)

$$M_{\text{H}_2_j} := \begin{cases} 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha_j}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{\text{H}_2} = \begin{pmatrix} 0.0022 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{(кмоль H}_2\text{/кг топл.)}$$

$$M_{\text{N}_2_j} := 0.792 \cdot \alpha_j \cdot L_0 \quad M_{\text{N}_2} = \begin{pmatrix} 0.397 \\ 0.409 \\ 0.409 \\ 0.409 \end{pmatrix} \quad \text{(кмоль N}_2\text{/кг топл.)}$$

$$M_{\text{O}_2_j} := \begin{cases} 0 & \text{if } \alpha_j < 1 \\ 0.208 \cdot |\alpha_j - 1| \cdot L_0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad M_{\text{O}_2} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{(кмоль O}_2\text{/кг топл.)}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 := M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{O}_2}$$

$$M_2 = \begin{pmatrix} 0.541 \\ 0.553 \\ 0.553 \\ 0.553 \end{pmatrix} \quad \text{(кмоль пр.сг./кг топл.)}$$

2.1.2 Параметры окружающей среды

$$p_0 := 0.1 \text{ (МПа)} \quad p_k := \pi_k \cdot p_0 \quad p_k = \begin{pmatrix} 0.11 \\ 0.16 \\ 0.16 \\ 0.16 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$t_0 := 20 \text{ (C)} \quad T_0 := t_0 + 273 \quad T_0 = 293 \text{ (K)}$$

$$\rho_0 := \frac{p_0 \cdot 10^6}{287 \cdot T_0} \quad \rho_0 = 1.189 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$

$$T_r := 273 + t''_r \text{ задаем температурой остаточных газов } t''_r = \begin{pmatrix} 684.9 \\ 809.8 \\ 853.3 \\ 850.2 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Давление остаточных газов

$$p_{rN} := 1.18 \cdot p_{k3} \quad p_{rN} = 0.189 \text{ (МПа)}$$

$$A_p := \frac{(p_{rN} - p_k \cdot 1.035) \cdot 10^8}{n_N^2 \cdot p_k} \quad A_p = \begin{pmatrix} 2.0255 \\ 0.431 \\ 0.431 \\ 0.431 \end{pmatrix}$$

$$p_{rj} := p_{kj} \cdot \left[1.035 + A_{pj} \cdot 10^{-8} \cdot |n_j|^2 \right] \quad p_r = \begin{pmatrix} 0.1161 \\ 0.1736 \\ 0.1888 \\ 0.1921 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

2.1.3 Процесс впуска

$\Delta T_N = 8 \text{ (C)}$ - изменение температуры на впуске

$$A_T := \frac{\Delta T_N}{110 - 0.0125 \cdot n_N} \quad A_T = 0.213$$

$$\Delta T_j := A_T \cdot (110 - 0.0125 \cdot n_j) \quad \Delta T = \begin{pmatrix} 20.8 \\ 14.4 \\ 8 \\ 6.933 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Плотность заряда на впуске

$$\rho_k := \frac{p_k \cdot 10^6}{287 \cdot T_k} \quad \rho_k = \begin{pmatrix} 1.256 \\ 1.683 \\ 1.731 \\ 1.731 \end{pmatrix} \text{ (кг/м}^3\text{)} \quad \frac{\rho_k}{\rho_0} = \begin{pmatrix} 1.056 \\ 1.415 \\ 1.455 \\ 1.455 \end{pmatrix}$$

Потери давления на впуске, если скорость на впуске $\omega_{\text{ВП}} = 105 \text{ м/с}$
и $(\xi + \beta^2) = 2.5$

$$A_n := \frac{\omega_{\text{ВП}}}{n_N} \quad A_n = 0.018103$$

$$\Delta p_{a_j} := \frac{(\xi + \beta^2) \cdot A_n^2 \cdot |n_j|^2 \cdot \rho_{k_j} \cdot 10^{-6}}{2} \quad \Delta p_a = \begin{pmatrix} 0.0005 \\ 0.008 \\ 0.0238 \\ 0.0273 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Давление в конце впуска

$$p_{a_j} := p_{k_j} - \Delta p_{a_j} \quad p_a = \begin{pmatrix} 0.109 \\ 0.152 \\ 0.136 \\ 0.133 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Коэффициент остаточных газов при $\phi_{\text{оч}} = 1$ и при коэффициенте дозарядки

$$\phi_{\text{доз}} = \begin{pmatrix} 0.95 \\ 1.03 \\ 1.1 \\ 1.11 \end{pmatrix} \quad \gamma_{r_j} := \frac{T_{k_j} + \Delta T_j}{T_{r_j}} \cdot \frac{p_{r_j}}{\varepsilon \cdot \phi_{\text{доз}_j} \cdot p_{a_j} - \phi_{\text{оч}} \cdot p_{r_j}} \quad \gamma_r = \begin{pmatrix} 0.0482 \\ 0.0448 \\ 0.0477 \\ 0.0496 \end{pmatrix}$$

Температура в конце впуска

$$T_{a_j} := \frac{T_{k_j} + \Delta T_j + \gamma_{r_j} \cdot T_{r_j}}{1 + \gamma_{r_j}} \quad t_a := T_a - 273 \quad t_a = \begin{pmatrix} 81.97 \\ 104.32 \\ 93.43 \\ 93.64 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_{v_j} := \frac{T_{k_j}}{T_{k_j} + \Delta T_j} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_{k_j}} \cdot \left(\phi_{\text{доз}_j} \cdot \varepsilon \cdot p_{a_j} - \phi_{\text{оч}} \cdot p_{r_j} \right) \quad \eta_v = \begin{pmatrix} 0.872 \\ 0.925 \\ 0.884 \\ 0.867 \end{pmatrix}$$

2.1.4 Процесс сжатия

$$k_1 = \begin{pmatrix} 1.375 \\ 1.373 \\ 1.374 \\ 1.374 \end{pmatrix} \quad n_1 = \begin{pmatrix} 1.374 \\ 1.371 \\ 1.373 \\ 1.373 \end{pmatrix}$$

Давление в конце сжатия

$$p_{c_j} := p_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1_j}} \quad p_c = \begin{pmatrix} 2.242 \\ 3.093 \\ 2.778 \\ 2.709 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Температура в конце сжатия

$$T_{c_j} := T_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1_j} - 1} \quad T_c = \begin{pmatrix} 807.571 \\ 852.808 \\ 830.838 \\ 831.249 \end{pmatrix} \text{ (К)}$$

$$t_c := T_c - 273 \quad t_c = \begin{pmatrix} 534.57 \\ 579.81 \\ 557.84 \\ 558.25 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:
а) свежей смеси (воздуха)

$$mc_{vC_j} := mc_v(t_{c_j}) \quad mc_{vC} = \begin{pmatrix} 22.01 \\ 22.13 \\ 22.072 \\ 22.073 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

б) остаточных газов

$$mc''_{vC} := \begin{pmatrix} mc'''_{v|1, t_{c1}} \\ mc'''_{v|2, t_{c2}} \\ mc'''_{v|3, t_{c3}} \\ mc'''_{v|4, t_{c4}} \end{pmatrix} \quad mc''_{vC} = \begin{pmatrix} 24.357 \\ 24.628 \\ 24.536 \\ 24.538 \end{pmatrix} \quad (\text{кДж/кмоль град})$$

в) рабочей смеси

$$mc'_{vC_j} := \frac{1}{1 + \gamma_{r_j}} \cdot (mc_{vC_j} + \gamma_{r_j} \cdot mc''_{vC_j}) \quad mc'_{vC} = \begin{pmatrix} 22.118 \\ 22.237 \\ 22.184 \\ 22.189 \end{pmatrix} \quad (\text{кДж/кмоль град})$$

2.1.5 Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного изменения горючей и рабочей смеси

$$\mu_{0_j} := \frac{M_{2_j}}{M_{1_j}} \quad \mu_0 = \begin{pmatrix} 1.06 \\ 1.052 \\ 1.052 \\ 1.052 \end{pmatrix}$$

$$\mu_j := \frac{\mu_{0_j} + \gamma_{r_j}}{1 + \gamma_{r_j}} \quad \mu = \begin{pmatrix} 1.058 \\ 1.05 \\ 1.05 \\ 1.05 \end{pmatrix}$$

Количество теплоты, потерянное вследствие неполноты химической реакции

$$\Delta H_u := 119600 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \quad \Delta H_u = \begin{pmatrix} 1854.4 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{кДж/кг})$$

Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см.}j} := \frac{H_u - \Delta H_{u_j}}{M_{1_j} \cdot (1 + \gamma_{r_j})} \quad H_{\text{раб.см.}} = \begin{pmatrix} 78706.5 \\ 80004.5 \\ 79782.7 \\ 79639.3 \end{pmatrix} \quad (\text{кДж/кмоль.})$$

$$T_z := t_z + 273 \quad T_z = \begin{pmatrix} 2743.9 \\ 3025.5 \\ 2964.7 \\ 2898.6 \end{pmatrix} \text{ (К)} \quad mc''_{vz} = \begin{pmatrix} 29.825 \\ 30.539 \\ 30.412 \\ 30.273 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

$$t_z = \begin{pmatrix} 2470.9 \\ 2752.5 \\ 2691.7 \\ 2625.6 \end{pmatrix} \text{ (С)}$$

Максимальное давление сгорания теоретическое

$$p_{zj} := \frac{p_{c_j} \cdot \mu_j \cdot T_{z_j}}{T_{c_j}} \quad p_z = \begin{pmatrix} 8.055 \\ 11.522 \\ 10.41 \\ 9.917 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \phi_p = 0.85$$

$$p_{z.\max} := \phi_p p_{z3}$$

Максимальное давление сгорания действительное

$$p_{zdj} := \phi_p \cdot p_{zj} \quad p_{zd} = \begin{pmatrix} 6.847 \\ 9.794 \\ 8.849 \\ 8.43 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Степень повышения давления

$$\lambda_j := \frac{p_{zj}}{p_{c_j}} \quad \lambda = \begin{pmatrix} 3.593 \\ 3.726 \\ 3.747 \\ 3.661 \end{pmatrix}$$

2.1.6 Процессы расширения и выпуска

Теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_{0j} := \frac{M_{2j}}{M_{1j}} \quad \beta_0 = \begin{pmatrix} 1.06 \\ 1.052 \\ 1.052 \\ 1.052 \end{pmatrix}$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_j := 1 + \frac{\beta_{0j} - 1}{1 + \gamma_{rj}} \quad \beta = \begin{pmatrix} 1.058 \\ 1.05 \\ 1.05 \\ 1.05 \end{pmatrix}$$

Коэффициент молекулярного изменения в точке z

$$\beta_{zj} := 1 + \frac{\beta_{0j} - 1}{1 + \gamma_{rj}} \cdot \frac{\xi_{zj}}{\xi_{b_j}} \quad \beta_z = \begin{pmatrix} 1.056 \\ 1.049 \\ 1.049 \\ 1.049 \end{pmatrix}$$

Средние показатели адиабаты и политропы расширения [k₂]

$$k_2 = \begin{pmatrix} 1.234 \\ 1.223 \\ 1.229 \\ 1.236 \end{pmatrix} \quad n_2 = \begin{pmatrix} 1.254 \\ 1.247 \\ 1.248 \\ 1.249 \end{pmatrix}$$

Давление и температура в конце расширения

$$p_{b_j} := \frac{p_{z_j}}{\varepsilon n_{2_j}} \quad p_b = \begin{pmatrix} 0.513 \\ 0.745 \\ 0.671 \\ 0.637 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$T_{b_j} := \frac{T_{z_j}}{\varepsilon n_{2_j}^{-1}} \quad T_b = \begin{pmatrix} 1571.49 \\ 1759.63 \\ 1719.47 \\ 1676.04 \end{pmatrix} \text{ (К)}$$

$$t_b := T_b - 273 \quad t_b = \begin{pmatrix} 1.2985 \times 10^3 \\ 1.4866 \times 10^3 \\ 1.4465 \times 10^3 \\ 1.403 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ (С)}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов и погрешность расчета

$$T_{rj} := \frac{T_{b_j}}{\sqrt[3]{\frac{p_{b_j}}{p_{r_j}}}} \quad T_r = \begin{pmatrix} 957.86 \\ 1082.96 \\ 1126.82 \\ 1123.88 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

$$\Delta T_{rj} := \frac{100 \cdot |T_{rj} - T'_{rj}|}{T_{rj}} \quad \Delta T_r = \begin{pmatrix} -4.673 \times 10^{-3} \\ 0.014 \\ 0.046 \\ 0.06 \end{pmatrix} \text{ (%)}$$

$$t_r := T_r - 273 \quad t_r = \begin{pmatrix} 684.8552 \\ 809.9557 \\ 853.8176 \\ 850.8758 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

Ошибка задания температуры остаточных газов составила $\max(\Delta T_r) = 0.06 \text{ %}$

2.1.7 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_{i_j} := \frac{p_{c_j}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda_j}{n_{2_j} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{2_j} - 1}} \right) - \frac{1}{n_{1_j} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{1_j} - 1}} \right) \right] \quad p'_i = \begin{pmatrix} 1.276 \\ 1.862 \\ 1.683 \\ 1.589 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Среднее индикаторное давление, если коэффициент полноты диаграммы $\phi_{\Pi} = 0.96$

$$p_{i_j} := \phi_{\Pi} \cdot p'_{i_j} \quad p_i = \begin{pmatrix} 1.225 \\ 1.788 \\ 1.616 \\ 1.526 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Индикаторный к.п.д. и индикаторный удельный расход топлива

$$\eta_{i_j} := \frac{p_{i_j} \cdot l_0 \cdot \alpha_j}{H_u \cdot \rho_{K_j} \cdot \eta_{V_j}} \cdot 1000$$

$$\eta_i = \begin{pmatrix} 0.369 \\ 0.391 \\ 0.36 \\ 0.346 \end{pmatrix}$$

$$g_{i_j} := \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{i_j}} \cdot 1000$$

$$g_i = \begin{pmatrix} 221.93 \\ 209.62 \\ 227.74 \\ 236.79 \end{pmatrix} \text{ (г/кВт ч)}$$

2.1.8 Эффективные показатели двигателя

Средняя скорость поршня

$$v_{п.ср_j} := \frac{S \cdot n_j}{3 \cdot 10^4}$$

$$v_{п.ср} = \begin{pmatrix} 2.52 \\ 8.568 \\ 14.616 \\ 15.624 \end{pmatrix} \text{ (м/с)}$$

Среднее давление механических потерь

$$p_{M_j} := A p_M + B p_M \cdot v_{п.ср_j}$$

$$p_M = \begin{pmatrix} 0.067 \\ 0.136 \\ 0.204 \\ 0.216 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Среднее эффективное давление и механический к.п.д.

$$p_{e_j} := p_{i_j} - p_{M_j}$$

$$p_e = \begin{pmatrix} 1.158 \\ 1.652 \\ 1.412 \\ 1.31 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$\eta_{M_j} := \frac{p_{e_j}}{p_{i_j}}$$

$$\eta_M = \begin{pmatrix} 0.945 \\ 0.924 \\ 0.874 \\ 0.859 \end{pmatrix}$$

Эффективный к.п.д. и эффективный удельный расход топлива

$$\eta_{e_j} := \eta_{i_j} \cdot \eta_{M_j} \quad \eta_e = \begin{pmatrix} 0.349 \\ 0.361 \\ 0.314 \\ 0.297 \end{pmatrix} \quad g_e := \frac{3600}{\text{Hu} \cdot \eta_e} \cdot 1000 \quad g_e = \begin{pmatrix} 234.862 \\ 226.859 \\ 260.666 \\ 275.75 \end{pmatrix} \text{ (г/кВт ч)}$$

2.1.9 Основные параметры цилиндра и двигателя

Литраж двигателя

$$V_{\text{л}} := 30 \cdot \tau \cdot \frac{N_e N}{p_{e3} \cdot \eta_N} \text{ (л)} \quad V_{\text{л}} = 1.399 \text{ (л)}$$

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h := \frac{V_{\text{л}}}{i} \quad V_h = 0.35 \text{ (л)}$$

Диаметр цилиндра

$$D := 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}} \quad D = 76.76 \text{ (мм)}$$

Задаем $xD := 0.2$ (мм) - точность округления диаметра цилиндра.

