



## АННОТАЦИЯ

Тема выпускной квалификационной работы: «Анализ токсичности двигателя ВАЗ 11186 с системой рециркуляции отработавших газов».

В двигателях внутреннего сгорания большую роль играет токсичность отработавших газов. Двигатели должны выполнять определенный регламент по выбрасыванию токсичных веществ в окружающую среду. В работе проведен анализ токсичности с системой рециркуляции отработавших газов.

В данной работе за базу был взят двигатель ВАЗ 11186. Работа состоит из пояснительной записки и графической части. В пояснительной записке рассчитаны следующие разделы:

- тепловой расчет и тепловой баланс двигателя, где рассчитаны основные параметры двигателя;
- кинематический и динамический расчет, отражающий изменение кинематических параметров, силу и нагрузку, действующую на кривошипно-шатунный механизм;
- расчет основных систем двигателя и прочностной расчет деталей двигателя;
- описание конструкции системы рециркуляции отработавших газов;
- алгоритм работы системы рециркуляции отработавших газов;
- анализ влияния системы рециркуляции отработавших газов на экологичность и безопасность;

Графическая часть работы содержит 8 листов формата А1. В них представлены чертежи двигателя, конструкция системы рециркуляции отработавших газов и характеристики, отражающие результаты расчетов.

## ABSTRACT

The title of the bachelor's work is «Analysis of toxicity of VAZ 11186 engine with exhaust gas recirculation system».

The exhaust toxicity plays an important role in the internal combustion engine. The engines should operated in accordance with the technical document on the ejection of toxic substances in the environment. In work analysis of toxicity with the EGR system was carried out.

In this paper's work the VAZ 11186 engine was taken for the base. The work consists of an explanatory note and a graphic part. The explanatory note contains the following section:

- Thermal calculation and heat balance of the engine where the main engine parameters are calculated;
- Kinematic and dynamic calculation reflecting the change in the kinematic parameters and the force and load acting on the crank mechanism;
- Main engine systems calculation and strength of the engine components calculation;
- Description of the system design of the exhaust gas recirculation;
- Algorithm works of the exhaust gas recirculation;
- Analysis of influence on the ecology and environment and safety of the EGR system;

The graphic part of the work contains 8 sheets of A1 format; these are the drawings of the engine, the system design of the exhaust gas recirculation and the characteristics that shows the achieved results.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1.ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ ВАЗ 11186 .....	7
1.1. Исходные данные .....	7
1.2. Параметры атмосферы, остаточные газы.....	7
1.3. Вычисление процесса наполнения.....	8
1.4. Расчет сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси.....	10
1.5. Термохимический расчет.....	11
1.6. Термодинамический расчет процесса сгорания.....	12
1.7. Расчет процесса расширения и выпуска .....	15
1.8. Индикаторные показатели рабочего цикла.....	16
1.9. Эффективные показатели и параметры двигателя.....	17
2.КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ .....	24
2.1. Перемещение поршня .....	24
2.2. Скорость поршня.....	25
2.3. Ускорение поршня.....	26
3.ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ .....	27
3.1. Силы давление газов .....	27
3.2. Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма.....	28
3.3. Удельные суммарные силы .....	30
3.4. Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала .....	33
4.СИСТЕМА СМАЗКИ .....	35
4.2. Расчет масляного фильтра .....	37
4.3. Расчет подшипников .....	38
5.РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ .....	41
5.1. Расчет жидкостного насоса. ....	41

5.2. Расчет радиатора.....	43
5.3. Расчет вентилятора.....	44
6.АНАЛИЗ ТОКСИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ С СИСТЕМОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОГ .....	46
6.1. Описание конструкции системы рециркуляции отработавших газов.....	46
6.2. Алгоритм работы системы рециркуляции отработавших газов .....	47
6.3. Анализ токсичности .....	49
7. ЭКОЛОГИЧНОСТЬ И БЕЗОПАСНОСТЬ ПРОЕКТА.....	57
7.1. Описание конструкции двигателя с системой рециркуляции отработавших газов.....	57
7.2. Выводы по главе экологичность и безопасность проекта .....	58
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	59
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	60
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	62
ПРИЛОЖЕНИЕ Б .....	63

## Введение

В современном мире загрязнение атмосферы стало неизбежной составной частью. Главным источником загрязнения является двигатель внутреннего сгорания. В результате процесса горения в двигателе кислород соединяется водородом и углеродом топлива дают токсичные вещества. Около 60% загрязнения воздуха вызвано автомобильным транспортом [14]. С каждым годом возрастает ужесточение экологических требований к транспортным двигателям. В связи с этим конструкторы пытаются усовершенствовать двигатель путем улучшения рабочего процесса, качественного смесеобразования и т.п. Одним из способов достижения экологических требований является применение системы рециркуляции отработавших газов (EGR – Exhaust Gas Recirculation) [11]. Система рециркуляции предназначено для снижения токсичности оксидов азота  $NO_x$  в ОГ, путем перепуска отработавших газов через клапан EGR во впускной коллектор.

Данная работа посвящена анализу токсичности двигателя ВАЗ 11186 с системой рециркуляции отработавших газов.

Целью работы является влияние системы рециркуляции на режим работы двигателя, влияние системы рециркуляции на токсичность (оксид азот) ОГ.

Исходя из цели, были представлены следующие задачи:

- тепловой расчет для базового двигателя и для двигателя с системой рециркуляции ОГ;
- провести анализ режимов работы для базового двигателя и для двигателя с системой рециркуляции;
- провести анализ токсичности (оксида азота) для двигателя с системой рециркуляции ОГ;
- анализировать продемонстрировать упрощенный алгоритм работы системы рециркуляции ОГ;

## 1. Тепловой расчет двигателя ВАЗ 11186

Тепловой расчет двигателя необходим для определения температурных режимов, параметров двигателя при различном обороте коленчатого вала. Расчет проводится для обычного двигателя не снабженный системой рециркуляции отработавших газов.

Промежуточные результаты теплового расчета представлены в курсовом проекте. В данном разделе проводятся исходные данные и основные характеристики двигателя без системы перепуска ОГ. Результаты представлены в виде таблиц и графиков.

### 1.1. Исходные данные

Расчет проводится для 5 различных режимов:

$$n_{\min} = 850 \text{ (мин}^{-1}\text{)};$$

$$n = 2000 \text{ (мин}^{-1}\text{)};$$

$$n_M = 3800 \text{ (мин}^{-1}\text{)};$$

$$n_N = 5100 \text{ (мин}^{-1}\text{)};$$

$$n_{\max} = 5600 \text{ (мин}^{-1}\text{)}.$$

Дополнительные параметры для просчета рабочего процесса.

Таблица 1.1 □ Начальные данные для расчета рабочего цикла

$i$	$D, \text{ мм}$	$\tau$	$V_{\text{л}}, \text{ л}$	$\alpha$	$\varepsilon$	$S, \text{ мм}$
4	82	4	1,596	1	10,5	76

### 1.2. Параметры атмосферы, остаточные газы

Задаются атмосферные условия:

$$p_0 = 0,1 \text{ (МПа)}; \quad T_0 = 293 \text{ (К)}.$$

Принимаются температура и давление остаточных газов ( $T_r$  и  $p_r$ ):

$$p_r = p_k(1.035 + A_p * 10^{-8} * n^2)$$

Таблица 1.2 – температура и давление остаточных газов

$n, \text{ мин}^{-1}$	$p_k$	$T_k$	$\rho_0$	$T_r$	$p_r$
850	0,1	293	1,189	900	0,103903
2000	0,1	293	1,189	980	0,10573
3800	0,1	293	1,189	1040	0,11155
5100	0,1	293	1,189	1080	0,118
5600	0,1	293	1,189	1150	0,120983

### 1.3. Вычисление процесса наполнения

Температура подогрева свежего заряда  $\Delta T_N = 10 \square \text{ C}$ .

$$\Delta T = A_T(110 - 0.0125n)$$

Плотность заряда на впуске двигателя:

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{287 \cdot T_0};$$

Потери давления на этапе впуске:

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

Сила, приложенная на площадь, в конце процесса впуска:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}$$

Температура в конце процесса впуска:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}; K.$$

Вычисление коэффициента наполнения при известном коэффициенте до зарядки:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot (\phi_{доз} \cdot \varepsilon \cdot p_a - p_r)$$

Удельный объем рабочего тела в конце наполнения определяется по следующей формуле: (здесь  $\mu_0 = 28,9$  – молярная масса воздуха,  $m_T = 115$  кг/моль – молярная масса паров бензина,  $l_0 = 14,957$  кг возд./кг топл.) [1,2]:

$$V_a = 8,314 \cdot 10^{-3} \frac{T_a}{\mu_B \cdot p_a}.$$

Полученные данные заносятся в таблицу 1.3.

Таблица 1.3 □ Данные вычисления процесса наполнения.

п, мин1	ΔT	ΔPa	Pa	фдо з	γr	Ta	ηv	Va
850	21,486	0,0004	0,0995	1,1	0,04034	337,19	0,8825	0,9284
2000	18,378	0,0023	0,0976	1,1	0,03285	332,64	1,0128	0,9336
3800	13,513	0,0083	0,0916	1,1	0,03471	331,12	0,9530	0,9904
5100	10	0,0150	0,0849	1,1	0,03834	331,68	0,8789	1,0702
5600	8,6486	0,0181	0,0818	1,1	0,03847	333,07	0,8433	1,1152

#### 1.4. Расчет сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

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

Значение показателя политропы сжатия определяем методом последовательных приближений:

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

Давления, температура и удельный объем в конце сжатия:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \text{ МПа}$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} \text{ К}$$

Удельный объем, давление и температура рабочего тела в момент воспламенения, если угол опережения воспламенения  $\Theta = 15 \div 30$  (град) и  $\lambda = 0,285$ :

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

Текущие значения удельного объема, давления и температуры рабочего тела рассчитываются по аналогичным формулам:

$$p_y = \left( \frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1} \cdot P_a;$$

$$T_y = \left( \frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1-1} \cdot T_a.$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 1.4.

Таблица 1.4 □ Параметры начала воспламенения и процесса сжатия

п, мин1	μ	n1	Pc	Tc	θ ПКВ	Vy	Py	Ty
850	1,05079	1,370	2,4992	805,95	15	0,1067	1,9305	751,61
2000	1,05116	1,372	2,4599	797,74	20	0,1214	1,6038	710,38
3800	1,05107	1,372	2,3124	795,58	25	0,1477	1,2488	673,01
5100	1,05089	1,373	2,1483	798,63	30	0,1841	0,9534	640,28
5600	1,05088	1,375	2,0780	805,07	28	0,1811	0,9969	658,79

### 1.5. Термохимический расчет

Теоретическая масса воздуха, необходимая для сгорания 1,0 килограмма жидкого топлива, при  $C = 0,855$ ;  $H = 0,145$  и  $m_T = 115$  кг/кмоль будет равна:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8H \right); l_0 = 14,957 \text{ (кмоль.возд./кг.топл) .}$$

Количество воздуха, которое требуется для сгорания 1,0 килограмма жидкого топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right); L_n = 0,516 \text{ (кмоль.возд./кг.топл) .}$$

Количество свежего заряда при  $\alpha = 1$ :

$$M_1 := \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T}; \text{(кмоль.гор.см./кг.топл) .}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при  $K = 0,5$  [1,2]:

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0; \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл}$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 \cdot L_0; \text{ кмоль СО/кг топл}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 \cdot L_0; \text{ кмоль H}_2\text{O/кг топл}$$

$$M_{H_2} = 2K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 \cdot L_0; \text{ кмоль H}_2\text{/кг топл}$$

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot L_0; \text{ кмоль N}_2\text{/кг топл}$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1};$$

Таблица 1.5 – параметры рабочего тела

п, мин <sup>-1</sup>	M1	$M_{CO_2}$	$M_{H_2O}$	$M_{N_2}$	M2	$\mu_0$	$\alpha$
850	0,524696	0,07125	0,0725	0,408672	0,552422	1,052843	1

### 1.6. Термодинамический расчет процесса сгорания

Главная задача данного расчета □ определение значений температуры газов и давления в цилиндре ДВС в любой момент сгорания. Учитывая угол опережения зажигания и характера сгорания, производится расчет этого процесса.

Коэффициент эффективности сгорания топлива:

$$\xi = \delta * \psi$$

Удельная теплота сгорания топлива равна:

$$H_u = 43930 \left( \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \right)$$

$$q_z = \frac{\zeta \cdot H_u}{(1 + \gamma_r)(\alpha \cdot l_0 + 1)}.$$

$$E_2 = \left( 0,002 \cdot \frac{\varepsilon}{V_a} \right) \cdot q_z; .$$

Давление газов в процессе сгорания определяется следующим образом:

$$p_2 = E_2 \cdot \Delta X_{1-2} + p_1 \cdot (K_{1-2} \cdot \psi(\varphi_1) - \psi(\varphi_2)) / [K_{1-2} \cdot \psi(\varphi_1) - \psi(\varphi_1)].$$

Часть топлива, сгоревшего на рассматриваемом участке 1-2:

$$\Delta X_{1-2} = \exp \left[ -6,908 \left[ \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] - \exp \left[ -6,908 \left[ \frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right].$$

Так же необходимо указать следующие значения:  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – углы поворота коленчатого вала, отсчитываемые от момента воспламенения соответственно до начала или конца рассматриваемого участка;

$p_1$  – давление в начале рассматриваемого участка, МПа;

$$K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} - \text{фактор теплоемкостей.}$$

Отношение средних теплоемкостей рабочего тела на участке 1-2, указанные в Приложении А, рассчитываются по уравнению:

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

Определив  $k_{1-2}$  производят все вычисления для определения  $P_2$ , а за тем вычисляют температуру  $T_2$  газов в процессе сгорания.

Среднее значение части топлива, приведенного в Приложении А, сгоревшего на участке 1-2:

$$x_{1-2} = 0,5 \left[ \exp \left[ -6,908 \left[ \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] - \exp \left[ -6,908 \left[ \frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] \right];$$

$T_{1-2} = (T_1 + T_2)/2$  – промежуточная температура на участке 1-2 определяется методом пробных подстановок;

$$\psi(\varphi') = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma;$$

$$\sigma = \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[ \cos(\varphi') + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 (\sin(\varphi'))^2} \right];$$

$$T_2 = \frac{T_y \cdot p_2 \cdot \psi(\varphi'_2)}{p_y \cdot \psi(\varphi'_y) \cdot \mu_{1-2}} \quad \square \quad \text{указанная в Приложении А температура газов}$$

процесса сгорания;

$\mu_{1-2} = (\mu_1 + \mu_2)/2$  – средний на рассматриваемом участке коэффициент молекулярного изменения свежей смеси;

$$\mu_1 = 1 + \frac{(\mu_{0\max} - 1) \left[ 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right]}{1 + \gamma_r}$$

Данные  $\mu_1$  показаны в приложении А для каждого из рабочих режимов.

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

Основные коэффициенты термодинамического расчета приведены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Расчетные термодинамические данные

$n$ , мин <sup>1</sup>	$\phi_z$	$\delta$	$\xi$	$q_z$	$E_2$	$m$	$\psi$
850	30	1	0,7643	2022,536	45,74869	4	0,7643
2000	40	1	0,86	2292,294	51,56027	4	0,86
3800	50	1	0,96	2554,24	54,15415	4	0,96
5100	60	1	0,97	2571,83	50,46486	4	0,97
5600	56	1	0,99	2624,517	49,41899	4	0,99

### 1.7. Расчет процесса расширения и выпуска

$V_Z$  – значение объема рабочего тела, соответствующее конечному значению давления  $p_Z$  при сгорании, т.е. при  $\varphi = \varphi_Z$  (значение выбирается из Приложения А). Средний показатель политропы расширения находится методом последовательных приближений, при заданной начальной  $T_Z$  и  $n_2$ .

Рассчитывается  $n_2$  по следующей формуле:

$$n^2 = 1 + \frac{8,341}{23,7 + 0,0046 \cdot 2872,74 \cdot \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right)}.$$

Значения в конце процесса расширения как политропного процесса

$$p_b = \frac{p_Z}{\delta^{n_2}}; p_b; \quad T_b = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}; T_b,$$

где  $p_Z$  и  $T_Z$  – параметры в конце сжатия (выбираются из Приложения А).

Текущие значения удельного объема, давления и температуры газов от конца процесса сгорания до 540 град. п.к.в. находятся из соотношений

$$V_y = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left[ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[ \cos(\varphi_{pm}) + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\varphi_{pm})} \right] \right] \right],$$

$\varphi_{рт}$  – текущее значение угла поворота коленчатого вала

Требуется произвести проверку на правильность выбора значения полученных температур отработавших газов. Для проверки используется следующая формула:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}};$$

Составляется таблица 1.7, в которую вносятся полученные значения процессов расширения и выпуска.

Таблица 1.7 □ Процесс впуска и расширения

п, мин <sup>-1</sup>	Vz	δ	Pz	Tz	n2	Pb, Мпа	Tb, К	Tr	ΔT
850	0,14961	6,20537	4,57573	1651,618	1,188	0,52318	1171,843	683,692	-
2000	0,1705	5,47391	4,13430	1910,388	1,1835	0,55287	1398,44	805,689	-
3800	0,19647	5,04137	3,47857	2173,018	1,1775	0,51778	1630,651	977,538	-6,389
5100	0,18412	5,81239	2,69367	2440,283	1,1767	0,33956	1788,045	1257,081	14,086
5600	0,18118	6,15520	2,92982	2338,795	1,175	0,34632	1701,667	1198,455	4,0431

### 1.8. Индикаторные показатели рабочего цикла

Следующий этап расчета предназначен для получения индикаторных показателей за цикл работы двигателя. Теоретическая индикаторная работа за цикл определяется по формуле:

$$L_{it} = \sum_{i=1}^n \frac{P_{1i} + P_{2i}}{2} |V_{2i} - V_{1i}| ;$$

Расчётное среднее индикаторное давление

$$P_{iT} = \frac{\varepsilon \cdot L_{iT}}{(\varepsilon - 1)V_a}, \text{ МПа}$$

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = 8.314 \frac{M_1 \cdot P_{iT} \cdot T_0}{P_0 \cdot \eta_V \cdot H_u}$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} \cdot 10^3, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

Результаты расчета индикаторных показателей рабочего цикла приведены в таблице 1.8.

