

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

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 Одноцилиндровый дизельный двигатель с жидкостной системой  
охлаждения

Студент

С.В. Шпилов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

С.А. Гудкова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

М.И. Фесина

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

**Допустить к защите**

Заведующий кафедрой

к.т.н., Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

Тольятти 2018

## ABSTRACT

The relevance of low-power diesel engines and the frequency of their use has increased over the past few decades. The task of this bachelor's project is the development of a stationary diesel engine with a liquid cooling system. The bachelor's project proposes a design of a single-cylinder diesel engine with a liquid cooling system by evaporation, its advantages and disadvantages.

This bachelor's project includes various calculations and theoretical material regarding application of different cooling systems of diesel engines in its explanatory note and a graphic part, that provides drawings of the designed engine. Graphical part also represents calculations made in explanatory note in form of plots that describe different processes occurring in the engine during its operation:

- Description of the principle of operation and explanation of the application of the evaporative cooling system in low-power diesel engines.
- Calculation of the main engine systems, as well as thermal calculation, including the heat balance and indicator diagram of the diesel engine that this work focuses on.
- Calculation of parameters, that express kinematic behavior of the designed engine's piston group.
- Calculation of parameters, the purpose of which is to determine dynamic forces acting in the crank mechanism and variants of its balancing.
- A special part, that includes analysis of effectiveness and application of evaporative cooling system

8 A1 sheets are included in the graphical part. This part of the project includes longitudinal and cross sections of the designed engine and graphs that represent kinematic and dynamic calculations as well as the effectiveness of the cooling system.

# СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. Тепловой расчет .....	6
2. Кинематический расчет двигателя.....	20
3. Расчет динамики КШМ .....	23
3.1. Приведение масс деталей КШМ.....	23
3.2. Силы и моменты, действующие в КШМ .....	24
3.3. Суммарный крутящий момент двигателя.....	27
4 Испарительная система охлаждения.....	30
4.1 Теплообмен при кипении .....	31
4.2 Выводы .....	35
5 Расчет элементов топливной системы дизеля .....	36
5.1 Расчет топливного насоса высокого давления .....	36
5.2 Расчет форсунки дизельного двигателя.....	37
6 Система смазки дизельного двигателя и расчет её основных параметров .....	38
6.1 Принцип расчета масляного насоса .....	38
6.2 Расчет центрифуги. ....	39
6.3 Расчет водомасляного радиатора.....	40
7 Система охлаждения двигателя и расчет её основных составляющих.....	40
7.1 Расчет насоса охлаждающей жидкости .....	40
7.2 Расчет жидкостного радиатора .....	41
7.3 Расчет вентилятора.....	42
8 Безопасность и экологичность проекта .....	43
8.1 Выводы по главе.....	49
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	50
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	51
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	53

## ВВЕДЕНИЕ

Дизельные двигатели занимают важное место в автомобильной промышленности благодаря высокому тепловому КПД и вырабатываемой мощности.

В настоящее время дизельные двигатели мощностью до 10 кВт (одно- и двухцилиндровые, также называемые малыми дизелями) являются одними из самых распространенных видов двигателей. Они практически незаменимы и применяются как автономные, компактные, мобильные, экономичные и недорогие источники питания для электрогенераторов, строительных машин и другого оборудования.

Небольшие дизели все еще оснащены примитивными механически управляемыми системами подачи топлива, разработанными более 30 лет назад. Эти системы включают топливный насос высокого давления (НРФР), приводимый в движение коленчатым валом, топливной магистралью высокого давления и пружинным инжектором.

Дизельные двигатели имеют более высокие коэффициенты сжатия топлива по сравнению с карбюраторными двигателями. Из-за высокой степени сжатия дизельный двигатель вырабатывает больше тепла за каждый рабочий цикл. Чтобы обеспечить эту более высокую тепловую мощность, стенка цилиндра двигателя будет отмечена по сравнению с стенкой бензинового двигателя.

Система охлаждения в бензиновых и дизельных двигателях играет важную роль в поддержании требуемой температуры охлаждающей жидкости для повышения производительности двигателя.

Если температура двигателя во время работы становится слишком высокой, то может произойти непроизвольное сгорание топливно-воздушной смеси, что приведет к ухудшению экономии топлива и механическим повреждениям деталей двигателя. Приблизительно 25% от общей химической энергии топлива, преобразованной в процессе сгорания, теряется в системе охлаждения. В ре-

зультате система охлаждения должна выдерживать значительные тепловые нагрузки при работе в условиях окружающей среды. Система охлаждения также потребляет часть мощности коленчатого вала.

Система охлаждения предназначена для отвода отработанного тепла, полученного в результате этой реакции горения. Отведенное тепло - это тепло, которое двигатель не может преобразовать в полезную механическую энергию. Таким образом, система охлаждения дизельного двигателя нуждается в повышении КПД, чтобы обеспечить необходимую долговечность работы ДВС.

Охлаждающая жидкость, используемая в современных двигателях, обычно является только водой или этиленгликолем, смешанным с водой. Такие теплоносители характеризуются низкими параметрами теплопроводности и теплопередачи.

В бакалаврском проекте разрабатывается двигатель с жидкостной системой охлаждения путем испарения.

# 1. Тепловой расчет

## 1.1. Расчет параметров рабочего тела

В соответствии с положениями ГОСТ 305-82 для проектируемого дизельного двигателя принимается топливо марки Л для летних условий и марки З для эксплуатации в зимних условиях. Цетановое число топлива не должно быть ниже 45.