Переводим в доли миллиметра $xD := \max\left(1, \min\left(10, \frac{1}{xD}\right)\right)$ и округляем

$$D := \frac{\text{floor}[xD \cdot (D + 0.5)]}{xD}$$

(floor - выделяет целую часть с округлением в меньшую сторону)

Окончательно принимаем: $D = 77.2$ (мм); $S = 75.6$ (мм)

Уточнение основных параметров и показателей двигателя

Литровый объем

$$V_{\text{л}} := \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} \quad V_{\text{л}} = 1.415 \text{ (л)}$$

Рабочий объем цилиндра

$$V_h := \frac{V_L}{i}$$

$$V_h = 0.3539 \text{ (л)}$$

Площадь поршня

$$F_{\Pi} := \frac{\pi \cdot \{D \cdot 10^{-3}\}^2}{4}$$

$$F_{\Pi} = 0.00468 \text{ (м}^2\text{)}$$

Индикаторная мощность

$$N_{i_j} := \frac{p_{i_j} \cdot V_L \cdot n_j}{30 \cdot \tau}$$

$$N_i = \begin{pmatrix} 14.45 \\ 71.7 \\ 110.57 \\ 111.58 \end{pmatrix} \text{ (кВт)}$$

Индикаторный крутящий момент

$$M_{i_j} := \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{i_j}}{\pi \cdot n_j}$$

$$M_i = \begin{pmatrix} 138.01 \\ 201.38 \\ 182.04 \\ 171.85 \end{pmatrix} \text{ (Н м)}$$

Эфф. мощность

$$N_{e_j} := \frac{p_{e_j} \cdot V_L \cdot n_j}{30 \cdot \tau}$$

$$N_e = \begin{pmatrix} 13.66 \\ 66.25 \\ 96.6 \\ 95.81 \end{pmatrix} \text{ (кВт)}$$

Эфф. кр. момент

$$M_{e_j} := \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{e_j}}{\pi \cdot n_j}$$

$$M_e = \begin{pmatrix} 130.41 \\ 186.08 \\ 159.04 \\ 147.57 \end{pmatrix} \text{ (Н м)}$$

Литровая мощность двигателя

$$N_L := \frac{N_e}{V_L}$$

$$N_L = \begin{pmatrix} 9.65 \\ 46.81 \\ 68.24 \\ 67.69 \end{pmatrix} \text{ (кВт/л)}$$

Расход топлива

$$G_{T_j} := N_{e_j} \cdot g_{e_j} \cdot 10^{-3} \qquad G_T = \begin{pmatrix} 3.207 \\ 15.03 \\ 25.18 \\ 26.42 \end{pmatrix} \text{ (кг/ч)}$$

2.1.10 Построение индикаторной диаграммы

$$\text{step} := \frac{\pi}{180} \qquad k := 1 \dots 720 \qquad OA := \frac{S}{\varepsilon - 1} - \text{высота камеры сгорания}$$

$$S_{x_k} := \frac{S}{2} \cdot \left[\left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot \pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda'}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot \pi}{180} \cdot 2\right) \right) \right] + OA \qquad V_{x_k} := \frac{\pi \cdot S_{x_k} \cdot D^2}{4 \cdot 10^6}$$

$$k := 1 \dots 180 \qquad p_{x_k} := p_{a_3} - \text{впуск}$$

$$k := 181 \dots 360 - 1 \qquad p_{x_k} := p_{a_3} \cdot \left(\frac{V_{x_{180}}}{V_{x_k}} \right)^{n_{1_3}} - \text{сжатие}$$

$$k := 360 \dots 540 \qquad p_{x_k} := p_{b_3} \cdot \left(\frac{V_{x_{540}}}{V_{x_k}} \right)^{n_{2_3}} - \text{расширение}$$

$$k := 541 \dots 720 \qquad p_{x_k} := p_{r_3} - \text{выпуск}$$

На рисунке 2.1 представлена индикаторная диаграмма в P-V координатах.

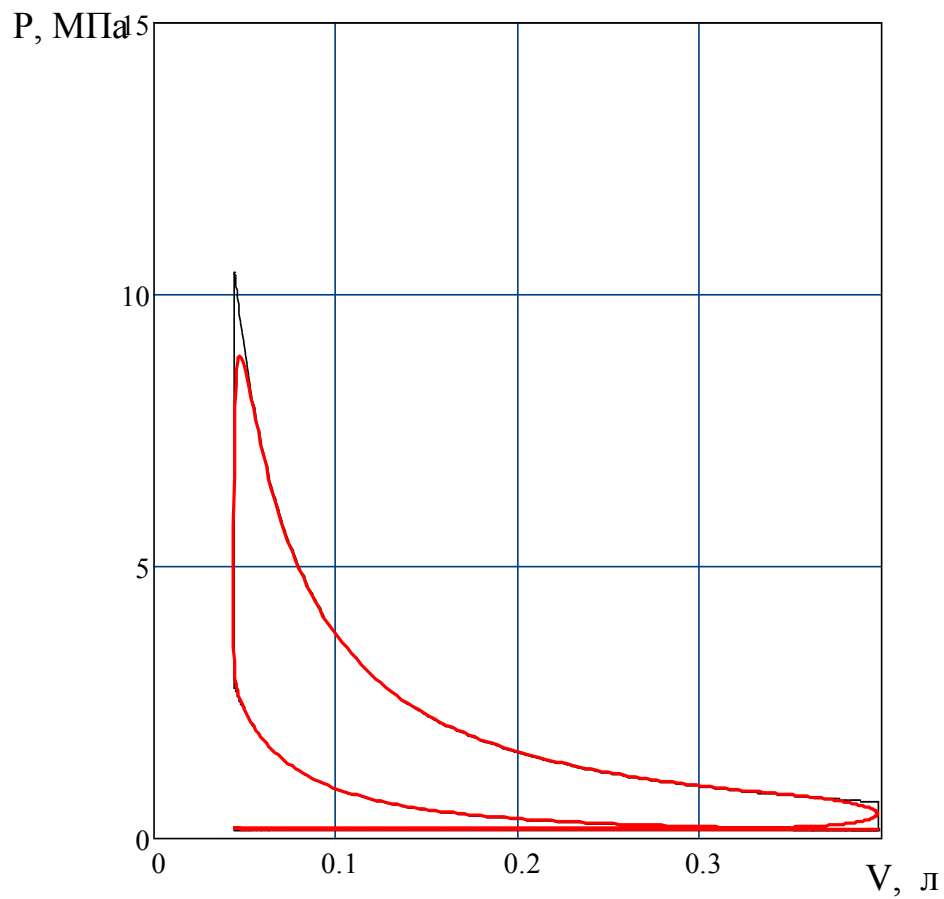


Рисунок 2.1 - Индикаторная диаграмма двигателя

На рисунке 2.2 представлена индикаторная диаграмма развернутая по углу поворота коленчатого вала.

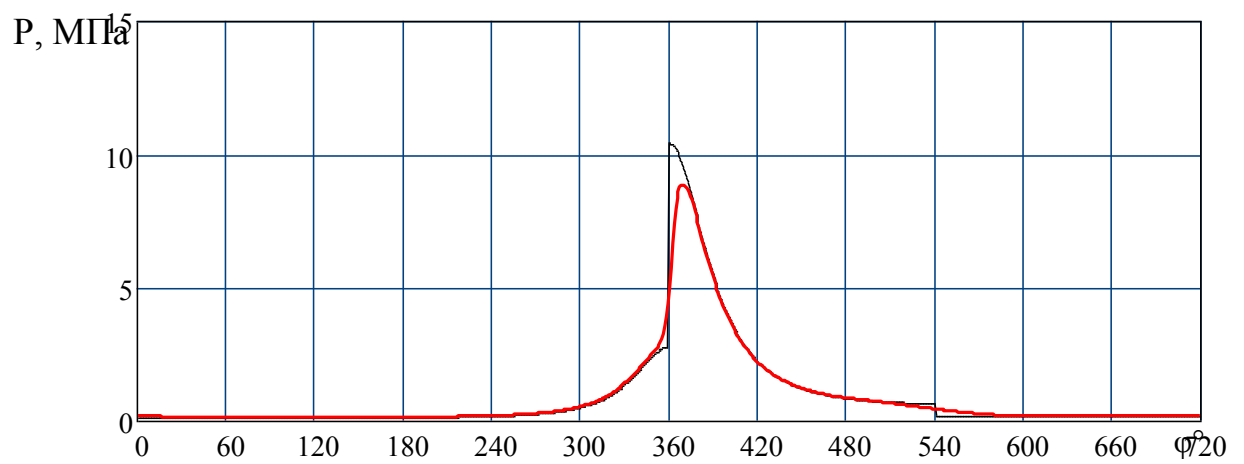


Рисунок 2.2 - Развернутая индикаторная диаграмма

2.1.11 Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом

$$Q_{0j} := \frac{Hu \cdot G_{Tj}}{3.6} \quad Q_0 = \begin{pmatrix} 39138.6 \\ 183405.2 \\ 307263.9 \\ 322397.2 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)} \quad q_0 := \begin{pmatrix} 100 \\ 100 \\ 100 \\ 100 \end{pmatrix} \%$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 секунду

$$Q_{e_j} := 1000 \cdot N_{e_j} \quad Q_e = \begin{pmatrix} 13656.5 \\ 66252.4 \\ 96599 \\ 95812.3 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

$$q_{e_j} := \frac{Q_{e_j} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_e = \begin{pmatrix} 34.893 \\ 36.124 \\ 31.438 \\ 29.719 \end{pmatrix} \%$$

Теплота, унесенная с отработанными газами

$$Q_{r_j} := \frac{G_{Tj}}{3.6} \cdot [M_{2j} \cdot (mc''_{vr_j} + 8.315) \cdot t_{r_j} - M_{1j} \cdot (mc_{v20} + 8.315) \cdot t_0]$$

$$q_{r_j} := \frac{Q_{r_j} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_r = \begin{pmatrix} 27.39 \\ 33.844 \\ 35.894 \\ 35.756 \end{pmatrix} \% \quad Q_r = \begin{pmatrix} 10720 \\ 62071.2 \\ 1.1 \times 10^5 \\ 1.2 \times 10^5 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива

$$Q_{нс_j} := \frac{\Delta Hu_j \cdot G_{Tj}}{3.6}$$

$$Q_{\text{H.C}} = \begin{pmatrix} 1652.1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)} \quad q_{\text{H.C.j}} := \frac{Q_{\text{H.C.j}} \cdot 100}{Q_{0.j}} \quad q_{\text{H.C}} = \begin{pmatrix} 4.221 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \%$$

Теплота передаваемая охлаждающей среде при

$$m = \begin{pmatrix} 0.6 \\ 0.65 \\ 0.65 \\ 0.65 \end{pmatrix} \quad Q_{\text{B.j}} := 0.5 \cdot i \cdot (D \cdot 0.1)^{1+2 \cdot m_j} \cdot (n_j)^{m_j} \cdot \frac{Hu - \Delta Hu_j}{\alpha_j \cdot Hu}$$

$$q_{\text{B.j}} := \frac{Q_{\text{B.j}} \cdot 100}{Q_{0.j}} \quad q_{\text{B}} = \begin{pmatrix} 28.555 \\ 23.692 \\ 20.011 \\ 19.917 \end{pmatrix} \% \quad Q_{\text{B}} = \begin{pmatrix} 11176 \\ 43452.1 \\ 61486.2 \\ 64210.3 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

Неучтенные потери теплоты

$$Q_{\text{ост}} := Q_0 - (Q_e + Q_{\text{B}} + Q_{\text{r}} + Q_{\text{H.C}})$$

$$Q_{\text{ост}} = \begin{pmatrix} 1934 \\ 11629.5 \\ 38888.2 \\ 47097.2 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)} \quad q_{\text{ост.j}} := \frac{Q_{\text{ост.j}} \cdot 100}{Q_{0.j}} \quad q_{\text{ост}} = \begin{pmatrix} 4.941 \\ 6.341 \\ 12.656 \\ 14.608 \end{pmatrix} \%$$

2.1.12 Построение графика теплового баланса

На рисунке 2.3 показана зависимость составляющих теплового баланса двигателя от частоты вращения коленчатого вала.