Таблица 1.8 □ Показатели индикаторные в процессе рабочего цикла

n, мин <sup>1</sup>	Li	Pi	ηi	gi
850	1,085785	1,205972	0,34292	238,9727
2000	1,150597	1,270806	0,365046	224,4881
3800	1,084826	1,129382	0,344799	237,6705
5100	0,703868	1,17934	0,390398	209,9104
5600	0,770561	1,147063	0,395744	207,0748

### 1.9. Эффективные показатели и параметры двигателя

Давление механических потерь при средней скорости поршня:

$$v_n = \frac{S_n}{30}, \text{ м/с}$$

Среднее давление вследствие воздействия механических потерь

$$P_M = 0.034 + 0.0113 v \quad , \text{МПа}$$

Среднее эффективное давление

$$P_e = P_{iT} - P_M, \text{МПа}$$

Механический коэффициент положительного действия

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_{iT}}$$

Эффективный коэффициент положительного действия

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M}, \text{кВт} \cdot \text{ч}$$

Расчетная эффективная мощность

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_L \cdot n}{30\tau}, \text{кВт.}$$

Расход топлива в час

$$G_T = N_e \cdot g_e, \text{кг/ч}$$

Крутящий момент двигателя

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n}, \text{Н} \cdot \text{м}$$

Результаты расчета эффективных показателей двигателя приведены в таблице 1.9.

Таблица 1.9 □ Эффективные показатели двигателя

$n$ , мин <sup>1</sup>	$V_n$ , м/с	$P_m$ , МПа	$P_e$ , МПа	$\eta_m$	$\eta_e$	$g_e$ , кВт*ч	$N_e$ , кВт	$M_e$ , Н*м	$G_n$ , кг/ч
850	2,153333	0,058333	1,147639	0,95163	0,326333	251,1193	13,00658	146,1961	3,266204
2000	5,066667	0,091253	1,179553	0,928193	0,338833	241,8551	31,45474	150,2615	7,60749
3800	9,626667	0,142781	0,986601	0,873576	0,301208	272,0663	49,98779	125,6817	13,59999
5100	12,92	0,179996	0,999344	0,847376	0,330814	247,7182	67,95542	127,305	16,8338
5600	14,18667	0,194309	0,952754	0,830603	0,328706	249,3066	71,13896	121,3699	17,73541

Результаты теплового расчета в виде графиков:

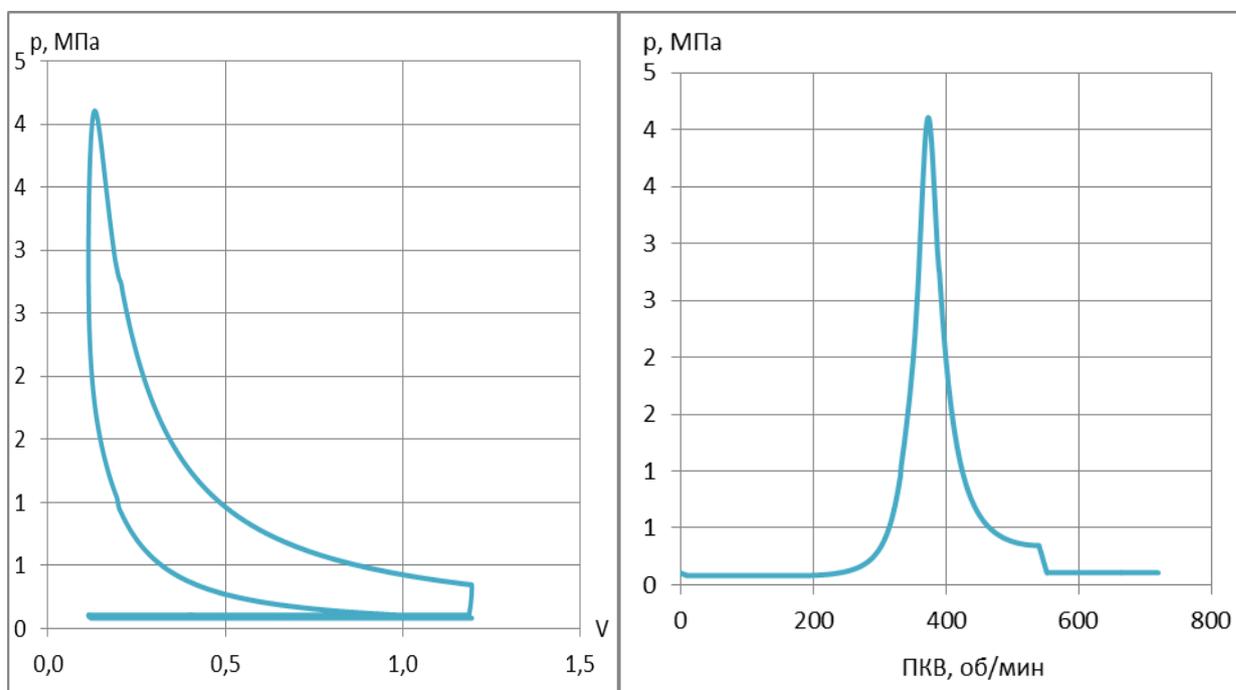


Рисунок 1.1 – Индикаторная диаграмма в развернутом и свернутом виде при режиме работы 5600 об/мин

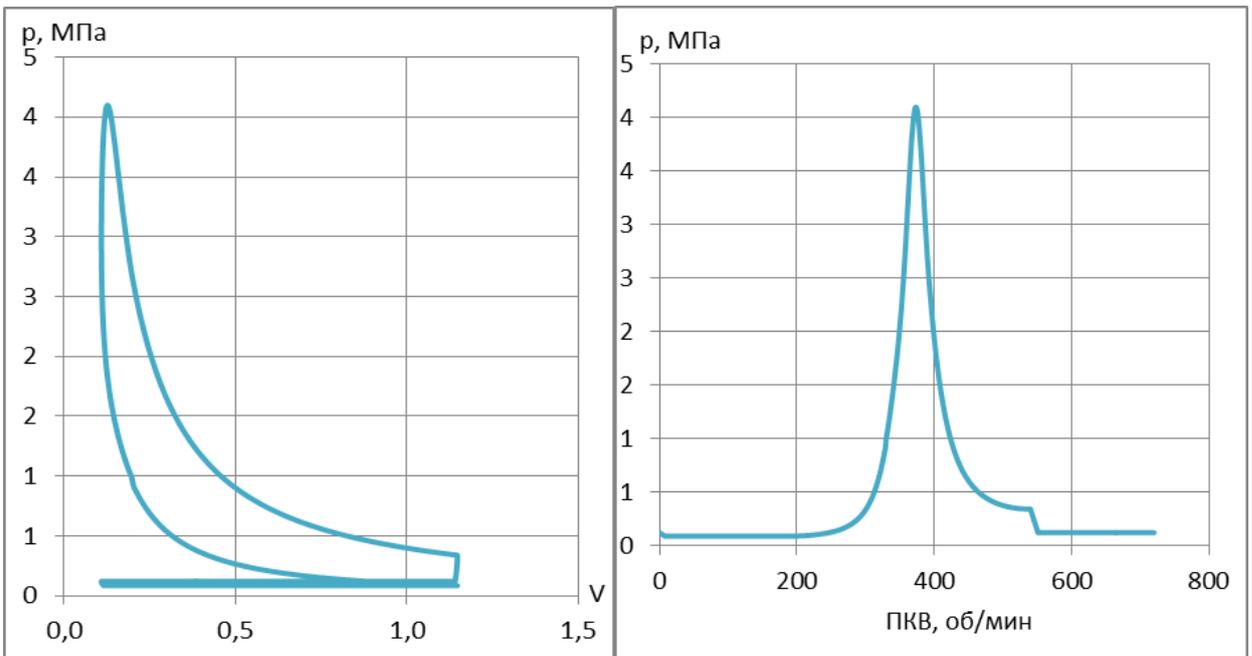


Рисунок 1.2 – Индикаторная диаграмма в развернутом и свернутом виде при режиме работы 5100 об/мин

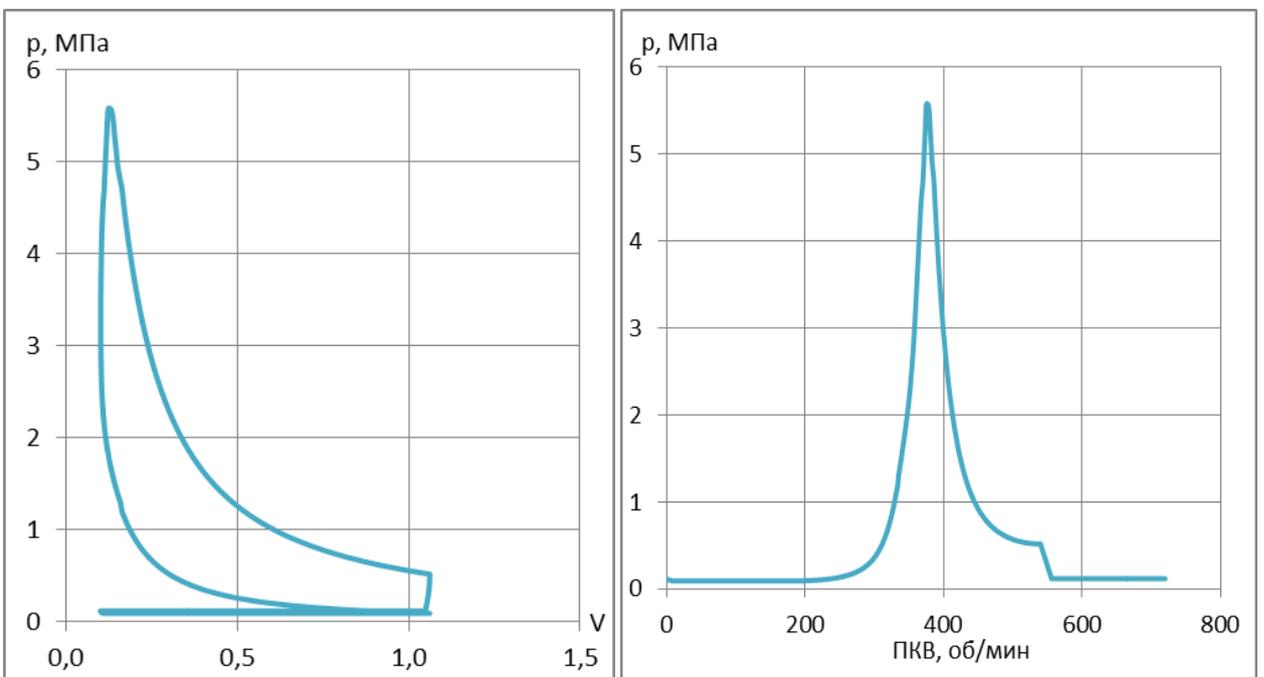


Рисунок 1.3 – Индикаторная диаграмма в развернутом и свернутом виде при режиме работы 3800 об/мин

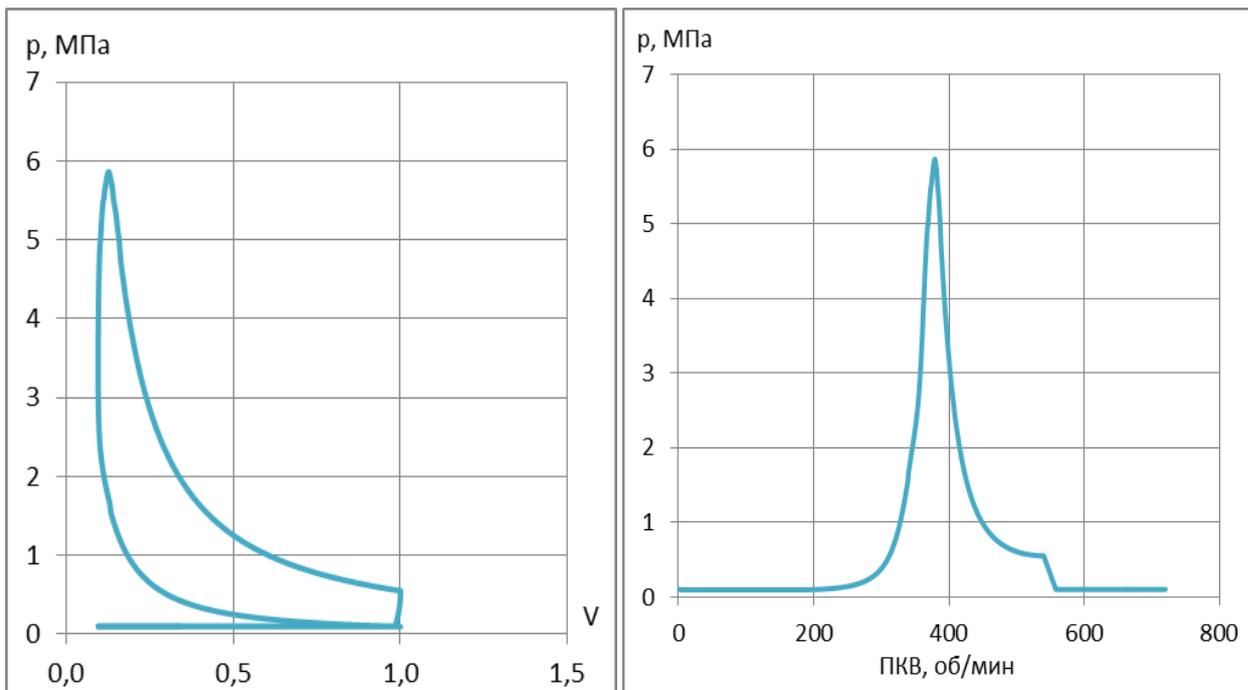


Рисунок 1.4 – Индикаторная диаграмма в развернутом и свернутом виде при режиме работы 2000 об/мин

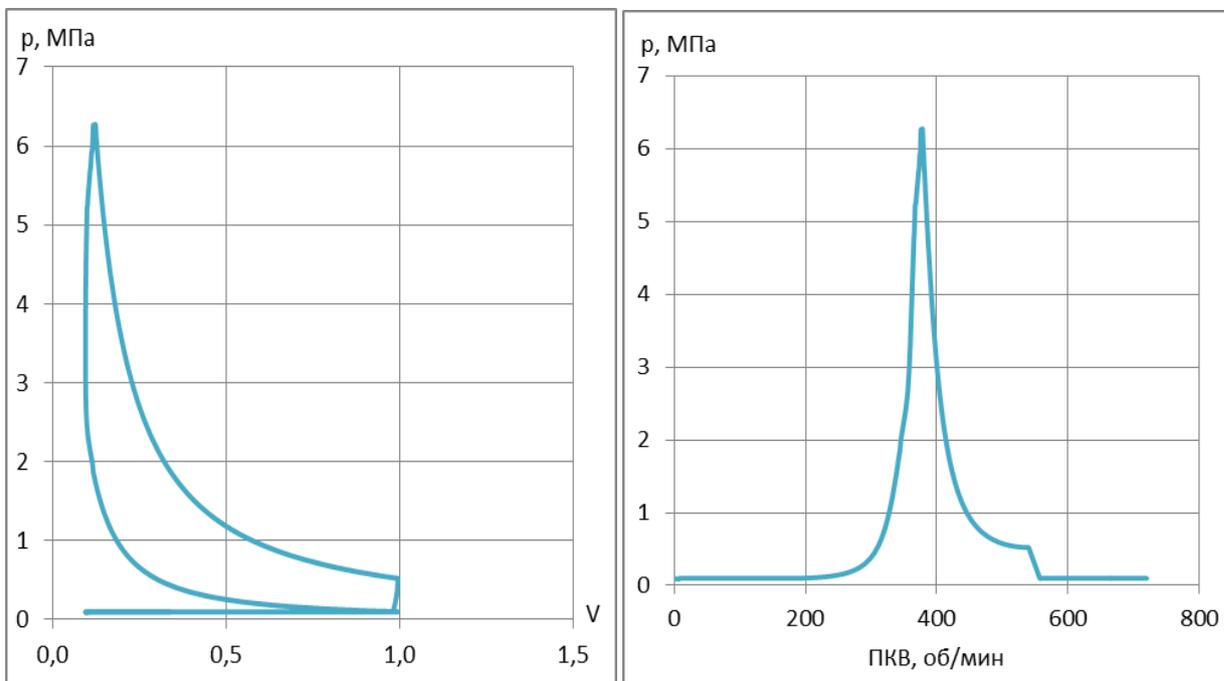


Рисунок 1.5 – Индикаторная диаграмма в развернутом и свернутом виде при режиме работы 850 об/мин

