

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

Институт машиностроения

(институт, факультет)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Двигатели внутреннего сгорания

(направленность (профиль/специализация))

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Модернизация элементов системы выпуска двигателя семейства  
ВАЗ

Студент

А.Е. Свешников

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

В.В. Смоленский

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Т.С. Анисифорова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

Зав. кафедрой «ЭМСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.

Тольятти 2019

## АННОТАЦИЯ

Повышение эффективности рабочего процесса двигателя является значимой и актуальной задачей. Поэтому в бакалаврской работе представлен способ повышения эффективности рабочего двигателя за счет модернизации элементов системы выпуска.

В бакалаврской работе проведена модернизация элементов системы выпуска двигателя на базе двигателя ВАЗ. Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка состоит из следующих разделов:

- Обоснование эффективности применения элементов системы выпуска в бензиновых двигателях семейства ВАЗ.
- Тепловой расчет и тепловой баланс двигателя, где проведен расчет основных параметров проектируемого двигателя. Представлено сравнение внешней скоростной характеристики для базового и проектируемого двигателя.
- Кинематический расчет показывает изменение кинематических параметров поршневой группы.
- Динамический расчет, где определяются силы и нагрузки, действующие в кривошипно-шатунном механизме, а также условия для уравнивания двигателя.
- Расчет основных деталей двигателя, состоящий из расчета наиболее нагруженных элементов ДВС.

Графическая часть работы содержит 8 листов формата А1, это чертежи конструкции спроектированного двигателя и материал иллюстрирующий эффективность проведенной модернизации.

## ABSTRACT

Improving the efficiency of the workflow engine is a significant and urgent task. Therefore, in the bachelor's work there is a way to increase the efficiency of the working engine by upgrading the elements of the exhaust system.

In the bachelor's work, elements of the engine exhaust system based on the VAZ engine were upgraded. Bachelor's work consists of an explanatory note and a graphic part. Explanatory note consists of the following sections:

- Justification of the effectiveness of the use of elements of the exhaust system in gasoline engines of the VAZ family.

- Thermal calculation and heat balance of the engine, where the calculation of the main parameters of the engine being designed. A comparison of the external speed characteristic for the basic and projected engine is presented.

- Kinematic calculation shows the change in the kinematic parameters of the piston group.

- Dynamic calculation, where the forces and loads acting in the crank mechanism are determined, as well as the conditions for balancing the engine.

- Calculation of the main engine parts, consisting of the calculation of the most loaded elements of the ICE.

The graphic part of the work contains 8 sheets of A1 format, these are the drawings of the designed engine design and the material illustrating the effectiveness of the modernization carried out.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Обзор систем выпуска применяемых на бензиновых двигателях малого класса .....	7
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя .....	16
3 Расчет кинематики двигателя .....	27
4 Динамический расчет двигателя.....	29
4.1 Расчет основных сил и моментов действующих в КШМ.....	29
4.2 Расчет уравновешивающего механизма .....	35
5 Расчет деталей и механизмов двигателя .....	41
5.1 Расчет поршня .....	41
5.2 Расчет поршневого пальца .....	43
5.3 Расчет стержня шатуна .....	45
5.4 Расчет поршневого кольца .....	48
5.5 Расчет газораспределения двигателя (впускные клапаны) .....	50
Заключение .....	57
Список используемых источников.....	58
Приложение А.....	61

## ВВЕДЕНИЕ

Исследование систем выпуска отработавших газов автомобильных двигателей, позволяют расширить знания по теории рабочего процесса и углубиться в методологию и методику снятия основных характеристик двигателя.

Основными источниками шума автомобильных и тракторных двигателей являются процессы впуска и выпуска.

Одним из эффективных средств снижения шума двигателей внутреннего сгорания является установка глушителей шума выпуска.

Система выпуска отработавших газов из цилиндров ДВС является наиболее интенсивным источником шума на автомобиле.

Интенсивным источником высокочастотного шума в двигателях с турбонаддувом является турбина. Определенную роль в образовании шума выхлопа играет шум турбулентного пограничного слоя и струи, вытекающей из выпускной трубы и др.

Колебания давления и скорости газа передаются по системе выпуска к выпускному отверстию, возбуждает колебания окружающего воздуха и создают шум. Акустическая мощность не заглушенного выхлопа достигает 10...100 Вт (130...140 дБ), в десятки раз превосходя мощность остальных источников шума на автомобиле. Для уменьшения шума выхлопа используют глушители шума.

К автомобильным глушителям шума выпуска отработавших газов предъявляются следующие требования:

1. Обеспечение эффективности снижения шума в широком диапазоне частот. Для современных двигателей снижение уровня шума должно быть в пределах 20-25 дБ(А);

2. Минимальное влияние работы глушителя на мощностные показатели двигателя (потери мощности не должны превышать 1,5% от номинального значения);

3. Минимальные габариты и масса глушителя;
4. Надежность и простота эксплуатации.

Требуемый уровень звука после глушителя для легковых автомобилей не должен превышать 74 дБ(А)

## 1 Обзор систем выпуска применяемых на бензиновых двигателях малого класса

По принципу действия глушители делятся на две основные группы – отражающие (реактивные, рефлексные) и абсорбционные (активные).

Принцип действия абсорбционных глушителей основан на преобразовании акустической энергии в тепловую. Абсорбционные глушители содержат, как правило, звукопоглощающий материал. Эффективность этих глушителей зависит от способности материалов поглощать акустическую энергию, распространяющуюся в потоке воздуха. Данные глушители особенно эффективны для снижения широкополосного шума.

Наиболее простым абсорбционным глушителем является канал облицованный звукопоглощающим материалом. К абсорбционным глушителям относятся также экранные глушители. В этих глушителях происходит интенсивное затухание звуковых волн вследствие неоднократного изменения направления движения потока газа и увеличения длины облицованной части канала. Однако экранные глушители могут применяться только для снижения шума установок, которые допускают большое аэродинамическое сопротивление.

Несмотря на хорошие заглушающие свойства, абсорбционные глушители в практике глушения шума выпуска двигателей применяются пока редко из-за более высокой их стоимости и засоряемости набивки в процессе эксплуатации.

Принцип действия реактивных глушителей основан на отражении энергии набегающих на него волн ( $R_{отр} > R_{погл}$ ). Для уменьшения шума выхлопа ДВС используются в основном реактивные глушители. Такие глушители, к которым относится поглощение и отражение, называются комбинированными.

## 1.1 Расчет и проектирование глушителей шума

Расчет глушителей заключается в определении связи между акустической эффективностью заглушающих устройств и их конструктивными параметрами.

Проектирование глушителей начинается с определения требуемого объема и площадей сечений патрубков и труб глушителя. Для большинства автомобильных и тракторных двигателей объем глушителя

$$V_{\text{гл}} = (1,5 \dots 2,5) i V_h, \text{ м}^3, \quad (1.1)$$

где  $i$  – количество цилиндров двигателя;

$V_h$  – рабочий объем одного цилиндра,  $\text{м}^3$ .

Площади проходных сечений каналов выбирают из условия минимального аэродинамического сопротивления тракта. Они выполняются одинаковыми по всей длине и составляют 1,2...1,3 от площади канала в головке цилиндров.

После определения объема глушителя и площадей проходных сечений выполняется компоновка по привязке глушителя принятых размеров к машине, на которой он будет установлен. Далее определяется положение глушителя в пространстве и расположение трубопроводов в ходовой части автомобиля. Если глушитель расположен вблизи выпускного коллектора, например, в тракторах, то условия его работы более жесткие, он подвергается воздействию высоких температур и мгновенных скоростей газа, поэтому необходимо увеличить объем глушителя на 10 – 15%. При расположении глушителя вдали от выпускного коллектора происходит снижение шума выпуска в трубопроводе примерно на 1 дБ каждым метром трубопровода, и объем глушителя можно уменьшить на 15 – 20%. Несмотря на очевидные преимущества указанного расположения глушителя, на практике его применяют довольно редко из-за волновых явлений в выпускном трубопроводе, которые при некоторых режимах работы могут ухудшать очистку цилиндров от выпускных газов.

Основным параметром, характеризующим снижение шума, является



акустическая эффективность глушителя, которая определяется по формуле

$$\Delta L = 10 \lg P_1/P_2, \text{ дБ}, \quad (1.2)$$

где  $P_1$  и  $P_2$  – звуковая мощность при входе в глушитель и при выходе из него, Вт.

Эти величины определяются путем измерения на существующих глушителях.

### 1.2.1 Конструкция и расчет акустической эффективности абсорбционных глушителей

Акустическая эффективность  $\Delta L$  абсорбционного глушителя может быть определена по формуле:

$$\Delta L = 1,1f(\alpha)Pl\ell A, \text{ дБ}, \quad (1.3)$$

где  $f(\alpha)$  – условный коэффициент звукопоглощения облицовки глушителя, зависящий от коэффициента звукопоглощения используемого абсорбента,

$P$  – периметр поперечного сечения канала, м;

$A$  – площадь поперечного сечения канала м<sup>2</sup>;

$\ell$  – длина глушителя, м.

Для канала круглого сечения акустическая эффективность определяется по формуле:

$$\Delta L = 4,4f(\alpha) \ell l d, \text{ дБ}, \quad (1.4)$$

где  $d$  – диаметр глушителя, м.

## 1.2.2 Конструкции и расчет акустической эффективности реактивных глушителей шума

### 1.2.2.1 Структурные особенности реактивных глушителей

Реактивные и комбинированные глушители шума komponуют из отражающих и соединительных элементов с четко разграниченными функциями. Первые способствуют отражению звука, которое уменьшает его передачу, вторые (каналы связи, трубы) обеспечивают благоприятные условия для работы отражающих элементов и транспортировку рабочей среды.

Особенностью реактивных глушителей является резонансный характер их характеристик. При возбуждении реактивного глушителя широкополосным шумом большая часть энергии передается через него вблизи резонансных частот системы резонансными колебаниями газа на собственных частотах, близких к частотам входного сигнала. Подавление резонансной передачи звука составляет основу метода повышения эффективности реактивных глушителей шума.

### 1.2.2.2 Камерные глушители звука

Основным элементом реактивных глушителей являются расширительные камеры. Набегающие из приемной трубы волны возбуждают на входе в камеры колебания объемного расхода  $Q_1$ , которые возбуждают в ней звуковое давление  $P$ . Амплитуда пропущенной волны  $b_2$  равна среднему давлению у среза выпуклой трубы и определяется передаточной функцией объема  $Z_{21} = P_2/Q_1$ . На низких частотах, для которых наибольший линейный размер камеры меньше  $\lambda/4$ , звуковое давление во всех точках камеры почти одинаково, и она работает как акустическая емкость. Звуковое давление в камере и передача звука через нее тем меньше, чем выше частота колебаний и больше объем камеры. Для камеры достаточно большого объема передаточная функция  $|Z_{21}| \ll 1$ , поэтому большая часть энергии набегающих волн отражается в приемную

трубу.

На частотах, для которых длины звуковых волн соизмеримы с линейными размерами камеры, в последней возбуждаются резонансные колебания газа, и передача звука резко увеличивается. Распределение давлений в объеме камеры при резонансных колебаниях описывается соответственными формами колебаний  $\Phi N$ . Каждой собственной форме соответствует собственная (резонансная) частота  $fN$ .

Акустическая эффективность однокамерного элемента рассчитывается по формуле:

$$\Delta L = 10 \lg [1 + 1/4(m - 1/m)^2 \sin^2 k l_k], \text{ дБ}, \quad (1.5)$$

где  $m$  – степень расширения, равная отношению площади сечения камеры к площади сечения трубопровода;

$l_k$  – длина камеры, м;

$k$  – волновое число, равное частному от деления  $2\pi$  на длину волны,  $\text{м}^{-1}$ .

### 1.2.2.3 Резонаторные глушители звука

Резонаторные глушители звука по сравнению с широкополосными камерами имеют большую эффективность, но в значительно более узком диапазоне частот. Простейшим типом резонаторного глушителя является резонатор Гельмгольца, представляющий собой полость, соединенной горловиной с газопроводом. При прохождении звуковой волны часть ее энергии расходуется на преодоление инерционности массы газа в горловине и упругости газа в полости резонатора. Резонатор Гельмгольца можно считать колебательной системой с сосредоточенными параметрами. Частота собственных колебаний резонатора Гельмгольца определяется выражением:

$$f_p = c \sqrt{k_0 V / 2\pi}, \text{ Гц}, \quad (1.6)$$

где  $c$  – скорость звука в воздухе, м/с;

$V$  – объем резонатора, м<sup>3</sup>;

$k_o$  – проводимость горловины, м;  $k_o = A/(l_o + \pi d_o/4)$ , здесь,

$A$  – площадь сечения горловины, м<sup>2</sup>;

$l_o$  – длина горловины, м;

$d_o$  – диаметр горловины, м.

Одиночный резонатор Гельмгольца редко используется на практике. Более часто применяются кольцевые резонаторы, образованные при помощи камеры, концентрично расположенной по отношению к трубопроводу, и равномерно распределенных отверстий.

Расчет эффективности такого глушителя выполняется по формуле [26-30]:

$$\Delta L = 10 \lg \{ 1 + [(k_o V)^{1/2} / (2A_{mp}(f/f_p - f_p/f))]^2 \}, \text{ дБ} \quad (1.7)$$

где  $V$  – объем резонаторной камеры, м<sup>3</sup>;

$A_{mp}$  – площадь поперечного сечения трубопровода, м<sup>2</sup>;

$f_p$  – резонансная частота, определяемая по формуле (3), Гц;

$f$  – частота звука, излучаемая отработавшими газами в диапазоне 50 – 500

Гц;

$k_o$  – проводимость отверстий, м;  $k_o = (nA_1)/(l_1 + 0,8\sqrt{A_1})$ , здесь

$A_1$  – площадь одного отверстия, м<sup>2</sup>;

$n$  – количество отверстий;

$l_1$  – глубина отверстий (толщина стенки трубопровода), м.

С целью получения большей акустической эффективности применяют многокамерные резонаторные глушители, так как добавление второй камеры эффективнее, чем простое удвоение объема глушителя.

#### 1.2.2.4 Камерно – резонаторные глушители звука

Используемые на практике, автомобильные и тракторные глушители представляют сочетание камерных и резонаторных глушителей [24].

Общая эффективность таких глушителей определяется суммированием эффективностей всех последовательно соединенных элементов, т.е.

$$\Delta L = \sum \Delta L_i, \text{ дБ}, \quad (1.8)$$

где  $\Delta L_i$  – эффективность  $i$  – го элемента;

$n$  – число элементов, входящих в глушитель.

#### 1.3 Требования к глушителям автомобильных двигателей

К автомобильным глушителям шума выпуска отработавших газов предъявляются следующие требования:

5. Обеспечение эффективности снижения шума в широком диапазоне частот. Для современных двигателей снижение уровня шума должно быть в пределах 20-25 дБ(А);

6. Минимальное влияние работы глушителя на мощностные показатели двигателя (потери мощности не должны превышать 1,5% от номинального значения);

7. Минимальные габариты и масса глушителя;

8. Надежность и простота эксплуатации.

Требуемый уровень звука после глушителя для легковых автомобилей не должен превышать 74 дБ(А)

На рисунках 1.1 – 1.4 представлены конструкции систем выпуска отработавших газов

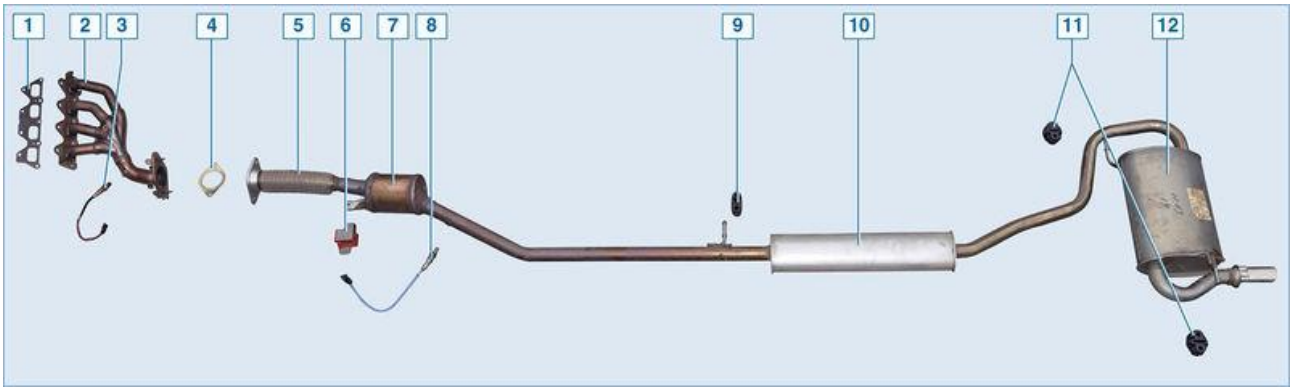


Рисунок 1.1 - Система выпуска отработавших газов Рено Дастер 2.0 4x4:

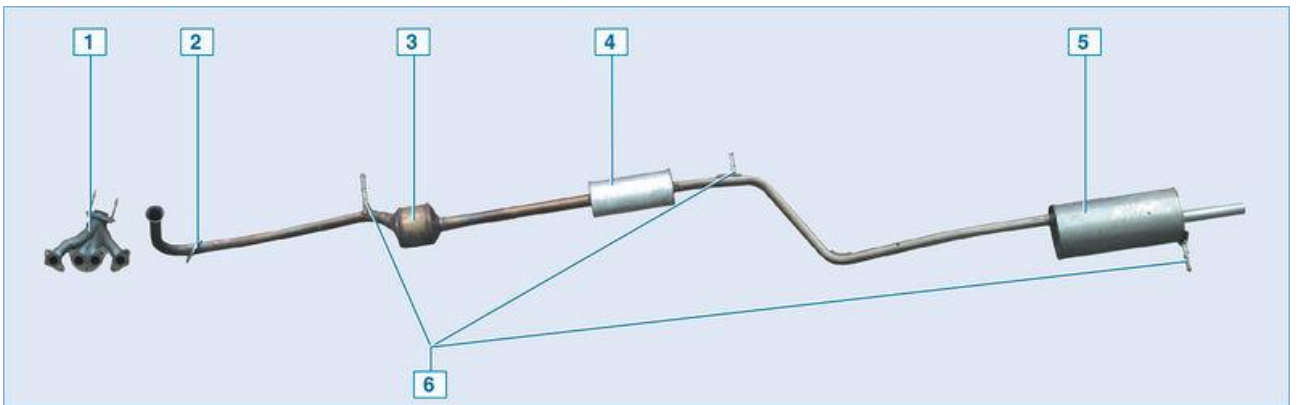


Рисунок 1.2 - Система выпуска отработавших газов Рено Logan первого поколения

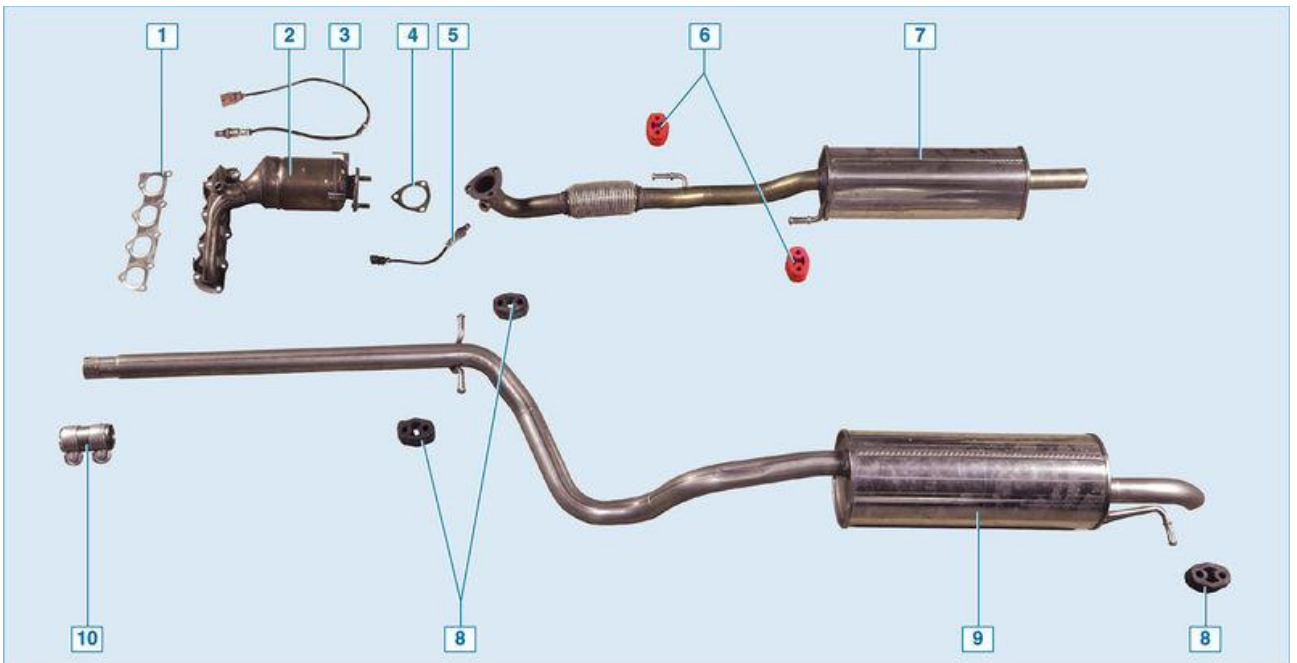


Рисунок 1.3 - Система выпуска отработавших газов Volkswagen Polo

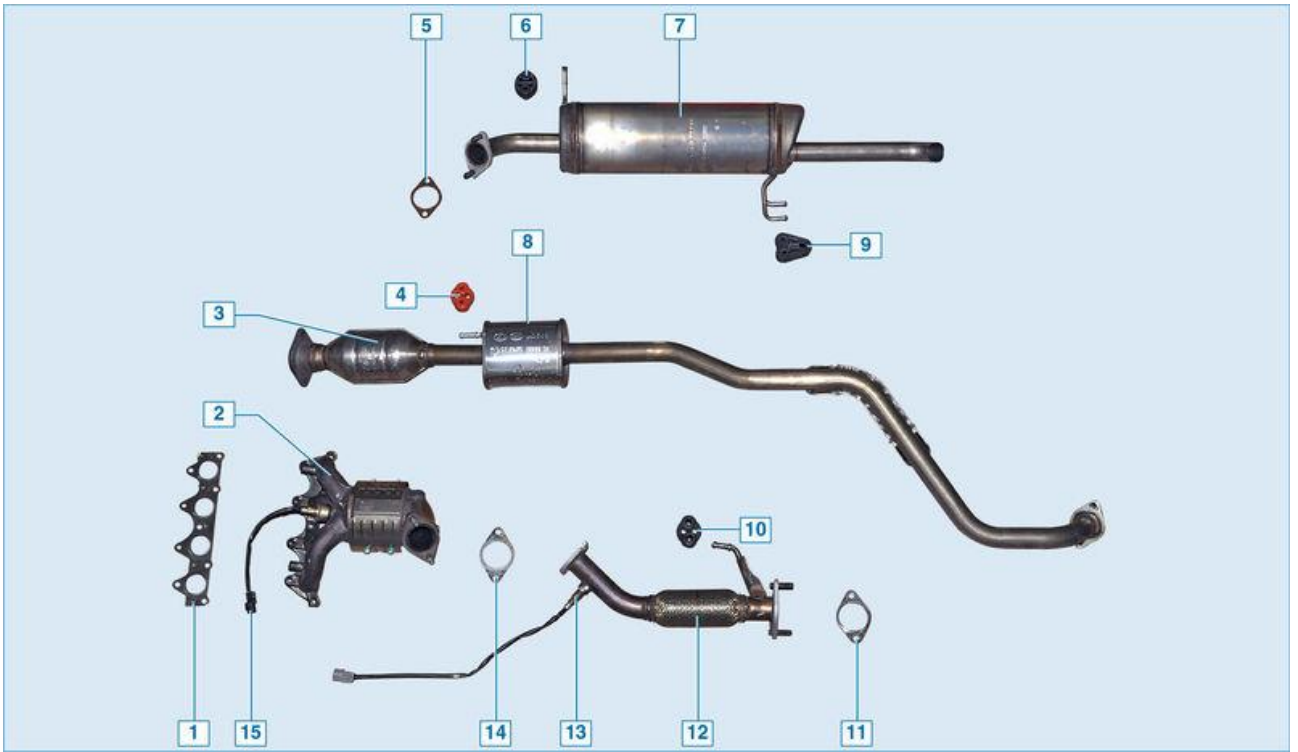


Рисунок 1.4 - Система выпуска отработавших газов Hyundai Solaris

## 2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Проведем тепловой расчет по методике Гринивецкого-Мазинга [7] для частоты вращения коленчатого вала:  $n_{\min} = 800 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_M = 4100 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_N = 6000 \text{ мин}^{-1}$ .

Расчет четырехтактного двигателя внутреннего сгорания на базе двигателя ВАЗ.

Средний элементарный состав и молекулярная масса бензина:  $C = 0,855$ ;  $H = 0,145$  и  $m_T = 115 \text{ кг/кмоль}$ .

Низшая теплота сгорания топлива:

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 1089 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H - W) = & (2.1) \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,60 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,93 \text{ МДж/кг} = 43930 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5168 \frac{\text{кмоль возд}}{\text{кг топл.}} \quad (2.2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957 \frac{\text{кг возд}}{\text{кг топл.}} \quad (2.3)$$

Принимаем  $\alpha = 1$  на всех режимах работы для эффективной работы трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

Количество горючей смеси:

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T = 0,5247 \text{ кмоль гор. см/кг топл.} \quad (2.4)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при  $K = 0,5$ :

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0,0713 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.}; \quad (2.5)$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0 \text{ кмоль } CO/\text{кг топл.}; \quad (2.6)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0,0725 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.}; \quad (2.7)$$

$$M_{H_2} = 2K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0 \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.}; \quad (2.8)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,4087 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.} \quad (2.9)$$



Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,5524 \text{ кмоль пр.сг/кг топл.} \quad (2.10)$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 1,05243 \quad (2.11)$$

Атмосферные условия:  $p_0 = 0,1$  МПа и  $T_0 = 293$  К, при наддуве  $p_k = \pi_k \cdot p_0$ ;  
 $p_k = 0,16$  МПа

Давление остаточных газов:

$$p_r = p_k(1,035 + A_p \cdot 10^{-8} n^2), \quad (2.12)$$

где  $p_{rN} = 1,18 p_k = 1,18 \cdot 0,16 = 0,189$  МПа;  $A_p = (p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) 10^8 / (n_N^2 p_0)$ .

Температура подогрева свежего заряда на номинальном скоростном режиме принимается  $\Delta T_N = 8^\circ\text{C}$ . Тогда,  $A_T = \Delta T_N / (110 - 0,0125 n_N)$  ;

$$\Delta T = A_T(110 - 0,0125 n) = 0,2 (110 - 0,0125 n) = 22 - 0,0025 n. \quad (2.13)$$

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (R_B T_k) \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Потери давления на впуске.

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{BII}) A_n^2 n^2 \rho_k \cdot 10^{-6} / 2 \text{ МПа.} \quad (2.14)$$

Давление в конце впуска:

$$p_a = p_k - \Delta p_a; \text{ МПа.} \quad (2.15)$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} p_r}{\varepsilon \varphi_{доз} p_a - \varphi_{оч} p_r}. \quad (2.16)$$

Температура в конце впуска:

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r); \text{ К.} \quad (2.17)$$

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k - \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} (\varphi_{доз} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r). \quad (2.18)$$

Удельный объем рабочего тела в конце процесса наполнения

$$V_a = 8.314 \cdot 10^{-3} \left[ \left( \alpha \cdot \frac{l_0}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_m} \right) T_a \right] / \left[ (1 + \alpha \cdot l_0) p_a \right] \text{ (м}^3\text{)}, \quad (2.19)$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \quad (2.20)$$

Показатель политропы сжатия

$$n_1 = 1 + \frac{8.314}{20.16 + 1.738 \cdot 10^{-3} (\varepsilon^{n_1-1} + 1) \cdot T_a} \quad (2.21)$$

Давление, температура и удельный объём в конце сжатия:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \quad \text{МПа} \quad (2.22)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad \text{К} \quad (2.23)$$

Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия

а) свежей смеси (воздуха):

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c,$$

где  $t_c = T_c - 273$ , °С.

б) остаточных газов определяется методом интерполяции по таблице 3.8 [11, стр. 59].

в) рабочей смеси:

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot (mc''_v)_{t_0}^{t_c}]$$

Коэффициент молекулярного изменения горючей  $\mu_0$  и рабочей  $\mu$  смеси:

$$\mu_0 = M_2/M_1;$$

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r).$$

Теплота сгорания смеси:

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119950(1 - 1) \cdot 0,5168 = 0$$

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} \quad (\text{ккД / кмоль раб. см})$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{CO}_2} \cdot (mc''_{v\text{CO}_2})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{CO}} \cdot (mc''_{v\text{CO}})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (mc''_{v\text{H}_2\text{O}})_{t_0}^{t_c} + \\ + M_{\text{H}_2} \cdot (mc''_{v\text{H}_2})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{N}_2} \cdot (mc''_{v\text{N}_2})_{t_0}^{t_c}]$$

определяется по эмпирическим формулам, приведенным в [11] для интервала

температур от 1501 до 2800 °С.

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$\xi_Z \cdot H_{\text{раб.см}} + (mc'_v)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (mc''_v)_{t_0}^{t_Z} \cdot t_Z \quad (2.24)$$

Максимальное давление сгорания теоретическое:

$$p_Z = p_C \cdot \mu \cdot T_Z / T_C \quad (\text{МПа}) \quad (2.25)$$

Максимальное давление сгорания действительное:

$$p_{Zд} = 0,85 \cdot p_Z \quad (\text{МПа}) \quad (2.26)$$

Степень повышения давления:

$$\lambda = p_Z / p_C \quad (2.27)$$

Давление и температура в конце процесса расширения:

$$\begin{aligned} p_b &= p_Z / \varepsilon^{n_2} \quad (\text{МПа}) \\ T_b &= T_Z / \varepsilon^{n_2-1} \quad (\text{К}) \end{aligned} \quad (2.28)$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$\begin{aligned} T_r &= \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}} \quad (\text{К}) \\ \Delta &\leq 5 \% \end{aligned} \quad (2.29)$$

Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$p'_i = \frac{p_C}{\varepsilon - 1} \cdot \left( \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right) \quad (\text{МПа}) \quad (2.30)$$

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = \varphi_i \cdot p'_i \quad (\text{МПа}), \quad (2.31)$$

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

$$\begin{aligned} \eta_i &= p_i \cdot l_0 \cdot \alpha / (H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v); \\ g_i &= 3600 / (H_u \cdot \eta_i) \Gamma / (\text{кВт} \cdot \text{ч}). \end{aligned} \quad (2.32)$$

Средняя скорость поршня:

$$v_n = S \cdot n_N / (10^4 \cdot 3) \quad (\text{м/с}) \quad (2.33)$$

Среднее давление механических потерь:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{п.ср} \text{ (МПа)} \quad (2.34)$$

Среднее эффективное давление и механический к.п.д.:

$$\begin{aligned} p_e &= p_i - p_m \text{ (МПа)}; \\ \eta_m &= p_e / p_i. \end{aligned} \quad (2.35)$$

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

$$\begin{aligned} \eta_e &= \eta_i \cdot \eta_m; \\ g_e &= 3600 / (H_u \cdot \eta_e) \text{ г / (кВт} \cdot \text{ч)}. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Основные параметры цилиндра и двигателя

Принимаем литраж двигателя 1,6 л, тогда рабочий объем одного цилиндра:

$$V_h = V_l / i = 1,6 / 4 = 0,4 \text{ л}, \quad (2.37)$$

следовательно,  $D = 82$  мм и  $S = 75,6$  мм.

Площадь поршня:

$$F_{п} = \pi \cdot D^2 / 4 = 3,14 \cdot 7,56^2 / 4 = 52,854 \text{ см}^2 \quad (2.38)$$

Мощность двигателя:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_l \cdot n}{30 \cdot \tau} \text{ (кВт)} \quad (2.39)$$

Крутящий момент:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} \text{ (Н} \cdot \text{м)}. \quad (2.40)$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} \text{ (кг/ч)} \quad (2.41)$$

Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_0 = H_u \cdot G_T / 3,6 \text{ (Дж/с)} \quad (2.42)$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e \text{ (Дж/с)} \quad (2.43)$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u) / (\alpha \cdot H_u) \quad (2.44)$$

где  $c = 0,45 \div 0,53$ ;  $m = 0,5 \div 0,7$ .

Теплота, унесенная с отработанными газами:

$$Q_r = (G_T / 3,6) \cdot \{ M_2 \cdot ((mc''_v)_{t_r} + 8,315) \cdot t_r - M_1 \cdot ((mc_v)_{t_0}^{47} + 8,315) \cdot t_0 \}. \quad (2.45)$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива

$$Q_{н.с} = 0.$$

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{н.с}) \quad (2.46)$$

Теперь проведем сравнение характеристик базового и модернизированного двигателей на рисунках 1.1 – 1.7, где рассмотрим основные параметры работы двигателя.

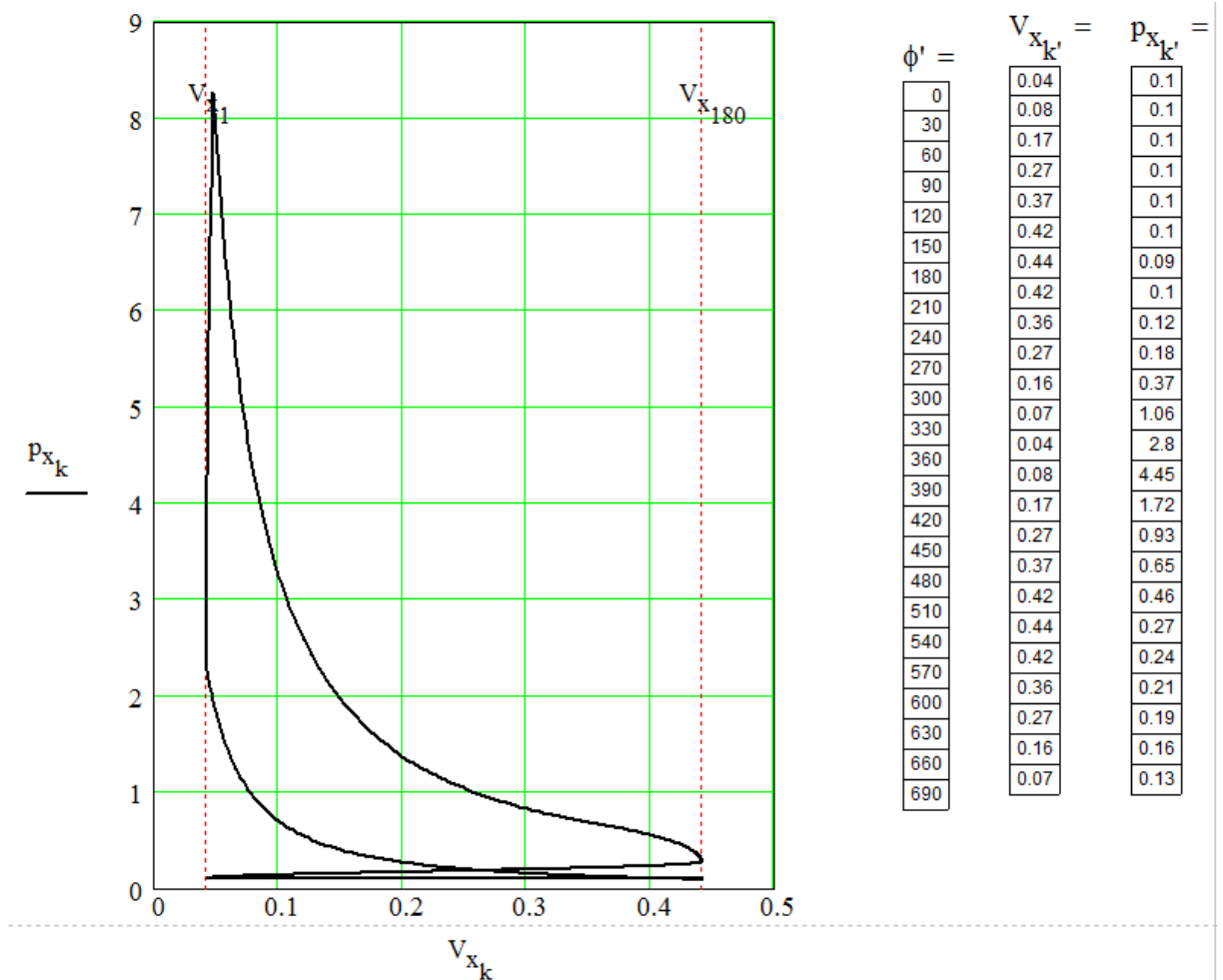


Рисунок 2.1 – Индикаторное давление модернизированного двигателя при частоте вращения  $4100 \text{ мин}^{-1}$

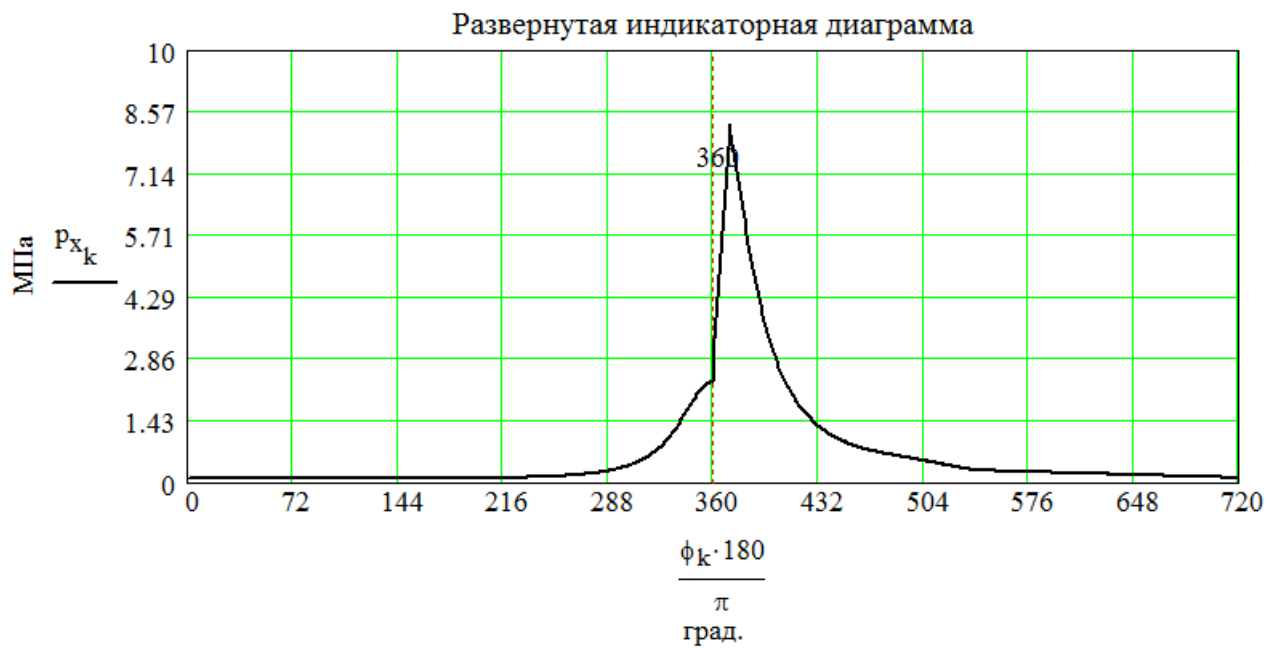


Рисунок 2.2 – Индикаторное давление базового двигателя при частоте вращения  $4100 \text{ мин}^{-1}$