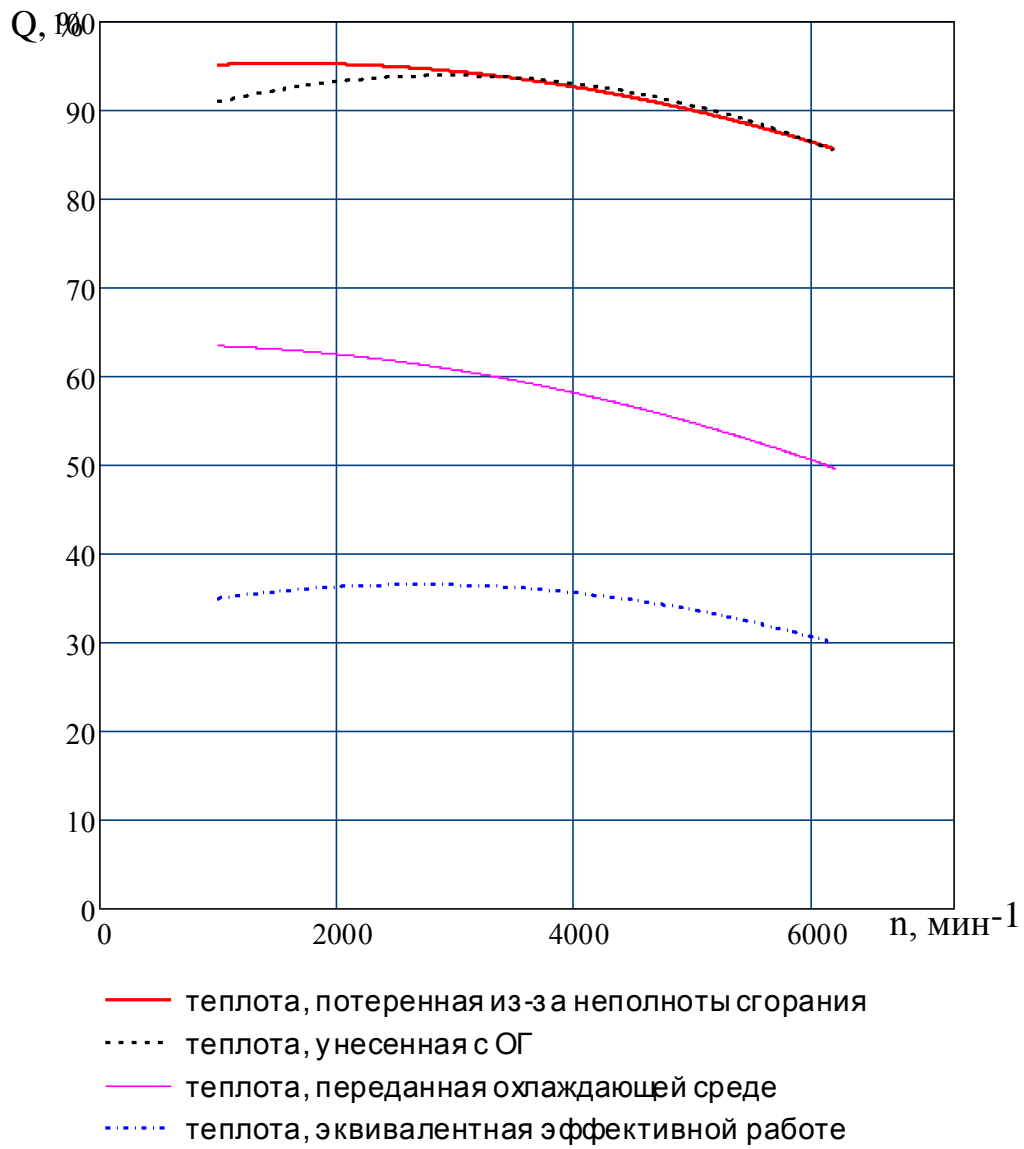


Рисунок 2.3 - Зависимость составляющих теплового баланса двигателя от частоты вращения коленчатого вала

2.1.13 Построение внешней скоростной характеристики

На рисунке 2.4 представлена внешняя скоростная характеристика двигателя.

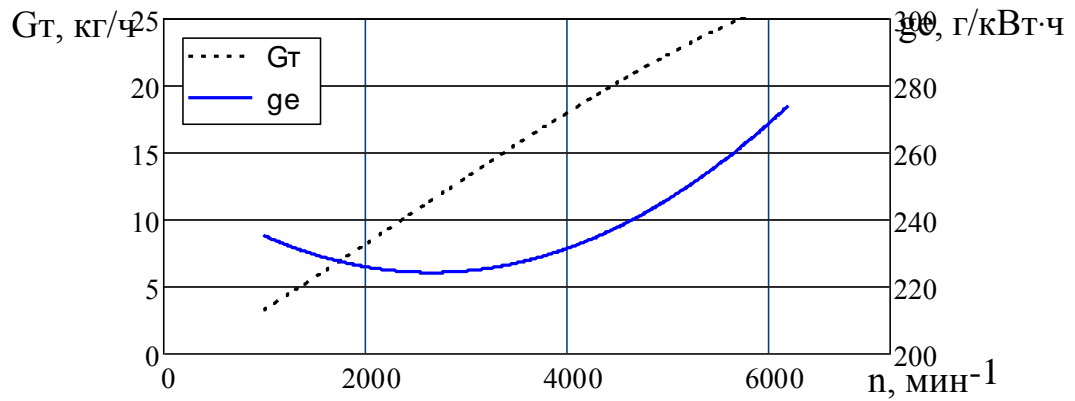
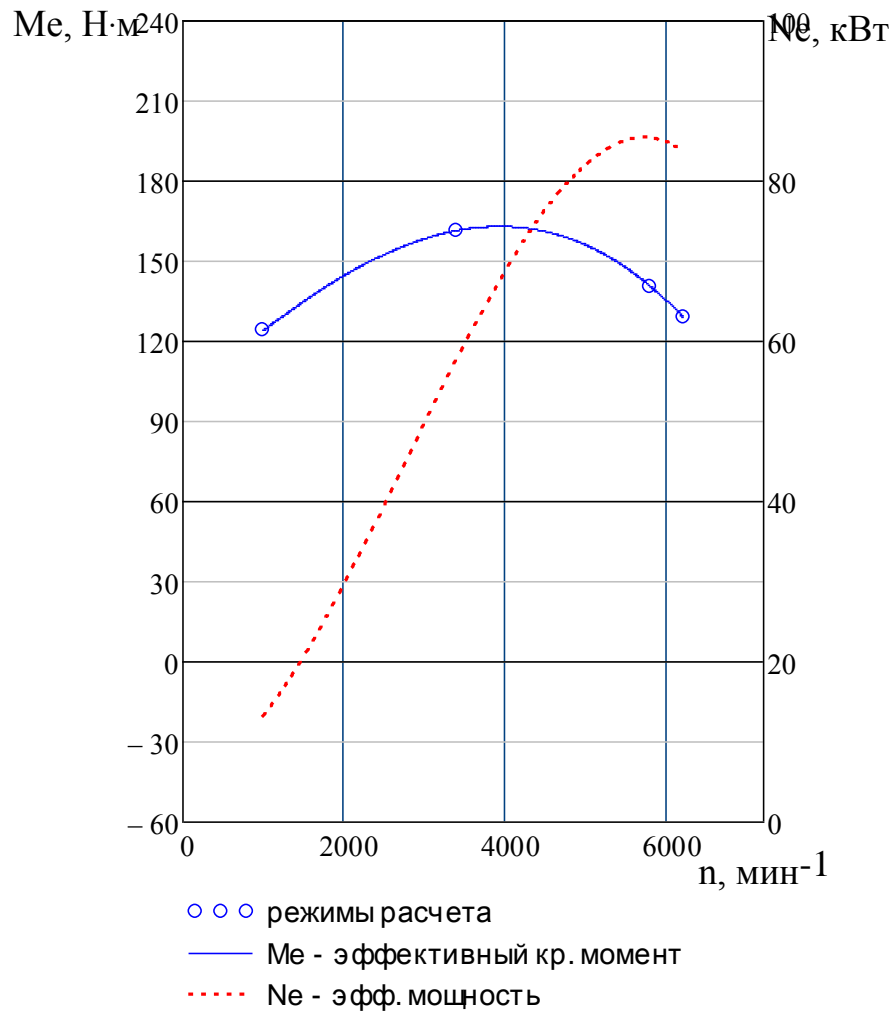


Рисунок 2.4 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

Коэффициент приспособляемости по скоростной характеристике

$$n_2 = 3400 \quad M_e|_{n_2} = 185.94 \quad n_N = 5800 \quad M_e|_{n_N} = 159.54$$

$$K := \frac{M'_e |n_2|}{M'_e |n_N|} \quad K = 1.165$$

2.2 Кинематический расчет кшм

$$L_{III} := \frac{S}{2 \cdot \lambda'} \quad L_{III} = 130.34 \text{ (мм)} \quad \beta_k := \text{asin} \left(\frac{\sin |\phi_k| \cdot S}{L_{III} \cdot 2} \right)$$

2.2.1 Перемещение поршня

$$S'_{x_k} := \frac{S}{2} \cdot (1 - \cos |\phi_k|)$$

$$S''_{x_k} := \frac{S}{2} \cdot \frac{1}{\lambda'} \cdot \left(1 - \cos \left(\text{asin} \left(\frac{\sin |\phi_k| \cdot S}{L_{III} \cdot 2} \right) \right) \right)$$

$$S_{x_k} := S'_{x_k} + S''_{x_k}$$

На рисунке 2.5 представлены графики кривых перемещения поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ.

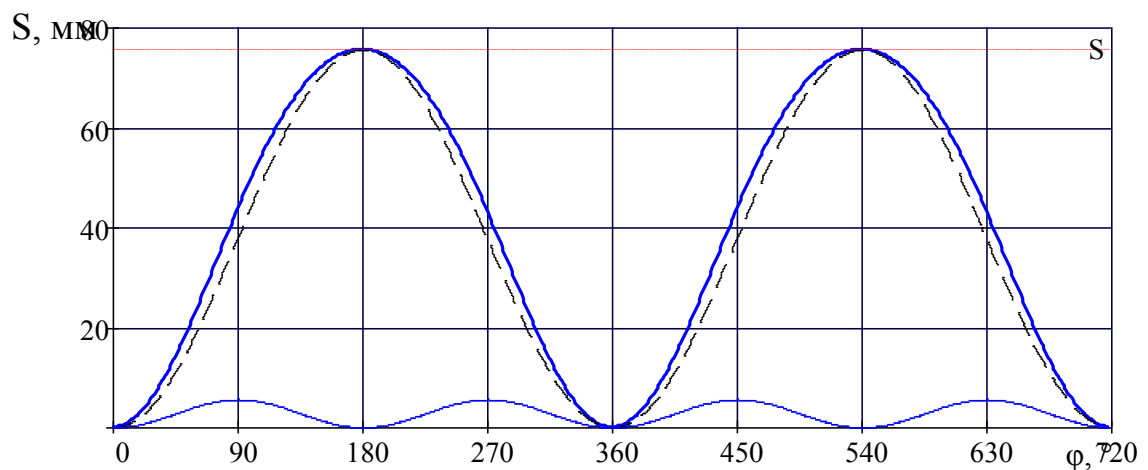


Рисунок 2.5 - Графики кривых перемещения поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ

$$V'_{\Pi_k} := \frac{\pi \cdot n_N}{30} \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \sin|\phi_k|$$

$$V''_{\Pi_k} := \frac{\pi \cdot n_N}{30} \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \frac{\lambda'}{2} \cdot \sin|2 \cdot \phi_k|$$

$$V_{\Pi_k} := V'_{\Pi_k} + V''_{\Pi_k}$$

На рисунке 2.6 представлены графики кривых скорости поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ.

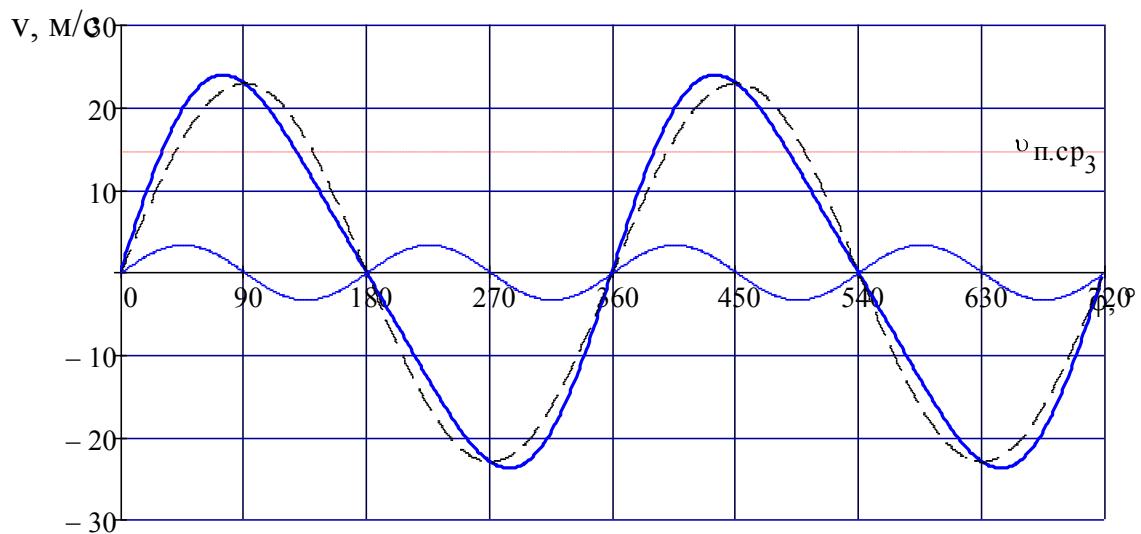


Рисунок 2.6 - Графики кривых скорости поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ

2.2.3 Ускорение поршня

$$j'_k := \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \cos|\phi_k|$$

$$j''_k := \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \lambda' \cdot \cos|2 \cdot \phi_k|$$

$$j_{\max} := \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 + \lambda')$$

$$j_k := j'_k + j''_k \quad j_{\max} = 17988 \text{ м/с}^2$$

На рисунке 2.7 представлены графики кривых ускорения поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ.