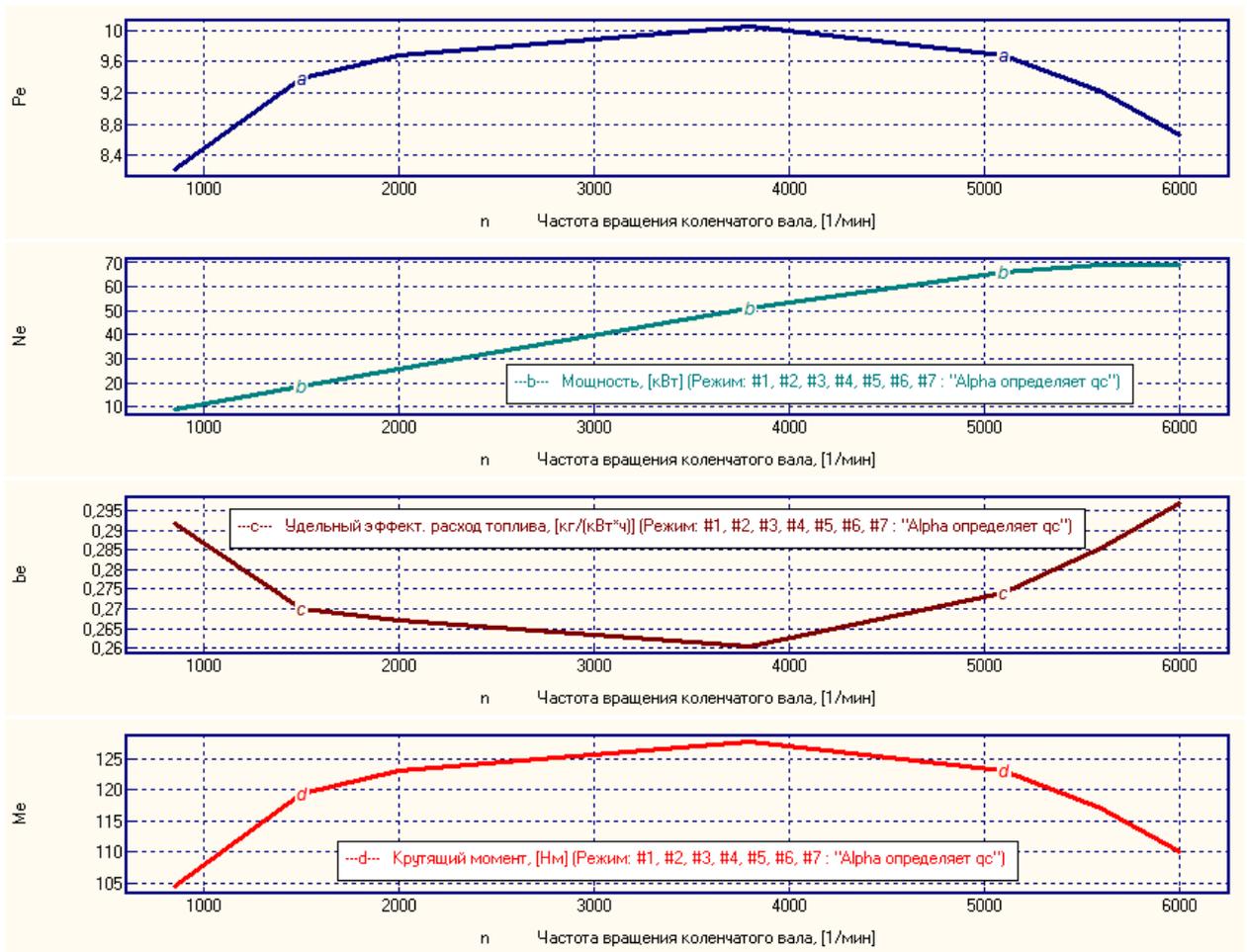


Рисунок 1.6 – Эффективные показатели работы двигателя

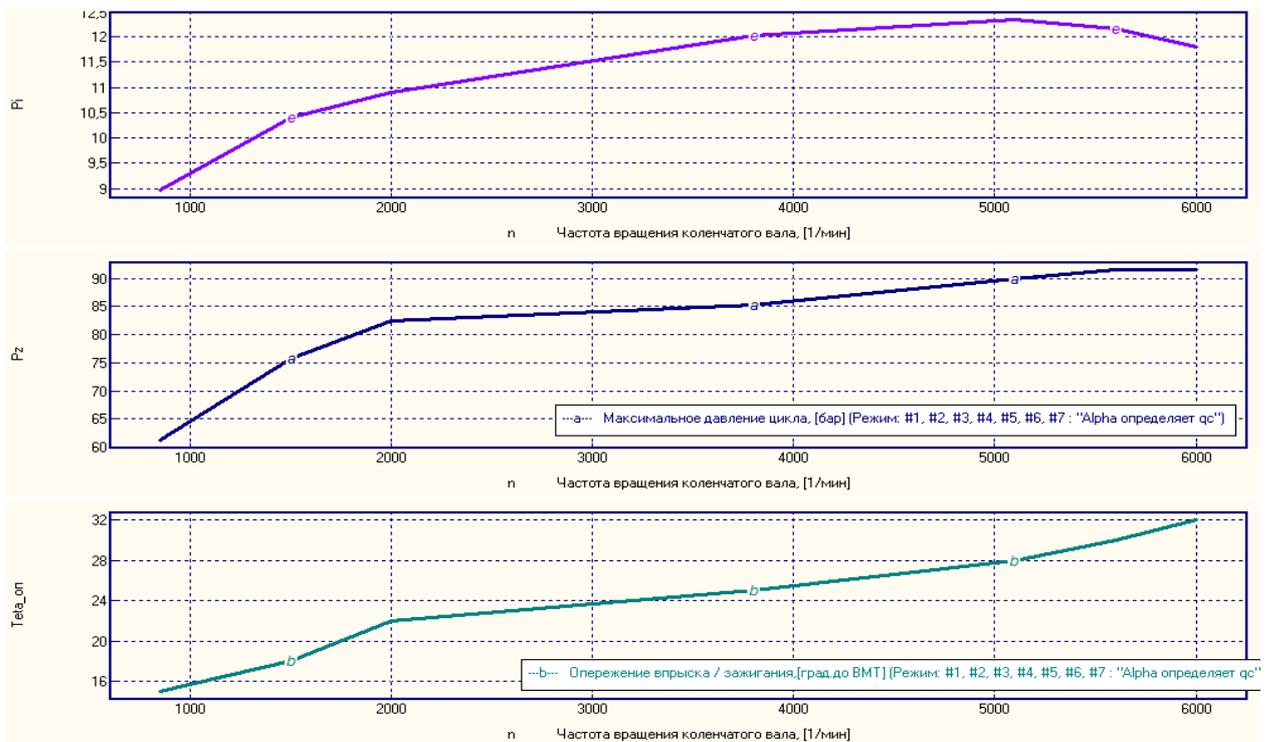


Рисунок 1.7 –Индикаторное давление, максимальное давление и угол опережения впрыска топлива

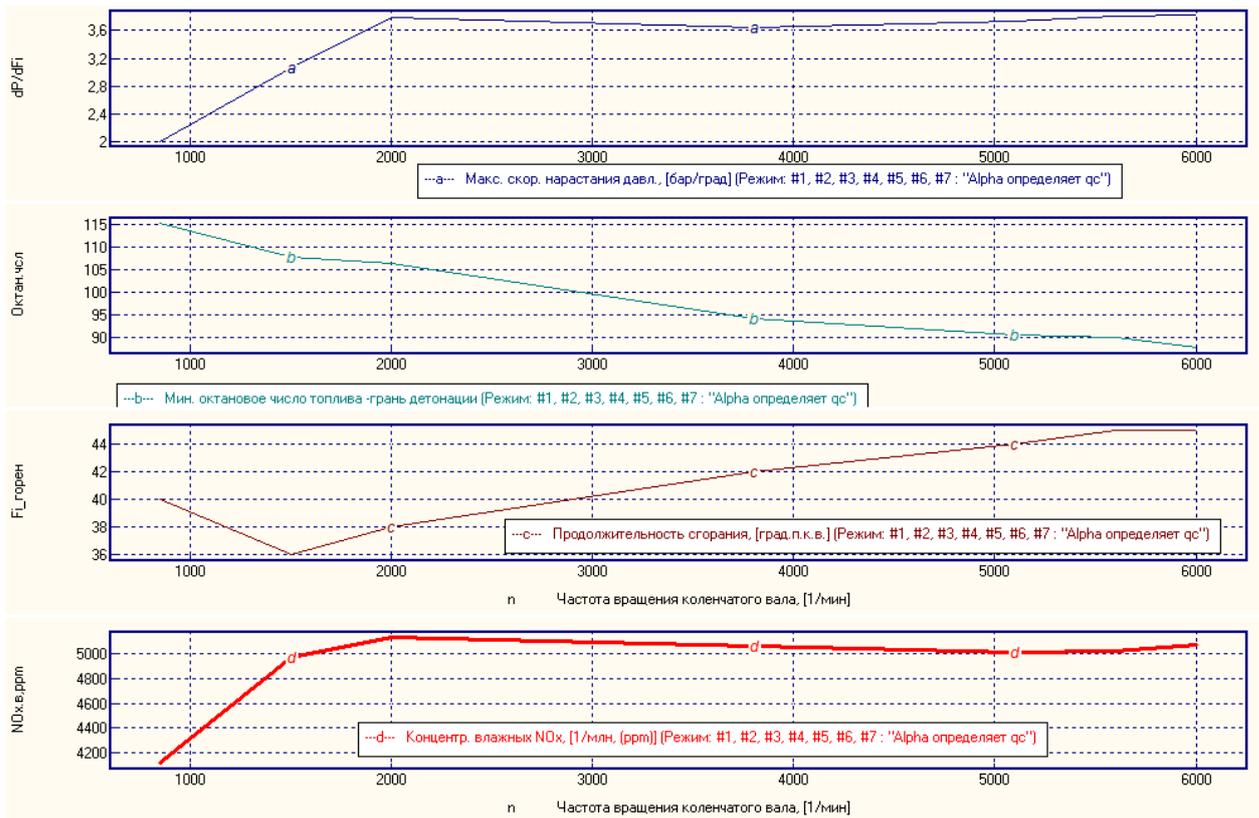


Рисунок 1.8 – Скорость нарастания давления, граница детонации по октановому числу топлива, продолжительность сгорания и концентрация  $NO_x$  в исследуемом двигателе

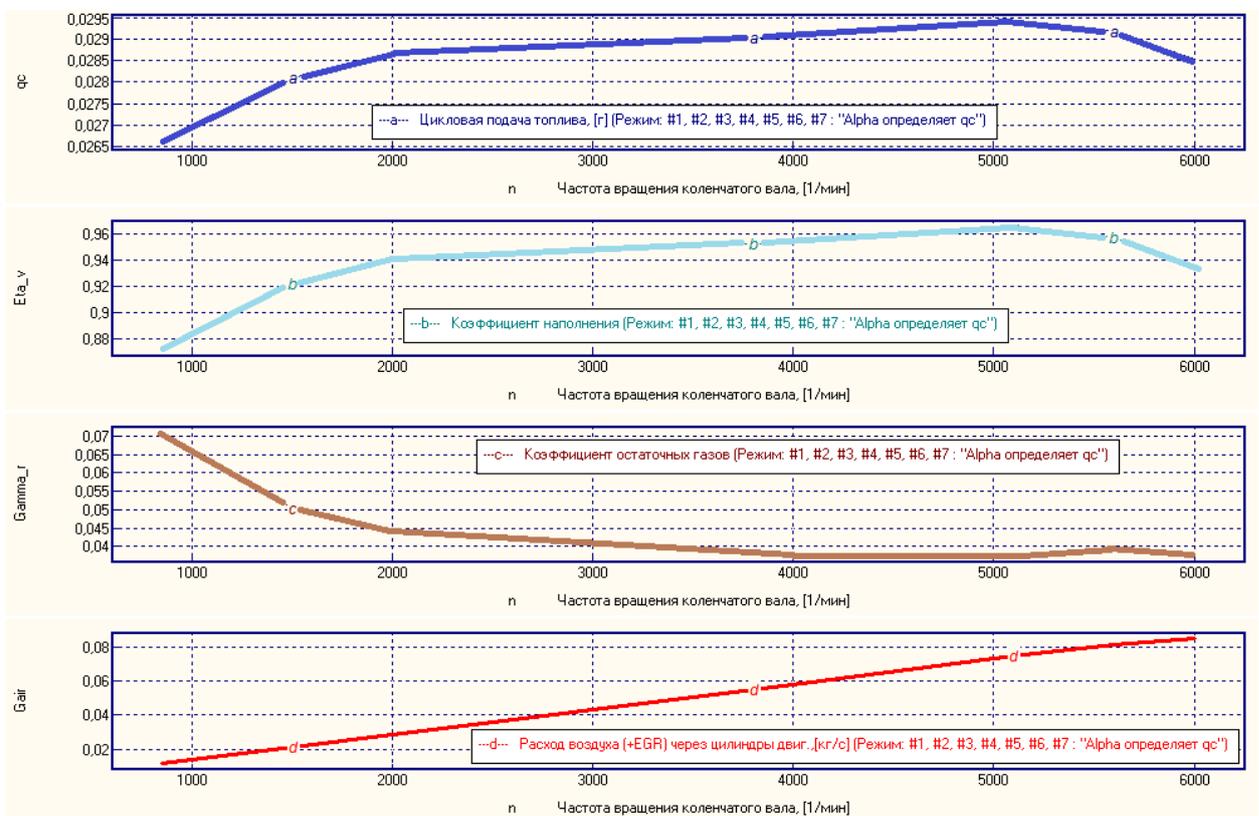


Рисунок 1.9 – Расходные характеристики исследуемого двигателя ВАЗ 11186

## 2. Кинематический расчет

Для понимания, какие нагрузки и силы воздействуют на двигатель необходимо сделать расчет на прочность. Для этого стоит начать с кинематического расчета, поскольку он показывает особенности движения кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и дает возможность графически вывести полученные значения скорости, ускорения и перемещения.

Исходные данные занесены в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные

Максимальная мощность	$N_e=72$ кВт
Обороты коленчатого вала	$n=5600$ об/мин
Диаметр цилиндра	$D=82$ мм
Ход поршня	$S=76$ мм
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda=0,285$ мм

Расчет параметров КШМ

Таблица 2.2 – параметры КШМ

Угловая скорость вращения коленчатого вала	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5600}{30} = 586,13 \text{ с}^{-1}$
Радиус кривошипа	$r = \frac{s}{2} = \frac{76}{2} = 38 \text{ мм}$
Длина шатуна	$l = \frac{r}{\lambda} = \frac{38}{0,285} = 133,3 \text{ мм}$

### 2.1. Перемещение поршня

$$s_x = R \left[ (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] =$$

$$= 39 \left[ (1 - \cos\varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ мм.}$$

Расчет проводится до  $\varphi = 360^\circ$ . Результаты вычислений занесены в таблице А1 приложения А.

По результатам расчета строится график  $s_x = f(\varphi)$ .

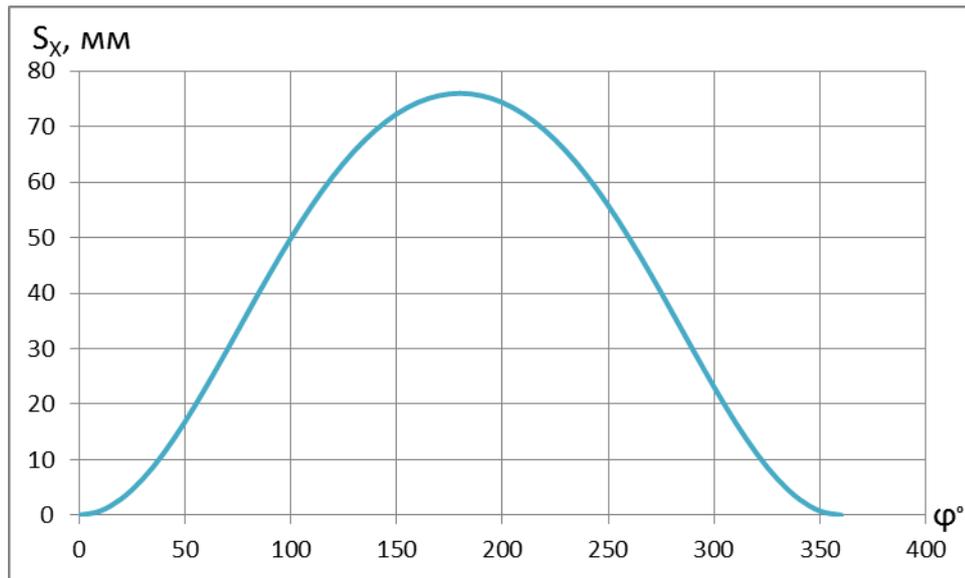


Рисунок 2.1– Перемещение поршня от угла П.К.В.

## 2.2. Скорость поршня

Скорость поршня вычисляется по формуле:

$$\begin{aligned} v_n &= \omega R \left( \sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) = \\ &= 586,13 \cdot 0,039 \cdot \left( \sin\varphi + \frac{0,285}{2} \sin 2\varphi \right) \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Расчет проводится до  $\varphi = 360^\circ$ . Результаты вычислений в таблице А1 приложения А.

По результатам расчета строится график  $v_x = f(\varphi)$ .

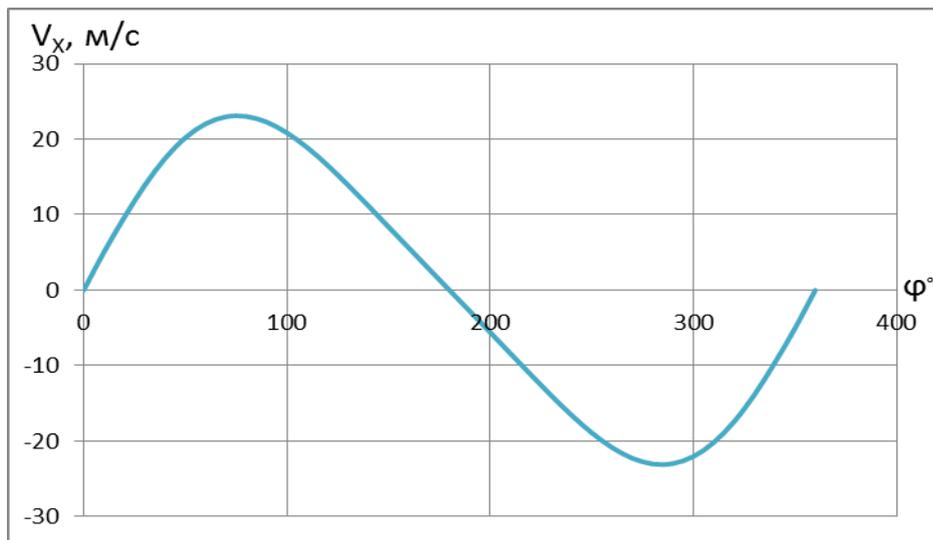


Рисунок 2.2 – Скорости поршня от угла П.К.В.