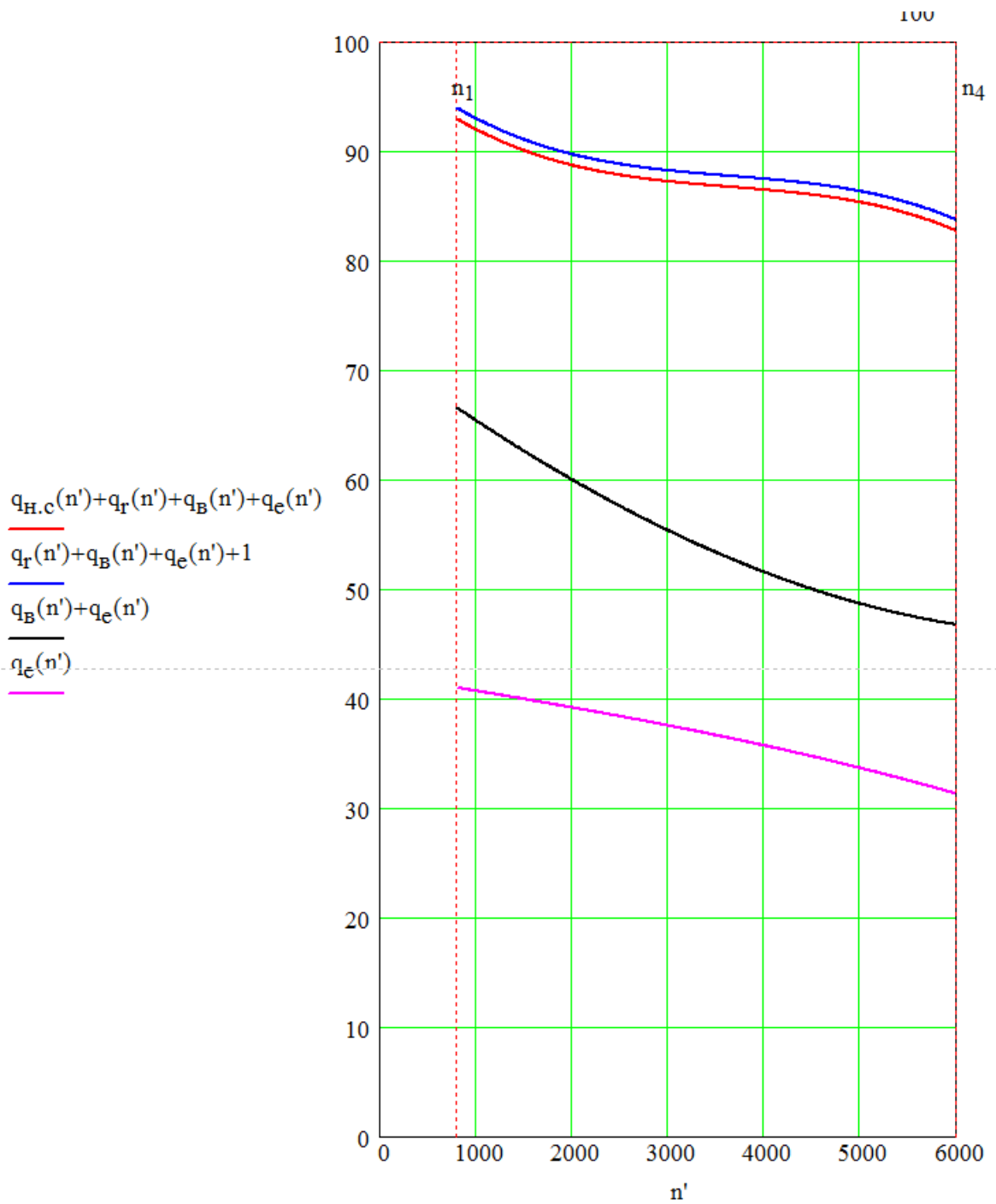


Рисунок 2.3 – Тепловой балланс модернизированного двигателя

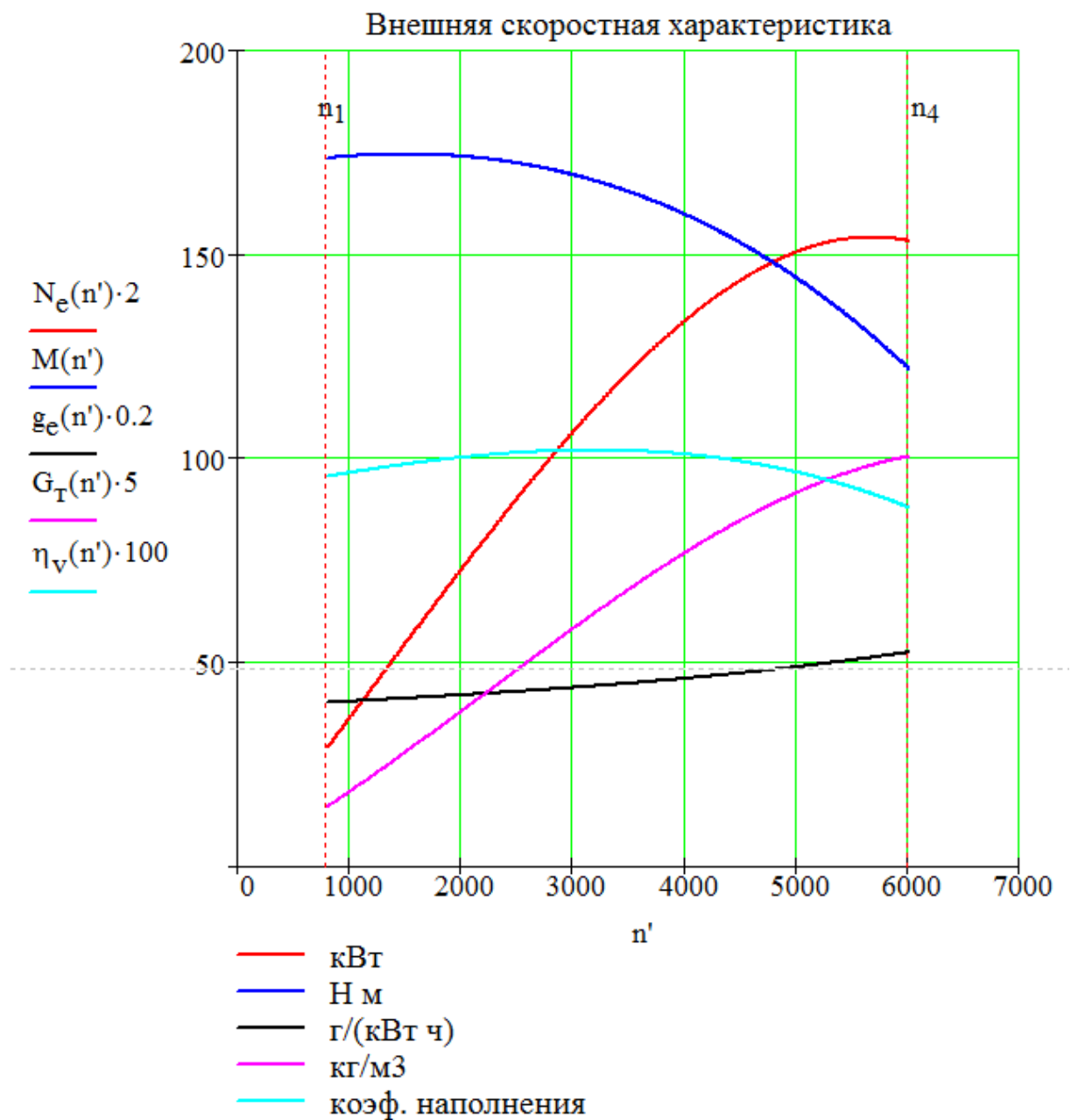


Рисунок 2.4 – Внешняя скоростная характеристика модернизированного двигателя



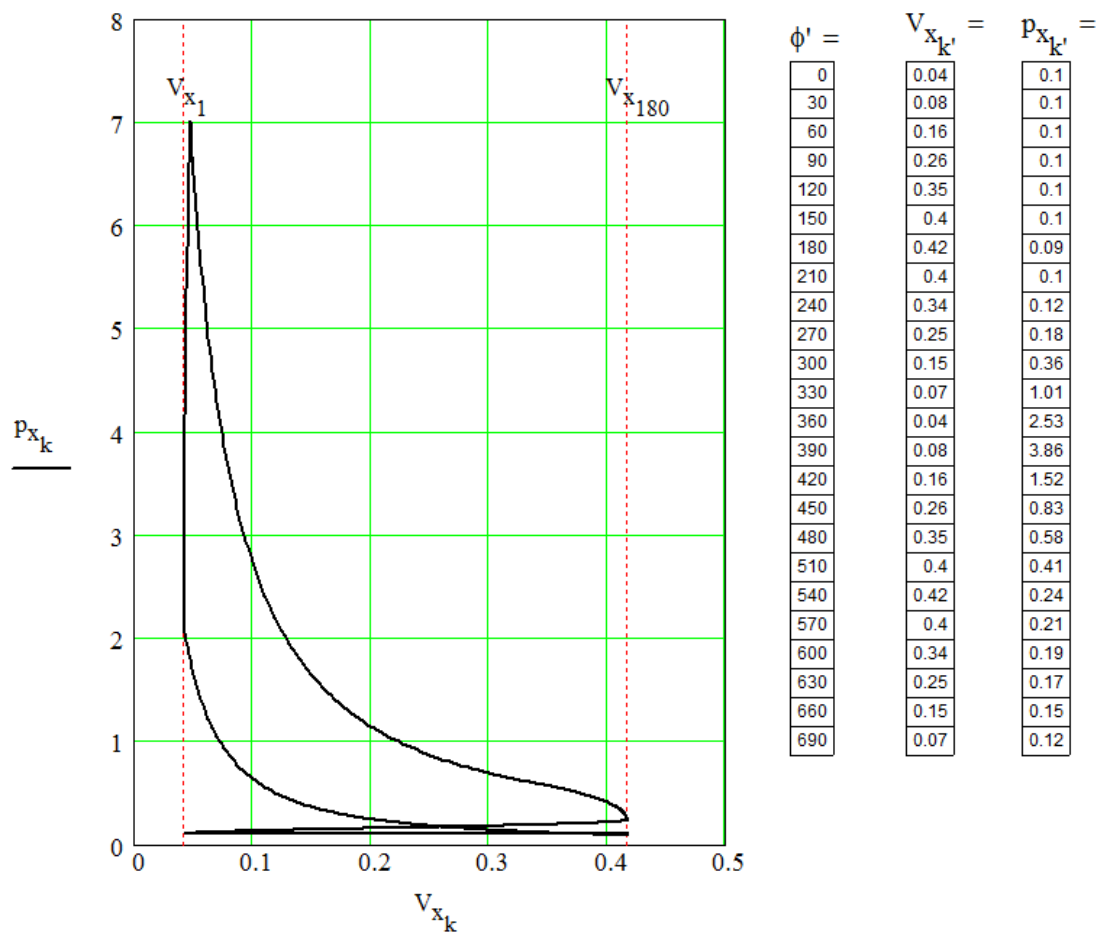


Рисунок 1.5 – Индикаторное давление базового двигателя при частоте вращения  $4100 \text{ мин}^{-1}$

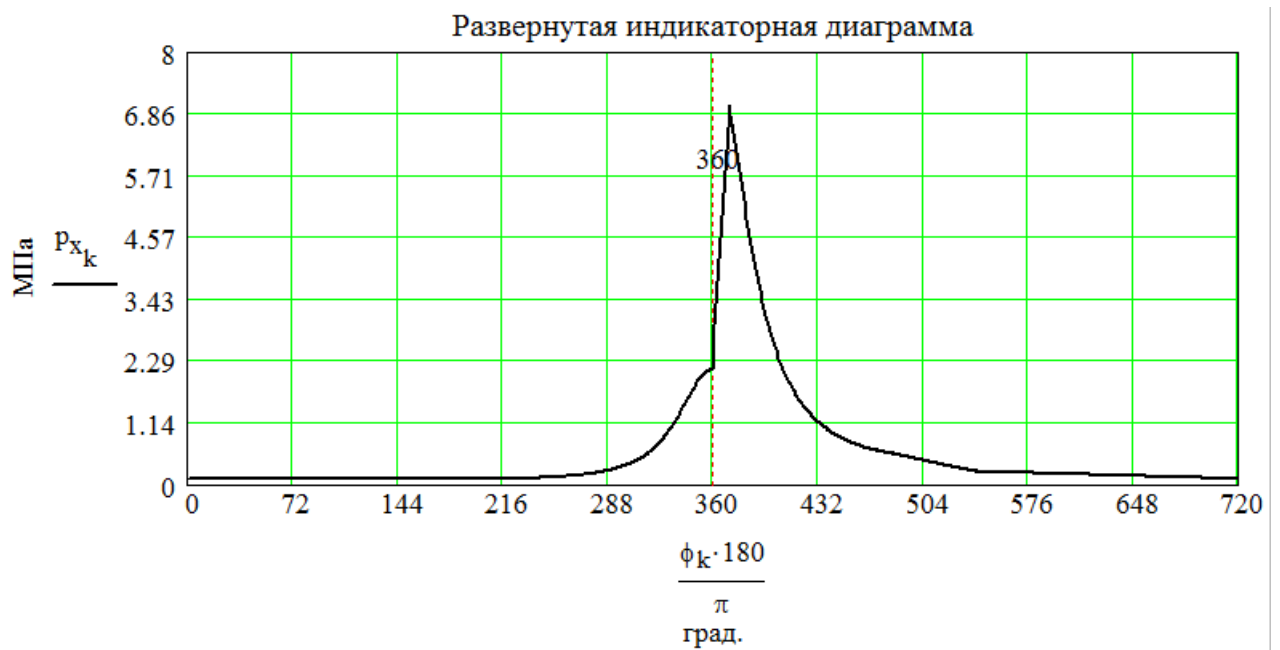


Рисунок 1.6 – Индикаторное давление базового двигателя при частоте вращения  $4100 \text{ мин}^{-1}$

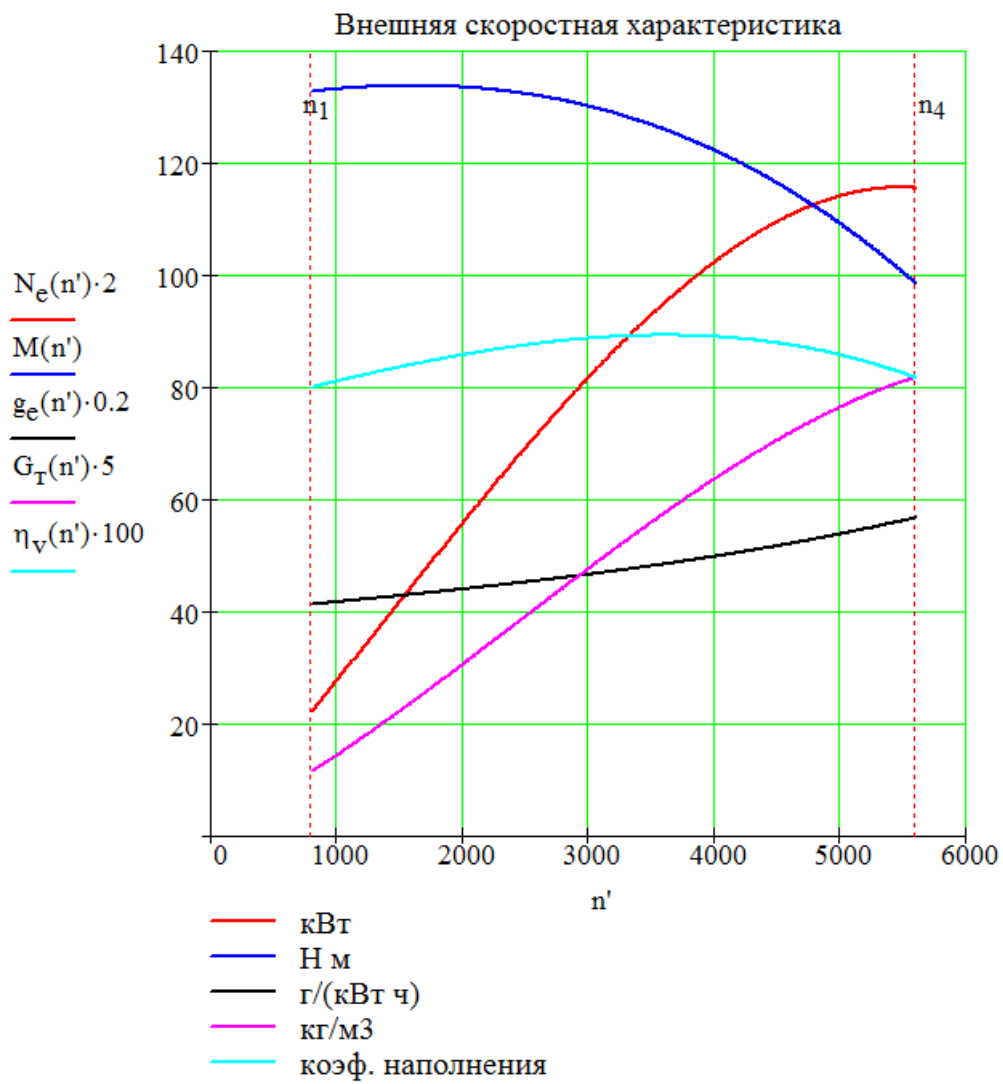


Рисунок 1.7 – Внешняя скоростная характеристика базового двигателя

### 3 Расчет кинематики двигателя

Премещение поршня [1, 6, 17].

$$S_x = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ мм.} \quad (3.1)$$

Скорость поршня

$$v_{\Pi} = \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \text{ м/с.} \quad (3.2)$$

Ускорения поршня

$$j = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi); \text{ м/с}^2. \quad (3.3)$$

Результаты кинематического расчета приведены на рисунках 3.1 – 3.3.