2.2.2 Скорость поршня

$$v_{\text{п.ср}_3} = 14.616 \text{ (м/с)}$$

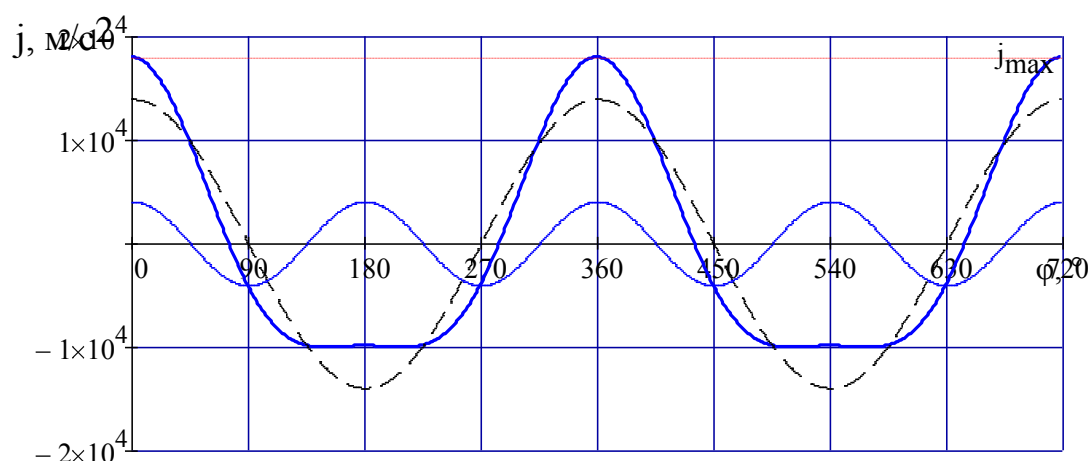


Рисунок 2.7 - Графики кривых ускорения поршня с разложением на составляющие 1-го и 2-го порядка, по углу ПКВ

2.3 Динамика КШМ

2.3.1 Масса поршневой группы

$m'_{\text{П}} := 100 \text{ (кг/м}^2\text{)}$ - приведенная масса поршня из алюм. сплава

$$m_{\text{П}} := m'_{\text{П}} \cdot F_{\text{П}} \quad m_{\text{П}} = 0.468 \text{ кг}$$

2.3.2 Масса шатуна

$m'_{\text{Ш}} := 150 \text{ (кг/м}^2\text{)}$ - приведенная масса стального кованного шатуна

$$m_{\text{Ш}} := m'_{\text{Ш}} \cdot F_{\text{П}} \quad m_{\text{Ш}} = 0.702 \text{ (кг)}$$

2.3.3 Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов

$m'_{\text{К}} := 140 \text{ кг/м}^2\text{-}$ приведенная масса литого чугунного вала

$$m_{\text{К}} := m'_{\text{К}} \cdot F_{\text{П}} \quad m_{\text{К}} = 0.655 \text{ (кг)}$$

2.3.4 Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца

$\kappa'_{\text{П}} := 0.275$ доля массы шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца

$$m_{\text{Ш.П}} := \kappa'_{\text{П}} \cdot m_{\text{Ш}} \quad m_{\text{Ш.П}} = 0.193 \text{ (кг)}$$

2.3.5 Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа

$$m_{ш.к} := (1 - \kappa'_п) \cdot m_{ш} \quad m_{ш.к} = 0.509 \text{ (кг)}$$

2.3.6 Массы, совершающие возвратно поступательные движения

$$m_j := m_п + m_{ш.п} \quad m_j = 0.661 \text{ (кг)}$$

2.3.7 Массы, совершающие вращательные движения

$$m_R := m_к + m_{ш.к} \quad m_R = 1.164 \text{ (кг)}$$

2.3.8 Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна (т.Е. Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршн. пальца)

$$P_{j_k} := \frac{-j_k \cdot m_j \cdot 10^{-6}}{F_п}$$

На рисунке 2.8 представлен график удельной силы инерции, действующей на поршень по углу ПКВ.

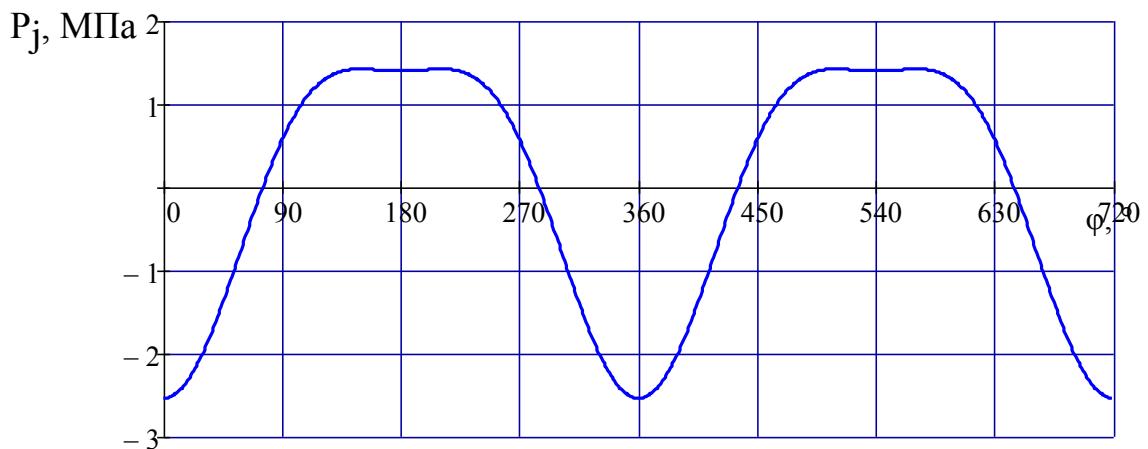


Рисунок 2.8 - график удельной силы инерции, действующей на поршень по углу ПКВ.

2.3.9 Центробежные силы инерции вращ. масс

$$K_R := -m_R \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot 10^{-3} \quad K_R = -16.24 \text{ (кН)}$$

2.3.10 Центробежные силы инерции вращ. масс шатуна

$$K_{R.ш} := -m_{ш.к} \cdot \left[\frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \right] \cdot 10^{-3} \quad K_{R.ш} = -7.1 \text{ (кН)}$$

2.3.11 Центробежные силы инерции вращ. масс кривошипа

$$K_{R.к} := -m_k \cdot \left[\frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \right] \cdot 10^{-3} \quad K_{R.к} = -9.14 \text{ (кН)}$$

$K_{R.к} := K_{R.к} - 1.0 \cdot \{ K_{R.к} + K_{R.ш} \}$ - уравновешивание
(множитель 0 - без противовесов)

$$K_{R.к} + K_{R.ш} = 1.78 \times 10^{-15} \text{ (кН)}$$

2.3.12 Сила сосредоточенная на оси поршневого пальца

$$p_k := p_{x_k} - p_0 + p_{j_k} \text{ (МПа)}$$

На рисунке 2.9 представлены графики удельных сил, действующих на поршень по углу ПКВ с точкой приложения на оси поршневого пальца.

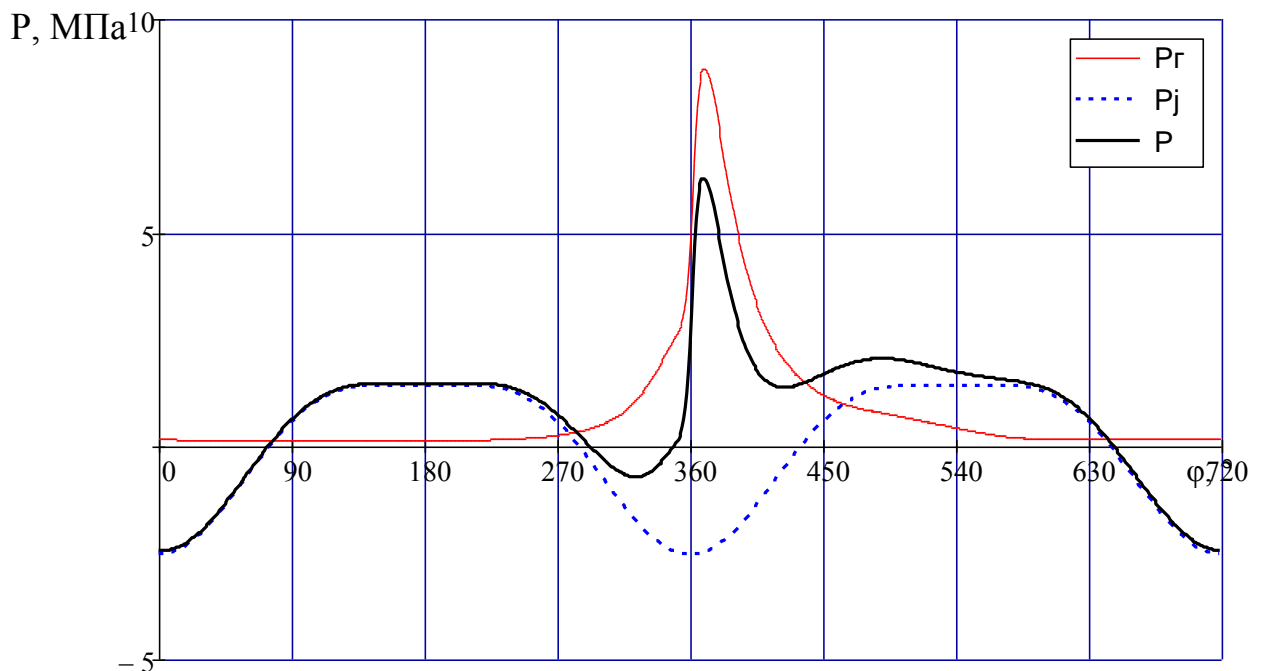


Рисунок 2.9 - Графики удельных сил, действующих на поршень по углу ПКВ с точкой приложения на оси поршневого пальца

2.3.13 Сила действующая перпендикулярно оси цилиндра (воспринимается стенками цилиндра)

$$p_{N_k} := p_k \cdot \tan |\beta_k| \quad (\text{МПа})$$

2.3.14 Сила действующая вдоль шатуна

$$p_{S_k} := p_k \cdot \frac{1}{\cos |\beta_k|} \quad (\text{МПа})$$

На рисунке 2.10 представлены графики удельных сил, действующих на стенку цилиндра и вдоль шатуна, по углу ПКВ.

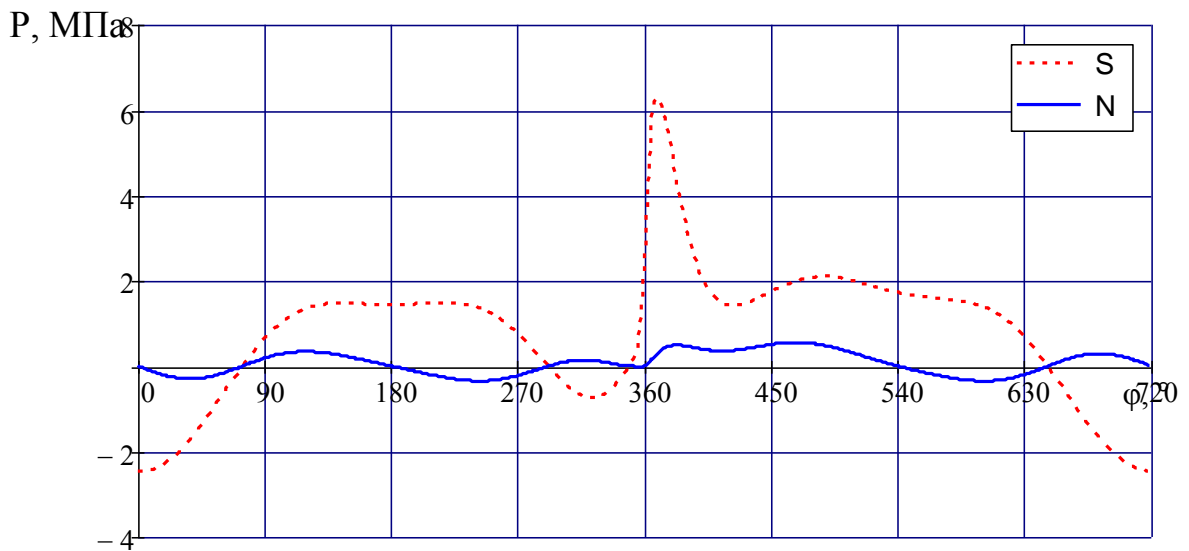


Рисунок 2.10 - Графики удельных сил, действующих на стенку цилиндра и вдоль шатуна, по углу ПКВ

2.3.15 Удельная сила, действующая вдоль шатуна

$$p_{K_k} := \frac{p_k \cdot \cos(\phi_k + \beta_k)}{\cos |\beta_k|} \quad (\text{МПа})$$

2.3.16 Удельная и полная тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа

$$p_{T_k} := \frac{p_k \cdot \sin(\phi_k + \beta_k)}{\cos |\beta_k|} \quad (\text{МПа}) \qquad T_k := p_{T_k} \cdot 10^6 \cdot F_{II}$$

2.3.17 Среднее значение тангенциальной силы

$$P_{Tcp} := \frac{\sum P_T}{720} \quad P_{Tcp} = 0.2444 \text{ (МПа)}$$

$$P'_{Tcp} := \frac{2 \cdot P_{i3}}{\tau \cdot \pi} \quad P'_{Tcp} = 0.2572 \text{ (МПа)}$$

$$\Delta := \left(P'_{Tcp} - P_{Tcp} \right) \cdot \frac{100}{P'_{Tcp}} \quad \Delta = 4.976 \%$$

На рисунке 2.11 представлены графики удельных сил, направленная по радиусу кривошипа и тангенциально, по углу ПКВ.