### 2.3. Ускорение поршня

Ускорение поршня вычисляется по формуле:

$$j = \omega^2 R (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi) =$$

$$= 586.13 \cdot 0,038 (\cos\varphi + 0,285 \cos 2\varphi) \text{ м/с}^2.$$

Расчет проводится до  $\varphi = 360^\circ$ . Результаты вычислений в таблице А1 приложения А.

По результатам расчета строится график  $j = f(\varphi)$ .

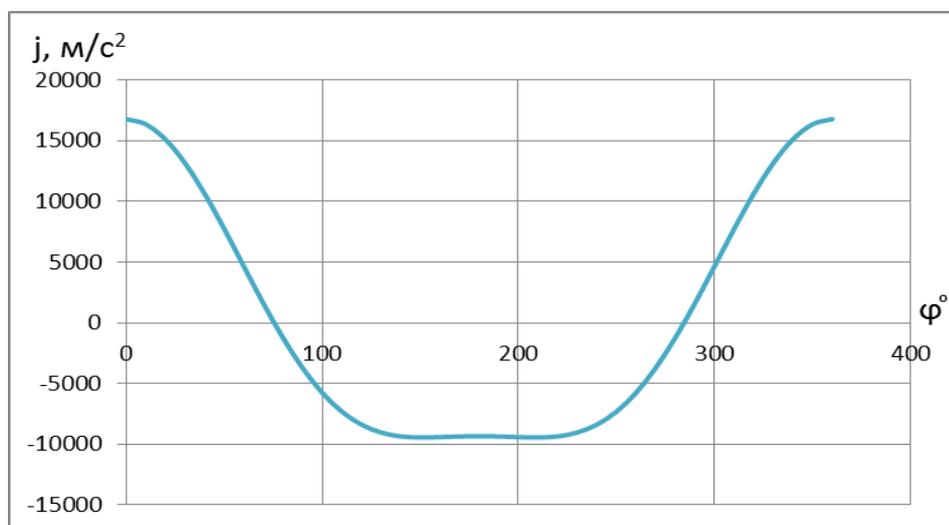


Рисунок 2.3 – Ускорение поршня от угла П.К.В

### 3. Динамический расчет

#### 3.1. Силы давление газов

Силы давление газов определяются по формуле:

$$P_{\Gamma} = p_{\Gamma} \cdot F_{\Pi} \text{ МПа.}$$

где:  $F_{\Pi}$  – площадь поршня.

$$P_{\Gamma} = (p_{\chi} - p_0) \cdot \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} \text{ МПа.}$$

Давление  $p_{\chi}$  берется с индикаторной диаграммы теплового расчета,  $p_0$  – атмосферное давление,  $d_{\Pi}$  – диаметр поршня.

Расчет приводится до  $\varphi = 720^{\circ}$ . Результат вычислений приведен в таблице Б2 приложение Б.

По результатам расчета строится график  $P_{\Gamma} = f(\varphi)$ .

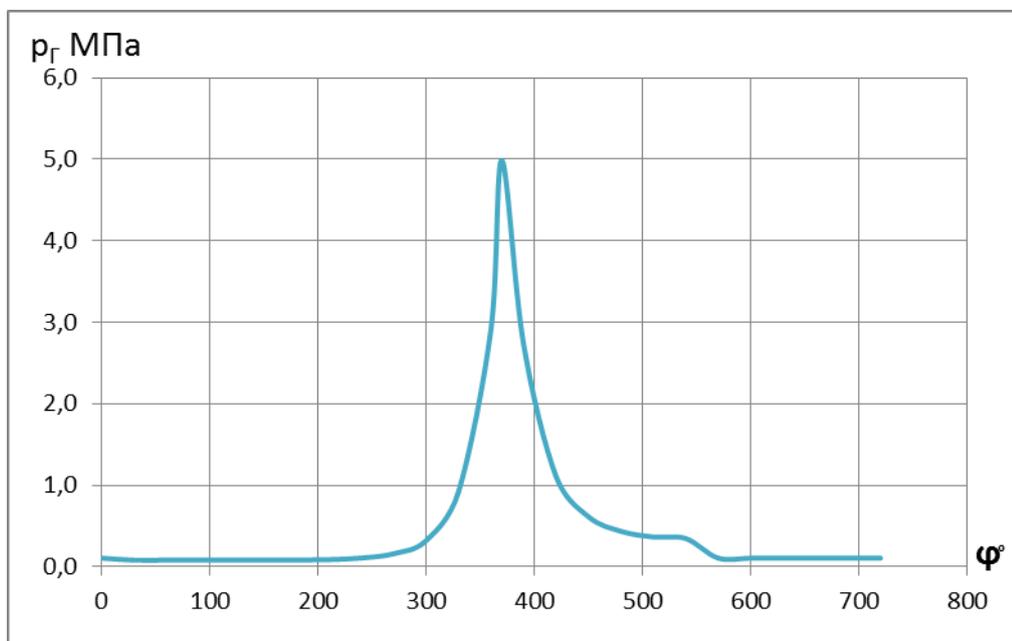


Рисунок 3.1 – Силы давление газов от угла П.К.В.

### 3.2. Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

К возвратно-поступательным движущимся массам относятся: поршень, поршневой палец, поршневые кольца, верхняя часть шатуна.

Масса поршня:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 100 \cdot 0,0053 = 0,53 \text{ кг}$$

Удельную конструктивную массу поршня принимают равной  $m'_{\Pi} = 100 \text{ кг/м}^2$  [1,3].

Масса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\Pi} = 130 \cdot 0,0053 = 0,791 \text{ кг}$$

Удельную конструктивную массу шатуна принимают равной  $m'_{\text{ш}} = 150 \text{ кг/м}^2$  [1,3].

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов:

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\Pi} = 140 \cdot 0,0053 = 0,739 \text{ кг}$$

Удельную конструктивную массу вала принимают равной  $m'_{\text{к}} = 140 \text{ кг/м}^2$  [1,3].

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{шп}} = 0,275 \cdot m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,791 = 0,217 \text{ кг}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = 0,725 \cdot m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,791 = 0,574 \text{ кг}$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{шп}} = 0,53 + 0,217 = 0,745 \text{ кг}$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R = m_K + m_{ШК} = 0,739 + 0,536 = 1,313 \text{ кг}$$

Сила инерции создаваемые ими:

$$P_r = -m_R \omega^2 r = -1.313 \cdot 586^2 \cdot 0.038 = -17133 \text{ Н.}$$

Удельные и полные силы инерции

Удельная сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс:

при  $\varphi = 0^\circ$ :

$$p_j = -j m_j / F_{\Pi} = -j 0.745 \cdot 10^{-6} / 0.005278 = -j 141 \cdot 10^{-6} \text{ МПа.}$$

Расчет проводится до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты расчеты представлены в таблице Б2 приложения Б.

По результатам расчета строится график  $P_j = f(\varphi)$ .

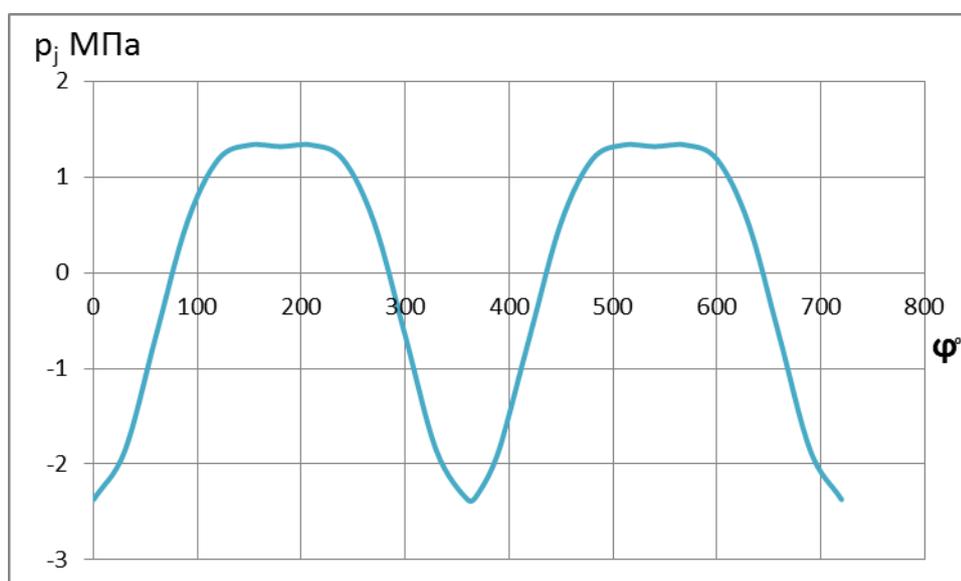


Рисунок 3.2 – Зависимость удельных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс от угла П.К.В.

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -1.275 \cdot 0.038 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -16.641 \text{ кН.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{R_{III}} = -m_{III} R \omega^2 = -0,536 \cdot 0.038 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -6,994 \text{ кН.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{R_K} = -m_K R \omega^2 = -0,739 \cdot 0.038 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -9,647 \text{ кН.}$$

### 3.3. Удельные суммарные силы

Суммарная сила  $P$  определяется по формуле:

$$p = p_r + p_j$$

Расчет проводится до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты вычислений сводятся в таблицу Б2 приложения Б.

По результатам строится график  $P = f(\varphi)$ .

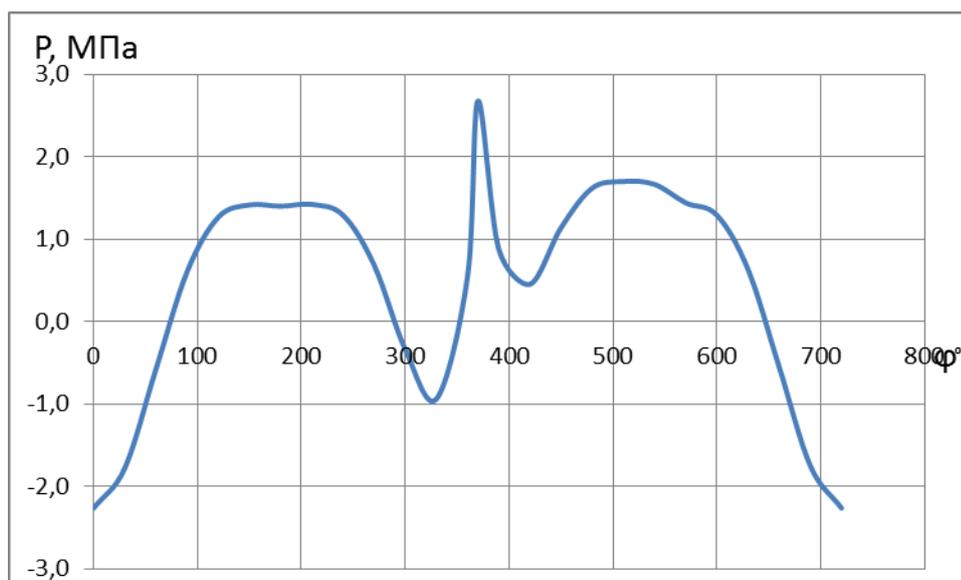


Рисунок 3.3 – Суммарная сила от угла П.К.В.

На поршневом пальце суммарная сила инерции  $P$  раскладывается на две составляющие:

$P_N$  – нормальная к поверхности цилиндра, прижимающая поршень к поверхности цилиндра, вызывает механические потери и износ цилиндропоршневой группы.

$P_S$  –действует вдоль оси шатуна, передает усилие поршня на коленчатый вал, вызывает деформации сжатия и растяжения в шатунах.

Сила  $P_N$  вычисляется по формуле:

$$p_N = P \cdot \operatorname{tg} \beta \text{ МПа.}$$

Расчет проводится до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты вычисления в таблице 2 приложение В.

Сила  $P_S$  определяется по формуле:

$$P_S = \frac{P}{\cos \beta} \text{ МПа.}$$

Расчет проводится до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты вычисления в таблице 2 приложение В.

Удельная сила, действующая по радиусу кривошипа:

$$p_k = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \text{ МПа.}$$

Расчеты проводятся до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты вычислений сводятся в таблице Б2 приложение Б. По результатам строится график  $P_T = f(\varphi)$ .

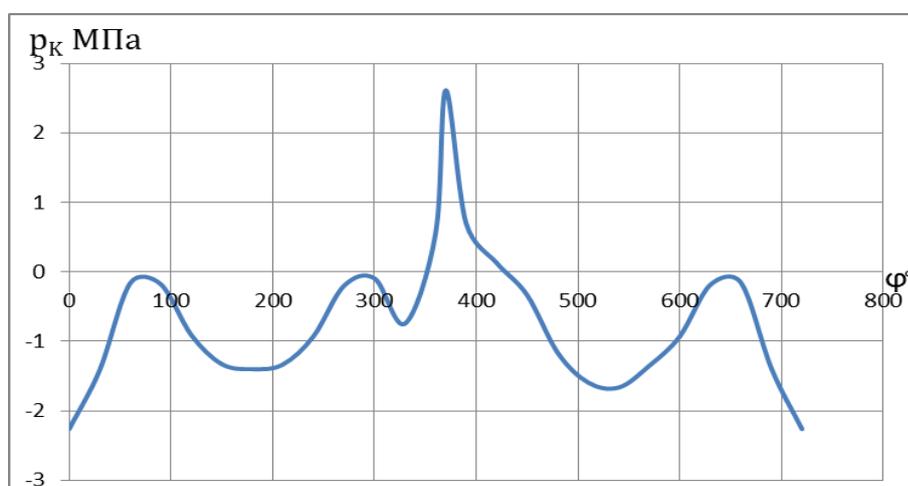


Рисунок 3.4 – Удельная сила действующая по радиусу кривошипа от угла П.К.В.

Сила  $p_T$  вычисляется по формуле:

$$p_T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \text{ МПа.}$$

Расчеты проводятся до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты вычислений сводятся в таблице Б2 приложение Б.

По результатом строится график  $P_T = f(\varphi)$ .

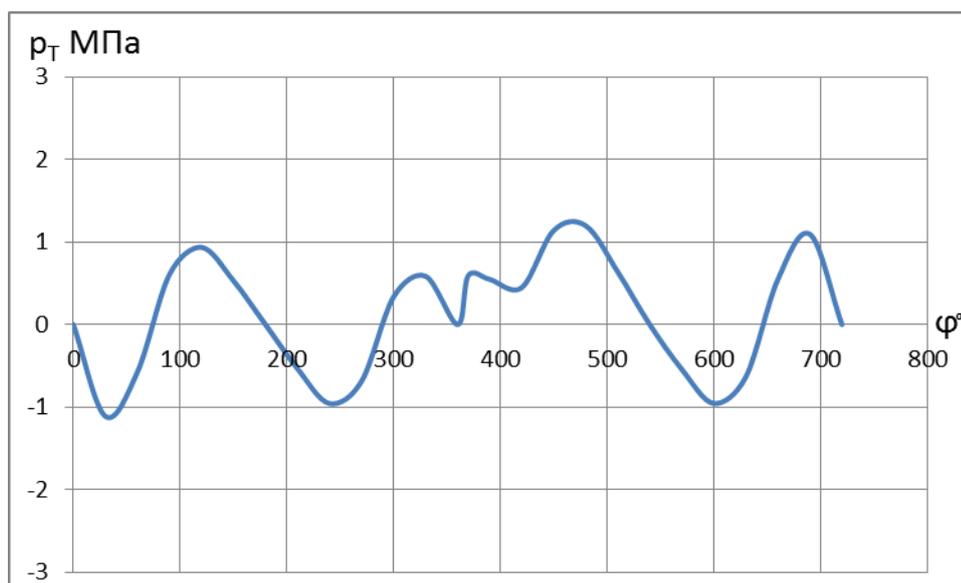


Рисунок 3.5 – График зависимости  $P_T = f(\varphi)$ .

Все значения тригонометрических функций берутся из справочных данных.

Направление действия всех сил изображены на рисунке 3.6.

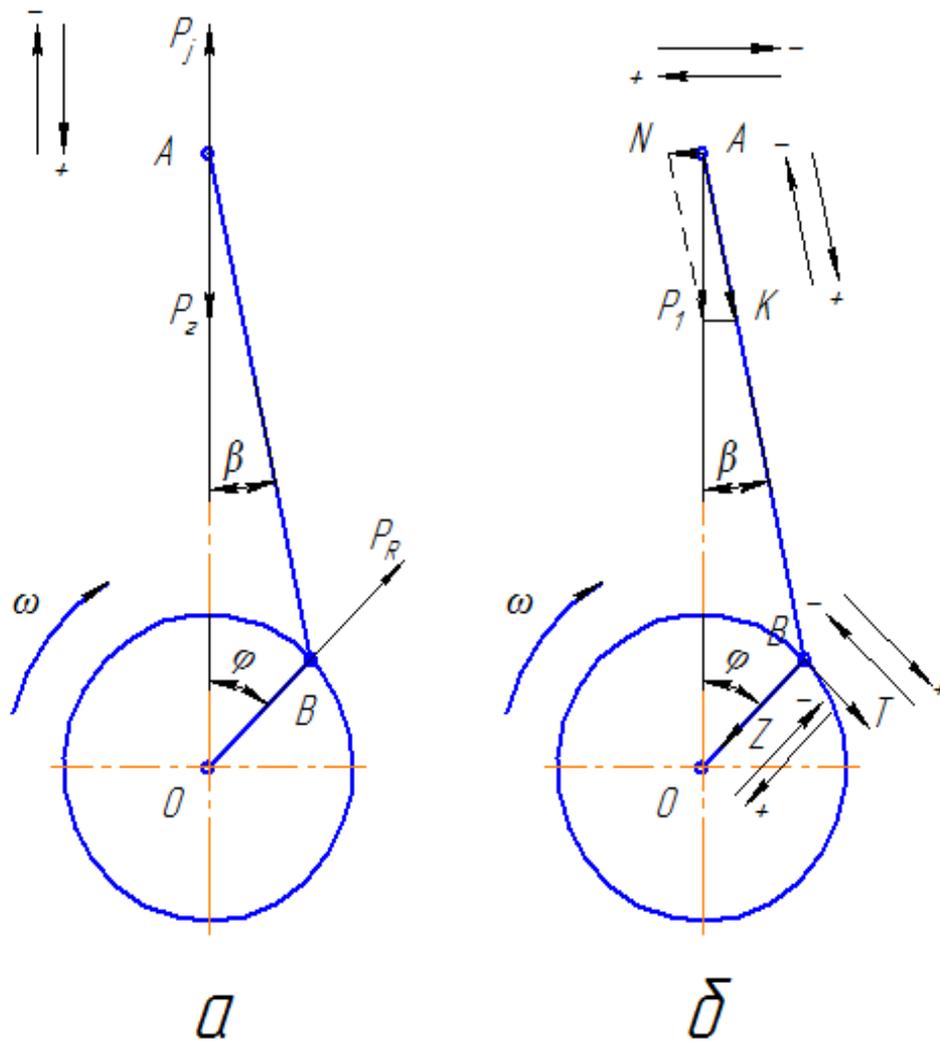


Рисунок 3.6 – Силы инерции

### 3.4. Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала

Равнодействующая сила  $R_{ш.ш}$ , действующая на шатунную шейку, складывается из  $P_r$ ,  $P_T$ ,  $T$  и определяется по формуле:

$$R_{ш.ш} = \sqrt{P_R^2 + (P_T + P_r)^2} \text{ кН.}$$

Проведем расчет до  $\varphi = 720^\circ$ . Результаты расчета сводятся в таблицу приложения В.