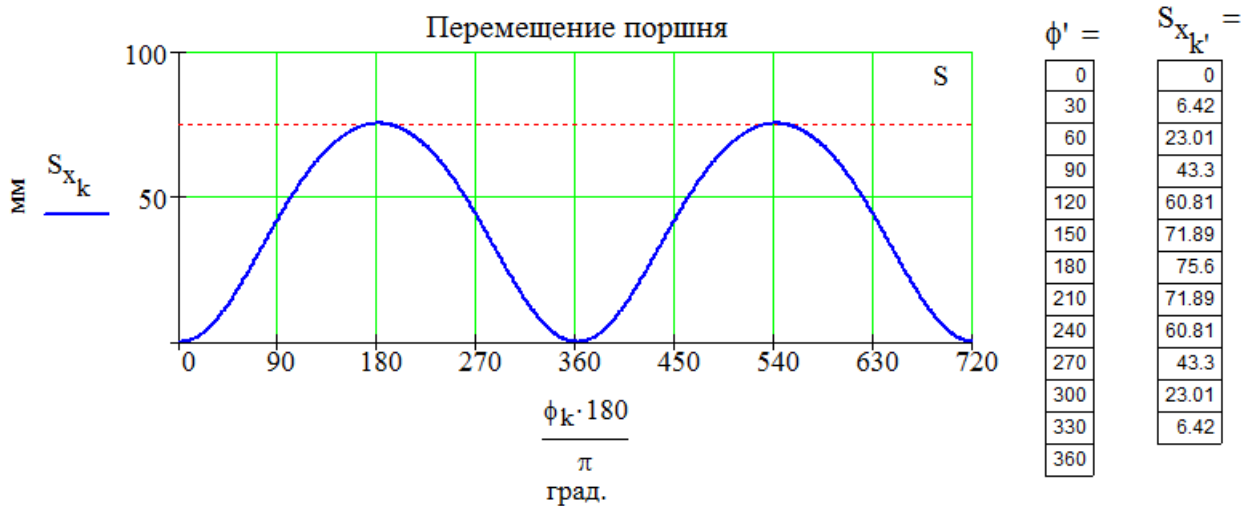


Рисунок 3.1 – График перемещения поршня

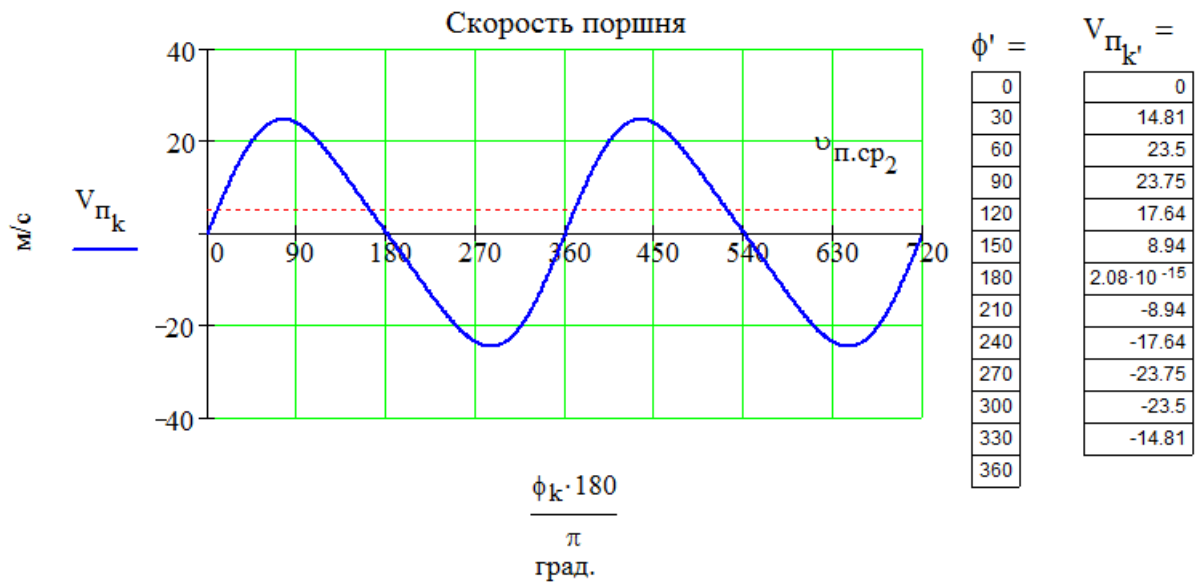


Рисунок 3.2 – График скорости поршня

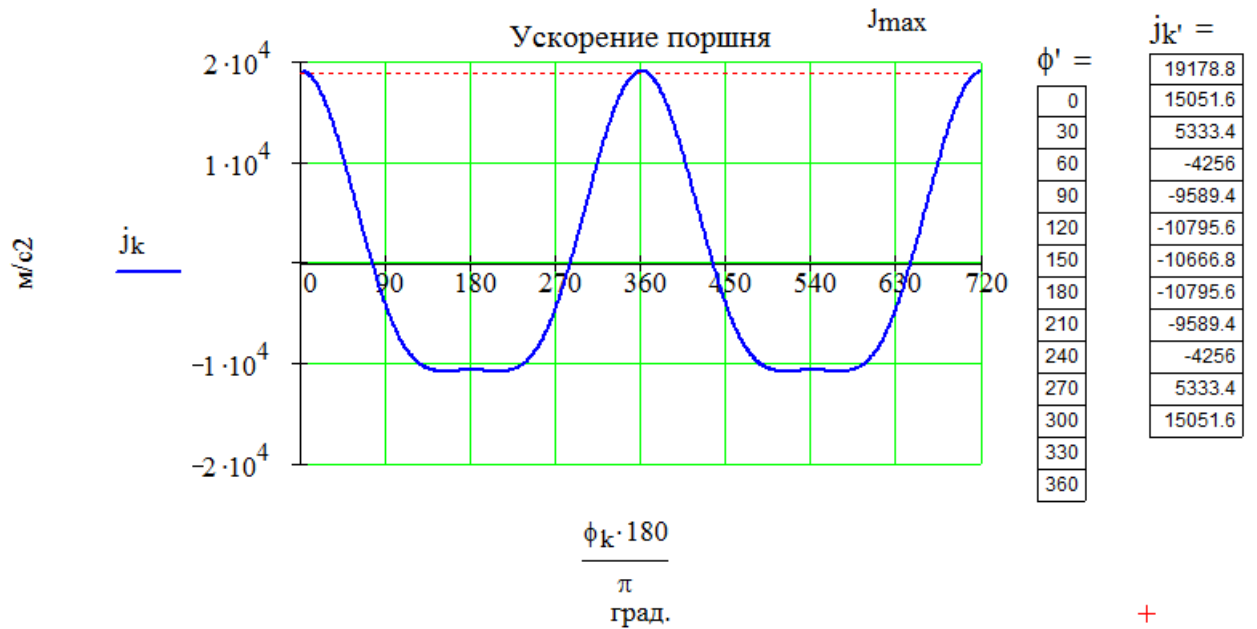


Рисунок 3.3 – График ускорения поршня

## 4 Динамический расчет двигателя

### 4.1 Расчет основных сил и моментов действующих в КШМ

По таблице 21 [1, стр.127] устанавливаются:

- масса поршневой группы:

$$m_{\text{п}} = m'_{\text{п}} \cdot F_{\text{п}} = 100 \cdot 0,00528 = 0,53 \text{ кг} \quad (4.1)$$

- масса шатуна

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{шш}} = 150 \cdot 0,00528 = 0,79 \text{ кг} \quad (4.2)$$

- масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}} = 140 \cdot 0,00528 = 0,74 \text{ кг} \quad (4.3)$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{ш-п}} = 0,275 \cdot m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,79 = 0,22 \text{ кг} \quad (4.4)$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{\text{ш-к}} = 0,725 \cdot m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,79 = 0,57 \text{ кг} \quad (4.5)$$

- массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_{\text{ж}} = m_{\text{п}} + m_{\text{ш-п}} = 0,53 + 0,22 = 0,75 \text{ кг} \quad (4.6)$$

- массы, совершающие вращательное движение:

$$m_{\text{R}} = m_{\text{к}} + m_{\text{ш-к}} = 0,74 + 0,57 = 1,31 \text{ кг} \quad (4.7)$$

Значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс:

$$p_{\text{ж}} = -j \cdot m_{\text{ж}} / F_{\text{п}} = -j \cdot 0,75 \cdot 10^6 / 0,00528 (\text{МПа}), \quad (4.8)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_{\text{R}} = -m_{\text{R}} \cdot R \cdot \omega^2 (\text{кН}). \quad (4.9)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{\text{Rш}} = -m_{\text{ш-к}} \cdot R \cdot \omega^2 (\text{кН}) \quad (4.10)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{\text{Rк}} = -m_{\text{к}} \cdot R \cdot \omega^2 (\text{кН}). \quad (4.11)$$

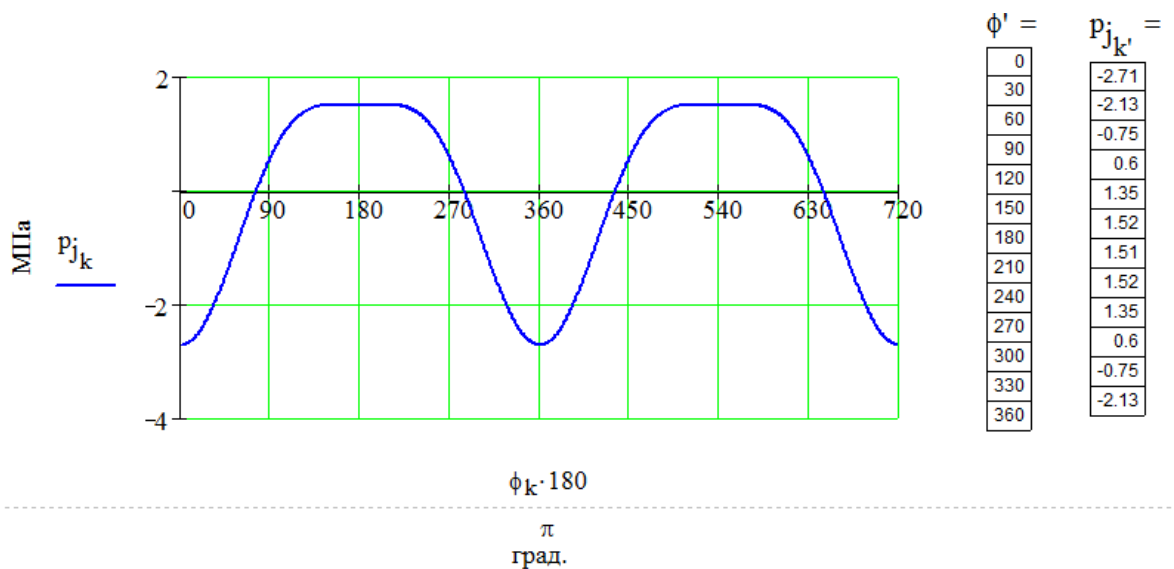


Рисунок 4.1 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

Удельная сила, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$p = \Delta p_r + p_j \quad (4.12)$$

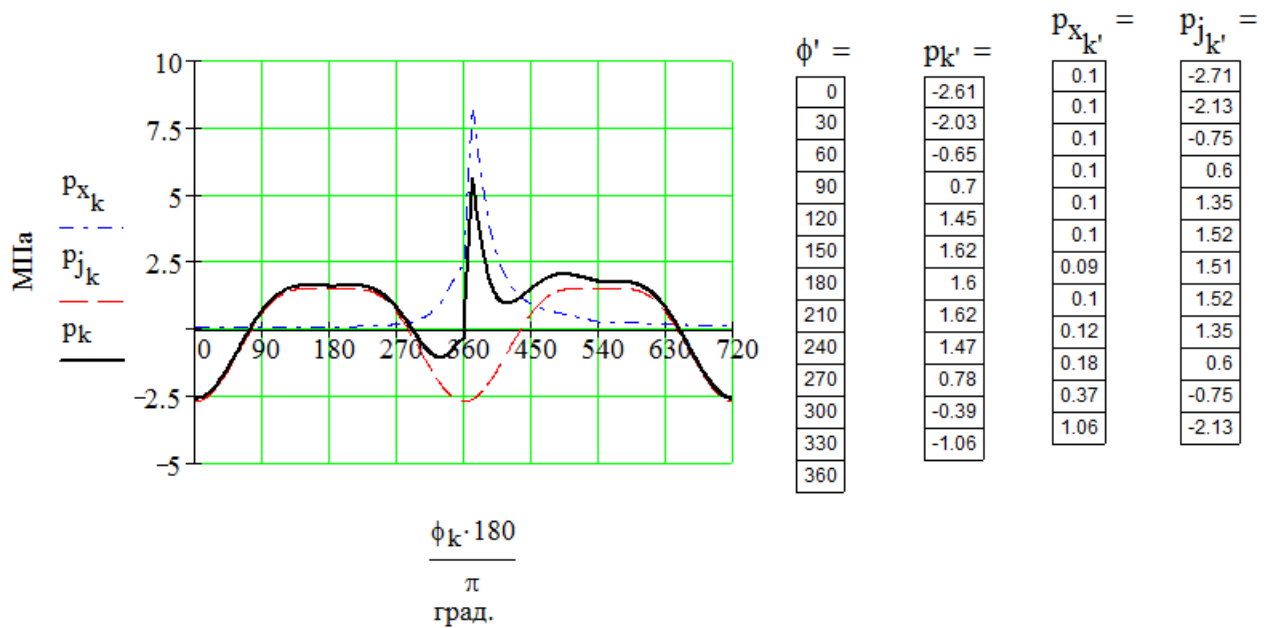


Рисунок 4.2 – Суммарная сила, действующая на поршневой палец двигателя

Удельная сила, действующая вдоль шатуна:

$$p_s = p \cdot (1/\cos\beta) \quad (4.13)$$

Удельная сила, действующая по радиусу кривошипа:

$$p_k = p \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos\beta \quad (4.14)$$

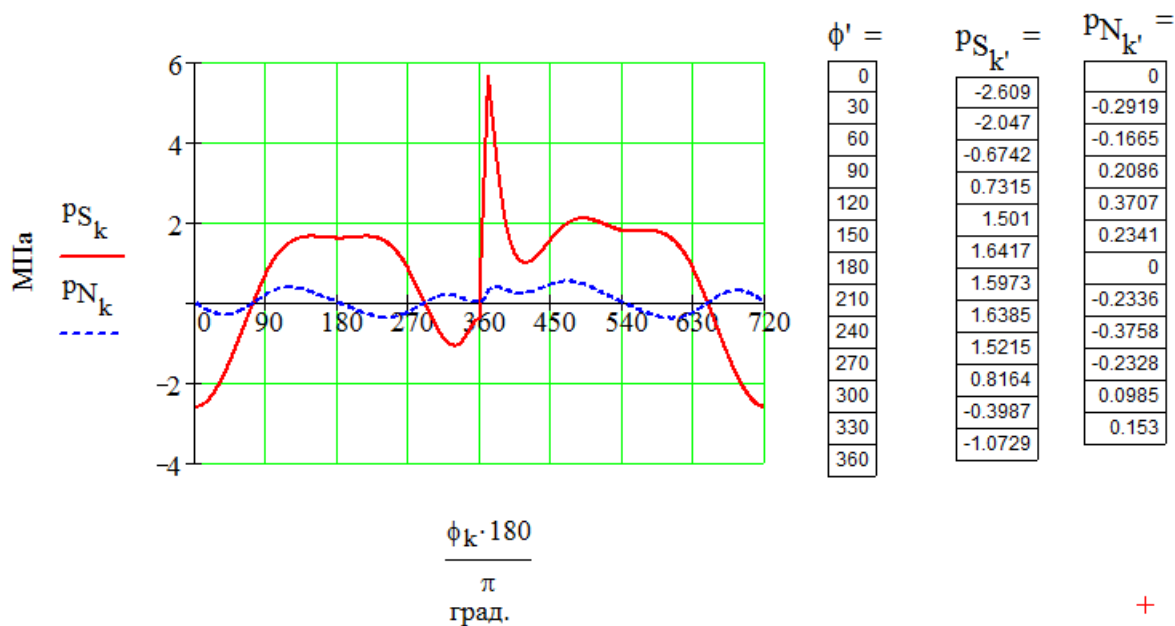


Рисунок 4.3 – Силы, сосредоточенные на оси поршневого пальца двигателя

Удельная тангенциальная сила:

$$p_T = p \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos\beta \quad (4.15)$$

Полная тангенциальная сила:

$$T = p_T \cdot F_T = 0,039592 \cdot p_T \quad (4.16)$$

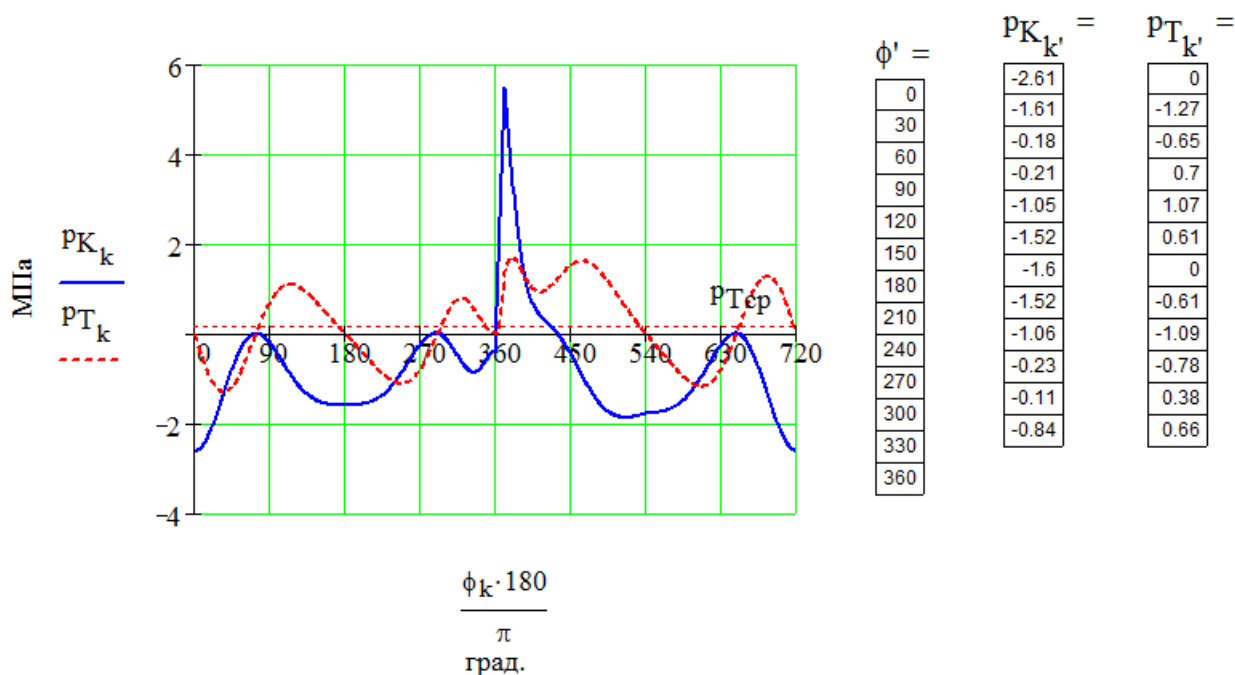


Рисунок 4.4 – Силы, сосредоточенные на оси шатунной шейки КВ двигателя

Среднее значение тангенциальной силы за цикл:

$$T_{cp} = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi \cdot \tau} \cdot p_i \cdot F_{\Pi} = \frac{2 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 4} \cdot 1,336 \cdot 0,0041854 = 890 \text{ Н}; \quad (4.17)$$

Крутящий момент одного цилиндра рассчитывается по формуле:

$$M_{кр.ц} = T \cdot R = 0,0355 \cdot 10^3 \cdot T \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.18)$$

Период изменения крутящего момента четырехтактного двигателя с равными интервалами между вспышками:

$$\theta = 720/i = 720/4 = 180^\circ. \quad (4.19)$$

Средний крутящий момент двигателя:

$$M_{кр.ср} = M_i = M_e / \eta_m = 108,97 / 0,8624 = 126,37 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.20)$$

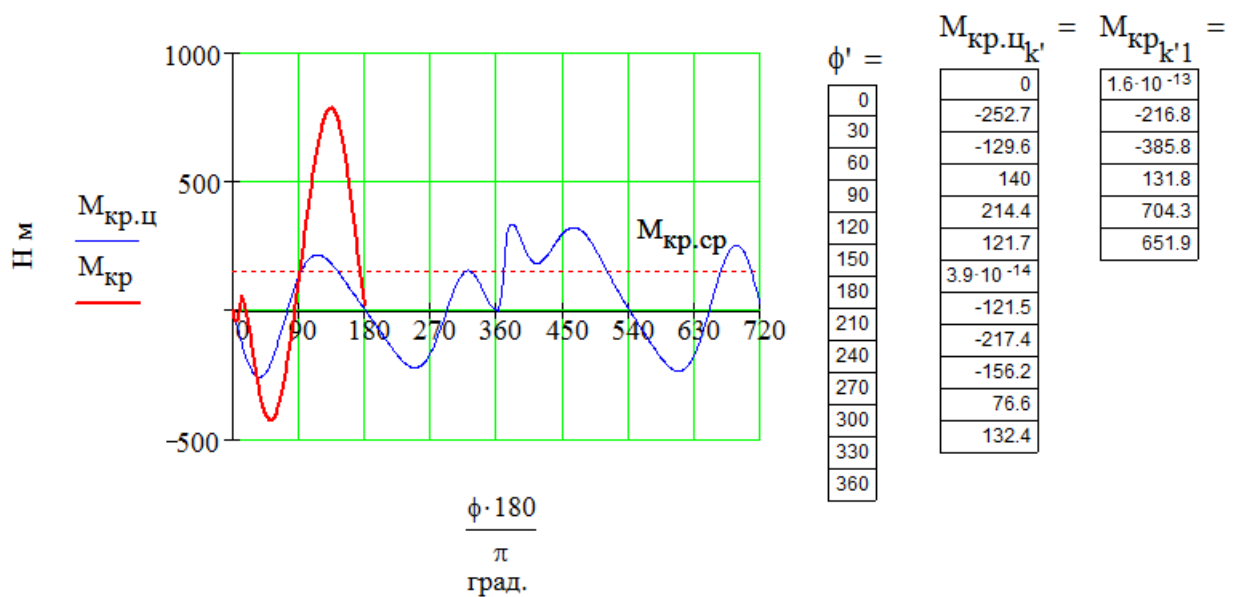


Рисунок 4.5 – Крутящий момент двигателя

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$P_K = K + K_{R_{ш}} = (K - 4,438) \text{ кН} \quad (4.21)$$

где  $K = p_k \cdot F_{\Pi} = 0,0041854 \cdot p_k \text{ кН}$ .