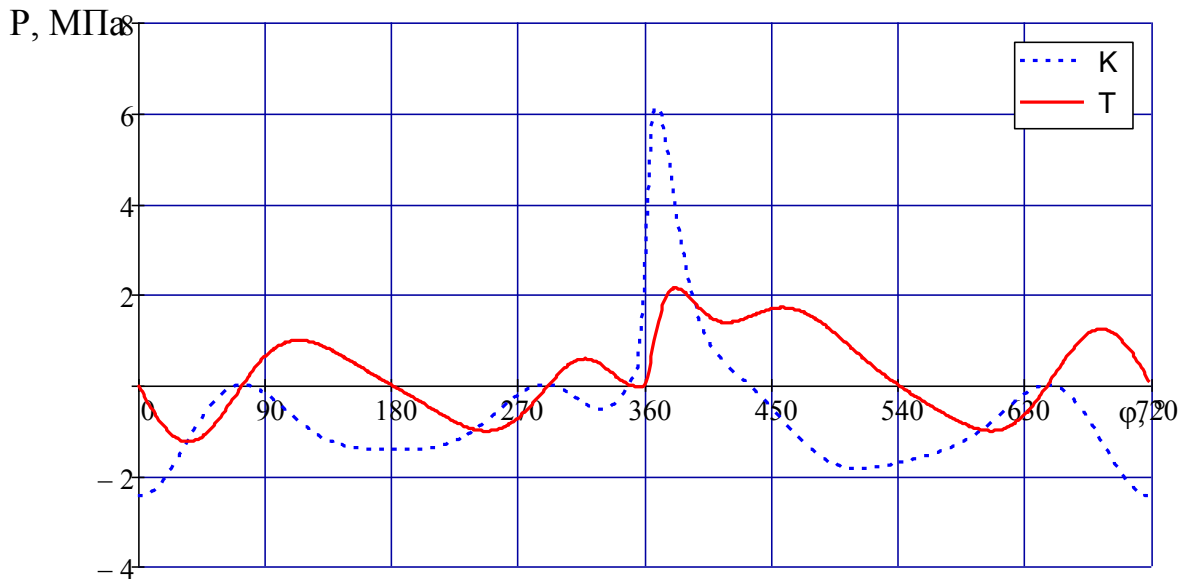


Рисунок 2.11 - Графики удельных сил, направленная по радиусу кривошипа и тангенциально, по углу ПКВ

2.3.18 Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{кр.ц_k} := T_k \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2}$$

2.3.19 Суммарный крутящий момент

$$k1 := 1..180 \quad M_{кр_{k1}} := M_{кр.ц_{k1}} + M_{кр.ц_{k1+180}} + M_{кр.ц_{k1+360}} + M_{кр.ц_{k1+540}}$$

$$M'_{кр.ср} := \frac{M_{e3}}{\eta_{M3}} \quad M_{кр.ср} = 182.04 \text{ (Н м) - средний суммарный крутящий момент}$$

$$M_{\text{кр.ср}} := \frac{\sum M_{\text{кр}}}{180}$$

$$M_{\text{кр.ср}} = 172.9829 \text{ (Н м)}$$

$$\Delta := \left(M'_{\text{кр.ср}} - M_{\text{кр.ср}} \right) \cdot \frac{100}{M_{\text{кр.ср}}}$$

$$\Delta = 4.976 \%$$

На рисунке 2.12 представлены графики крутящего момента для 1-го цилиндра и суммарного крутящего момента, по углу ПКВ.

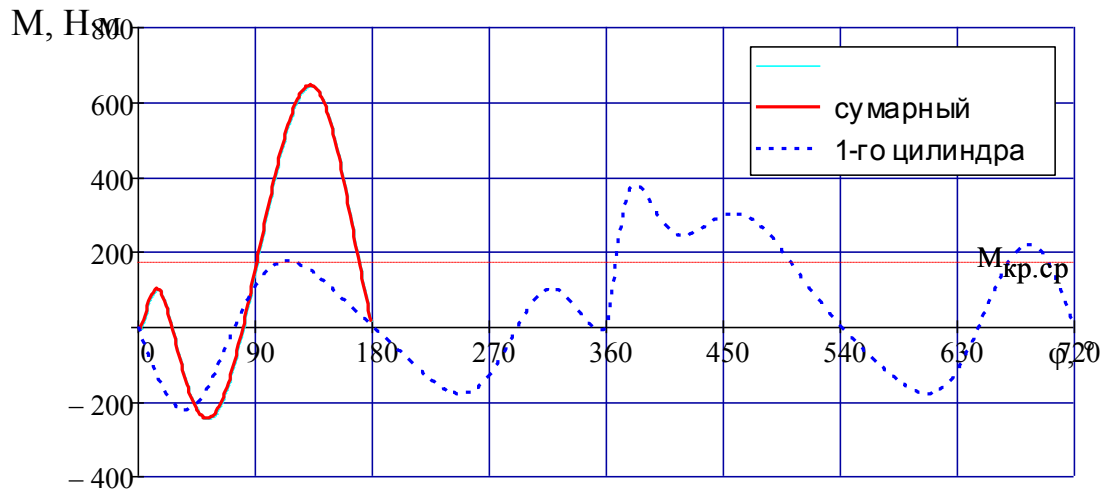


Рисунок 2.12 - Графики крутящего момента для 1-го цилиндра и суммарного крутящего момента, по углу ПКВ

2.3.20 Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу

$$P_{K_k} := p_{K_k} \cdot 10^3 \cdot F_{\Pi} + K_{R_{ш}} \text{ (кН)}$$

$$R_{ш.ш_k} := \sqrt{\left(p_{T_k} \cdot 10^3 \cdot F_{\Pi} \right)^2 + \left(P_{K_k} \right)^2} \quad R_{ш.ш.ср} := \frac{\sum_k R_{ш.ш_k}}{720} \quad R_{ш.ш.ср} = 12.234 \text{ (кН)}$$

На рисунке 2.13 и 2.14 показаны графики силы $R_{ш.ш.}$ в прямоугольных и полярных координатах.

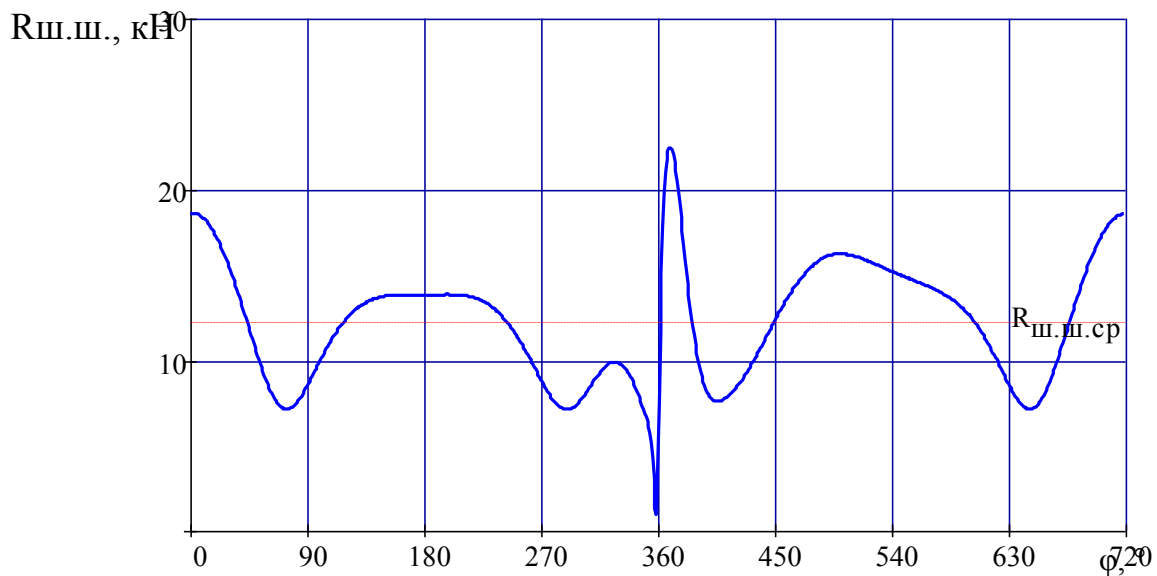


Рисунок 2.13 - График силы $R_{ш.ш.}$ в прямоугольных координатах.

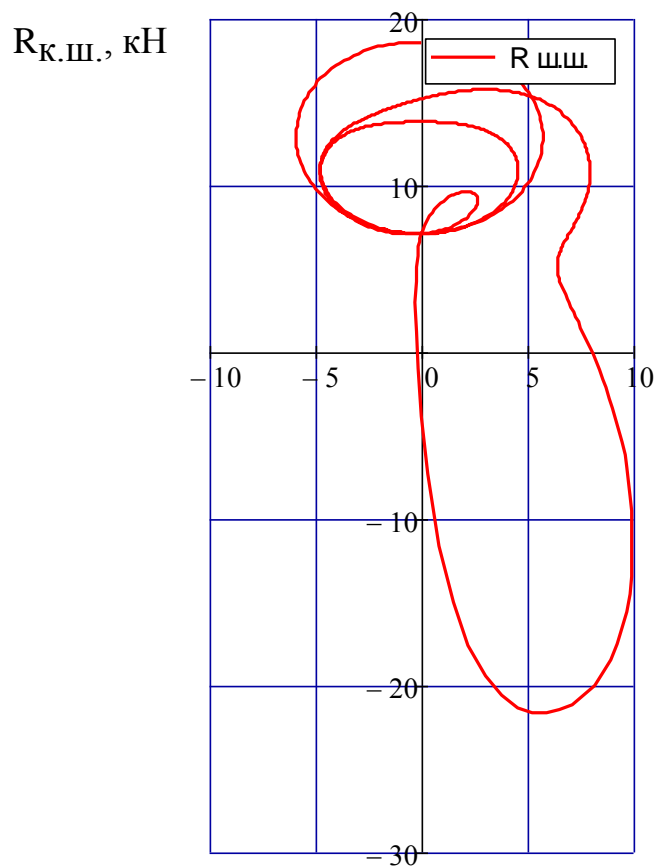


Рисунок 2.14 - График силы $R_{ш.ш.}$ в полярных координатах.

На рисунке 2.15 представлена диаграмма износа шатунной шейки.

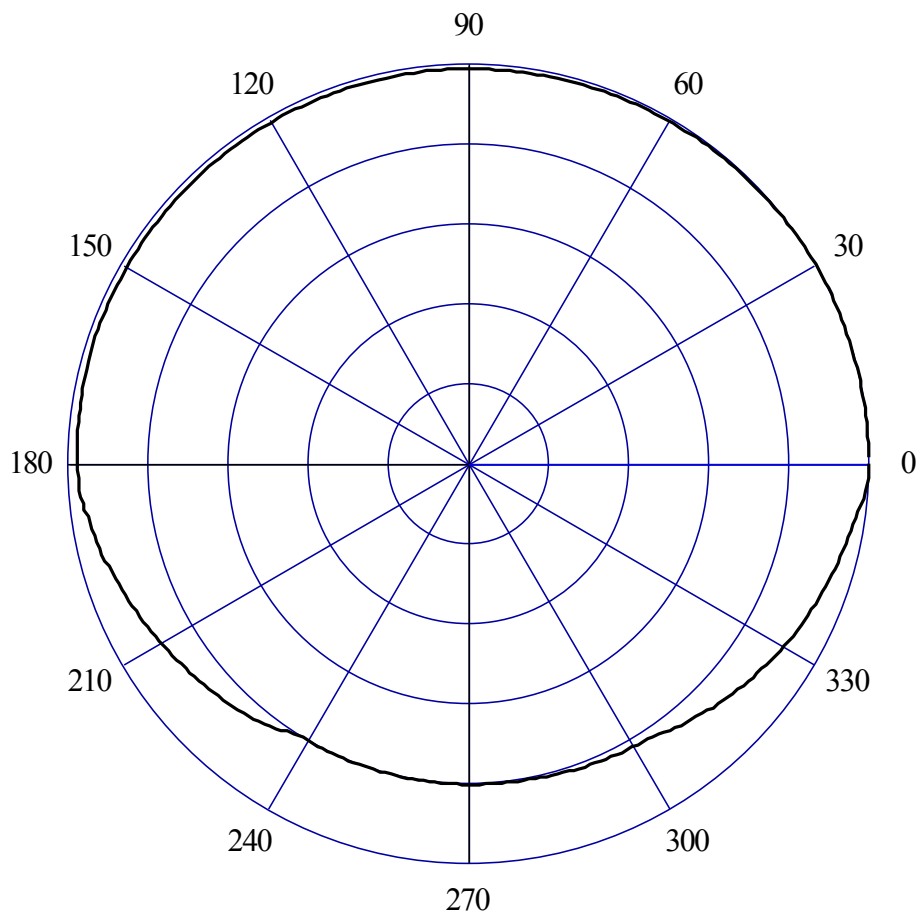


Рисунок 2.15 - Диаграмма износа шатунной шейки.

2.3.21 Суммарные силы, действующие на колено вала по радиусу кривошипа

$$K_{PK_k} := P_{K_k} + K_{R.k}$$

2.3.22 Результирующая сила, действующая на колено вала

$$T_{K1_k} := p_{T_k} \cdot 10^3 \cdot F_{\Pi}$$

$$K_{PK1_k} := \left(P_{K_k} + K_{R.k} \right)$$

$$R_{K_k} := \sqrt{\left| T_{K1_k} \right|^2 + \left| K_{PK1_k} \right|^2}$$

2.3.23 Силы действующие на коренные шейки

1(5)-я коренная шейка

$$T_{K.ш1_k} := 0.5 \cdot T_{K1_k} \quad K_{PK.ш1_k} := 0.5 \cdot K_{PK1_k} \quad R_{K.ш1_k} := \sqrt{\left| T_{K.ш1_k} \right|^2 + \left| K_{PK.ш1_k} \right|^2}$$

На рисунке 2.16 и 2.17 показаны графики силы $R_{к.ш.}$ в прямоугольных и полярных координатах, действующие на 1-ю коренную шейку.