По результатам вычислений строится диаграмма полярной силы  $R_{ш.ш}$ . рисунок 3.7.

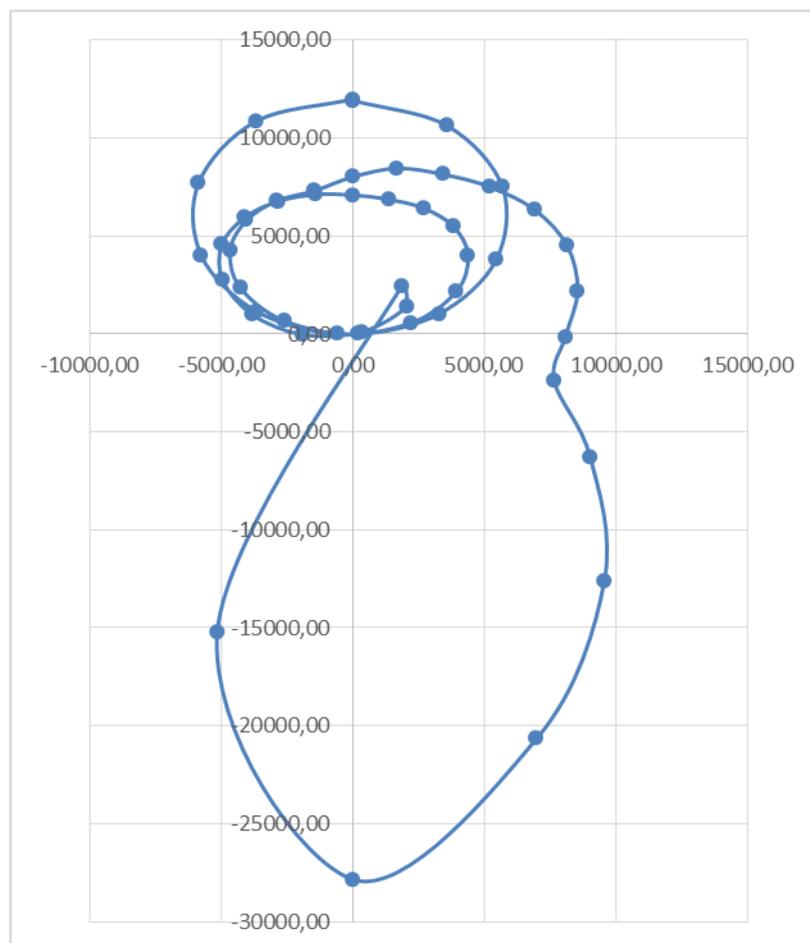


Рисунок 3.7 – Диаграмма полярной силы

Для определения средней результирующей силы за цикл  $R_{ш.ш.ср.}$ , а также ее максимального  $R_{ш.ш.макс}$  и минимального  $R_{ш.ш.мин.}$  значений полярную диаграмму перестраивают в прямоугольные координаты в функции угла П.К.В рисунок 3.8.

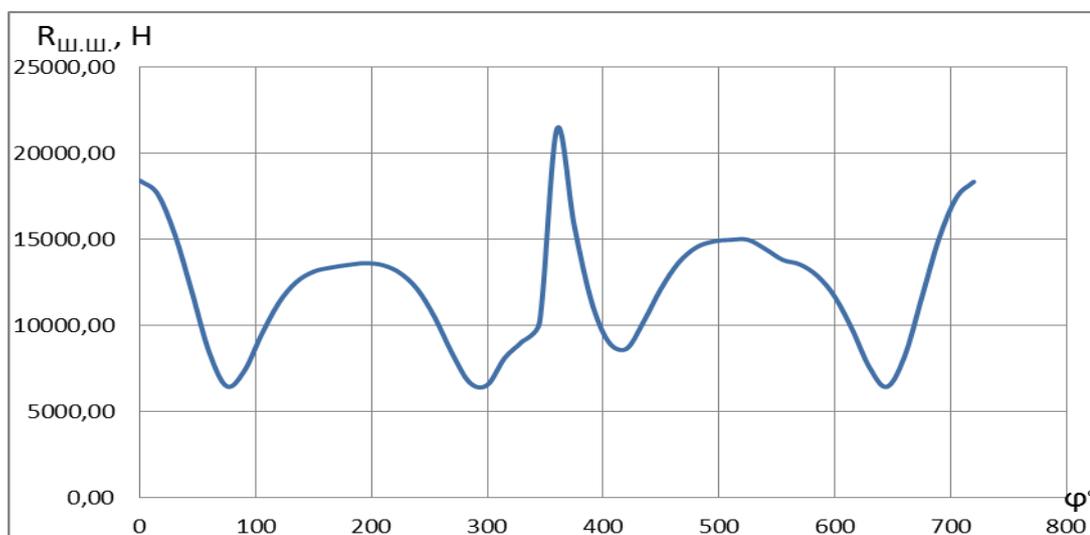


Рисунок 3.8 – Полярная диаграмма в прямоугольных тонах

#### 4. Система смазки

Масляная система обеспечивает смазку деталей двигателя с целью уменьшения трения, удаление продуктов износа и охлаждение его отдельных узлов. Слой масла, находящийся между трущимися поверхностями частично предотвращает их соприкосновения, тем самым уменьшает износ поверхностей деталей и снижает механические потери в двигателе. Благодаря этому увеличивается срок службы двигателя, улучшаются его мощностные и экономические показатели.

В пунктах, приведённых ниже, вы сможете увидеть расчёт некоторых, наиболее важных частей системы смазки, любого ДВС. Данные расчёты, были произведены для двигателя ВАЗ 11186, с использованием его параметров и исходных данных, полученных в его тепловом расчете.

##### 4.1. Расчет масляного насоса

Количество теплоты, выделяемое топливом, в течение 1 секунды, принимается из результатов теплового расчета  $Q_0 = 216,42$  кДж/с.

Следующие исходные данные, необходимые для расчета масляного насоса, взяты из справочных данных и сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные

Теплоемкость масла, кДж/(кг·К), $c_m$	2,094
Плотность масла, кг/м <sup>3</sup> , $\rho_m$	900
Температура нагрева масла в двигателе, К, $\Delta T_m$	10
Объемный коэффициент подачи, $\eta_{и}$	0,7
Модуль зацепления зуба, мм, $m$	4,5
Высота зуба, мм, $h$	9
Количество зубьев, $z$	7

Окружная скорость, м/с, $u_n$	6,36
Давление масла в системе, Па, $p$	400000
Приблизительный КПД насоса, $\eta_{м.и.}$	0,87

Теплота, отводимая маслом от двигателя.

$$Q_M = 0,021 \cdot Q_0 = 0,021 \cdot 216,42 = 4,54 \text{ кДж/с}$$

Определяем циркуляционный расход масла:

$$V_{ц} = \frac{Q_M}{(\rho_M \cdot c_M \cdot \Delta T_M)} = \frac{4,54}{(900 \cdot 2,094 \cdot 10)} = 0,000241 \text{ м}^3/\text{с}$$

Циркуляционный расход масла, при стабильном давлении масла в системе:

$$V' = 2 \cdot V_{ц} = 2 \cdot 0,000241 = 0,000482 \text{ м}^3/\text{с}$$

Производительность насоса:

$$V_p = \frac{V'}{n_n} = \frac{0,000482}{0,7} = 0,000698 \text{ м}^3/\text{с}$$

Начальный диаметр окружности шестерни насоса:

$$D_0 = z \cdot m = 7 \cdot 4,5 = 31,5 \text{ мм}$$

Диаметр внешней окружности:

$$D = m \cdot (z + 2) = 4,5 \cdot (7 + 2) = 40,5 \text{ мм}$$

Частота вращения насоса:

$$n_n = u_n \cdot \frac{60}{\pi \cdot D} = 6,4 \cdot \frac{60}{3,14 \cdot 0,0405} = 3000 \text{ об/мин}^{-1}$$

Длина зуба шестерни:

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_n} = \frac{60 \cdot 0,000698}{2 \cdot 3,14 \cdot 4,5^2 \cdot 7 \cdot 3000} = 0,0156 \text{ м}$$

Мощность, на приводе насоса:

$$N_n = V_p \cdot \frac{p}{n_{\text{м.н.}} \cdot 10^3} = 0,000698 \cdot \frac{400000}{0,87 \cdot 10^3} = 0,317 \text{ кВт}$$

#### 4.2. Расчет масляного фильтра

Для проведения данного расчёта, нам понадобится ряд исходных данных. Исходные данные сведены в таблицу 4.2 и взяты из справочных материалов.

Таблица 4.2 – Данные для расчета фильтра

Неполноточность нашего фильтра, %	22
Коэффициент сжатия масла, $\varepsilon$	1
Диаметр сопла центрифуги, м, $d_c$	0,002
Расстояние от оси сопла до ротора, м, R	0,04
Момент сопротивления, Н·м, a	0,001
Скорость нарастания момента, (Н·м)/мин <sup>-1</sup> , b	0,000006
Радиус оси ротора, м, $r_0$	0,008
Коэффициент расхода масла, a	0,82
Коэффициент гидравлических потерь, $\Psi$	0,15

Производительность центрифуги:

$$V_{\text{р.ц.}} = 0,2 \cdot V_{\text{ц}} = 0,2 \cdot 0,000241 = 0,0000482 \text{ м}^3/\text{с}$$

Площадь соплового отверстия:

$$F_c = \pi \cdot \frac{d_c^2}{4} = 3,14 \cdot \frac{0,002^2}{4} = 0,00000314 \text{ м}^2$$

Частота вращения ротора, об/мин<sup>-1</sup>:

$$n = \frac{\frac{\rho_m \cdot V_{p.c.}^2 \cdot R}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_c} - a}{b + \frac{\pi \cdot \rho_m \cdot V_{p.c.}^2 \cdot R^2}{30}} = \frac{\frac{900 \cdot 0,0000482^2 \cdot 0,04}{2 \cdot 1 \cdot 0,000000314} - 0,001}{0,000006 + \frac{3,14 \cdot 900 \cdot 0,0000482^2 \cdot 0,04^2}{30}} = 1767$$

Давления масла в фильтре, МПа:

$$p_1 = \rho_m \cdot \left[ \frac{V_{p.c.}^2 - 4 \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot (R^2 - r_0^2) \cdot a^2 \cdot F_c^2}{8 \cdot a^2 \cdot F_c^2 \cdot (1 - \gamma)} \right] = 900 \cdot \left[ \frac{0,0000482^2 - 4 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot 1767}{30} \right)^2 \cdot (0,04^2 - 0,008^2) \cdot 0,82^2 \cdot 3,14^2 \cdot 10^{-6}}{8 \cdot 0,82^2 \cdot 3,14^2 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 0,15)} \right] = 0,20 \text{ МПа}$$

### 4.3. Расчет подшипников

Для проведения расчета подшипников, нам понадобится ряд справочных исходных данных, а также геометрические размеры шатуна двигателя, взятого в качестве прототипа нашему. Исходные данные сведены в таблицу 4.3. Так как расчет проводится для подшипника шатунной и коренной шейки, некоторые исходные данные в таблице записаны через дробь «/», где с начало указано значение для расчета шатунной шейки, а затем для коренной.

Таблица 4.3 – Данные для расчета подшипников

Диаметр шатунной/коренной шейки, мм, $d_{ш}$	48/86
Рабочая ширина шатунного/коренного вкладыша, мм, $l'_{ш}$	22/24
Среднее удельное давление на поверхности шеек, МПа	10,5/12,4
Частота вращения коленчатого вала, об/мин <sup>-1</sup> , n	5600/5600
$\mu$ , Н·с/м <sup>2</sup>	0,0136/0,0136
Величина неровности поверхности шеек, $h_{в}$	0,00075/0,00075
Величина неровности поверхности вкладышей, $h_{п}$	0,0014/0,0014

Диаметральный зазор подшипников, мм:

$$\Delta = 0,007\sqrt{d}$$

Коэффициент геометрии шеек:

$$c = 1 + d/l'$$

Относительный зазор:

$$\chi = \Delta/d$$

Минимальная толщина слоя масла, мм:

$$h_{min} = 55 \cdot 10^{-9} \cdot \mu \cdot n \cdot d / (k \cdot \chi \cdot c)$$

Величина критического слоя масла, мм:

$$h_{кр} = h_{в} + h_{п}$$

Коэффициент надежности:

$$K = h_{min}/h_{кр}$$

Результаты расчёта подшипников сведены в таблицу 4.4.

Таблица 4.4 – Результаты расчёта подшипников

Шатунный подшипник		Коренной подшипник	
$\Delta =$	0,0485	$\Delta =$	0,0756
$c =$	3,182	$c =$	4,73
$\chi =$	0,001	$\chi =$	0,0009
$h_{min} =$	0,00596	$h_{min} =$	0,00787
$h_{кр} =$	0,0022	$h_{кр} =$	0,0013
$K =$	2.77	$K =$	6.293

## 5. Расчет системы охлаждения

Охлаждение двигателя применяется в целях принудительного отвода теплоты от нагретых деталей для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя и его нормальной работы. Потому что в случае прогрева двигатель может выйти из строя.

В нашем случае, будет рассмотрен расчет жидкостной системы охлаждения двигателя, включающей в себя: радиатор, жидкостный насос и вентилятор.

### 5.1. Расчет жидкостного насоса.

Для проведения расчета, воспользуемся справочной литературой для извлечения, необходимых нам, начальных данных, сведенных в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Данные для расчета насоса

Теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К), $c_{ж}$	4187
Плотность жидкости, кг/м <sup>3</sup> , $\rho_{ж}$	1000
Напор насоса, Па, $p_{ж}$	120000
Частота вращения насоса, об/мин <sup>-1</sup> , $n_{в.н.}$	4600
Температурный перепад жидкости, К, $\Delta T_{ж}$	10,8
Коэффициент подачи, $\eta$	0,85
Скорость жидкости на входе, м/с, $c_1$	1,7
Радиус ступицы, м, $r_0$	0,012
Угол $\alpha_2$	8
Угол $\beta_2$	40
Гидравлический КПД, $\eta_h$	0,65
Число лопаток, $z$	5
Толщина лопаток, м, $\delta$	0,003
Механический КПД, $\eta_m$	0,82

$Q_B$  – значение количества теплоты отводимое от двигателя, возьмем из теплового расчета и примем равным – 72011 Дж/с.