Результирующая сила  $R_{ш,ш}$ , действующая на шатунную шейку, подсчитывается графическим сложением векторов сил  $T$  и  $P_K$ :



$$R_{ш.ш} = \sqrt{T^2 + P_k^2} \quad (4.22)$$

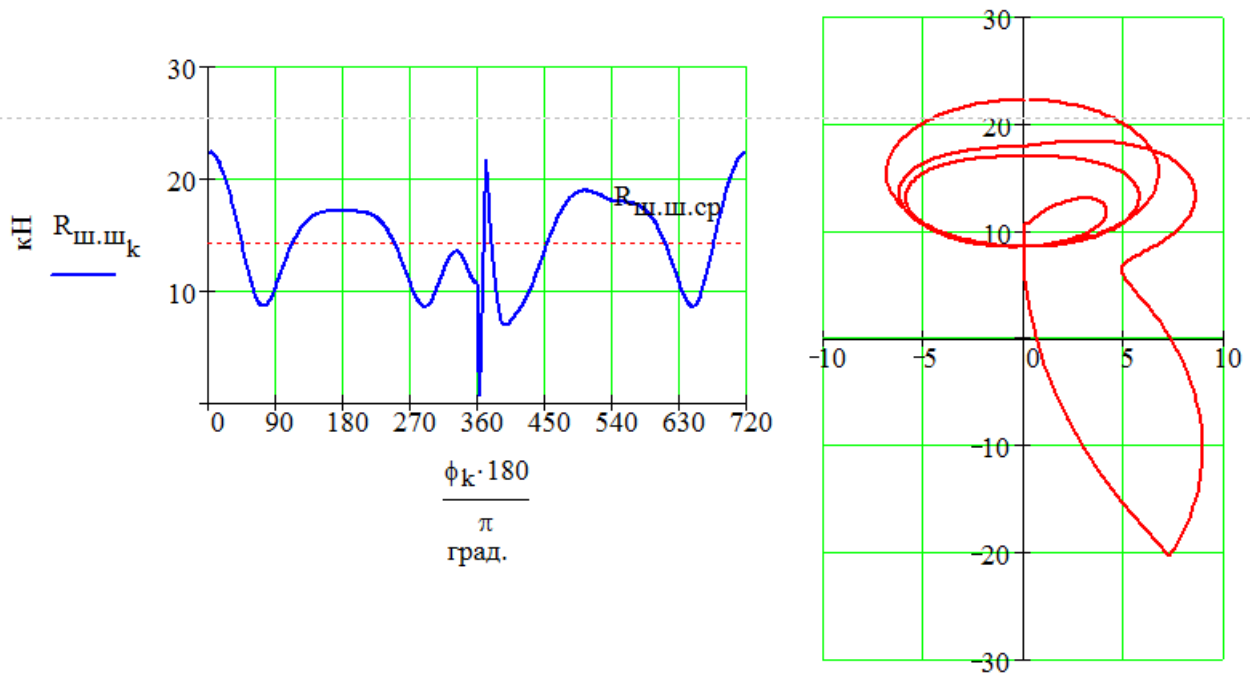


Рисунок 4.6 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу

Масштаб сил на полярной диаграмме для суммарных сил  $M_p = 0,1$  кН в мм.

$$R_{ш.ш.ср} = 8,849 \text{ кН}$$

$$R_{ш.ш.маx} = 17,162 \text{ кН}, \quad R_{ш.ш.миn} = 1,154 \text{ кН}$$

По полярной диаграмме строится диаграмма износа шатунной шейки. По диаграмме износа определяют расположение оси масляного отверстия.

Суммарная сила, действующая на колено вала по радиусу кривошипа:

$$K_{P_k} = P_k + K_{R_k} = P_k - 7,14 \quad (4.23)$$

Результирующая сила, действующая на колено вала

$$\bar{R}_k = \bar{R}_{ш.ш} + \bar{K}_{P_k} \quad (4.24)$$

Сила, действующая на вторую коренную шейку:

$$R_{к.ш2} = \sqrt{T_{к2}^2 + K_{к2}^2} \quad (4.25)$$

где

$$\begin{aligned}
T_{к2} &= -0,5 \cdot (T_1 + T_2 \cdot \cos\gamma_{к(1-2)} - K_{ркк} \cdot \sin\gamma_{к(1-2)}) = \\
&= -0,5 \cdot (T_1 + T_2 \cdot \cos 180 - K_{ркк} \cdot \sin 180) = -0,5 \cdot (T_1 - T_2); \\
K_{к2} &= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_2 \cdot \sin\gamma_{к(1-2)} + K_{ркк} \cdot \cos\gamma_{к(1-2)}) = \\
&= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_2 \cdot \sin 180 + K_{ркк} \cdot \cos 180) = -0,5 \cdot (K_{ркк} - K_{ркк}).
\end{aligned}
\tag{4.26}$$

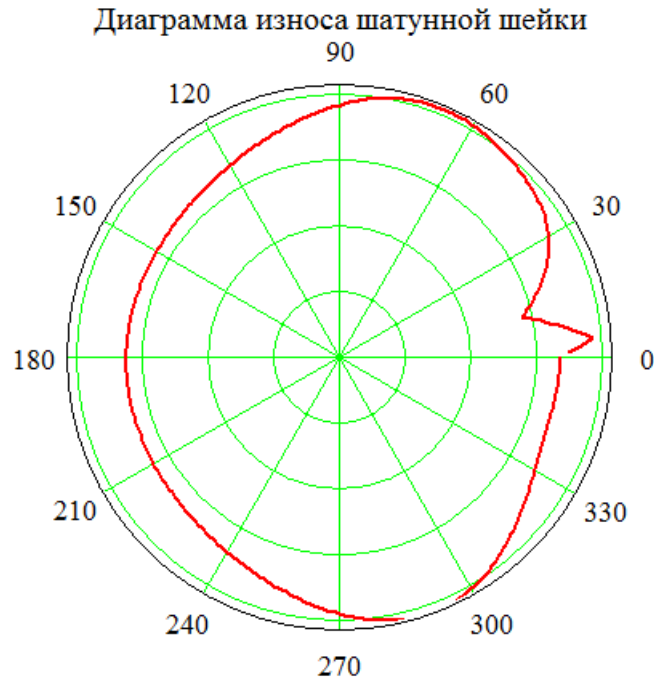


Рисунок 4.7 – Диаграмма износа шатунной шейки двигателя

Сила, действующая на третью коренную шейку:

$$R_{к.ш3} = \sqrt{T_{к3}^2 + K_{к3}^2}, \tag{4.27}$$

где

$$\begin{aligned}
T_{к3} &= -0,5 \cdot (T_2 + T_3 \cdot \cos\gamma_{к(2-3)} - K_{ркк} \cdot \sin\gamma_{к(2-3)}) = \\
&= -0,5 \cdot (T_2 + T_3 \cdot \cos 0 - K_{ркк} \cdot \sin 0) = 0,5 \cdot (T_2 + T_3); \\
K_{к2} &= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_3 \cdot \sin\gamma_{к(2-3)} + K_{ркк} \cdot \cos\gamma_{к(2-3)}) \cdot \cos\gamma_{к(1-2)} = \\
&= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_3 \cdot \sin 0 + K_{ркк} \cdot \cos 0) \cdot \cos 180 = 0,5 \cdot (K_{ркк} + K_{ркк}).
\end{aligned}
\tag{4.28}$$

По данным расчета строится полярная диаграмма нагрузок на коренные шейки в масштабе  $M_R = 0,1$  кН в мм.

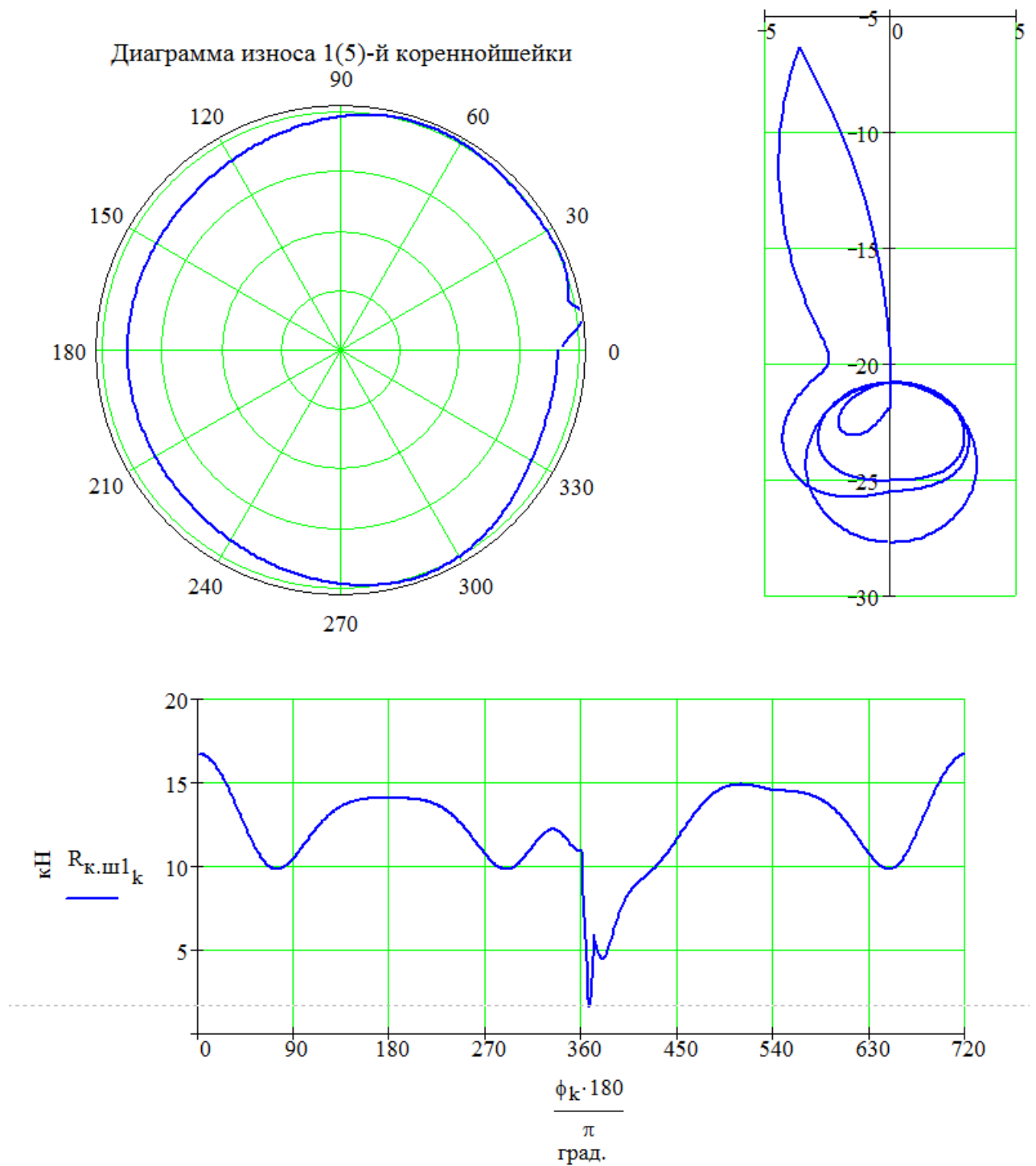


Рисунок 4.8 – Силы, действующие на коренные шейки двигателя

## 4.2 Расчет уравновешивающего механизма

Силы инерции втоого порядка для всех цилиндров

Рассмотрим газовые инерционные силы при  $\varphi=0\dots360$  град.

$$k := 1..360$$

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

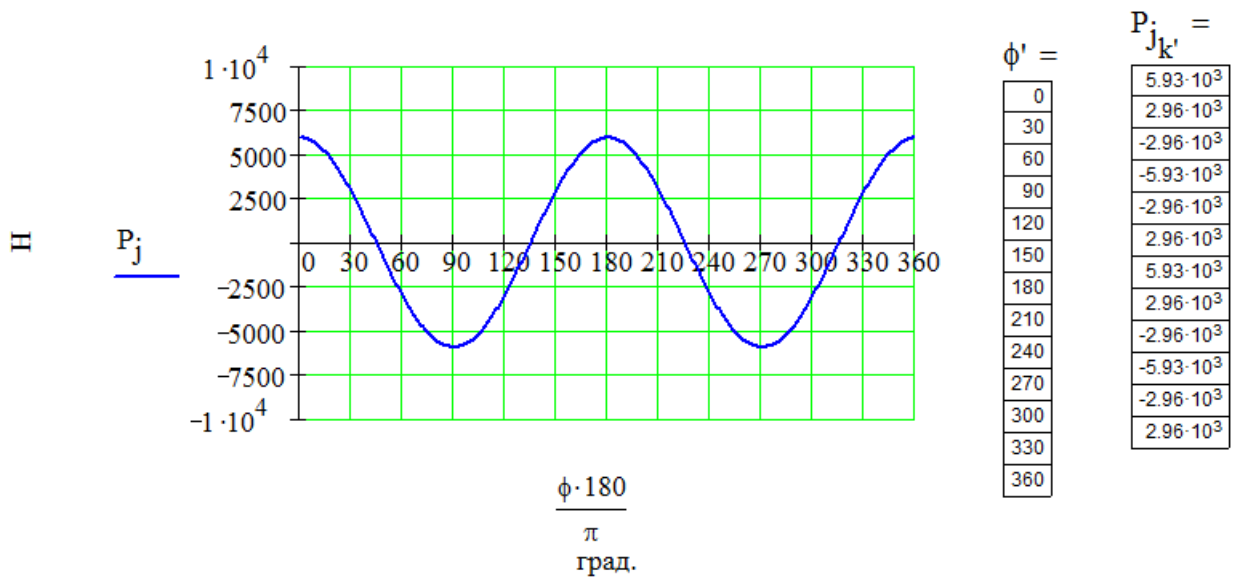


Рисунок 4.9 – Газовые инерционные силы

Сила инерции одного валика из условия полного уравнивания сил инерции 2-го порядка

$$R_{CB} := \frac{\max(P_j)}{2}; R_{CB} = 2.09 \times 10^3 \text{ (Н)}$$

Эту силу можно определить как центробежную при удвоенных оборотах, т.к. уравнивает силы инерции 2-го порядка, которые изменяются с двойной частотой:

$$R_{CB} = m_B \cdot r_C \cdot (2 \cdot \omega)^2$$

где  $m_B = \frac{\rho \cdot \pi \cdot r_B^2 \cdot l_d}{2}$  - неуравновешенная масса одного валика с полукруглым поперечным сечением

$r_C = \frac{4r_B}{3\pi}$  - расстояние от оси вращения до центра тяжести полукруга

$\rho := 7.8 \cdot 10^3 \text{ (кг/м}^3\text{)}$  - плотность стали

$l_d := 0.07 \text{ (м)}$  - длина неуравновешенной части валика

Определение геометрических параметров уравнивающих валиков

Форму противовесов выбираем полукруглой. Два выреза размещаем вблизи опор валиков симметрично. Это сделано для уменьшения прогиба валиков при вращении, т.е. уменьшении разбалансировки.

$$r_B := \sqrt[3]{\frac{3 \cdot R_{св}}{8 \cdot \rho \cdot l_d \cdot \omega^2}} \cdot 10^3$$

$r_B = 19.83$  (мм) - радиус вала

$$r_B := \text{ceil}(r_B)$$

Принимаем  $r_B = 20$  (мм)

Уточнение длины неуравновешенной части вала (общая длина выреза)

$$l_d := \frac{3 \cdot R_{св}}{8 \cdot \rho \cdot (r_B \cdot 10^{-3})^3 \cdot \omega^2} \cdot 10^3$$

$$l_d = 68.27 \text{ (мм)}$$

Уравновешивание опрокидывающего момента от сил инерций 1-го порядка

Для уравновешивания опрокидывающего момента необходимо, чтобы центробежные силы от валиков давали пару сил, момент которой был бы направлен в сторону противоположную опрокидывающему моменту (рис. 2.3).