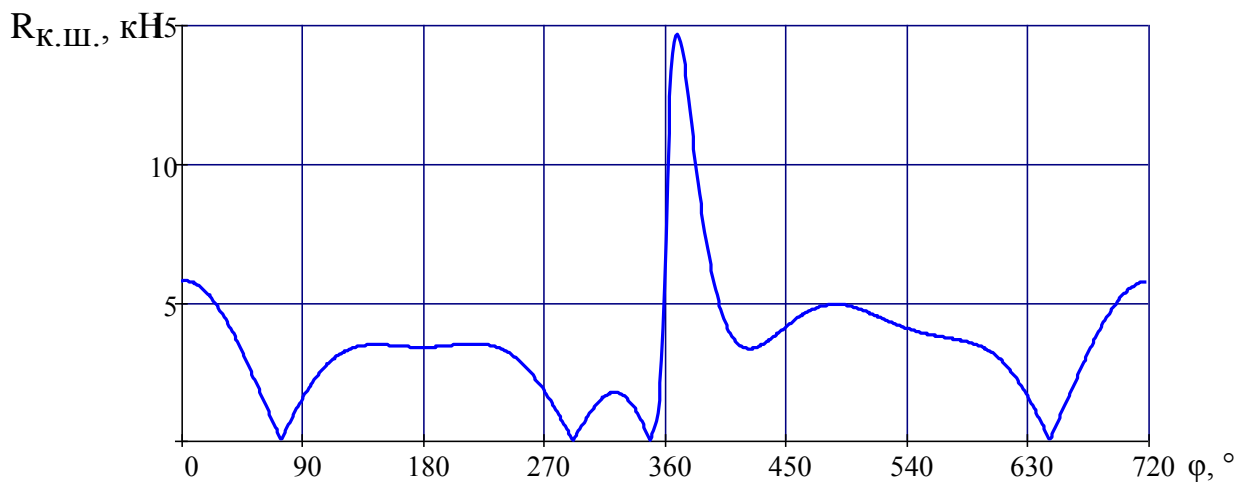


Рисунок 2.16 - график силы $R_{к.ш.}$ в прямоугольных координатах, действующая на 1-ю коренную шейку

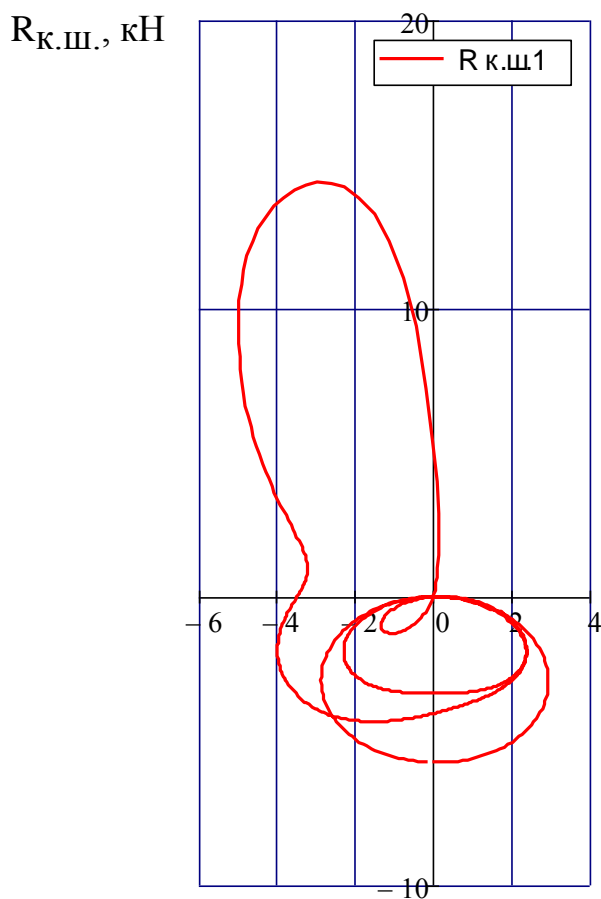


Рисунок 2.17 - график силы $R_{к.ш.}$ в полярных координатах, действующая на 1-ю коренную шейку

На рисунке 2.18 представлена диаграмма износа 1-й коренной шейки.

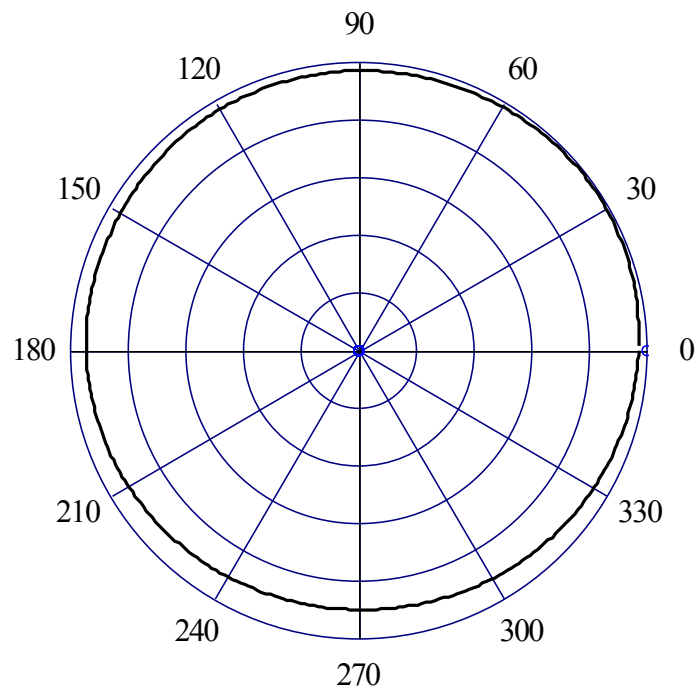


Рисунок 2.18 - Диаграмма износа 1-й коренной шейки

2(4)-я коренная шейка

$$k1 := 1..540 \quad T_{k2_{k1}} := T_{k1_{k1+180}} \quad K_{Pk2_{k1}} := K_{Pk1_{k1+180}}$$

$$k1 := 541..720 \quad T_{k2_{k1}} := T_{k1_{k1-540}} \quad K_{Pk2_{k1}} := K_{Pk1_{k1-540}}$$

$$T_{k.ш2_k} := -0.5 \cdot |T_{k1_k} - T_{k2_k}| \quad K_{Pk.ш2_k} := -0.5 \cdot |K_{Pk1_k} - K_{Pk2_k}|$$

$$R_{k.ш2_k} := \sqrt{|T_{k.ш2_k}|^2 + |K_{Pk.ш2_k}|^2}$$

На рисунке 2.19 и 2.20 показаны графики силы $R_{k.ш}$ в прямоугольных и полярных координатах, действующие на 2(4)-ю коренную шейку.

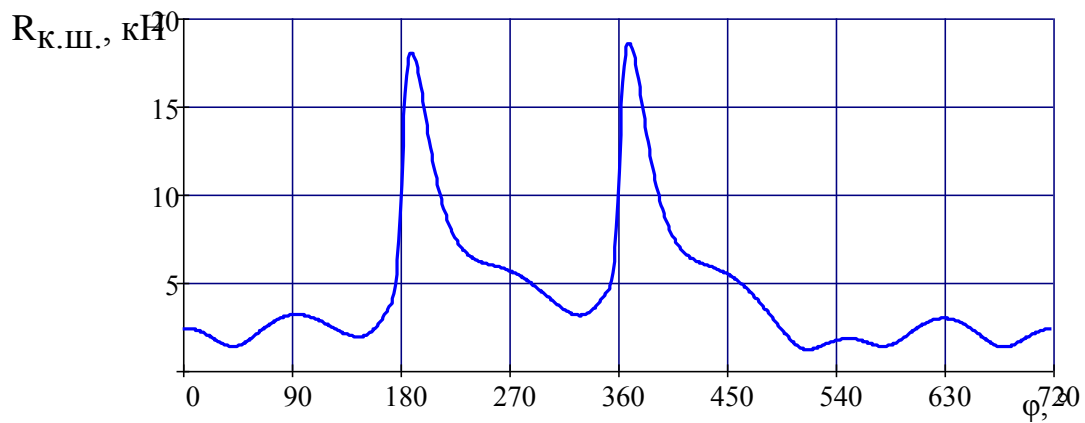


Рисунок 2.19 - График силы $R_{к.ш.}$ в прямоугольных координатах, действующая на 2(4)-ю коренную шейку

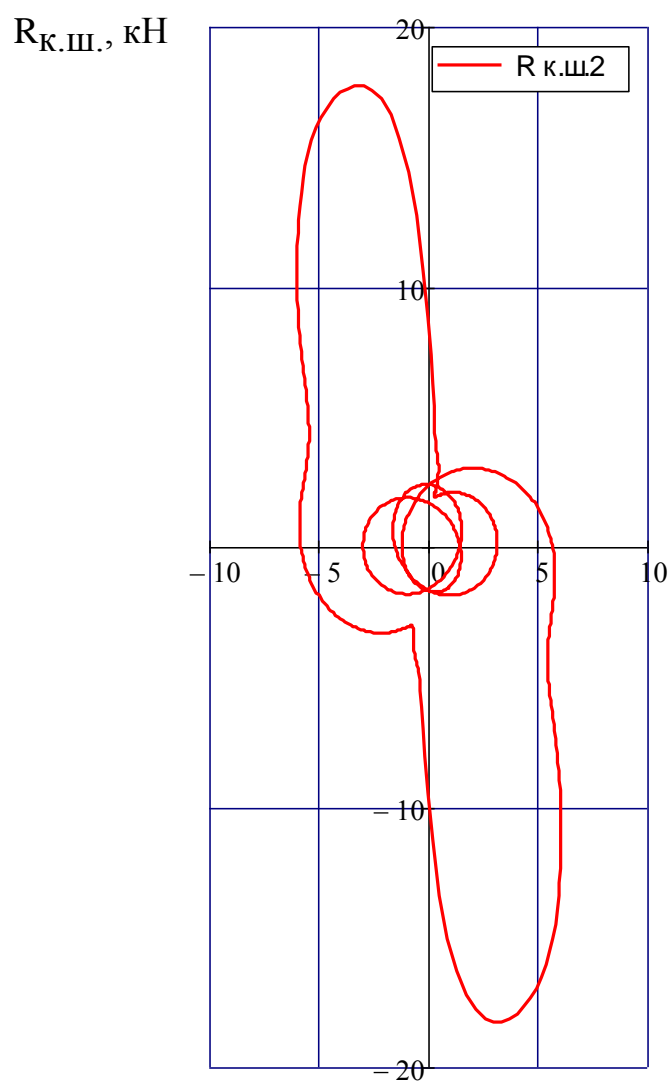


Рисунок 2.20 - График силы $R_{к.ш.}$ в полярных координатах, действующая на 2(4)-ю коренную шейку

На рисунке 2.21 представлена диаграмма износа 2(4)-й коренной шейки.

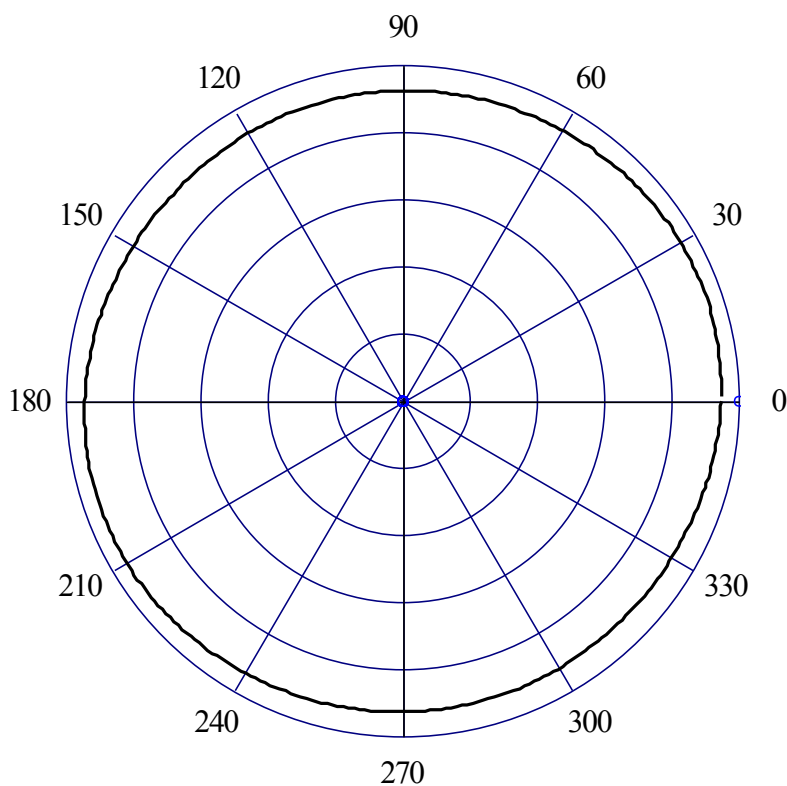


Рисунок 2.21 - Диаграмма износа 2(4)-й коренной шейки

3-я коренная шейка

$$k1 := 1 .. 180 \quad T_{k3_{k1}} := T_{k1_{k1+540}} \quad K_{P_{k3_{k1}}} := K_{P_{k1_{k1+540}}}$$

$$k1 := 181 .. 720 \quad T_{k3_{k1}} := T_{k1_{k1-180}} \quad K_{P_{k3_{k1}}} := K_{P_{k1_{k1-180}}}$$

$$T_{k.ш3_k} := -0.5 \cdot (T_{k2_k} + T_{k3_k}) \quad K_{P_{k.ш3_k}} := -0.5 \cdot (K_{P_{k2_k}} + K_{P_{k3_k}})$$

$$R_{k.ш3_k} := \sqrt{|T_{k.ш3_k}|^2 + |K_{P_{k.ш3_k}}|^2}$$

На рисунке 2.22 и 2.23 показаны графики силы $R_{k.ш}$ в прямоугольных и полярных координатах, действующие на 3-ю коренную шейку.