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости, м<sup>3</sup>/с:

$$G_{ж} = \frac{Q_B}{c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta T_{ж}} = \frac{72011}{4187 \cdot 1000 \cdot 8} = 0,00159$$

Производительность водяного насоса, м<sup>3</sup>/с:

$$G_{ж.р.} = \frac{G_{ж}}{\eta} = \frac{0,00159}{0,85} = 0,00187$$

Радиус входного отверстия крыльчатки насоса, м:

$$r_1 = \sqrt{\frac{V_{ж.р.}}{(10^3 \pi C_1)} + r_0^2} = \sqrt{\frac{0,00187}{(10^3 \cdot 3,14 \cdot 1,7)} + 0,012^2} = 0,0187$$

Окружная скорость потока жидкости, м/с:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{\frac{P_{ж}}{10^3 \eta_{\Gamma} \rho_{ж}}} = \sqrt{1 + \operatorname{tg} 8 \cdot \operatorname{ctg} 40} \cdot \sqrt{\frac{120000}{10^3 \cdot 0,65 \cdot 1000}} = 14,6$$

Радиус крыльчатки, м:

$$r_2 = \frac{30 \cdot 14,6}{\pi \cdot 4600} = 0,0305$$

Окружная скорость потока, м/с:

$$u_1 = u_2 \cdot \frac{r_1}{r_2} = 14,6 \cdot \frac{0,0187}{0,0305} = 9,02$$

Для дальнейших расчетов, нам необходимо найти угол  $\beta_1$ :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{1,7}{9,02} = 0,1885$$

Следовательно,  $\beta_1 = 9,7^\circ$

Радиальная скорость потока охлаждающей жидкости, м/с:

$$c_r = \frac{p_{ж} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{u_2 \eta_h \rho_{ж}} = \frac{120000 \cdot \operatorname{tg} 8}{14,6 \cdot 0,65 \cdot 1000} = 1,8$$

Ширина лопаток на входе и выходе соответственно, м:

$$b_{\text{вход}} = \frac{G_{\text{ж.р.}}}{(2 \cdot \pi \cdot r_1 - z \cdot \frac{\delta_1}{\sin \beta_1}) \cdot c_r} = \frac{0,00187}{(2 \cdot 3,14 \cdot 0,0187 - 5 \cdot \frac{0,003}{\sin 9,7}) \cdot 1,7} = 0,0253$$

$$b_{\text{выход}} = \frac{G_{\text{ж.р.}}}{(2 \cdot \pi \cdot r_2 - z \cdot \frac{\delta_2}{\sin \beta_2}) \cdot c_r} = \frac{0,00187}{(2 \cdot 3,14 \cdot 0,0305 - 5 \cdot \frac{0,03}{\sin 40}) \cdot 1,8} = 0,0062$$

Мощность, потребляемая насосом, кВт:

$$N_{\text{в.н.}} = G_{\text{ж.р.}} \cdot \frac{p_{ж}}{1000 \cdot \eta_{\text{м}}} = 0,00187 \cdot \frac{120000}{1000 \cdot 0,82} = 0,27$$

## 5.2. Расчет радиатора

Некоторые данные, требуемые для проведения расчета, будут взяты из пункта 5.1. Другие справочные данные, необходимые для расчёта, сведены в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 – Исходные данные для расчета радиатора

Теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К), $c_{\text{возд.}}$	1000
Температура перепада воздуха, К, $\Delta T_{\text{возд}}$	26
Температура воздуха перед радиатором, К, $T_{\text{возд.вх}}$	313
Температура жидкости перед радиатором, К, $T_{\text{ж.вх.}}$	362
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К), K	160

Количество воздуха, пропускаемое радиатором, кг/с:

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}} = \frac{72011}{1000 \cdot 26} = 2,77$$

Массовый расход жидкости, кг/с:

$$G'_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} = 0,00187 \cdot 1000 = 1,59$$

Средняя температура воздуха для охлаждения, К:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2} = \frac{313 + (313 + 26)}{2} = 326$$

Средняя температура охлаждающей жидкости внутри радиатора, К:

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{T_{\text{ж.вх}} + (T_{\text{ж.вх}} - \Delta T_{\text{ж}})}{2} = \frac{362 + (362 - 10,8)}{2} = 356,6$$

Расчет поверхности охлаждения, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{Q_{\text{ж}}}{K \cdot (T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.возд}})} = \frac{72011}{160 \cdot (356,6 - 326)} = 14,71$$

### 5.3. Расчет вентилятора

Требуемые для расчета данные, взяты из справочной литературы и сведены в таблицу 5.3. Часть данных, будет взята из пункта 5.2.

Таблица 5.3 – Данные для расчета вентилятора

Напор вентилятора, Па, $\Delta p_{\text{тр}}$	805
Давление, Мпа, $p_0$	0,1
Газовый коэффициент, $R_{\text{в}}$	287
Скорость воздуха, м/с, $\omega$	21,8
Безразмерный лопастной коэффициент, $\Psi$	3,42
КПД вентилятора, $\eta_{\text{в}}$	0,38

Плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_{\text{возд}} = p_0 \cdot \frac{10^6}{R_{\text{в}} \cdot T_{\text{ср.возд}}} = 0,1 \cdot \frac{10^6}{287 \cdot 326} = 1,07$$

Производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с:

$$G_{\text{возд}} = \frac{G'_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}}} = \frac{2,77}{1,07} = 2,59$$

Поверхность фронта радиатора, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\omega_{\text{возд}}} = \frac{2,59}{21,8} = 0,118$$

Диаметр вентилятора, м:

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,118}{3,14}} = 0,398$$

Скорость, м/с:

$$u = \psi \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{возд}}}} = 3,42 \cdot \sqrt{\frac{805}{1,07}} = 93,8$$

Частота вращения, об/мин<sup>-1</sup>:

$$n_{\text{вент}} = 60 \cdot \frac{u}{\pi \cdot D_{\text{вент}}} = 60 \cdot \frac{93,8}{3,14 \cdot 0,398} = 4608$$

Мощность, идущая на привод, кВт:

$$N_{\text{вент}} = G_{\text{возд}} \cdot \frac{\Delta p_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{в}}} = 2,59 \cdot \frac{805}{1000 \cdot 0,38} = 5,49$$

## **6. Анализ токсичности двигателя с системой рециркуляции ОГ**

### **6.1. Описание конструкции системы рециркуляции отработавших газов**

Для использования данной системы, необходимо изменение конструкции корпуса выпускного коллектора. Система рециркуляции отработавших газов установлено на корпусе выпускного коллектора с помощью двух болтов. В коллекторе просверлены резьбовые отверстия для болтов. Между корпусом коллектора и корпусом клапана рециркуляции отработавших газов вставляют прокладку, чтобы обеспечить максимальную герметичность этой системы.

Клапан рециркуляции отработавших газов содержащий корпус с седлом, направляющей втулкой, полостями, сообщенными с впускной и выпускной системами ДВС, запорным клапаном со штоком, перемещающимся внутри направляющей втулки, диафрагменный механизм, прикрепленный к корпусу и включающий проставку, отражательную чашку, крышку со штуцером для подвода разрежений и пружиной, диафрагму, зажатую между отражательной чашкой и крышкой и соединенную со штоком запорного клапана, и манжету, расположенную между тарелкой диафрагмы и направляющей втулкой, отличающийся тем, что манжета, предотвращающая попадание отработавших газов в под диафрагменную полость и атмосферу, по внутреннему диаметру крепится с натягом в кольцевом пазе направляющей втулки, а по наружному зажимается между нижней тарелкой диафрагмы и чашкой.

Запорный клапан установлен свободно на втулке, соединенной со штоком посредством резьбы, обеспечивающей возможность регулирования длины штока и последующего фиксирования втулки относительно штока. Конструкция клапана системы рециркуляции

отработавших газов с электропневматическим управлением представлен на рисунке 1.

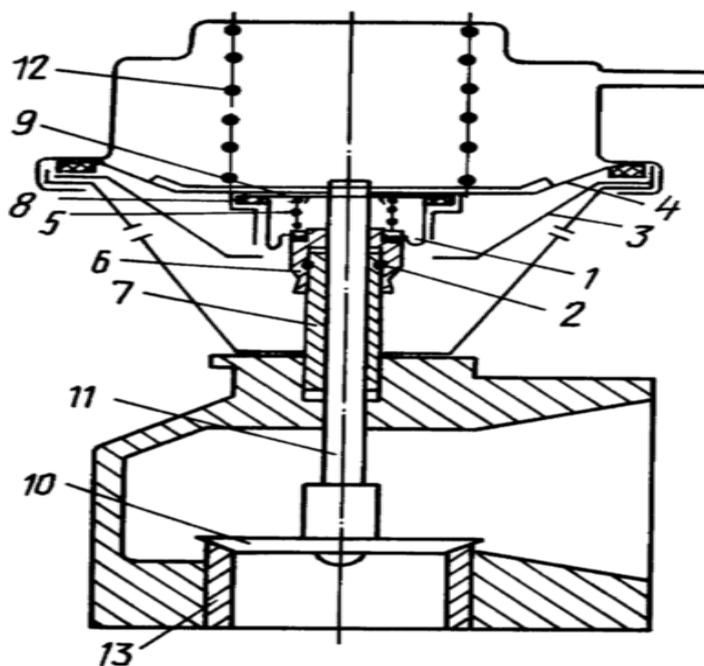


Рисунок 6.1 – конструкция системы рециркуляции ОГ с электропневматическим управлением

## 6.2. Алгоритм работы системы рециркуляции отработавших газов

В данном разделе необходимо показать алгоритм работы системы рециркуляции отработавших газов. Принцип работы данной системы очень простая. В процессе установки системы рециркуляции отработавших газов на двигатель, производится его подключение к электронному блоку управления (ЭБУ) с помощью трубки к преобразователю давления. С помощью программы для настройки ЭБУ вносят данные об, системе рециркуляции отработавших газов и берется текущее значение температуры отработавших газов с датчика. Каждому значению температуры в цилиндре соответствует свое время открытие и закрытые клапана.

За подачу отработавших газов отвечает клапан EGR, который является основной деталью в системе рециркуляции ОГ. Клапан открывается только тогда, когда подача необходима, и закрывается, когда газы уже в достаточном

количестве поступили во впускной коллектор. Открытие клапана происходит путем подачи сигнала с различных датчиков на ЭБУ, в свою очередь ЭБУ обрабатывает информацию и подает сигнал на преобразователь давления и через трубку давление попадает в диафрагму там создается разрежения, с помощью которого открывается клапан и с выпускного коллектора отработавшие газы попадают во впускной коллектор. С выпускного коллектора газы вместе с топливо-воздушной смесью попадают в камеру сгорания, где смесь соответственно сжигается, а поданные газы снижают температуру ее сгорания (рисунок 1). Стоит отметить, что система рециркуляции отработавших газов не работает на холостом ходу, высоких оборотах и при холодном пуске двигателя, а также не включается в работу при полностью открытой дроссельной заслонке. При высоких температурах в двигателе клапан системы рециркуляции ОГ открывается, тем самым от 6 до 10% выпускных газов обратно поступают во впускной коллектор [5].

Также стоит обратить внимание на то, что поступающие повторно отработавшие газы занимают часть объема камеры сгорания, изменяется расход топлива из-за нехватки свежего воздуха при сгорании топливо-воздушной смеси в рабочей камере двигателя.

Клапан системы рециркуляции ОГ работает в условиях высоких температур и подвергается высокой нагрузке. Снижение температуры могут реализовать принудительно, для этого используют радиатор охлаждения. Охладитель может быть воздушный и жидкостный. Охладитель устанавливается между системой выпуска и клапаном. Он входит в общую систему охлаждения двигателя. В некоторых случаях на клапане остается сажа от отработавших газов, что и засоряет клапан, это приводит к заклиниванию клапана и клапан начинает неправильно срабатывать тем самым может снижаться эффективность работы двигателя.

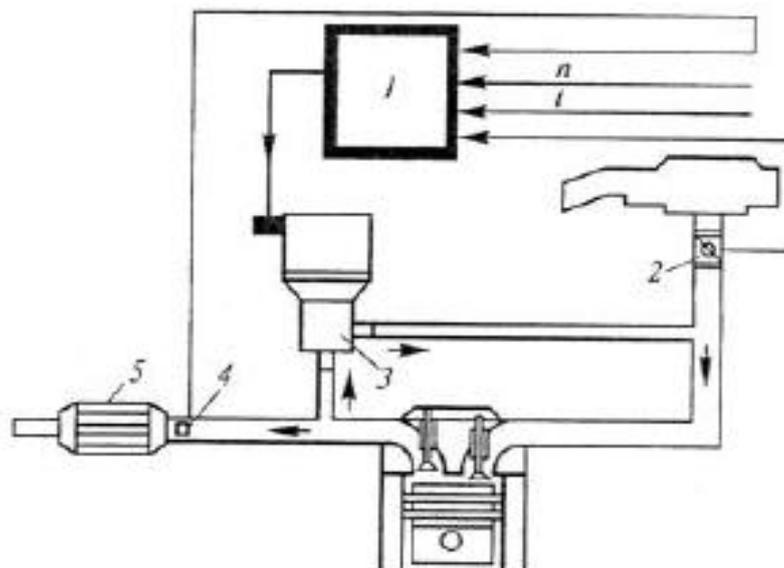


Рисунок 6.2 – Алгоритм работы системы рециркуляции ОГ: 1 – электронный блок управления; 2 – датчик положения дроссельной заслонки; 3 – клапан системы рециркуляции ОГ; 4 –  $\lambda$ -зонд; 5 – нейтрализатор

### 6.3. Анализ токсичности

Анализ токсичности двигателя ВАЗ 11186 с системой рециркуляции ОГ проводим с помощью программных обеспечений Дизель – РК и Ricardo – Wave. С помощью программы Дизель – РК [15] определим количество оксида азота  $\text{NO}_x$ , содержащихся в выхлопных газах. Программа Ricardo – Wave определит количество углеводородов  $\text{CH}$  выбрасываемых в окружающую среду.

В первую очередь рассмотрим, как работает наш двигатель без системы рециркуляции ОГ. Приведем результаты характеристик двигателя в виде графиков.

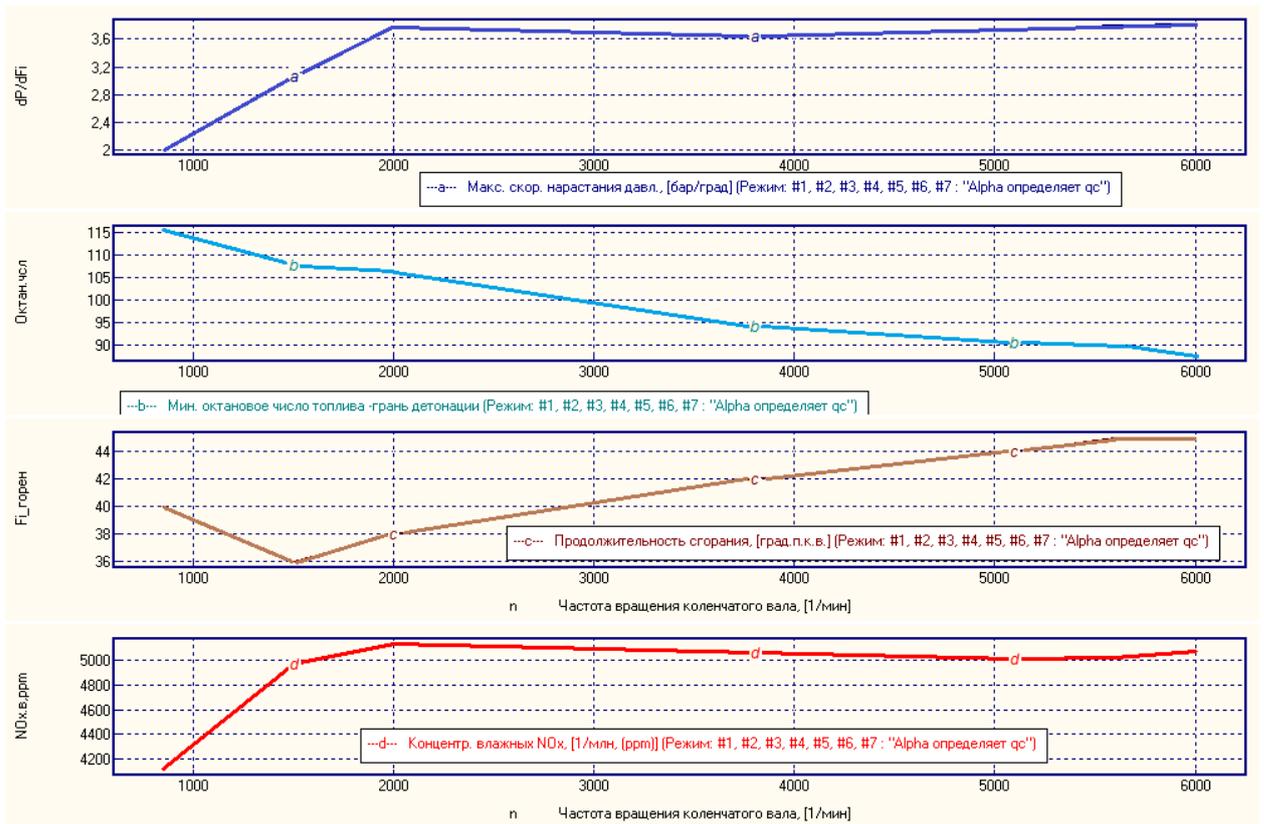


Рисунок 6.3 – Скорость нарастания давления, граница детонации по октановому числу топлива, продолжительность сгорания и концентрация  $NO_x$

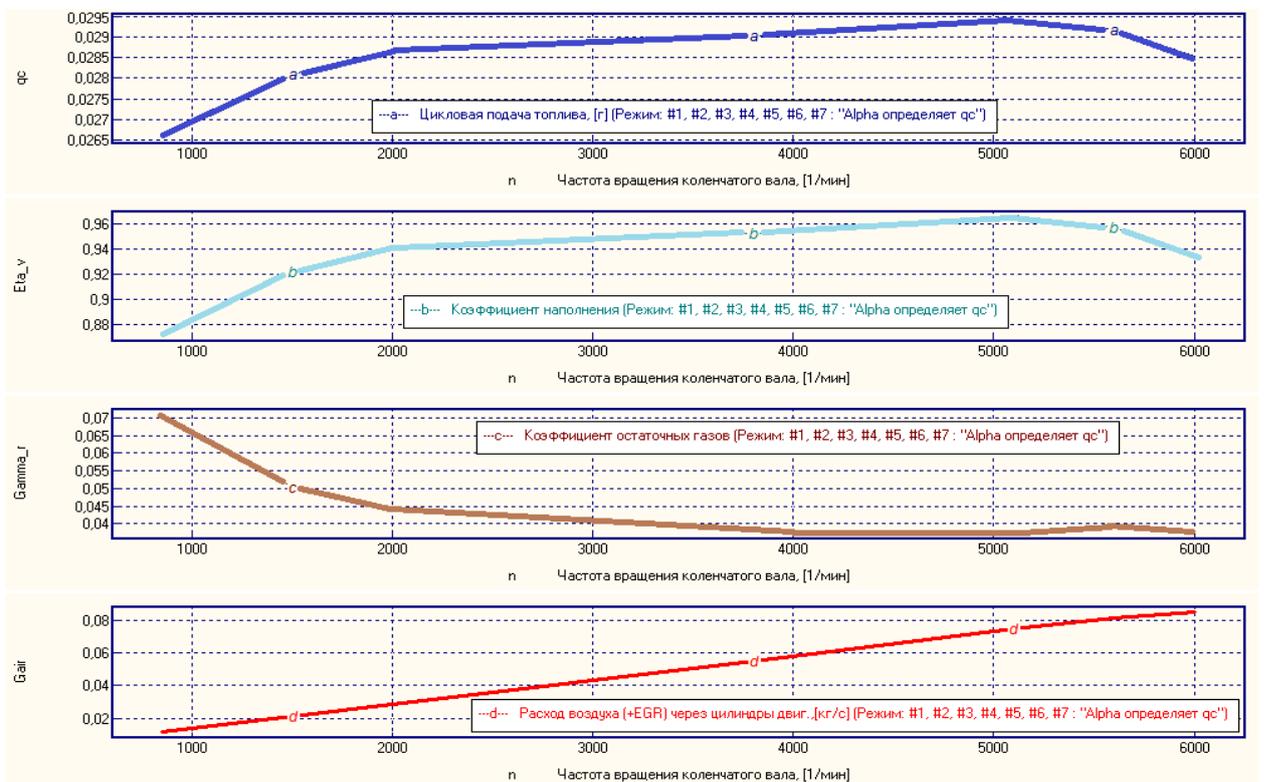


Рисунок 6.4 – Расходные характеристики исследуемого двигателя ВАЗ

Так как системы рециркуляции не работает при запуске холодного двигателя и прогреве до 40...60 °С, на прогретом двигателе на оборотах холостого хода (ХХ), клапан закрывается при достижении определенных оборотов (примерно 4000 об/мин), при максимальном открытии дроссельной заслонки (скоростной режим работы двигателя). Система работает на средних оборотах работы двигателя (1000...4000 об/мин), при малой и средней нагрузке. Рассмотрим принцип работы системы рециркуляции на средних нагрузках на рисунке 6.5.