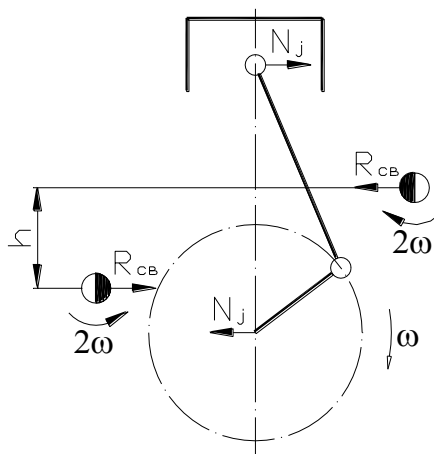


Рисунок 4.10 – Схема сил

Определение величины смещения валиков

Опрокидывающий момент от сил инерций 1-го порядка

$$M_{\text{опр.}j_k} := \frac{4 \cdot m_{\text{II}} \cdot (r_k \cdot 10^{-3})^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\phi_k) \cdot \sin(\phi_k + \beta_k)}{\cos(\beta_k)}$$

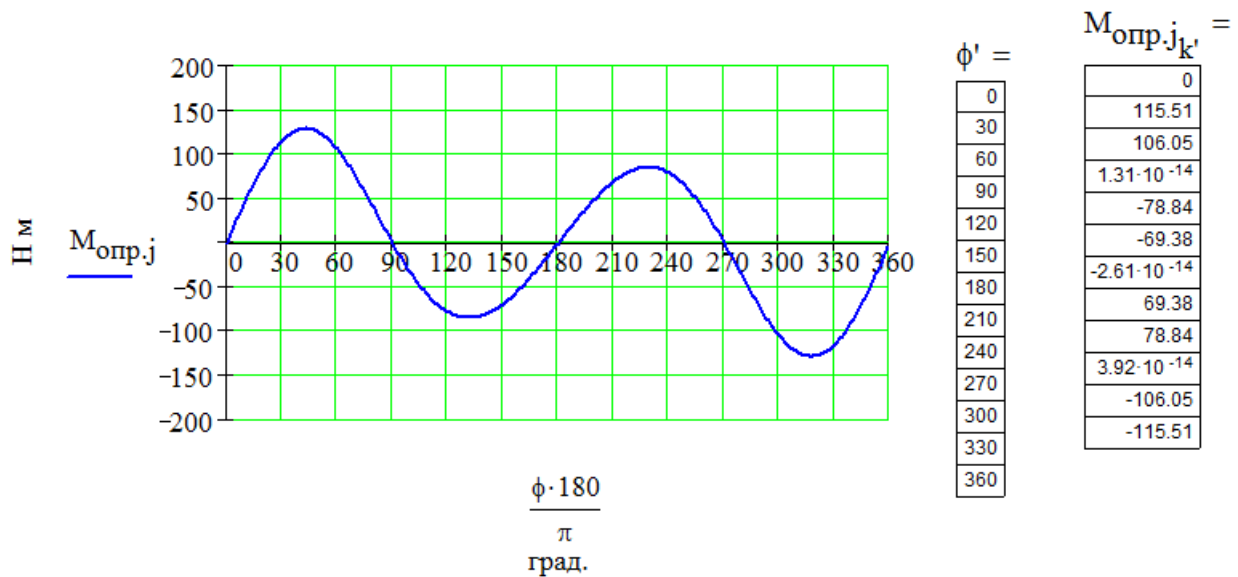


Рисунок 4.11 – Опрокидывающий момент от сил инерций 1-го порядка

### Компенсирующий момент

Будем считать, что компенсирующий момент повторяет опрокидывающий и направлен в противоположную сторону.

$$M_{\text{комп}} = M_{\text{опр.}j} = R_{\text{св}} \cdot \sin(2 \cdot \phi) \cdot h = \frac{8 \cdot \rho \cdot (r_B \cdot 10^{-3})^3 \cdot l_d \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2}{3} \cdot \sin(2 \cdot \phi) \cdot h$$

отсюда выразим  $h$

$$h_k := \frac{3 \cdot M_{\text{опр.}j_k}}{8 \cdot \rho \cdot (r_B \cdot 10^{-3})^3 \cdot l_d \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2 \cdot \sin(2 \cdot \phi_k)} \cdot 10^3$$

Как видно  $h$  принимает множество значений, т.к. опрокидывающий момент - неправильная синусоида. Исходя из того, что механизм неспособен изменять  $h$ , то зададимся средним значением для более полного уравновешивания опрокидывающего момента.

$$h := \frac{\sum h}{\text{length}(h)}$$

$$h = 22.417 \text{ (мм)}$$

$$M_{\text{компл}_k} := -\frac{8 \cdot \rho \cdot (r_B \cdot 10^{-3})^3 \cdot I_d \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2}{3} \cdot \sin(2 \cdot \phi_k) \cdot h \cdot 10^{-3}$$

$$M_{\text{рез.}j} := M_{\text{компл}} + M_{\text{опр.}j}$$

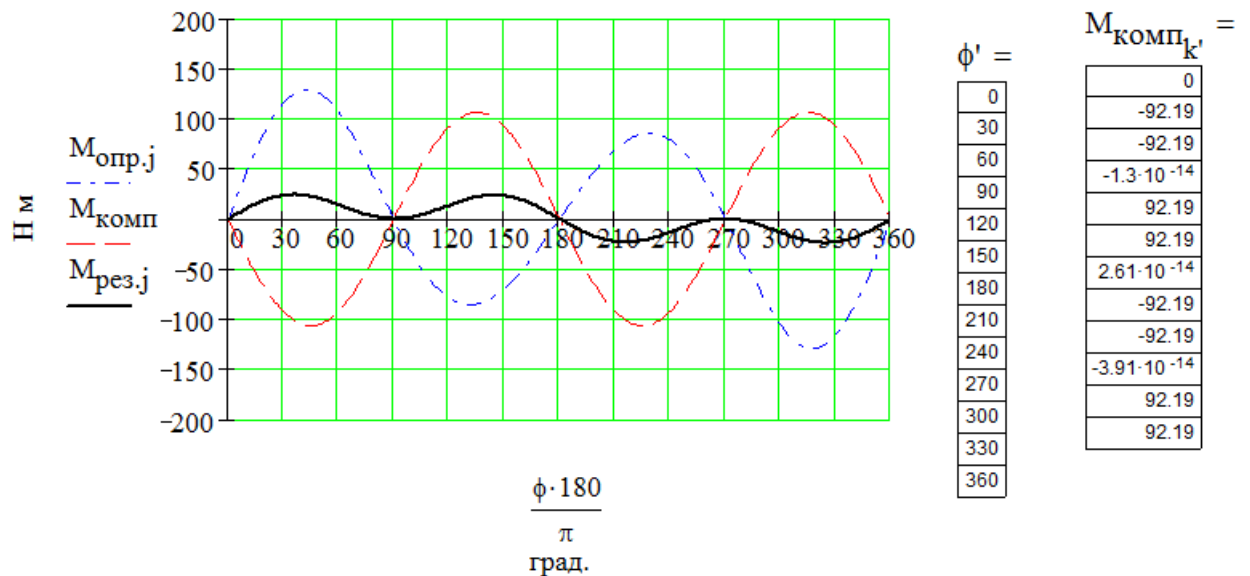


Рисунок 4.12 – Диаграмма моментов: опрокидывающего, компенсирующего и результирующего

Влияние механизма на суммарный опрокидывающий момент. Суммарный опрокидывающий момент без уравнивающего механизма.

Рассмотрим крутящий момент от всех цилиндров при повороте коленчатого вала на  $\phi=0...360$  град (он был определен ранее при  $\phi=0...180$  град). Он будет создавать реактивный момент, который приложен к опорам двигателя, т.е.  $M_{\text{кр}} = -M_{\text{опр}}$

$$M_{\text{кр}} := \text{stack}(M_{\text{кр}}, M_{\text{кр}}); \quad (\text{Н м})$$

$$M_{\text{опр}} := -M_{\text{кр}}; \quad (\text{Н м})$$

$$M_{\text{опр.ср}} := \frac{\sum M_{\text{опр}}}{\text{length}(M_{\text{опр}})}$$

$$M_{\text{опр.ср}} = -175.68 \quad (\text{Н м})$$

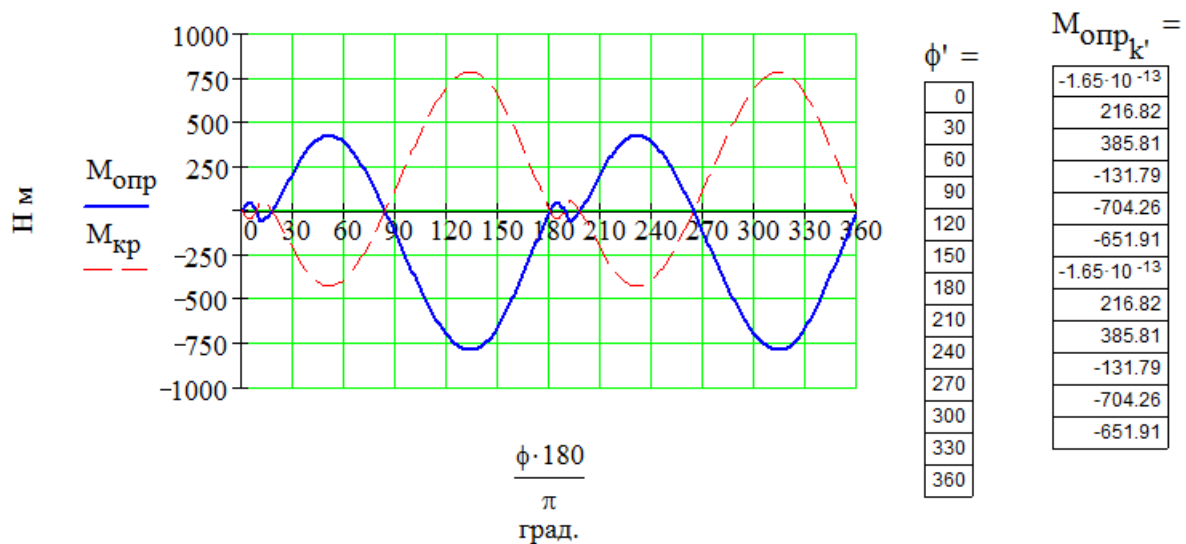


Рисунок 4.13 – Суммарный опрокидывающий момент без уравнивающего механизма



## 5 Расчет деталей и механизмов двигателя

### 5.1 Расчет поршня

Наибольшая нормальная сила

$$N := \overrightarrow{[p_N \cdot (S_x + OA)]} \cdot \pi \cdot D \cdot 10^{-6}$$

$$N_{\max} := \max(N)$$

$$N_{\max} = 0.0095 \text{ МН}$$

Внутренний радиус днища

$$r_i := 0.5 \cdot D - s - t - \Delta t$$

$$r_i = 33.5 \text{ мм}$$

Напряжение изгиба в днище поршня (с ребрами жесткости)

$$\sigma_{\text{из}} := p_{z.d} \cdot \left( \frac{r_i}{\delta} \right)^2$$

$$\sigma_{\text{из}} = 186.9 \text{ МПа}$$

Площадь поперечного сечения поршня в плоскости масляных отверстий

$$d_k := D - 2 \cdot (t + \Delta t)$$

$$F_{x_x} := \left[ \frac{\pi}{4} \cdot \left[ d_k^2 - (2 \cdot r_i)^2 \right] - n'_M \cdot (d_k - 2 \cdot r_i) \cdot \frac{d_M}{2} \right] \cdot 10^{-6}$$

Напряжение сжатия в плоскости масляных отверстий

$$\sigma_{\text{сж}} := \frac{p_{z.d} \cdot F_{\Pi}}{F_{x_x}}$$

$$\sigma_{\text{сж}} = 42.2 \text{ МПа}$$

Максимальная угловая скорость

$$\omega_{\max} := \frac{\pi \cdot n_{\max}}{30}$$

$$\omega_{\max} = 628.32 \text{ рад/сек}$$

Масса головки поршня с колцами располож. выше плоскости масляных отверстий

$$m_{x\_x} := 0.5 \cdot m_{\Pi}$$

$$m_{x\_x} = 0.26 \text{ кг}$$

Максимальная разрывающая сила

$$P_j := m_{x\_x} \cdot \frac{D \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \omega_{\max}^2 \cdot (1 + \lambda') \cdot 10^{-6}$$

$$P_j = 0.0058 \text{ МН}$$

Напряжение разрыва

$$\sigma_p := \frac{P_j}{F_{x\_x}}$$

$$\sigma_p = 5.3 \text{ МПа}$$

Напряжение среза в верхней кольцевой перемычке

$$\tau := \frac{0.0314 \cdot p_{z.d} \cdot D}{h_{\Pi}}$$

$$\tau = 6.3 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба в верхней кольцевой перемычке

$$\sigma_{\text{из}} := 0.0045 \cdot p_{z.d} \cdot \left( \frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2$$

$$\sigma_{\text{из}} = 21 \text{ МПа}$$

Сложное напряжение в верхней кольцевой перемычке

$$\sigma_{\Sigma} := \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\Sigma} = 24.5 \text{ МПа}$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра

$$q_1 := \frac{N_{\max}}{h_{\text{ю}} \cdot D \cdot 10^{-6}}$$

$$q_1 = 2.475 \text{ МПа}$$

$$q_2 := \frac{N_{\max}}{H \cdot D \cdot 10^{-6}}$$

$$q_2 = 1.669 \text{ МПа}$$

Диаметры головки и юбки поршня

$$D_{\Gamma} := D - 0.007 \cdot D$$

$$D_{\Gamma} = 85.4 \text{ мм}$$

$$D_{\text{Ю}} := D - 0.002 \cdot D$$

$$D_{\text{Ю}} = 85.83 \text{ мм}$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии

$$\Delta'_{\Gamma} := D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)]$$

$$\Delta'_{\Gamma} = 0.12 \text{ мм}$$

$$\Delta'_{\text{Ю}} := D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{Ю}} - T_0)] - D_{\text{Ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{Ю}} - T_0)]$$

$$\Delta'_{\text{Ю}} = 0.06 \text{ мм}$$

## 5.2 Расчет поршневого пальца

Расчетная газовая сила действующая на поршневой палец

$$P_{Z.\text{max}} := p_{Z.\text{д}} \cdot F_{\text{п}}$$

$$P_{Z.\text{max}} = 0.05 \text{ МН}$$

Расчетная инерционная сила действующая на поршневой палец

если  $\omega_{\text{м}} := \frac{\pi \cdot n_1}{30}$

$$P_{\text{п}} := -m_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{м}}^2 \cdot \frac{D \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 + \lambda') \cdot 10^{-6}$$

$$P_{\text{п}} = -0.000205 \text{ МН}$$

Суммарная сила действующая на поршневой палец

$$P := P_{Z.\text{max}} + 0.82 \cdot P_{\text{п}}$$

$$P = 0.045426 \text{ МН}$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна если  $[q_{\text{ш}}] = 60 \text{ МПа}$

$$q_{III} := \frac{P}{d_{II} \cdot l_{III} \cdot 10^{-6}}$$

$$q_{III} = 76.47 \text{ МПа}$$

Удельное давление пальца на бобышки если  $[q_{\sigma}] = 50 \text{ МПа}$

$$q_{\sigma} := \frac{P}{d_{II} \cdot (l_{II} - b) \cdot 10^{-6}}$$

$$q_{\sigma} = 68.83 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца если  $[\sigma_{из}] = 250 \text{ МПа}$

$$\sigma_{из} := \frac{P \cdot (l_{II} + 2 \cdot b - 1.5 \cdot l_{III}) \cdot 10^{-3}}{1.2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot (d_{II} \cdot 10^{-3})^3}$$

$$\sigma_{из} = 317.94 \text{ МПа}$$

Касательное напряжение среза между бобышками и головкой шатуна

$$\tau := \frac{0.85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot (d_{II} \cdot 10^{-3})^2}$$

$$\tau = 171.46 \text{ МПа}$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

$$\Delta d_{II, \max} := \frac{1.35 \cdot P}{E \cdot l_{II} \cdot 10^{-3}} \cdot \left( \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0.1 - (0.682 - 0.4)^3] \cdot 10^3$$

$$\Delta d_{II, \max} = 0.02059 \text{ мм}$$

Напряжение овализации на внешней поверхности пальца в горизонтальной плоскости (точки 1,  $\psi = 0^\circ$ )

$$\sigma_{\alpha, 0} := \frac{15 \cdot P}{l_{II} \cdot d_{II} \cdot 10^{-6}} \cdot \left[ 0.19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$\sigma_{\alpha, 0} = 95.37 \text{ МПа}$$

Напряжение овализации на внешней поверхности пальца в вертикальной плоскости (точки 3,  $\psi = 90^\circ$ )

$$\sigma_{\alpha.90} := -\frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi} \cdot 10^{-6}} \cdot \left[ 0.174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{0.636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$\sigma_{\alpha.90} = -119.6 \text{ МПа}$$

Напряжение оваллизации на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости (точки 2,  $\psi = 0^\circ$ )

$$\sigma_{i.0} := -\frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi} \cdot 10^{-6}} \cdot \left[ 0.19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$\sigma_{i.0} = -189.79 \text{ МПа}$$

Напряжение оваллизации на внутренней поверхности пальца в вертикальной плоскости (точки 4,  $\psi = 90^\circ$ )

$$\sigma_{i.90} := \frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi} \cdot 10^{-6}} \cdot \left[ 0.174 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0.636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$\sigma_{i.90} = 206.07 \text{ МПа}$$

### 5.3 Расчет стержня шатуна

Сила, сжимающая шатун

$$P_{сж} := \left[ F_{\Pi} \cdot 10^6 \cdot (p_{z.d} - p_0) - \left( m_{\Pi} \dots \right) \cdot \frac{D \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \omega_M^2 \cdot \left( \cos\left(\frac{371 \cdot \pi}{180}\right) \dots \right) \right] \cdot 10^{-6}$$

$$P_{сж} = 0.04479 \text{ МН}$$

Сила, растягивающая шатун

$$P_p := \left[ p_{r_1} \cdot F_{\Pi} - (m_{\Pi} + 0.275 \cdot m_{\text{ш}}) \cdot \frac{D \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \omega_M^2 \cdot (1 + \lambda') \right] \cdot 10^{-6}$$

$$P_p = -0.00029 \text{ МН}$$

Площадь и моменты инерции расчетного сечения В - В

$$F_{ср} := h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}})$$

$$F_{ср} = 199.2 \text{ мм}^2$$

$$J_x := \frac{b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3}{12}$$

$$J_x = 13494.1 \text{ мм}^4$$

$$J_y := \frac{b_{ш}^3 \cdot h_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})^3 \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})}{12}$$

$$J_y = 4564.6 \text{ мм}^4$$

Длинна стержня шатуна

$$L_1 := L_{ш} - \frac{d - d_1}{2}$$

$$L_1 = 145.5 \text{ мм}$$

Коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, качания шатуна если  $\sigma_e := 800 \text{ МПа}$

$$K_x := 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_{ш}^2}{J_x} \cdot F_{ср}$$

$$K_x = 1.1$$

Коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$K_y := 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{ср}$$

$$K_y = 1.09$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max.x} := \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{ср} \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{\max.x} = 246.3061 \text{ МПа}$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max.y} := \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{ср} \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{\max.y} = 243.9681 \text{ МПа}$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{\min} := \frac{P_p}{F_{ср} \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{\min} = -1.4524 \text{ МПа}$$

Средние напряжения и амплитуды цикла

$$\sigma_{m.x} := \frac{\sigma_{\max.x} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{m.x} = 122.4268 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{m.y} := \frac{\sigma_{\max.y} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{m.y} = 121.2578 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a.x} := \frac{\sigma_{\max.x} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{a.x} = 123.8792 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a.y} := \frac{\sigma_{\max.y} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{a.y} = 122.7102 \text{ МПа}$$

$$k_{\sigma} := 1.2 + 1.8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400)$$

$$k_{\sigma} = 1.272$$

$\varepsilon_M := 0.88$  - масштабный коэффициент ( $h_{ш} := 24$  мм)

$\varepsilon_{II} := 0.76$  - коэффициент учитывающий способ обработки (без упрочнения)

$$\sigma_{a.k.x} := \frac{\sigma_{a.x} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}}$$

$$\sigma_{a.k.x} = 235.6077 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a.k.y} := \frac{\sigma_{a.y} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}}$$

$$\sigma_{a.k.y} = 233.3843 \text{ МПа}$$

$$\sigma_T := 420$$

$$\sigma_{-1} := 340$$

$$\alpha_{\sigma} := 0.12$$

$$\beta_3 := \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T}$$

$$\beta_3 = 0.81$$

$$\frac{\beta_3 - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_3} = 3.62$$

$$\frac{\sigma_{a.k.x}}{\sigma_{m.x}} = 1.92$$

$$\frac{\beta_3 - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_3} > \frac{\sigma_{a.k.x}}{\sigma_{m.x}}$$

- т.е. расчет производим по пределу текучести

Запас прочности

$$n_{T.\sigma.x} := \frac{\sigma_T}{\sigma_{a.k.x} + \sigma_{m.x}}$$

$$n_{T.\sigma.x} = 1.17$$

$$n_{T.\sigma.y} := \frac{\sigma_T}{\sigma_{a.k.y} + \sigma_{m.y}}$$

$$n_{T.\sigma.y} = 1.18$$

#### 5.4 Расчет поршневого кольца

Материал кольца - серый чугун  $E := 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$