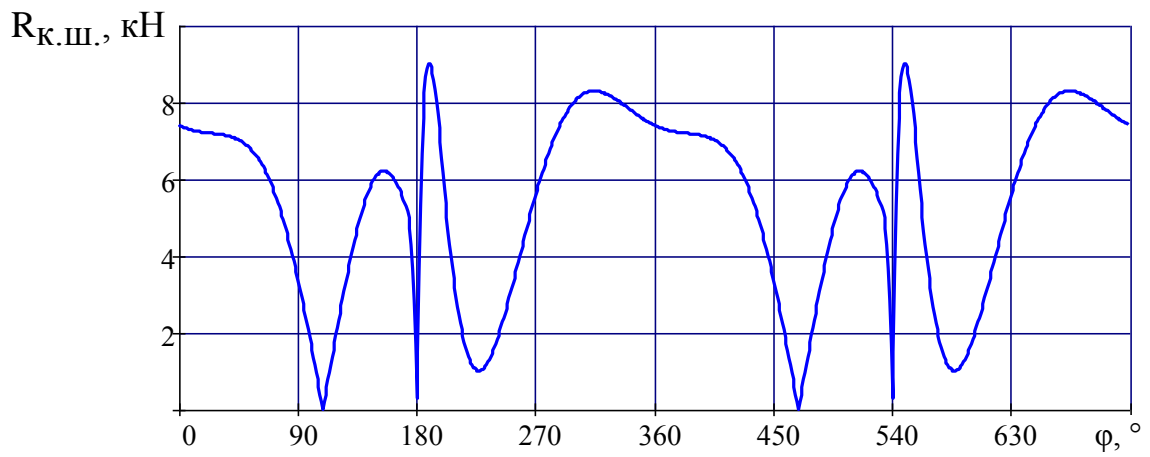


Рисунок 2.22 - график силы $R_{к.ш.}$ в прямоугольных координатах, действующей на 3-ю коренную шейку

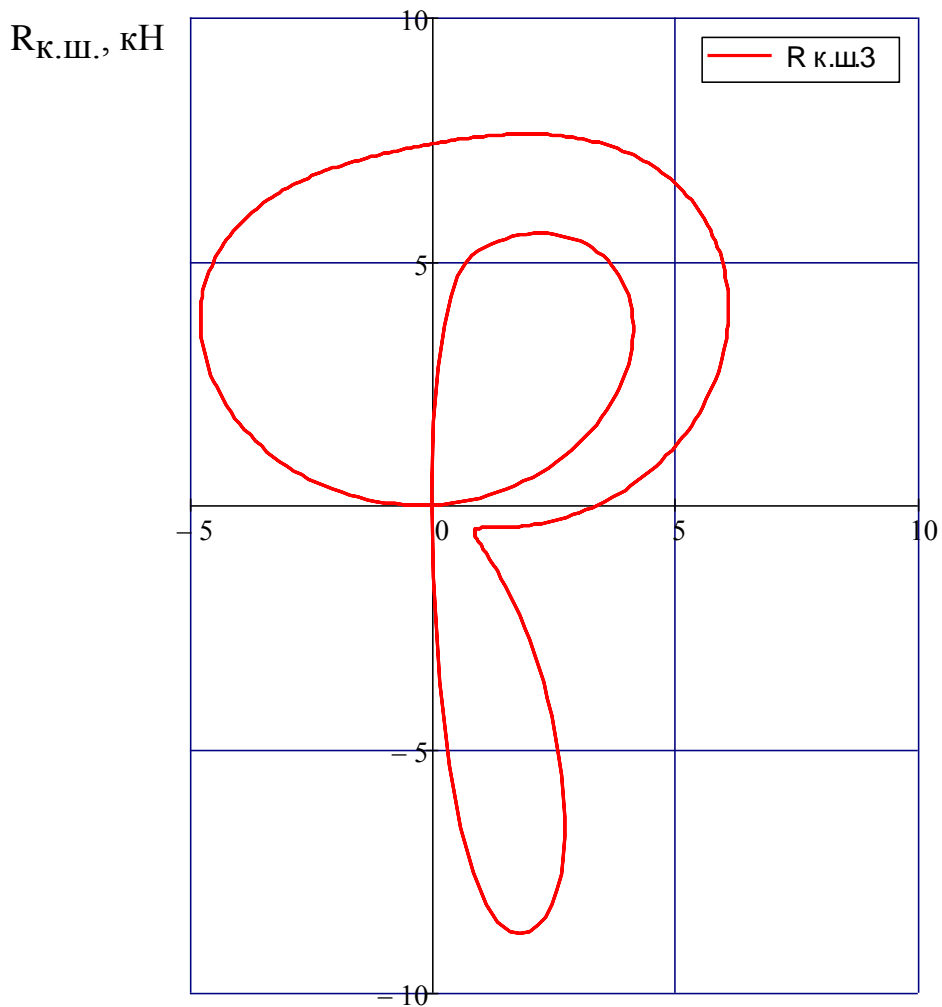


Рисунок 2.23 - график силы $R_{к.ш.}$ в полярных координатах, действующей на 3-ю коренную шейку

На рисунке 2.24 представлена диаграмма износа 3-й коренной шейки.

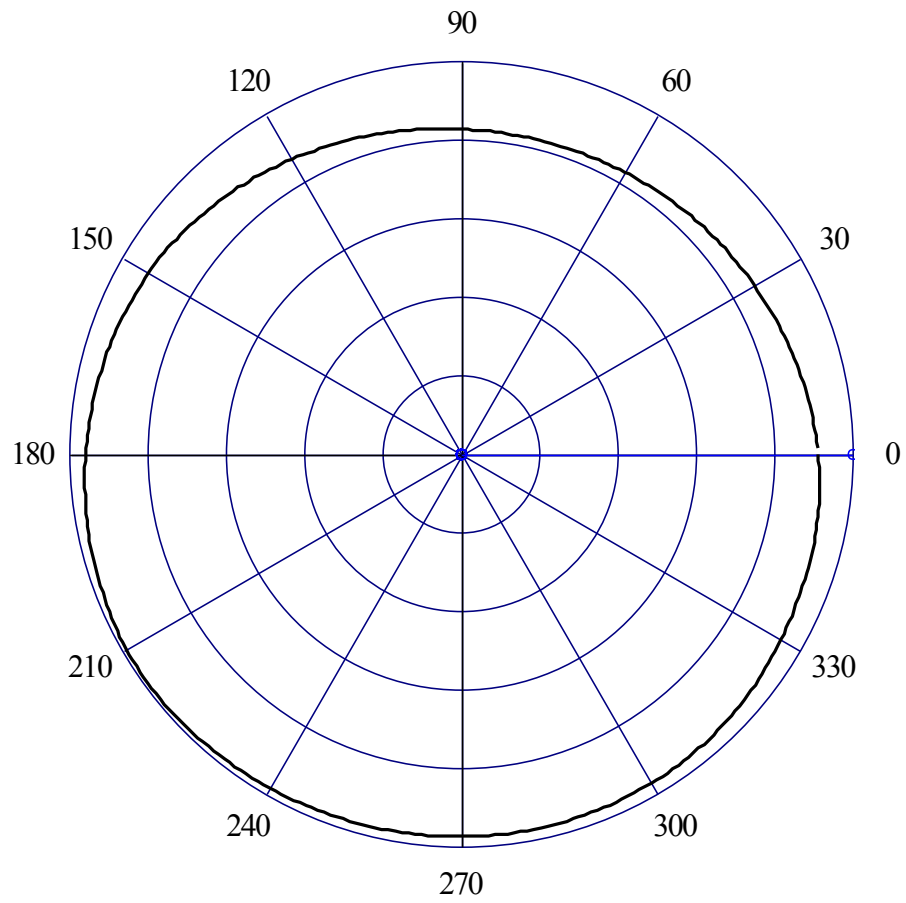


Рисунок 2.24 - Диаграмма износа 3-й коренной шейки

2.4 Уравновешивание двигателя

2.4.1 Силы инерции второго порядка для всех цилиндров

$$P_{j_k} := 4 \cdot m_j \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_3}{30} \right)^2 \cdot \lambda' \cdot \cos(2 \cdot \phi_k)$$

На рисунке 2.25 представлен график неуравновешенных сил инерции второго порядка.

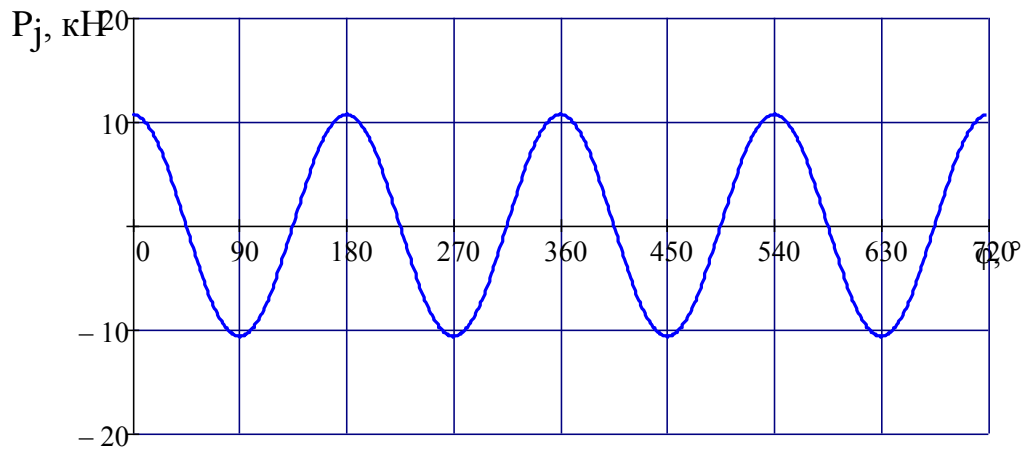


Рисунок 2.25 - График неуравновешенных сил инерции второго порядка

3 Спецчасть

Применение пакета AVL Boost позволяет рассчитывать двигатель как в стационарных режимах, так и в переходных режимах работы двигателя [13]. Основная область использования - подбор систем наддува [15], разработка блоков управления, разработка систем выпуска отработавших газов, подбор схем и концепции ДВС, подбор впускных и выпускных трубопроводов.

Для моделирования в программном комплексе AVL Boost за основу был взят двигатель производства АВТОВАЗ. В таблице 1 представлены основные параметры двигателя заданные для создания модели.

Таблица 1 - основные параметры двигателя заданные для создания модели.

Диаметр цилиндра	76,5 мм
Ход поршня	75,6 мм
Длина шатуна	128 мм
Общий рабочий объем	1,4 л
Рабочий объем отдельных цилиндров	0,35 л
Количество цилиндров	4
Порядок зажигания	1-3-4-2
Степень сжатия	9
Внутренний диаметр седла клапана	26,4 мм
Количество клапанов	2
Подъем впускных клапанов	8,7 мм
Внутренний диаметр седла клапана	22,5 мм
Количество клапанов	2
Подъем выпускных клапанов	7 мм
Открытие выпускного клапана (угол поворота КВ до НМТ)	160°
Закрытие выпускного клапана (угол поворота КВ после ВМТ)	350°
Открытие впускного клапана (угол поворота КВ до ВМТ)	370°
Закрытие впускного клапана (угол поворота КВ после НМТ)	560°
Стехиометрическое соотношение смеси	14,29

Для создания модели двигателя с турбокомпрессором была использована обычная модель двигателя 1.4 л., в модели двигателя установлен турбокомпрессор [16] и «обязан» подходящими к нему трубами

(«пайпингами»), диаметры и длины патрубков задавались исходя из размеров существующих деталей современных двигателей [17,18].

На рисунке 3.1 показана модель двигателя, созданная в программном комплексе AVL BOOST.

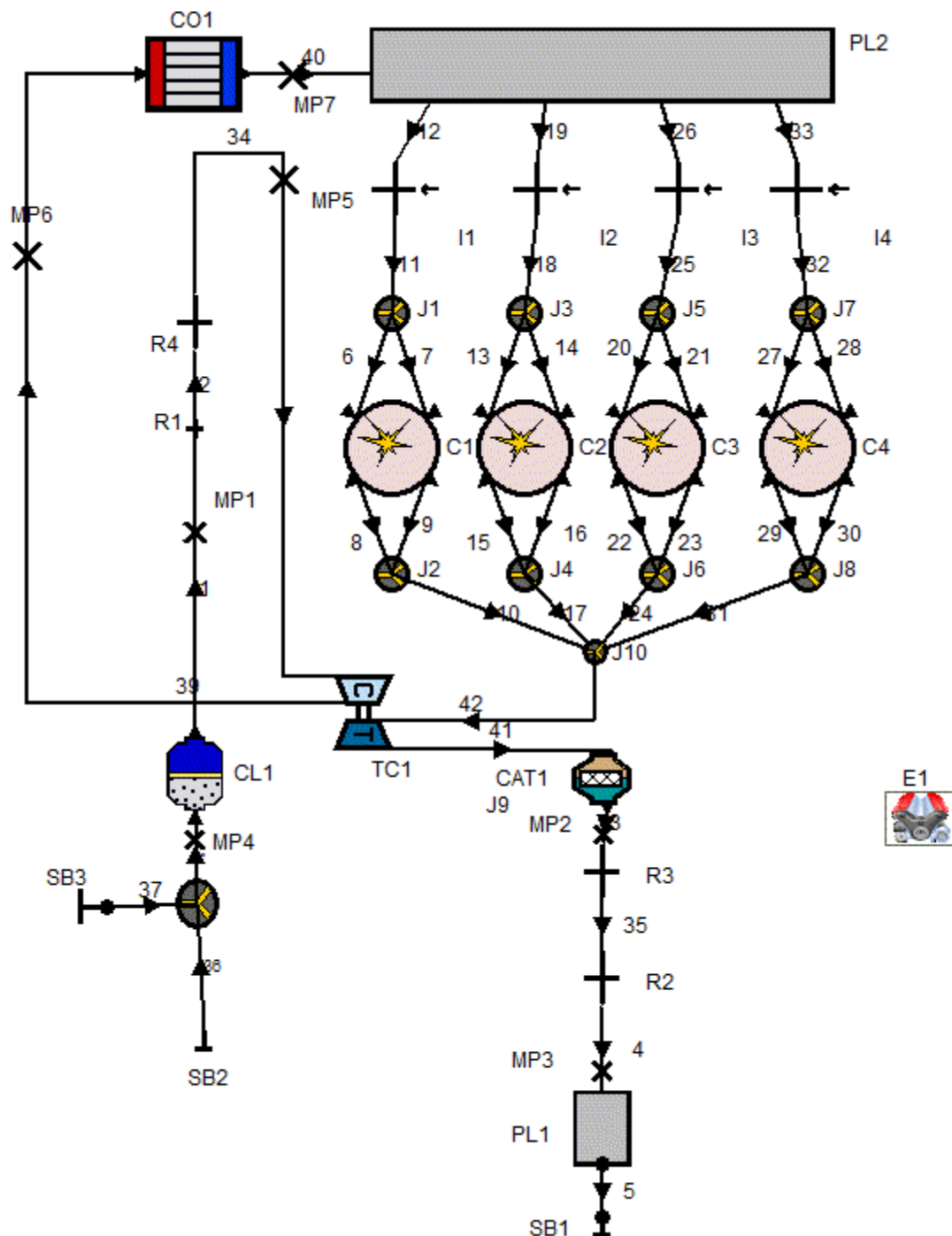


Рисунок 3.1 – Модель двигателя, созданная в программном комплексе AVL BOOST

4 Данные расчета на имитационной модели

Для моделирования течения газа в каналах двигателя [19] используется одномерная (1D) модель и решаются следующие уравнения:

- уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\rho u}{A} \frac{dA}{dx} = 0 ;$$

- уравнение сохранения момента количества движения:

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2 + p)}{\partial x} + \frac{\rho u^2}{A} \frac{dA}{dx} + \rho G = 0 ;$$

- уравнение сохранения энергии:

$$\frac{\partial (\rho e_0)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u h_0)}{\partial x} + \frac{\rho u h_0}{A} \frac{dA}{dx} - q\rho = 0 ,$$

где ρ – плотность, кг/м³;

u – скорость, м/с;

p – давление, Па;

A – площадь поперечного сечения, м²;

dx – длина контрольного объема, м.