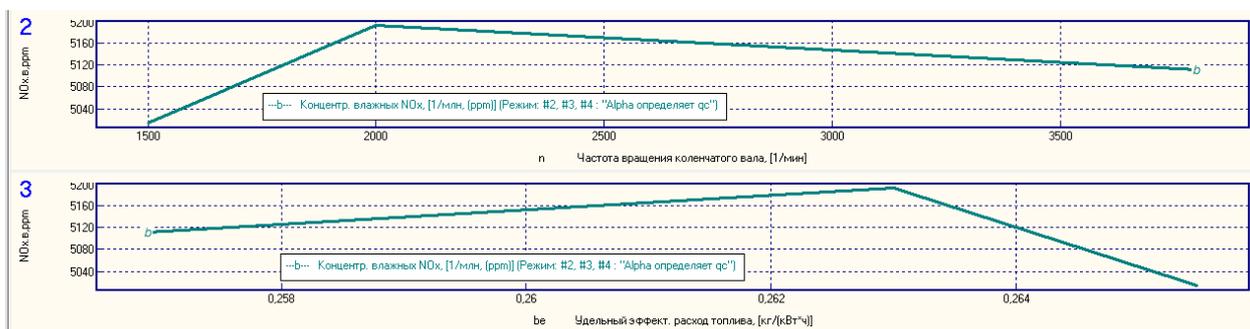


Рисунок 6.5 – концентрация NOx от угла поворота коленчатого вала и удельного расхода топлива

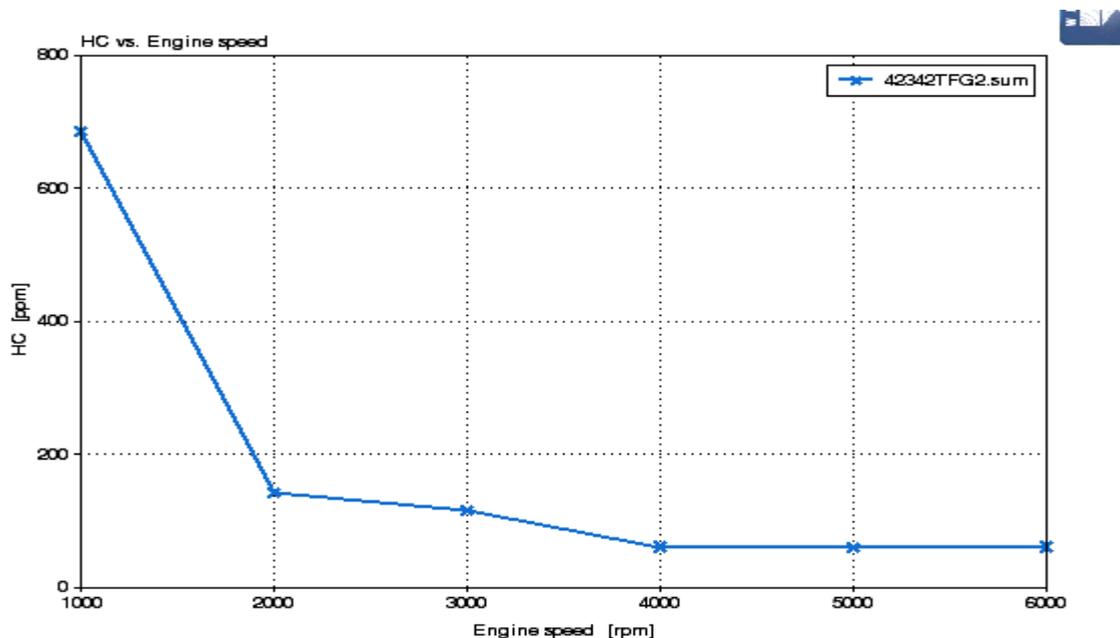


Рисунок 6.6 – доля несгоревших углеводородов от оборотов коленчатого вала об/мин

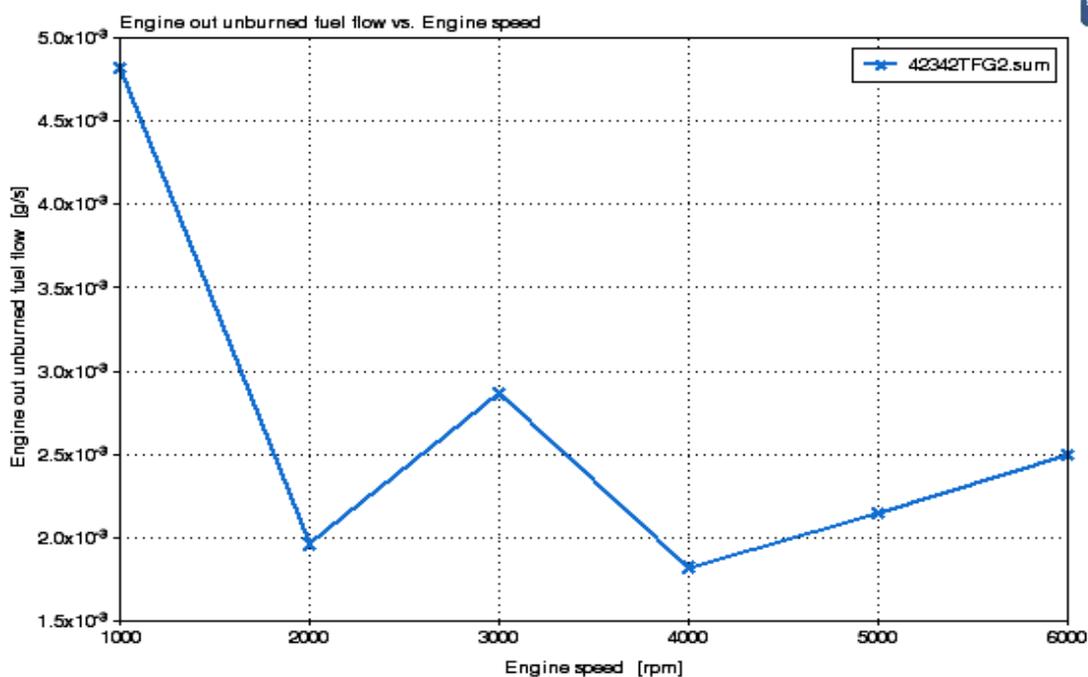


Рисунок 6.7 – доля несгоревшего топлива от оборотов коленчатого вала  
об/мин

Далее рассмотрим принцип работы нашего двигателя, в котором присутствует система рециркуляции. Данные рассчитываем с помощью программ, а полученные результаты приводим в виде графиков.

Двигатели обладающие системой рециркуляции, имеет следующие достоинство: уменьшение насосных потерь на впуске; уменьшение термического КПД; уменьшение процентного содержания кислорода в камере сгорания; максимальной температуре горения и как следствие снижение количество оксидов азота NO<sub>x</sub>; улучшение экономических показателей работы двигателя на различных режимах работы двигателя.

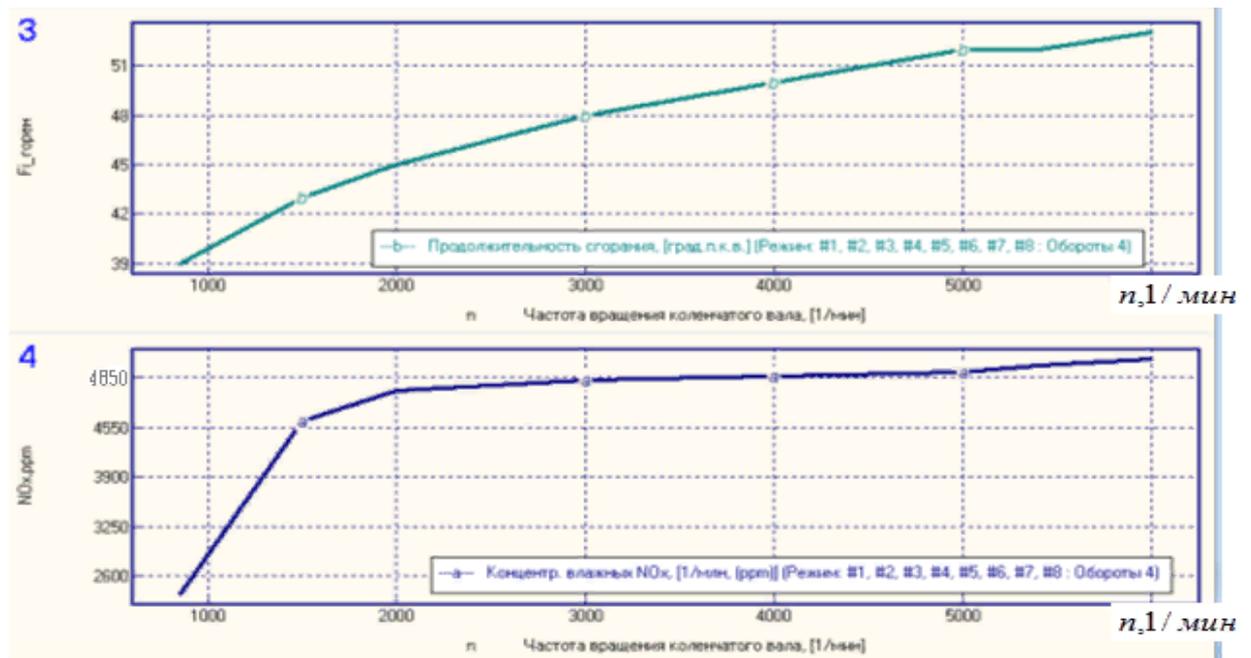


Рисунок 6.8 – продолжительность сгорания и концентрация  $\text{NO}_x$  в исследуемом двигателе

На рисунке 6.8 наглядно видно влияние системы рециркуляции на концентрации  $\text{NO}_x$ . Но с уменьшение оксида азота увеличивается продолжительность сгорания, это является одним из недостатков данной системы.

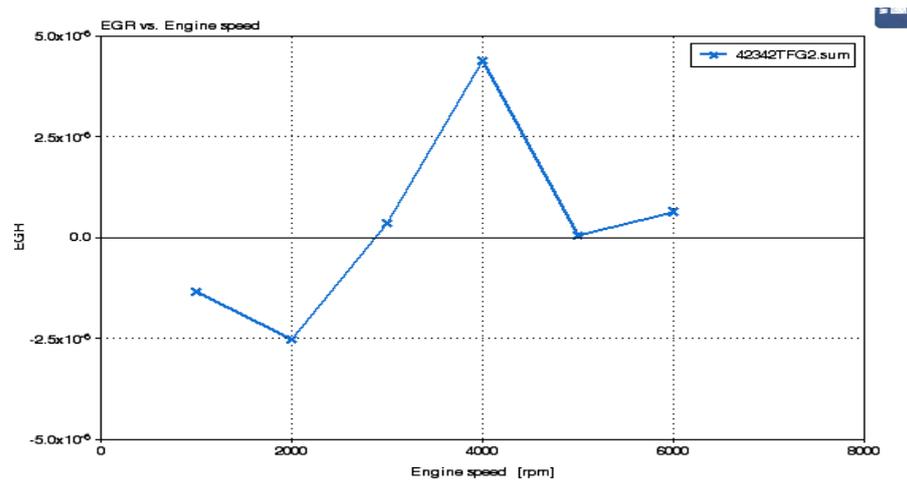


Рисунок 6.9 – рециркуляции ОГ от оборотов КВ в об/мин

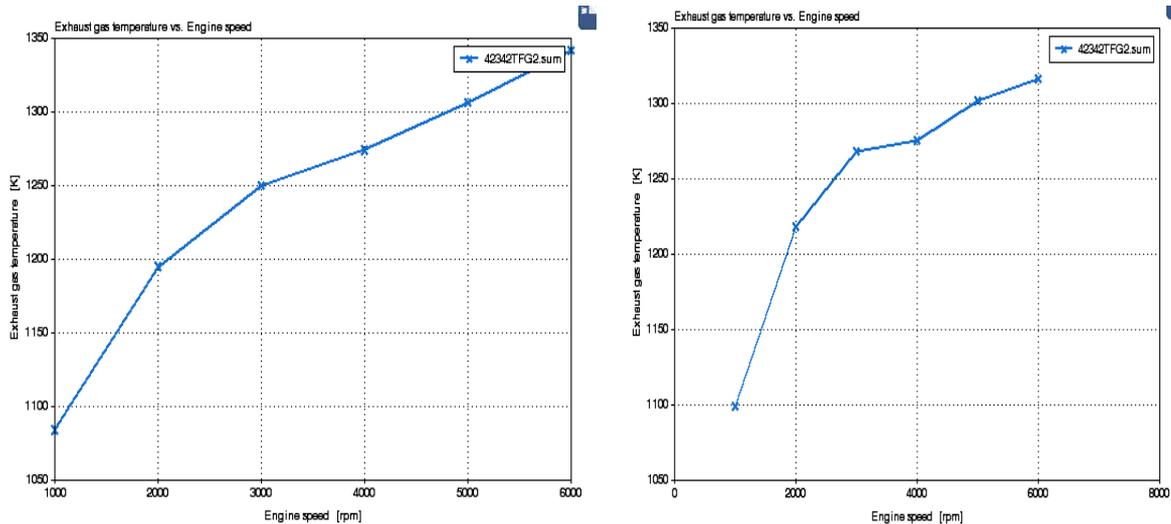


Рисунок 6.10 – зависимость изменение температуры ОГ от поворота КВ  
об/мин

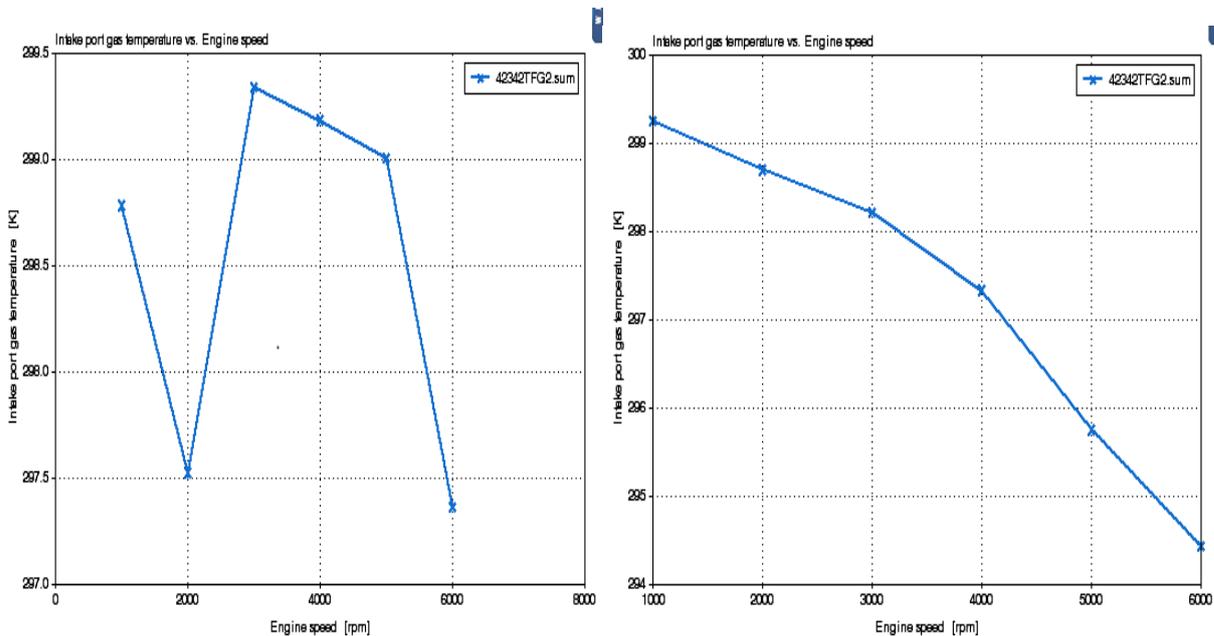


Рисунок 6.11 – зависимость изменение температуры во впускном порте от поворота КВ об/мин