Среднее давление кольца на стенку цилиндра

$$p_{cp} := 0.152 \cdot E \cdot \frac{3}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \frac{D}{t}}$$

$$p_{cp} = 0.2217 \text{ МПа}$$

Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности

$$k'' := 1..13$$

$$\psi_{k''} := 15 \cdot (k'' - 1)$$

$$p_{k''} := p_{cp} \cdot \mu_{k''}$$

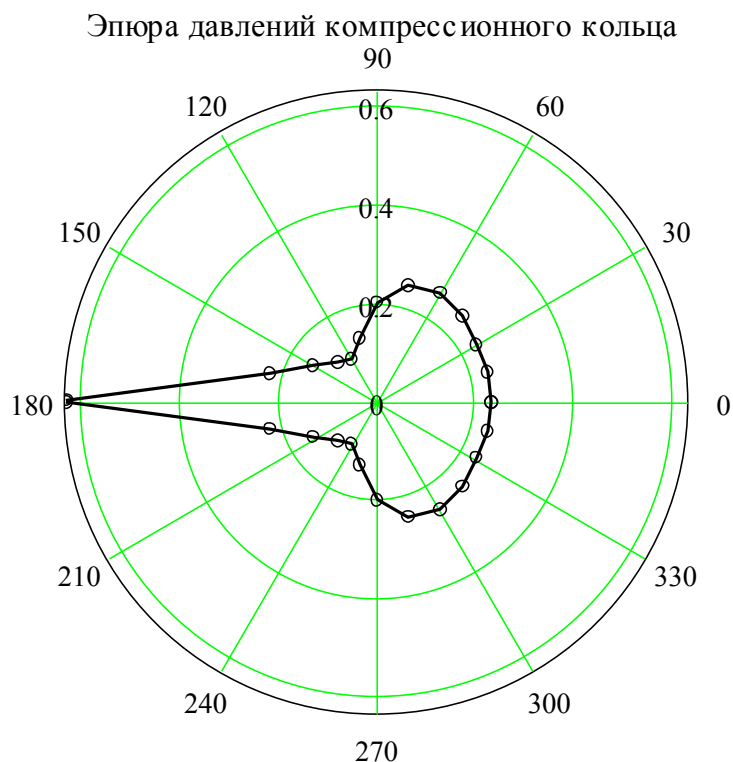


Рисунок 5.1 – Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из.1} := 2.61 \cdot p_{cp} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2$$

$$\sigma_{из.1} = 256.3852 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из.2} := \frac{4 \cdot E \cdot (1 - 0.114 \cdot 3)}{1.57 \cdot \left( \frac{D}{t} - 1.4 \right) \cdot \frac{D}{t}}$$

$$\sigma_{из.2} = 368.1335 \text{ МПа}$$

Монбтажный зазор в замке поршневого кольца если температура кольца

$$T_K := 500 \text{ К}$$

$$\Delta_K := 0.08 + \pi \cdot D \cdot \left[ \alpha_{ц} \cdot (T_K - T_0) - \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0) \right]$$

$$\Delta_K = 0.43 \text{ мм}$$

### 5.5 Расчет газораспределения двигателя (выпускные клапаны)

Основные размеры проходных сечений в горловине и в клапане

Площадь проходного сечения пары клапанов при максимальном подъеме

$$F_{кл} := \frac{v_{п.ср} \cdot F_{п}}{\omega_{вп}}; \quad F_{кл} = 725.9 \text{ (мм}^2\text{)}$$

Размер горловины клапана

$$F_{гор} := \frac{1.2 F_{кл}}{2}; \quad F_{гор} = 435.54 \text{ (мм}^2\text{)}$$

$$d_{гор} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{гор}}{\pi}}; \quad d_{гор} = 23.55 \text{ (мм)}$$

Максимальная высота подъема клапана при угле фаски клапана  $\alpha := 45^\circ$

$$h_{кл.мах} := \frac{\sqrt{4.93 \cdot d_{гор}^2 + 4.44 \cdot F_{кл} \cdot 0.5}}{2.14} - d_{гор}; \quad h_{кл.мах} = 7.25 \text{ (мм)}$$

Основные размеры впускного кулачка

Радиус начальной окружности

$$r_0 := \text{ceil}(2.2 \cdot h_{кл.мах}); \quad r_0 = 16 \text{ (мм)}$$

Профилирование безударного кулачка с плоским толкателем

Зазор между клапаном и кулачком

$$\Delta_s := 0 \text{ (мм)} - \text{т.к. конструкцией предусмотрен гидротолкатель}$$

Радиус окружности тыльной части кулачка

$$r_k := r_0 - \Delta s; \quad r_k = 16 \text{ (мм)}$$

$$\phi_{p0} := \frac{\phi_{пр} + 180 + \phi_{зп}}{4}; \quad \phi_{p0} = 64.5$$

Протяженность участка сбегу при  $\omega'_{ток} := 0.02$  (мм)

$$\Phi_0 := \frac{\pi^2 \cdot \Delta s}{2 \cdot 180 \cdot \omega'_{ток}}; \quad \Phi_0 = 0 \text{ (рад)}; \quad \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} = 0 \text{ (град)}$$

Протяженность других участков ускорения клапана

$$\Phi_1 := 1\Phi_2 := 1\Phi_3 := 1\text{- начальные приближения}$$

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = \frac{\pi \cdot \phi_{p0}}{180}$$

$$\Phi_2 = 0.12 \cdot \Phi_3$$

$$\Phi_2 + \Phi_3 = 2 \cdot \Phi_1$$

$$x := \text{Find}(\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3); \quad x = \begin{pmatrix} 0.38 \\ 0.08 \\ 0.67 \end{pmatrix} \text{ - решение системы из 3-х уравнений}$$

$$\Phi_1 := x_1 \text{ (рад)}; \quad \Phi_2 := x_2 \text{ (рад)}; \quad \Phi_3 := x_3 \text{ (рад)}$$

$$\frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} = 21.5 \text{ (град)}; \quad \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} = 4.61 \text{ (град)}; \quad \frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi} = 38.39 \text{ (град)};$$

Вспомогательные величины и коэффициенты закона движения клапана

при  $Z := \frac{5}{8}$

$$k_1 := 8 \cdot Z \cdot \left( \frac{\Phi_2}{\pi} \right)^2; \quad k_1 = 3.2755811 \times 10^{-3}$$

$$k_2 := \frac{5 + Z}{6} \cdot \Phi_3^2; \quad k_2 = 0.4209465$$

$$k_3 := \frac{4 + 2 \cdot Z}{3} \cdot \Phi_3; \quad k_3 = 1.1726431$$

$$K_1 := k_1 + k_2 + k_3 \cdot \Phi_2; \quad K_1 = 0.5185141$$

$$K_2 := k_3 + 4 \cdot Z \cdot \frac{\Phi_2}{\pi}; \quad K_2 = 1.2366312$$

$$\omega''_{\text{ТОК}} := \frac{\omega'_{\text{ТОК}} \cdot 180}{\pi}; \quad \omega''_{\text{ТОК}} = 1.1459156 \text{ (мм/рад)} - \text{ скорость клапана в конце}$$

сбега

$$c_{11} := \frac{K_1 \cdot \omega''_{\text{ТОК}} + K_2 \cdot h_{\text{КЛ.мак}}}{2 \cdot K_1 + K_2 \cdot \Phi_1}; \quad c_{11} = 6.3725866$$

$$c_{12} := \frac{(c_{11} - \omega''_{\text{ТОК}}) \cdot \Phi_1}{\pi}; \quad c_{12} = 0.6242968$$

$$c_{32} := \frac{2 \cdot c_{11} - \omega''_{\text{ТОК}}}{K_2}; \quad c_{32} = 9.3797227$$

$$c_{21} := c_{32} \cdot k_3; \quad c_{21} = 10.999067$$

$$c_{22} := c_{32} \cdot k_1; \quad c_{22} = 0.030724$$

$$c_{31} := c_{32} \cdot \frac{1 - Z}{6 \cdot \Phi_3^2}; \quad c_{31} = 1.3056128$$

$$c_{33} := c_{32} \cdot k_2; \quad c_{33} = 3.9483612$$

Проверка вычисленных значений

$$c_{11} \cdot \Phi_1 + c_{21} \cdot \Phi_2 + c_{22} + c_{33} - h_{\text{КЛ.мак}} = 0$$

$$c_{31} \cdot \Phi_3^4 - c_{32} \cdot \Phi_3^2 + c_{33} = 0$$

$$c_{11} - \frac{c_{12} \cdot \pi}{\Phi_1} - \omega''_{\text{ТОК}} = 0$$

$$c_{11} + \frac{c_{12} \cdot \pi}{\Phi_1} - c_{21} - \frac{c_{22} \cdot \pi}{2 \cdot \Phi_2} = 0$$

$$c_{21} + 4 \cdot c_{31} \cdot \Phi_3^3 - 2 \cdot c_{32} \cdot \Phi_3 = -1.776356839 \times 10^{-15}$$

$$c_{22} \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \right)^2 + 12 \cdot c_{31} \cdot \Phi_3^2 - 2 \cdot c_{32} = 0$$

Подъем (перемещение) клапана по углу поворота кулачка и распределительного вала

$$\phi_{\text{к0}} := 0, 0,5 \cdot \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} \text{ (град)} \quad \phi_{\text{р.в0}}(\phi_{\text{к0}}) := \left( 360 - \phi_{\text{пр}} - \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} \right) + \phi_{\text{к0}} \text{ (град)}$$

$$\begin{aligned} \phi_{к1} &:= 0,05 \cdot \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} (\text{град}) & \phi_{р.в1}(\phi_{к1}) &:= (360 - \phi_{пр}) + \phi_{к1} (\text{град}) \\ \phi_{к2} &:= 0,05 \cdot \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} (\text{град}) & \phi_{р.в2}(\phi_{к2}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} \right) + \phi_{к2} (\text{град}) \\ \phi_{к3} &:= 0,05 \cdot \frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi} (\text{град}) & \phi_{р.в3}(\phi_{к3}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} \right) + \phi_{к3} \\ & & & (\text{град}) \\ \phi'_{р.в3}(\phi_{к3}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi} \right) - \phi_{к3} (\text{град}) \\ \phi'_{р.в2}(\phi_{к2}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi} \right) - \phi_{к2} (\text{град}) \\ \phi'_{р.в1}(\phi_{к1}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{2 \cdot \Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi} \right) - \phi_{к1} (\text{град}) \\ \phi'_{р.в0}(\phi_{к0}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{2 \cdot \Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi} + \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} \right) - \phi_{к0} (\text{град}) \\ h_0(\phi_{к0}) &:= \Delta s \cdot \left( 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \frac{\phi_{к0} \cdot \pi}{180} \right) \right) (\text{мм}) \\ h_1(\phi_{к1}) &:= \Delta s + c_{11} \cdot \frac{\phi_{к1} \cdot \pi}{180} - c_{12} \cdot \sin \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\phi_{к1} \cdot \pi}{180} \right) (\text{мм}) \\ h_2(\phi_{к2}) &:= h_1 \left( \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} \right) + c_{21} \cdot \frac{\phi_{к2} \cdot \pi}{180} + c_{22} \cdot \sin \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \frac{\phi_{к2} \cdot \pi}{180} \right) (\text{мм}) \\ h_3(\phi_{к3}) &:= h_2 \left( \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} \right) + c_{31} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\phi_{к3} \cdot \pi}{180} \right)^4 - c_{32} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\phi_{к3} \cdot \pi}{180} \right)^2 + c_{33} (\text{мм}) \end{aligned}$$

Скорость клапана

$$\begin{aligned} \omega_{т0}(\phi_{к0}) &:= \omega_{к} \cdot 10^{-3} \cdot \Delta s \cdot \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \sin \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \frac{\phi_{к0} \cdot \pi}{180} \right) (\text{м/с}) \\ \omega_{т1}(\phi_{к1}) &:= \omega_{к} \cdot 10^{-3} \cdot \left( c_{11} - c_{12} \cdot \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \cos \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\phi_{к1} \cdot \pi}{180} \right) \right) (\text{м/с}) \\ \omega_{т2}(\phi_{к2}) &:= \omega_{к} \cdot 10^{-3} \cdot \left( c_{21} + c_{22} \cdot \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \cos \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \frac{\phi_{к2} \cdot \pi}{180} \right) \right) (\text{м/с}) \end{aligned}$$

$$\omega_{ТЗ}(\phi_{к3}) := \omega_{к} \cdot 10^{-3} \cdot \left[ 2 \cdot c_{32} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\phi_{к3} \cdot \pi}{180} \right) - 4 \cdot c_{31} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\phi_{к3} \cdot \pi}{180} \right)^3 \right] (\text{м/с})$$

Ускорение клапана

$$j_{Т0}(\phi_{к0}) := \omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta s \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \right)^2 \cdot \cos \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \frac{\phi_{к0} \cdot \pi}{180} \right)$$

$$j_{Т1}(\phi_{к1}) := \omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{12} \cdot \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \cdot \sin \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\phi_{к1} \cdot \pi}{180} \right)$$

$$j_{Т2}(\phi_{к2}) := -\omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{22} \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \right)^2 \cdot \sin \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \frac{\phi_{к2} \cdot \pi}{180} \right)$$

$$j_{Т3}(\phi_{к3}) := \omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ 12 \cdot c_{31} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\phi_{к3} \cdot \pi}{180} \right)^2 - 2 \cdot c_{32} \right]$$

$$j_{Т.маx} := \omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{12} \cdot \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \cdot \sin \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\Phi_1}{2} \right); \quad j_{Т.маx} = 1866.58 \text{ (м/с}^2\text{)}$$

$$j_{Т.миn} := \omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ 12 \cdot c_{31} \cdot (\Phi_3 - \Phi_3)^2 - 2 \cdot c_{32} \right]; \quad j_{Т.миn} = -806.57 \text{ (м/с}^2\text{)}$$

Максимальный и минимальный радиусы кривизны профиля кулачка

при  $h := h_{кЛ.маx} + \Delta s; \quad h = 7.25 \text{ (мм)}$

$$\rho_{миn} := r_{к} + h - 2 \cdot c_{32}; \quad \rho_{миn} = 4.5 \text{ (мм)}$$

$$\rho_{маx} := r_{к} + \Delta s + \frac{c_{11} \cdot \Phi_1}{2} + c_{12} \cdot \left[ \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 - 1 \right]; \quad \rho_{маx} = 60.33 \text{ (мм)}$$

Время-сечения пары клапанов

$$A_{ВП.кЛ1}(\phi_{к1}) := \frac{\int_0^{\phi_{к1}} h_1(\phi_{к1}) d\phi_{к1}}{\omega_{к}}$$

$$A_{ВП.кЛ2}(\phi_{к2}) := A_{ВП.кЛ1} \left( \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} \right) + \frac{\int_0^{\phi_{к2}} h_2(\phi_{к2}) d\phi_{к2}}{\omega_{к}}$$

$$A_{\text{ВП.КЛ3}}(\phi_{\text{К3}}) := A_{\text{ВП.КЛ2}}\left(\frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi}\right) + \frac{\int_0^{\phi_{\text{К3}}} h_3(\phi_{\text{К3}}) d\phi_{\text{К3}}}{\omega_{\text{К}}}$$

$$A_{\text{ВП.КЛ4}}(\phi_{\text{К3}}) := A_{\text{ВП.КЛ3}}\left(\frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi}\right) + \frac{\int_0^{\frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi}} h_3(\phi_{\text{К3}}) d\phi_{\text{К3}}}{\omega_{\text{К}}} - \frac{\int_0^{\phi_{\text{К3}}} h_3(\phi_{\text{К3}}) d\phi_{\text{К3}}}{\omega_{\text{К}}}$$

$$A_{\text{ВП.КЛ5}}(\phi_{\text{К2}}) := A_{\text{ВП.КЛ4}}(0) + \frac{\int_0^{\frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi}} h_2(\phi_{\text{К2}}) d\phi_{\text{К2}}}{\omega_{\text{К}}} - \frac{\int_0^{\phi_{\text{К2}}} h_2(\phi_{\text{К2}}) d\phi_{\text{К2}}}{\omega_{\text{К}}}$$

$$A_{\text{ВП.КЛ6}}(\phi_{\text{К1}}) := A_{\text{ВП.КЛ5}}(0) + \frac{\int_0^{\frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi}} h_1(\phi_{\text{К1}}) d\phi_{\text{К1}}}{\omega_{\text{К}}} - \frac{\int_0^{\phi_{\text{К1}}} h_1(\phi_{\text{К1}}) d\phi_{\text{К1}}}{\omega_{\text{К}}}$$

Полное время сечения пары клапанов

$$A_{\text{ВП.КЛ}} := A_{\text{ВП.КЛ6}}(0); \quad A_{\text{ВП.КЛ}} = 1.64 \text{ (мм}^2 \text{ сек)}$$

Средняя площадь проходного сечения одного клапана

$$F_{\text{КЛ.ср}} := \frac{A_{\text{ВП.КЛ}}}{\left( \frac{\phi'_{\text{р.в1}}\left(\frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi}\right) - \phi_{\text{р.в1}}\left(\frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi}\right)}{\omega_{\text{К}}} \right)}$$

$$F_{\text{КЛ.ср}} = 5.98 \text{ (см}^2\text{)}$$

Средняя скорость потока смеси в седле клапана (уточненное значение)

$$\omega_{\text{ВП}} := v_{\text{п.ср}} \cdot \frac{F_{\text{П}} \cdot 10^{-6}}{F_{\text{КЛ.ср}} \cdot 10^{-4}}; \quad \omega_{\text{ВП}} = 133.62 \text{ (м/с)}$$