Для моделирования процессов в цилиндре двигателя используется нульмерная (0D) модель и решаются следующие уравнения:

- уравнение сохранения массы:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} ;$$

- уравнение сохранения энергии:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} ;$$

- уравнение закона идеального газа:

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_o \cdot T_c .$$

На рисунке 4.1 показан график эффективной мощности и эффективного крутящего момента, в зависимости от оборотов коленчатого вала, полученный в результате расчета.

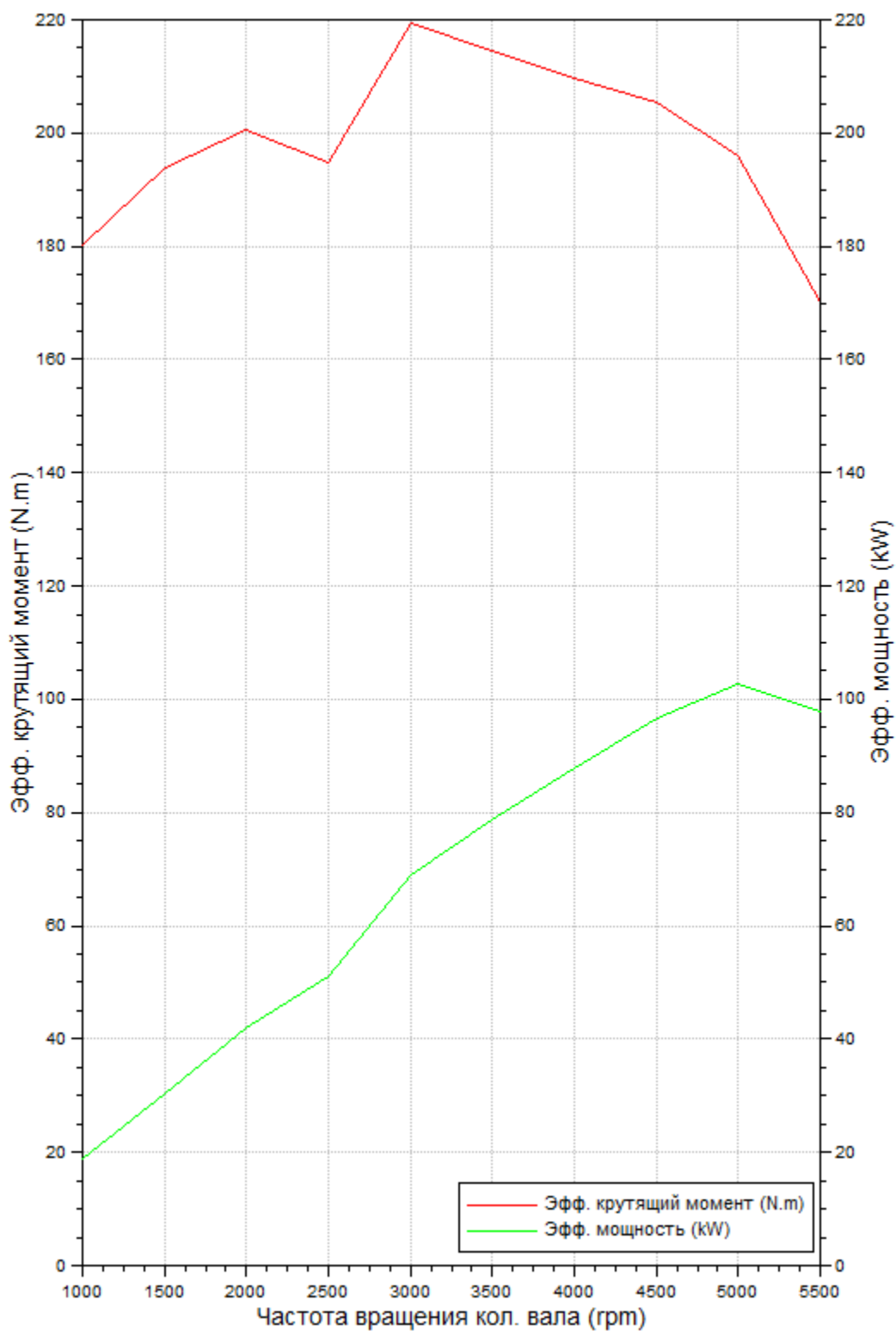


Рисунок 4.1 – График эффективной мощности и эффективного крутящего момента

На рисунке 4.2 представлен график удельного эффективного расхода топлива и коэффициента подачи к атмосферным условиям в зависимости от оборотов коленчатого вала.

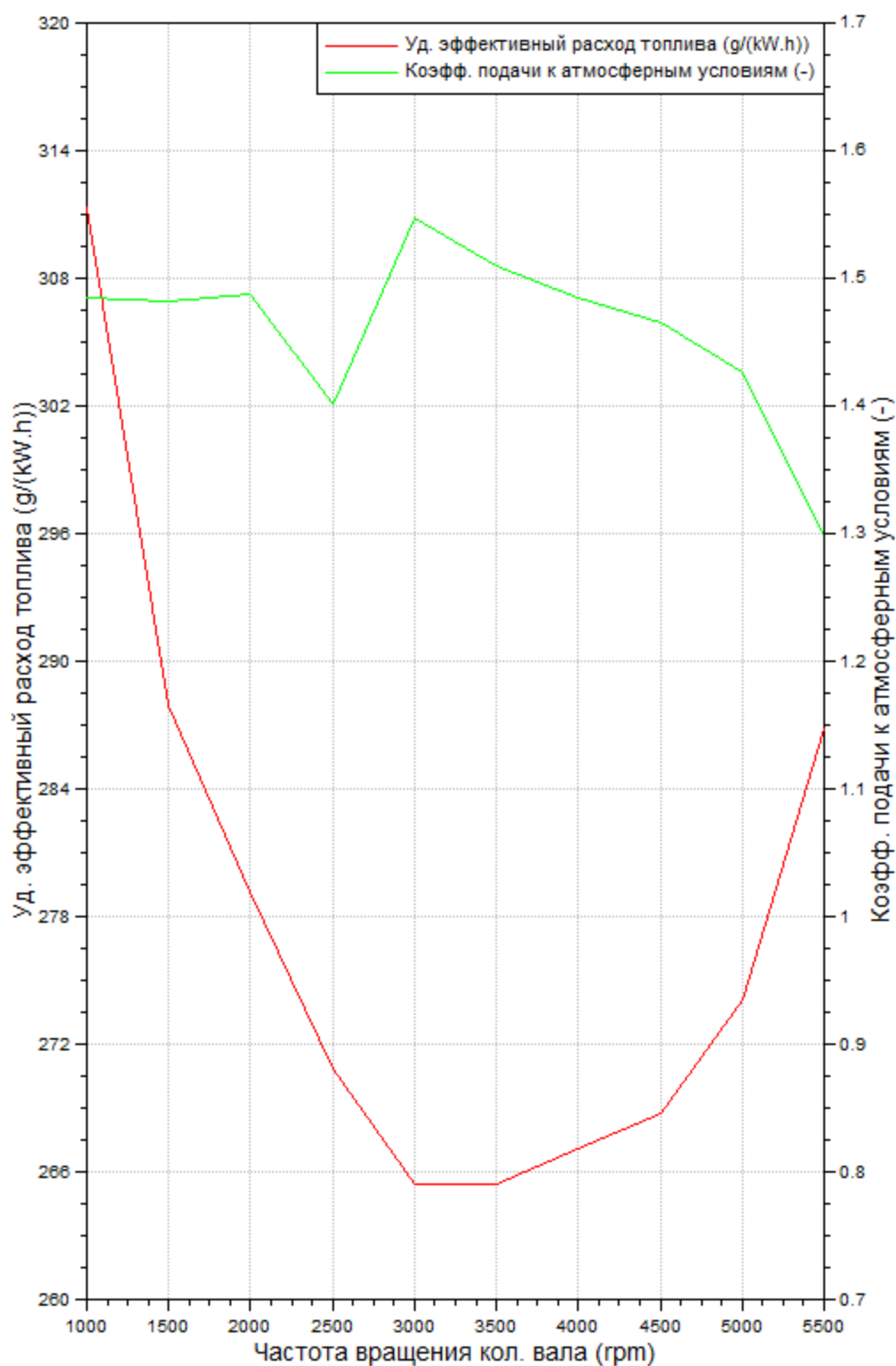


Рисунок 4.2 – График удельного эффективного расхода топлива и коэффициента подачи к атмосферным условиям

Для вывода графиков нагрузочной характеристики задана таблица «Case». Таблица «Case» представлена в Приложении А.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе спроектирован бензиновый 4-х тактный двигатель с номинальной мощностью $N_e=96$ кВт при $n=5800$ мин⁻¹, с максимальным крутящим моментом $M_{max}=186$ Нм при $n=3400$ мин⁻¹. Удельные показатели $N_l=46,8$ кВт/л и $g_e=226,9$ г/кВтч соответствуют современным зарубежным аналогам.

Уточненный расчет проводился в программном комплексе AVL Boost с учетом характеристик агрегата наддува. Уточненная мощность $N_e=103$ кВт при $n=5000$ мин⁻¹, крутящий момент $M_{max}=220$ Нм при $n=3000$ мин⁻¹

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Watson, N. and Janota, M.S.. Turbocharging the Internal Combustion Engine. The Macmillan Press Ltd, 1982. ISBN 0-333-24290-42. Tumble Flow Measurements Using Three Different Methods and its Effects on Fuel Economy and Emissions, SAE 2006-01-3345.
2. Lake, T., Stokes, J., Murphy, R., Osborne, R. et al., "Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines," SAE Technical Paper 2004-01-0036. 2004, doi: 10.4271/2004-01-0036.
3. Kolmanovsky, I., Stefanopoulou, A.G., and Powell, B.K.. Improving turbocharged diesel engine operation with turbo power assist system. In Proceedings of the IEEE Int. Conf on Control Application, 1999.
4. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2003. – 496 с.
5. Watson, N. and Janota, M.S.. Turbocharging the Internal Combustion Engine. The Macmillan Press Ltd, 1982. ISBN 0-333-24290-4.
6. Watson, N., Kyrtatos, N.P., and Holmes, K.. The performance potential of limited cooled diesel engines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Power and Process Engineering, 197:197-207, 1983
7. Arnold, S., "Turbocharging Technologies to Meet Critical Performance Demands of Ultra-Low Emissions Diesel Engines," SAE Technical Paper 2004-01-1359. 2004, doi:10.4271/2004-01-1359.
8. Katrasnik, Tomas, Trenc, Ferdinand, Medica, Vladimir, and Markic, Stojan. An analysis of turbocharged diesel engine dynamic response improvement by electric assisting systems. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 127, October 2005.
9. E. Pipitone, F. Cagnes, A. Beccari "Performance Prevision of a Turbocharged Natural Gas Fuelled S.I. Engine," SAE Technical Paper 2008-36-0058.

10. Mamalis, S., Babajimopoulos, A., Guralp, O., and Najt, P., "Optimal Use of Boosting Configurations and Valve Strategies for High Load HCCI - A Modeling Study," SAE Technical Paper 2012-01-1101, 2012, doi:10.4271/2012-01-1101.

11. Kolmanovsky, I., Stefanopoulou, A.G., and Powell, B.K.. Improving turbocharged diesel engine operation with turbo power assist system. In Proceedings of the IEEE Int. Conf on Control Application, 1999

12. Katrasnik, T., Rodman, S., Trenc, F., Hribernik, A., and Medica, V.. Improvement of the dynamic characteristic of an automotive engine by a turbocharger assisted by an electric motor. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 125, April 2003.

13. Wei, Wei, Zhuge, Weiling, and Zhang, Yangjun. Comparitve study on electric turbo-compounding systems for gasoline engine exhaust energy recovery. In Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, pages 531-539, 2010.

14. Степанов, В.Н. Тюнинг автомобильных двигателей [Текст] / В.Н. Степанов - СПб, 2000.

15. Hindi, G., Zabeu, C., and Langeani, M., "Turbocharged vs. Turbo-Compounded Ethanol Engine: Fuel-Air Equivalence Ratio Impact," SAE Technical Paper 2009-36-0050. 2009, doi: 10.4271/2009-36-0050.

16. Lange, P., Isaksson, K., Fransson, H., Orre, S., and Widlund, R.. Combustion engine of turbocompound type with exhaust gas brake. US Patent 5884482.

17. Lake, T., Stokes, J., Murphy, R., Osborne, R. et al., "Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines," SAE Technical Paper 2004-01-0036. 2004, doi: 10.4271/2004-01-0036.

18. Ленин, И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / И. М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.

19. Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов. – Челябинск. Издательство ЮУрГУ, 2006. – 382 с.

20. Hitoshi Takahashi; Takeya Harada; Toshihiro Yamaki; Toshihiro Oikawa. Study on Impulse Charger for Enhancement of Volumetric Efficiency of SI Engine. SAE Techn. Pap. Ser. 2006-01-0191.

ПРИЛОЖЕНИЕ А – ТАБЛИЦА «CASE»

Об. кол. вала., мин ⁻¹	Головка блока цилиндров, К	Продолжительность сгорания, град	Температура стенки выпускного канала, К	Температура стенки блока цилиндров в НМТ, К	Температура стенки блока цилиндров в ВМТ, К	Начало процесса сгорания, град	Показ. сгор. Вибе	Соотнош.воз д./топл
5500	480	49,2	430	360	390	3,2	1,6	12,497
5000	480	49,2	430	360	390	3,2	1,5	12,698
4500	480	46,9	430	360	390	3,2	1,56	12,854
4000	480	45,3	430	360	390	3,2	1,62	12,879
3500	480	44,6	430	360	390	3,2	1,68	12,910
3000	480	43,7	430	360	390	3,2	1,83	12,801
2500	480	42,9	430	360	390	3,2	2,08	12,384
2000	480	42,7	430	360	390	3,2	2,28	13,00
1500	480	42,3	430	360	390	3,2	2,38	13,11
1000	480	37	430	360	390	3,2	2,4	13,151