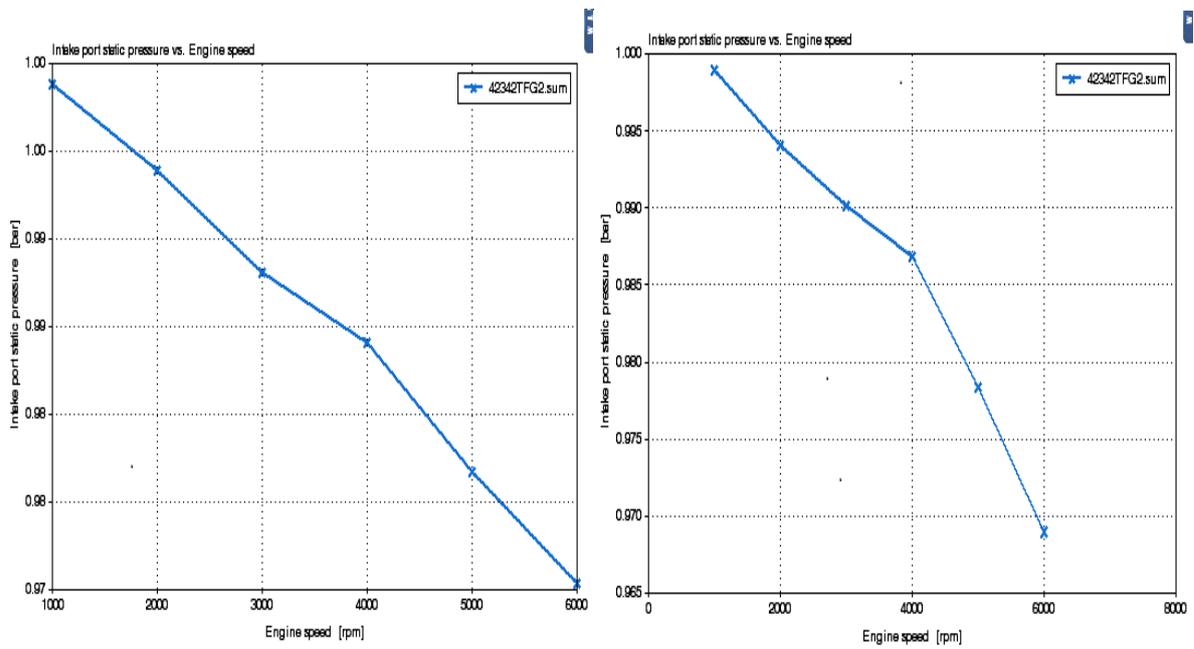


Рисунок 6.13 – зависимость изменение давление на впуске от оборотов КВ  
об/мин

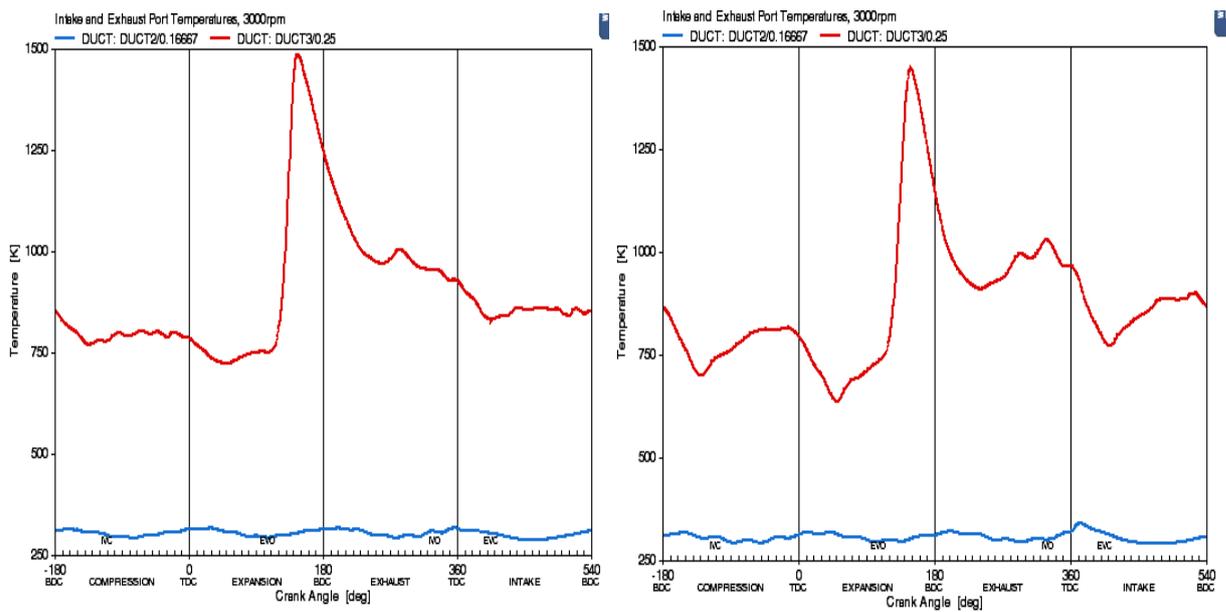


Рисунок 6.14 – температура во впускной и температура выпускного порта  
от оборотов КВ об/мин

На рисунке 6.14 показано температура впускного тракта и температура отработавших газов для базового двигателя и для двигателя с системой рециркуляции.

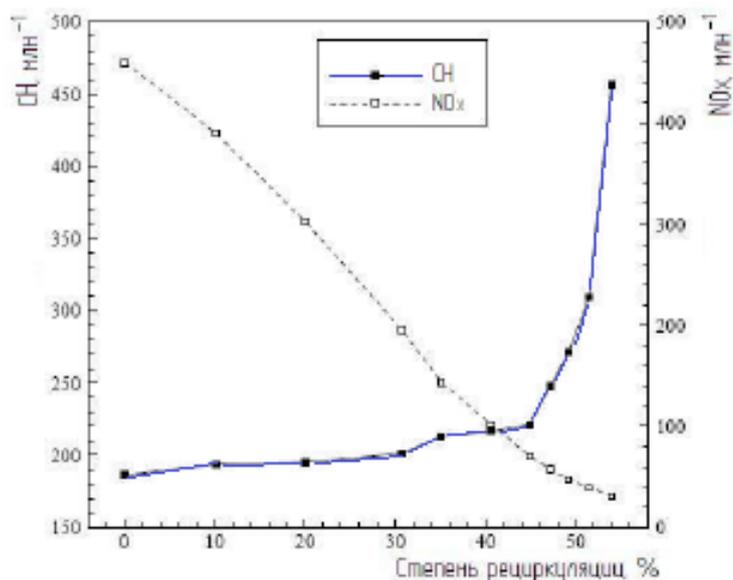


Рисунок 6.15 – зависимость выделения  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CH}$  от степени рециркуляции

На рисунке 6.15 видно, что при увеличении степени рециркуляции более 40%, увеличивается выброс оксида азота  $\text{NO}_x$ . Существует оптимальный интервал работы системы рециркуляции. При степени рециркуляции 15...20% происходит уменьшение выбросов  $\text{NO}_x$  до 50...70%. Значительное увеличение выбросов  $\text{CH}$  происходит, при увеличении доли перепущенных ОГ более 20%.

Таким образом, применение системы рециркуляции ОГ является перспективным направлением совершенствования рабочего процесса поршневых двигателей с целью улучшения экологических и экономических характеристик двигателя.

## 7. Экологичность и безопасность проекта

### 7.1. Описание конструкции двигателя с системой рециркуляции отработавших газов

Данный раздел посвящается экологичности и безопасности при эксплуатации автомобильного бензинового двигателя. Двигатель 4-х цилиндровый мощностью  $N_e=71$  кВт, при  $n=5600$  мин<sup>-1</sup>. Анализ производится для обычного двигателя и двигателя оснащенной системой рециркуляции отработавших газов. В данной конструкции используется система рециркуляции ОГ с электронным управлением. Также конструктивно изменяется корпус выпускного коллектора. Кроме этого необходимо существует необходимость указания новых задач в блоке управления двигателем для правильной работы клапана EGR и использование для него различных датчиков (температура выхлопных газов, датчик положения клапана EGR, датчик массового расхода воздуха).

Система рециркуляции ОГ предназначено, для снижения концентрации оксида азота NO, NO<sub>2</sub>, выделявшиеся при высоких температур в двигателе. Поскольку температура влияет на токсичность, необходимо рассмотреть в каких случаях будут изменение и улучшение по данному направлению, особенно в тех случаях, когда температуры в двигателе становятся высокими при средних и частичных нагрузках.

СН – данные компонент практически не изменяется, в отличии от базового двигателя, поскольку обороты двигателя не изменяется, остается прежним.

NO – данный компонент уменьшается, поскольку применения системы рециркуляции ОГ позволяет более эффективно бороться с данным видом токсичным веществом. Отработавшие газы через перепускной клапан EGR обратно попадают во впускной тракт снижая количество свежего воздуха, тем самым уменьшает температуру, что и позволяет снизить количество NO в отработавших газах.

CO – данный компонент изменяется с небольшими значениями, поскольку при попадании отработавших газов во впускной коллектор уменьшается количество свежего воздуха, тем самым изменяя стехиометрическую смесь при средних нагрузках.

Также необходимо рассмотреть такой параметр как шум клапана EGR. Клапан, не выдает ни какого шума, поскольку управление ведется электронно и клапан открывается и закрывается плавно и герметично. Поток газа движущийся через клапан EGR и трубопроводы является не значительным и удовлетворяет техническим нормам не превышая допустимых значений.

## **7.2. Выводы по главе экологичность и безопасность проекта**

По сравнению с базовым двигателем, который не оснащен системой рециркуляции ОГ, двигатель с системой рециркуляции ОГ позволяет удерживать нормы токсичности в соответствие с нормативными документами, а тонкая настройка данного узла позволит снизить некоторые показатели NO поскольку они сильно зависят от температуры.

Показатель шума остается неизменным, поскольку влияния шума клапана EGR незначительно, относительно автомобиля в целом и позволяет соответствовать государственному регламенту.

В общей сложности рассматриваемые показатели удовлетворяют нормам и стандартам по токсичности и шуму.

## Заключение

В бакалаврской работе проведен анализ токсичности для двигателя ВАЗ 1186, снижение выбросов оксида азота за счет системы рециркуляции ОГ. В ходе расчетов получены основные характеристики работы двигателя и нагрузки на элемент КШМ, проведен анализ конструкции системы рециркуляции. После проведенных работ были сделаны следующие выводы:

- система рециркуляции ОГ эффективно работает и снижает выбросы оксида азота в атмосферу.

- применение системы рециркуляции является перспективным решение для того что бы улучшить рабочий процесс двигателях внутреннего сгорания и увеличение экологических и экономических параметров.

## Список используемых источников

1. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]/ Колчин, А.И. Демидов В.П. ; Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Высшая школа, 2016. □ 496 с.
2. Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе ; М. Машиностроение, 2015. □ 282 с.
3. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова ; –3-е издание. – М. : Высшая школа 2011. – с. 342
4. Двигатели внутреннего сгорания: в 3кн. Кн. 1 Теория рабочих процессов: учебник для вузов; под ред. В.Н. Луканина. 2езд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 2005, 479с.
5. Каменев, В.Ф. Научные основы и пути совершенствования токсических характеристик автомобильных двигателей с искровым зажиганием: Дисс. . докт.техн.наук: 05.04.02 ГНЦ НАМИ / Каменев В.Ф. ; - Москва, 1996, - 454 с.
6. Машиностроение. Энциклопедия [Текст] /: в 40 т. / гл. ред. К.В. Фролов (пред.) и др.— М.: Машиностроение, 2013.- Т. IV-14: Двигатели внутреннего сгорания.- 784с
7. Смоленская, Н.М. Исследование эффективности рабочего процесса бензиновых двигателей с использованием электропроводности пламени / Н.М. Смоленская, В.В. Смоленский, П.В. Ивашин, А.П. Шайкин // ВНТК "Проведение научных исследований в области машиностроения". 27-28 ноября 2009. Тольятти: Изд-во ТГУ. - 2009. С.244-250.

8. Dobski, T. Combustion of Low Calorific Natural gases in Gas Engines in Pipeline Gas Transportation Systems [Текст] / Dobski T., Wawrzyniak J., Jancy B. // in: 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau. 2007.
9. Anderson, M. A Predictive Real Time NO<sub>x</sub> Model for Conventional and Partially Premixed Diesel Combustion [Текст] / Anderson M., Johansson B., Hultqvist A. // SAE-Paper 2006-01-3329. 2006.
10. Ceviz, M. A. Temperature and air-fuel dependent specific heat ratio functions for lean burned and unburned mixture [Текст] / Ceviz, M. A., Kaymaz, I. // Energy Conversion and Management 46. 2005.
11. Fontana, G. Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation / G. Fontana, E. Galloni // Applied Energy. – 2010. – Vol. 87. – P. 2187–2193.
12. Кавтарадзе, Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учеб. для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.
13. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: Учебное пособие. – М.: Форум: Инфра.М, 2005. – 368 с.
14. Альферович В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания: учебное-методическое пособие для студентов: в 2 ч. БНТУ, 2016 – 54 с
15. Кулешев А.С. программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач. М., МГТУ им. Баумана, 2004. – 123 с.
16. Kelkar, A. Automobile Bodies (Introduction Part) [Electronic resource] / A. Kelkar, R. Roth, J. Clark // tms.org: Automotive Materials and Economics, 2010. – p. 51.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Результаты кинематического расчета

Таблица А1 – Перемещение, скорость и ускорение

$\phi$	$S_x$ , мм	$V_{\Pi}$ , м/с	$j$ , м/с <sup>2</sup>
0	0	0	16775,658
10	0,741	5,063782	16352,676
20	2,926	9,657602	15117,675
30	6,4467	13,88503	13165,954
40	11,1283	17,44315	10645,689
50	16,7523	20,18719	7746,1764
60	23,0622	22,03697	4667,1578
70	29,7844	22,97021	1603,1524
80	36,6548	23,02033	-1229,78
90	43,415	22,27307	-3720,671
100	49,8484	20,8487	-5762,471
110	55,7764	18,88979	-7314,709
120	61,0622	16,53998	-8387,829
130	65,6051	13,93514	-9037,315
140	69,3443	11,1911	-9354,551
150	72,2627	8,388037	-9445,283
160	74,3432	5,577176	-9417,867
170	75,5858	2,780792	-9360,426
180	76	0	-9334,316
190	75,5858	-2,78079	-9360,426
200	74,3432	-5,57718	-9417,867
210	72,2627	-8,38804	-9445,283
220	69,3443	-11,1911	-9354,551
230	65,6051	-13,9351	-9037,315
240	61,0622	-16,54	-8387,829
250	55,7764	-18,8898	-7314,709
260	49,8484	-20,8487	-5762,471
270	43,415	-22,2731	-3720,671
280	36,6548	-23,0203	-1229,78
290	29,7844	-22,9702	1603,1524
300	23,0622	-22,037	4667,1578
310	16,7523	-20,1872	7746,1764
320	11,1283	-17,4432	10645,689
330	6,4467	-13,885	13165,954
340	2,926	-9,6576	15117,675
350	0,741	-5,06378	16352,676
360	0	0	16775,658

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### Результаты динамического расчета

Таблица А2 – Удельные и суммарные силы двигателя

φ	ΔPr	j	pj	p	PN	Ps	pk	PT	Rш.ш	
0	0,106323	16775,66	-2,36956	-	2,263239	0	-2,26324	-2,26324	0	29,64039
30	0,081887	13165,95	-1,85969	-	1,777803	-0,25511	-1,79736	-1,41158	-1,11024	25,66959
60	0,081887	4667,158	-0,65924	-	0,577349	-0,14578	-0,59525	-0,16224	-0,57302	18,43709
90	0,081887	-3720,67	0,525545	0,607432	0,178889	0,633247	-0,17889	0,607432	18,16307	
120	0,081887	-8387,83	1,184781	1,266668	0,319834	1,305935	-0,91073	0,936701	22,11834	
150	0,081887	-9445,28	1,334146	1,416033	0,203201	1,431609	-1,32824	0,53172	23,88538	
180	0,081887	-9334,32	1,318473	1,400360	0	1,40036	-1,40036	0	24,09244	
210	0,087166	-9445,28	1,334146	1,421312	-0,20396	1,436946	-1,33319	-0,5337	23,88536	
240	0,107059	-8387,83	1,184781	1,291840	-0,32619	1,331887	-0,92883	-0,95532	22,11823	
270	0,160353	-3720,67	0,525545	0,685898	-0,202	0,715391	-0,202	-0,6859	18,16289	
300	0,320770	4667,158	-0,65924	-	0,338466	0,085463	-0,34896	-0,09511	0,335928	18,43767
330	0,921366	13165,96	-1,85969	-	0,938326	0,13465	-0,94865	-0,74503	0,585984	25,67367
360	2,919356	16775,66	-2,36956	0,549794	0	0,549794	0,549794	0	29,65524	
370	4,986213	16352,68	-2,30982	2,676397	0,132482	2,679073	2,612163	0,59416	29,18387	
390	2,739042	13165,95	-1,85969	0,879352	0,126187	0,889024	0,698205	0,549155	25,68249	
420	1,111982	4667,158	-0,65924	0,452746	0,114318	0,466781	0,127222	0,44935	18,4396	
450	0,614945	-3720,67	0,525545	1,140490	0,335874	1,18896	-0,33587	1,14049	18,16182	
480	0,435446	-8387,83	1,184781	1,620227	0,409107	1,670454	-1,16494	1,198158	22,11674	
510	0,365309	-9445,28	1,334146	1,699455	0,243872	1,718149	-1,59409	0,638145	23,88393	
540	0,346323	-9334,32	1,318473	1,664796	0	1,664796	-1,6648	0	24,09105	
570	0,106323	-9445,28	1,334146	1,440469	-0,20671	1,456314	-1,35116	-0,5409	23,88526	
600	0,106323	-8387,83	1,184781	1,291104	-0,326	1,331128	-0,9283	-0,95477	22,11823	
630	0,106323	-3720,67	0,525545	0,631868	-0,18609	0,659038	-0,18609	-0,63187	18,16301	
660	0,106323	4667,158	-0,65924	-	0,552913	0,139611	-0,57005	-0,15537	0,548766	18,43715
690	0,106323	13165,96	-1,85969	-	1,753369	0,251608	-1,77266	-1,39217	1,094979	25,66971
720	0,106323	16775,66	-2,36956	-2,2632	0	-2,26324	-2,26324	0	29,6403	