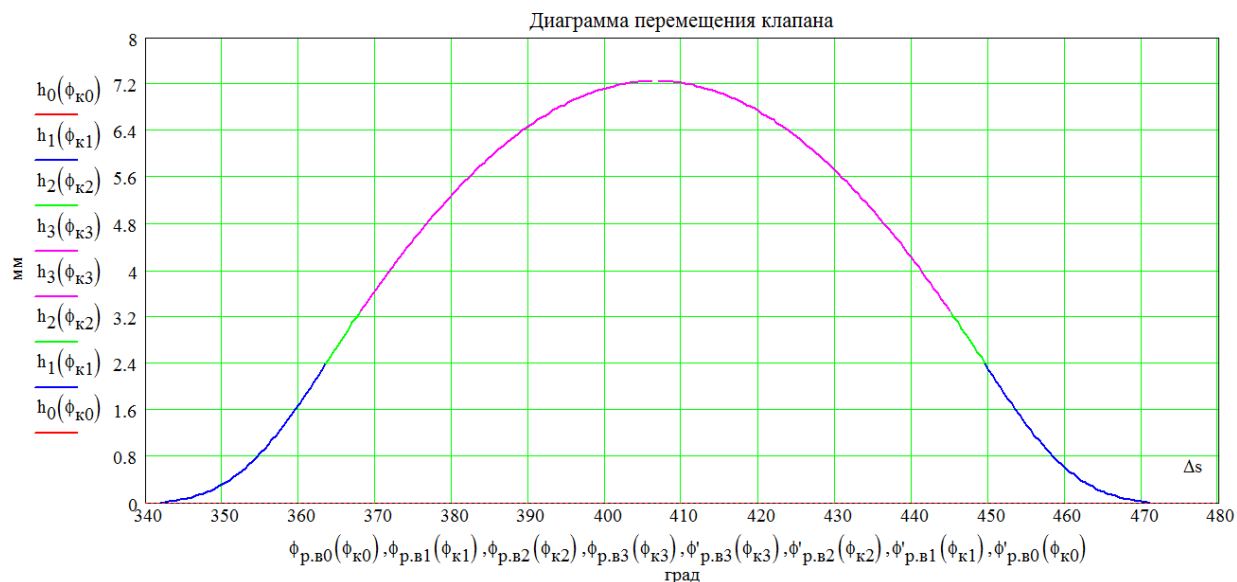


Рисунок 5.2 – Перемещение клапана

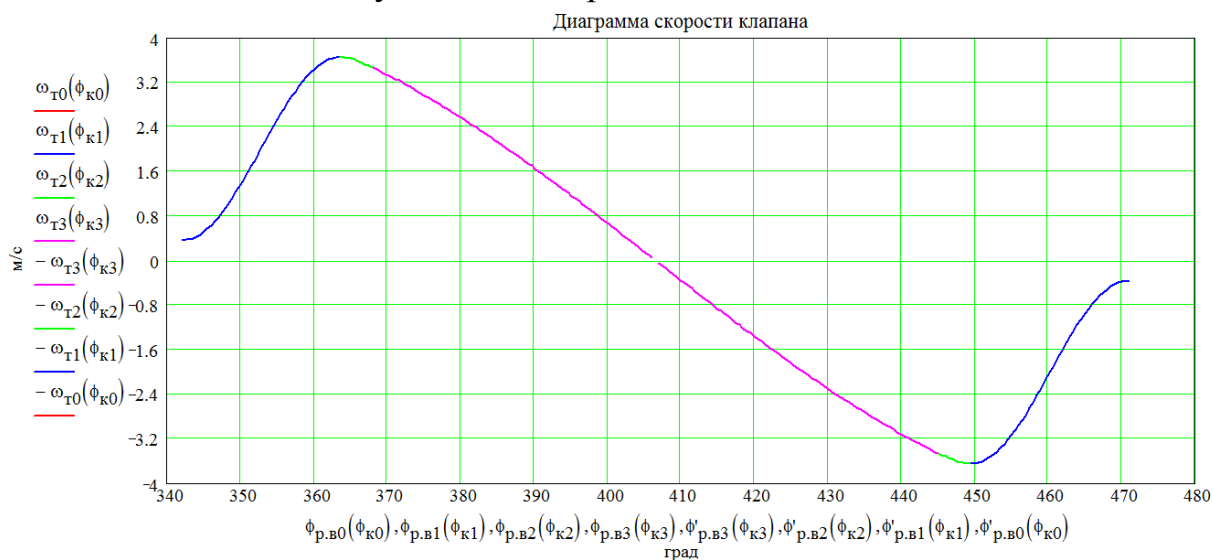


Рисунок 5.3 – Диаграмма скорости клапана

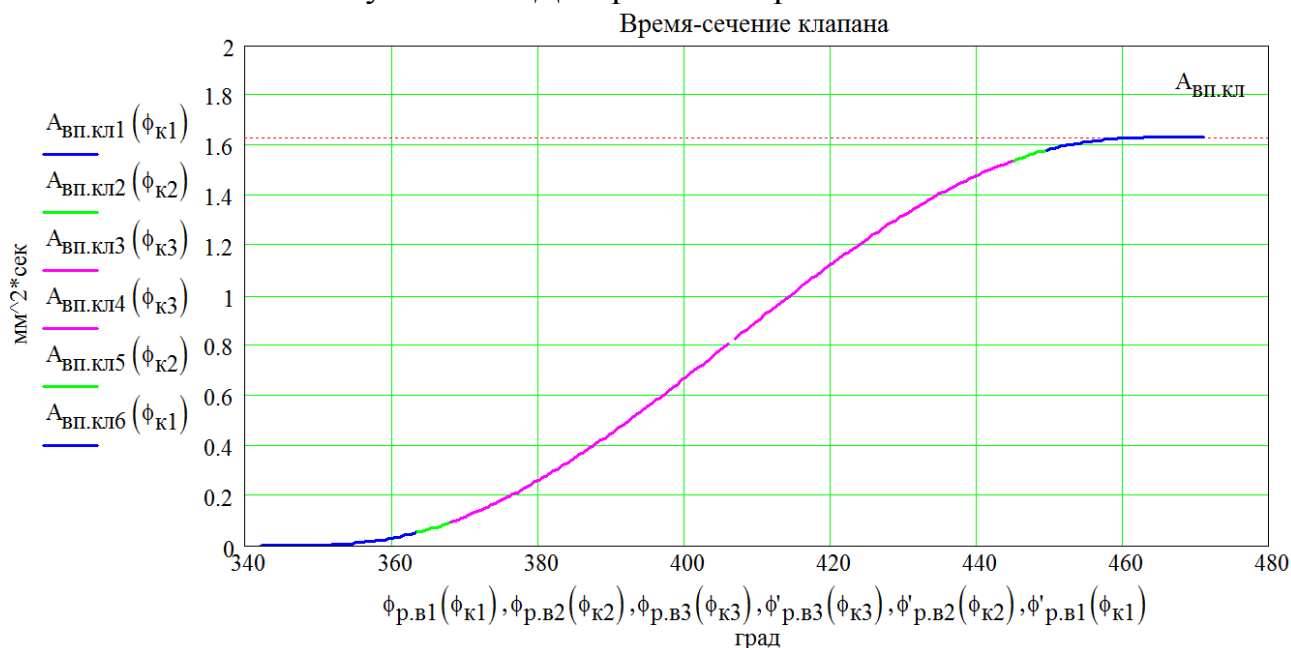


Рисунок 5.4 – Время сечения клапана



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе проведен расчет бензинового двигателя на базе двигателя ВАЗ с модернезированной системой выпуска. Выполненный тепловой расчет показал увеличение мощностных показателей работы за счет снижения газодинамических потерь в системе выпуска отработавших газов. Проведены кинематический, динамический и прочностной расчет элементов двигателя, показавших работоспособность рассчитанного двигателя.

Модернезированный двигатель имеет следующие характеристики:

- минимальный удельный эффективный расход топлива  $g_e = 262,2$  г/кВт\*ч при частоте вращения  $6000$  мин<sup>-1</sup> и  $231$  г/кВт\*ч при частоте вращения  $4100$  мин<sup>-1</sup>;
- Номинальную мощность  $N_e = 76,6$  кВт при частоте вращения  $6000$  мин<sup>-1</sup>.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]/ А.И.Колчин, В.П.Демидов // Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Высшая школа 1980. - с.496.
- 2 Кноп, V. Modeling of combustion and nitrogen oxide formation in hydrogen-fuelled internal combustion engines within a 3D CFD code [Текст]/ V. Кноп, A. Benkenida, S. Jay, O. Colin // International Journal of Hydrogen Energy -2008.
- 3 Polasek, M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials [Текст]/ M. Polasek, J. Macek, M. Takats, O. Vitek // SAE. - 2002. - №2002-01-0373.
- 4 Verhelst, S. A critical review of experimental research on hydrogen fueled SI engines [Текст]/ S. Verhelst, R. Sierens, S. Verstraeten // SAE. - 2006. - №2006-01-0430.
- 5 Beran, R. Entwicklung des H17/24G - Dem erstenkoreanischenGasmotor [Текст]/ R.Beran, T.Baufeld, H.Philipp, J. T. Kim, J. S.Kim // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007
- 6 Bonnevie-Svendsen, A.Double-Vibe-Model for heat release in lean burn gas engines with prechamber ignition[Текст]/A.Bonnevie-Svendsen, K.Boulouchos, Ch.Lämmle, I.Vlacos // in: 6. DessauerGasmotoren-Konferenz. Dessau-Roßlau. 2009
- 7 Макаренко Н.В. Мастеру об охране труда [Текст]/ Н.В.Макаренко//«Машиностроение» - Москва: 1990. - 128 с.
- 8 Сидоров В.В. Положение о Мастере основного производственного цеха [Текст]/ В.В. Сидоров // ОАО АвтоВаз– Тольятти: 2003.
- 9 Смоленский, В.В. Автомобильные двигатели: курс лекций [Текст]/В.В. Смоленский. – Тольятти: ТГУ, 2009. – 183 с.
- 10 Крючков, В. Разбираем новый 1,8-литровый двигатель 21179 [Электронный ресурс]: В. Крючков / Интернет издание «За рулем.рф». - автомобильный

- журн. — Москва: 1998-2016. – Режим доступа:  
<http://www.zr.ru/content/articles/834887-novyj-18-litrovyj-dvigatel-vaz-21179>(дата обращения 29.05.18)
- 11 ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Общие требования и правила составления [Текст]. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 47 с.
  - 12 Rory, R. D. The Ball Piston Engine: A New Concept in High Efficient Power Machines [Текст] / R. D. Rory // Convergence Eng. Corporation.
  - 13 Huan, L. Study of air fuel ratio on engine performance of direct injection hydrogen fueled engine [Текст] / L. Huan // Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Malaysia Pahang, 26600 Pekan, Pahang, Malaysia 2016-PP.13-21
  - 14 Carbot-Rojas, D. A survey on modeling, biofuels, control and supervision systems applied in internal combustion engines [Текст] / D.A. Carbot-Rojas, R.F. Escobar-Jiménez, J.F. Gómez-Aguilar, A.C. Téllez-Anguiano // Instituto Tecnológico de Morelia, Morelia, Michoacán, CP 58120, Mexico 2017-PP.21-26
  - 15 Renegar, D.C. The Quasiturbine [Текст] / D.C. Renegar // USA Patent No:6629065 September 12th 2003
  - 16 Akmandor, I.S. Novel Thermodynamic Cycle [Текст] / I.S. Akmandor, N. Ersöz // PTC, WO, 2004. 022919 AI. (March 18th 2004)
  - 17 Haywood, R.W. A Critical Review of Theorems of Thermodynamics Availability [Текст] // R.W. Haywood / J. Mech. Eng. Sci. vol.16 MIT Press, 1970.
  - 18 Clarke, J. M. Thermodynamic Cycle Requirements for Very High Rotational Efficiencies [Текст] / J. M. Clarke // J. Mech. Eng. Sci. 1974
  - 19 Stephen, R. T. An Introduction to Combustion [Текст] / R.T. Stephen // McGraw-Hill Series in Mech. Eng. 1996.
  - 20 Baumeister, T. Mark's Standard Handbook for M. Engineer [Текст] / T Baumeister // McGraw-Hill Inc., New York, 1966.
  - 21 Fuller, D.D. Theory and Practice of Lubrication for Engineers [Текст] / D.D. Fuller // John Wiley & Sons Inc., New York, 1966

- 22 AVL BOOST [Электронный ресурс]: ADVANCED SIMULATION TECHNOLOGIES AVL BOOST. URL: <https://www.avl.com/web/ast/boost>
- 23 Thomasson, A. Co-Surge in Bi-Turbo Engines - Measurements, Analysis and Control [Текст] / Thomasson A, Eriksson L. // Control Engineering Practice, (32) 2014, 113-122. <http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2014.08.001> Copyright: Elsevier
- 24 Ameri M., Kiaahmadi F., Khanaki M. Comparative analysis of the performance of a dual-fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels. - [Текст] Journal of Power Technologies, year 2012, pp. 214–226.
- 25 Zurbriggen f. Diesel-minimal combustion control of a natural gas-diesel engine. [Текст] - Institute for dynamic systems and control, year 2016, pp. 302–311.
- 26 Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. [Текст] – М.: «Машиностроение», 1983.
- 27 Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя [Текст] / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, А.В. Крестовских, Д.Л. Падаляк // Вестник академии военных наук. -2011. - № 2. - С. 267-270.
- 28 Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе выпуска поршневого ДВС [Текст] / Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, С.А. Корж, И.Д. Ларионов // Двигателестроение. - 2009. -№ 1. - С. 24-27
- 29 Шароглазов, Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учеб. по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» [Текст] /Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев; под ред. засл. деят. науки РФ Б.А. Шароглазова. - Челябинск: ЮУрГУ, 2010. -382 с.
- 30 Драганов, Б.Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Б.Х. Драганов, М.Г. Круглов, В. С. Обухова. - Киев: Вища шк. Головное изд-во, 1987. -175 с

ПРИЛОЖЕНИЕ А - Анализ возможностей модернизации системы выпуска двигателей ВАЗ

А1 Испытания различных вариантов систем выпуска автомобиля ВАЗ-2123

А1.1 Цель испытаний

Оценка мощностных показателей двигателя и динамических показателей автомобиля ВАЗ-2123, укомплектованного различными вариантами систем выпуска.

Таблица А1 Объект испытаний: Автомобиль

Тип ав-ля	ВАЗ-2123	Масса снаряженная, кг	1310
Условный номер	149 ПТ-579	Масса полная, кг	1760
Пробег, км	6217	Масса при испытании, кг	1490
Привод	полный	Развесовка: задняя ось, Н	7162
Сх	0,457	Передняя ось Н	7454

Двигатель

Тип двигателя	ВАЗ-2123	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	1700
Система зажигания	BOSCH	Количество цилиндров	4
Топливо	Аи-95	Количество клапанов	8
Нейтрализатор АВА	ВАЗ-2123	Плотность топлива, кг/л	0,75
Впрыск/карбюратор	Распр.впрыск	Турбонаддув	–

Трансмиссия

Передача		<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
Передаточные числа		3,667	2,100	1,361	1,000	0,819	–
Суммарные числа		17,162	9,828	6,369	4,680	3,833	–
Скор. коэф., км/1000 мин <sup>-1</sup>		7,18	12,54	19,36	26,34	32,16	–
Гл. передача	3,90	Разд. Коробка		1,20	Радиус колеса, м		0,318

Продолжение таблицы А1

Шины

Тип шины	VOLTYRE Вл-42	Износ, км	–
Размер шины	205/70 R15	Давление, Па	1,9-1,9

Состояние автомобиля

Уровень масла	max-5
Заправка	$\frac{3}{4}$
Балласт, кг	180

Окружающая среда

Атм. давление, мм рт.ст.	760
Температура воздуха, °С	23-30

Оборудование и приборы

Динамометрический 4х барабанный стенд	ф.Schenck, инв. № 06.16.443.003
Система измерения	ф.Schenck
Вентилятор АКТ	Инв. № 06.16.441.033

Автомобиль испытывали поочередно в следующих комплектациях системами выпуска:

Комплектация 1: Система выпуска ЕВРО 2 (глушители длиной корпусов L=520 мм). Соединительные трубопроводы диаметром Ø51\*1,5, Ø45\*1,5 схемы систем и глушителей приведены в приложениях 1/9, 2/9 и 7/9.

Комплектация 2: Система выпуска ЕВРО 3 (глушители длиной корпусов L=640 мм). Соединительные трубопроводы диаметром Ø51\*1,5, Ø45\*1,5 схемы систем и глушителей приведены в приложениях 3/9, 4/9 и 7/9.

Комплектация 3: Система выпуска прямоточная с глушителями длиной корпусов L=640 мм. Соединительные трубопроводы диаметром Ø51\*1,5, Ø45\*1,5 схемы систем и глушителей приведены в приложениях 5/9, 6/9 и 7/9.

### А1.3 Методика испытаний

Испытания автомобиля производились на динамометрическом полноприводном стенде фирмы “SCHENCK” в соответствии с методикой испытаний /Инстр. И-3171.37.101.001-98, И-3171.37.101.008-2000.

Нагрузка на автомобиль и атмосферные условия регламентированы в положениях ГОСТ 20306-90 (Автотранспортные средства, топливная экономичность, методы испытаний).

### А1.4 Результаты испытаний

Результаты испытаний различных вариантов систем выпуска автомобиля ВАЗ-2123.

Таблица А.2 - Внешняя скоростная характеристика. Автомобиль ВАЗ-2123 (ПТ-579) Комплектация №1

Обороты двигателя, об/мин	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	4800	5000	5500	5800
Скорость автомобиля, км/ч	25,6	38,4	51,2	64	76,9	89,7	103	115	123	128	141	148
Сила на колесе, Н	1100	1252	1405	1414	1359	1414	1406	1294	1245	1178	976	824
Мощность двигателя, кВт	11,3	18,3	26,7	33,2	38,5	46,8	53,4	56,6	59,2	59,4	58,1	55,7
Момент двигателя, Н*м	108	117	127	127	123	128	128	120	118	113	101	91,7
Мощность на колесе, кВт	7,8	13,4	20	25,1	29	35,2	40	41,4	42,5	41,9	38,2	34
Мощность потерь, кВт	1,8	2,7	3,8	4,9	6,1	7,5	9,1	10,7	11,9	12,6	15,1	17
Температ. окр. возд, град. С	25,3	25,2	25,3	25,4	25,6	25,9	26,3	26,9	27,6	28,4	29,1	30,1
Температ. впуска, град. С	32,8	33,4	33,3	32,5	31,8	31,4	31,4	31,8	32,5	33,3	34,1	35

Таблица А.3 - Внешняя скоростная характеристика. Автомобиль ВАЗ-2123 (ПТ-579) Комплектация №2

Обороты двигателя, об/мин	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	4800	5000	5500	5800
Скорость автомобиля, км/ч	25,6	38,4	51,2	64	76,9	89,7	103	115	123	128	141	148
Сила на колесе, Н	1075	1244	1392	1399	1339	1384	1370	1267	1209	1141	943	796
Мощность двигателя, кВт	11,2	18,6	26,6	33,3	38,5	46,3	52,8	56,3	58,1	58,3	57,1	54,8
Момент двигателя, Н*м	107	118	127	127	123	126	126	119	116	111	99,1	90,3
Мощность на колесе, кВт	7,6	13,3	19,8	24,9	28,6	34,5	39	40,6	41,3	40,6	36,9	32,9
Мощность потерь, кВт	1,8	2,9	3,8	5	6,3	7,7	9,2	10,9	11,8	12,6	15,1	16,9
Температ. окр. возд, град. С	26,6	26,4	26,6	26,7	26,8	27,1	27,6	28,1	28,9	29,6	30,4	31,4
Температ. впуска, град. С	33,5	34,7	34,7	33,9	33,2	32,8	32,8	33,1	33,8	34,6	35,3	36,3

Таблица А.4 - Внешняя скоростная характеристика. Автомобиль ВАЗ-2123 (ПТ-579). Комплектация №3

Обороты двигателя, об/мин	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	4800	5000	5500	5800
Скорость автомобиля, км/ч	25,6	38,4	51,2	64	76,9	89,7	103	115	123	128	141	148
Сила на колесе, Н	1095	1253	1419	1442	1368	1447	1452	1343	1283	1213	1011	864
Мощность двигателя, кВт	11,1	18,3	26,7	33,7	38,6	47,2	54,4	57,9	59,9	60,1	58,8	56,9
Момент двигателя, Н*м	106	117	127	129	123	129	130	123	119	115	102	93,6
Мощность на колесе, кВт	7,8	13,4	20,2	25,6	29,2	36,1	41,3	43	43,8	43,2	39,6	35,7
Мощность потерь, кВт	1,7	2,8	3,8	5	6,2	7,5	9	10,6	11,6	12,3	14,7	16,5
Температ. окр. возд, град. С	22,8	22,7	22,8	23	23,2	23,5	24	24,6	25,3	26,2	27,1	28,4
Температ. впуска, град. С	28,1	29,5	29,2	28,7	28,1	28	28,3	28,7	29,7	30,5	31,1	33,2



## А1.5 Выводы по испытаниям

А1.5.1. Абсолютные значения мощности  $N_e$  двигателя автомобиля на 5000 мин<sup>-1</sup> оборотах составляют:

комплектация 1 – 59,4 кВт

комплектация 2 – 58,3 кВт

комплектация 3 – 60,1 кВт

А1.5.2. Абсолютные значения максимального момента  $M_e$  двигателя автомобиля на 3500 мин<sup>-1</sup> оборотах составляют:

комплектация 1 – 127,8 Н\*м

комплектация 2 – 126,4 Н\*м

комплектация 3 – 128,8 Н\*м

Следует отметить, что значения максимального момента  $M_e$  в комплектации 2 зарегистрировали при 2000...2500 мин<sup>-1</sup> и составляют 127,2 Н\*м, а у комплектации 3 – при 4000 мин<sup>-1</sup> – 127,2 Н\*м.

А1.5.3. Потери эффективной мощности  $N_e$  двигателя при 5000 мин<sup>-1</sup> составляют:

Система выпуска ЕВРО 2 (комплектация 1) по отношению к прямоточной системе выпуска (комплектация 3) -  $\Delta N_e = 0,7$  кВт, что в процентном отношении составляет 1,2%;

Система выпуска ЕВРО 3 (комплектация 2) по отношению к прямоточной системе выпуска (комплектация 3) -  $\Delta N_e = 1,8$  кВт, что в процентном отношении составляет 3%.

А1.5.4. Потери эффективного момента  $M_e$  двигателя при 3500 мин<sup>-1</sup> составляют:

Система выпуска ЕВРО 2 (комплектация 1) по отношению к прямоточной системе выпуска (комплектация 3) -  $\Delta M_e = 1 \text{ Н*м}$ , что в процентном отношении составляет 0,8%;

Система выпуска ЕВРО 3 (комплектация 2) по отношению к прямоточной системе выпуска (комплектация 3) -  $\Delta M_e = 2,4 \text{ Н*м}$ , что в процентном отношении составляет 1,9%.