*Дизельное топливо состоит из следующих элементов:*

$$C=0,870; H=0,126; O=0,004$$

*Низшее количество теплоты, выделяемое при сгорании единицы топлива:*

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,87 + 125,6 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot 0,004 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,126 = 42,44 \text{ МДж/кг} = 42\,440 \\ &\text{кДж/кг.} \end{aligned} \quad (1.1)$$

*Количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива:*

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,5 \frac{\text{кмольвозд}}{\text{кгтопл}} \quad (1.2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \frac{\text{кгвозд}}{\text{кгтопл}} \quad (1.3)$$

*Количество ново подготовленной смеси*

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,4 \cdot 0,5 = 0,7 \frac{\text{кмольпр.сг}}{\text{кгтопл}} \quad (1.4)$$

*Продукты сгорания, выраженные в виде отдельных компонентов*

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,073 \frac{\text{кмоль}CO_2}{\text{кгтопл}} \quad (1.5)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \frac{\text{кмоль}H_2O}{\text{кгтопл}} \quad (1.6)$$

$$M_{O_2} = 0,208 L_0 \cdot (\alpha - 1) = 0,208 \cdot 0,5 \cdot (1,4 - 1) = 0,042 \frac{\text{кмоль}O_2}{\text{кгтопл}} \quad (1.7)$$

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.792 \cdot 1,4 \cdot 0,5 = 0,554 \frac{\text{кмоль} N_2}{\text{кг топлива}}$$

Сумма продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}$$

$$M_2 = 0.073 + 0.063 + 0.042 + 0,554 = 0,732 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг топлива}} \quad (1.8)$$

Проверка

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \left( \alpha - 0.208 \right) L_0 = \frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{2} + \left( 1.4 - 0.208 \right) 0.5 = 0,732 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг топлива}}$$

Молекулярный состав новоподготовленной и рабочей смеси изменяется согласно коэффициенту:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,732}{0,75} = 1,046 \quad (1.9)$$

Окисление рабочей смеси сопровождается изменением количества вещества рабочего тела на величину:

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 0,732 - 0,75 = 0,032 \quad (1.10)$$

## 1.2. Расчет процесса наполнения

Атмосферные условия

$$T_o = 293 \text{ K}$$

$$P_o = 0,1 \text{ МПа}$$

Температура и давление окружающей среды:

$$T_k = T_o = 293 \text{ K}$$

$$P_k = P_o = 0,1 \text{ МПа}$$

Температура газов, оставшихся в цилиндре:

$$\text{Примем } T_\Gamma = 760 \text{ K}$$

Давление газов, оставшихся в цилиндре

$$p_r = 1,2 \cdot p_o = 1,2 \cdot 0,1 = 0,12 \text{ МПа}$$

Ново приготовленная смесь нагревается на температуру, равную:

$$\text{Примем } \Delta T = 12^\circ\text{C}$$

В процессе впуска свежая рабочая смесь имеет плотность:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_B \cdot T_k} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3 \quad (1.11)$$

где  $R_B = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}^{-1}$  - выбранное значение удельной газовой константы для воздуха.

*Определение гидравлических потерь во впускном трубопроводе*

При эксплуатации двигателя на номинальном режиме (частота вращения  $n = 3500 \text{ мин}^{-1}$ ) а также при условии исправного состояния впускной системы принимаются следующие параметры:

$$\beta^2 + \xi_{ВП} = 3,2 \text{ и } \omega_{ВП} = 85 \text{ м/с},$$

где  $\beta$  – коэффициент, характеризующий уменьшение скорости движения топливоздушной смеси в наблюдаемой области цилиндра;  $\xi_{ВП}$  – коэффициент, описывающий влияние сопротивления деталей топливной системы в наиболее узкой области;  $\omega_{ВП}$  – средняя скорость движения топлива в сечении системы наименьшего размера.

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{ВП}) \cdot \frac{\omega_{ВП}^2}{2} \cdot \rho_k \cdot 10^{-6}$$

$$\Delta p_a = 3,2 \cdot \frac{85^2}{2} \cdot 1,189 \cdot 10^{-6} = 0,014 \text{ МПа} \quad (1.12)$$

В конце такта впуска давление внутри цилиндра принимает значение:

$$p_a = p_0 - \Delta p = 0,1 - 0,014 = 0,086 \text{ МПа} \quad (1.13)$$

Газы, не покинувшие цилиндр характеризуются коэффициентом:

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



$$\gamma_r = \frac{293 + 12}{760} \cdot \frac{0,12}{17,5 \cdot 0,086 - 0,12} = 0,032 \quad (1.14)$$

В конце такта впуска температура принимает значение:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 12 + 0,032 \cdot 760}{1 + 0,032} = 319 \text{ K} \quad (1.15)$$

Наполнение цилиндра рабочей смесью характеризуется коэффициентом наполнения:

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a (1 + \gamma_r)}$$

$$\eta_V = \frac{17,5}{17,5 - 1} \cdot \frac{0,086}{0,1} \cdot \frac{293}{319 \cdot (1 + 0,032)} = 0,812 \quad (1.16)$$

### 1.3. Такт сжатия.

В условиях номинального режима работы дизельного двигателя значения показателей политропы сжатия и адиабаты принимаются приблизительно одинаковыми. Показатель адиабаты находится по номограмме, при степени сжатия равной 17,5 и температуре в конце такта впуска равной 320 К,  $n_1 = 1,370$

Значения давления и температуры в конце такта сжатия рассчитываются следующим образом

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,086 \cdot 17,5^{1,370} = 4,340 \text{ МПа} \quad (1.17)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 319 \cdot 17,5^{1,370 - 1} = 920 \text{ K} \quad (1.18)$$

Средняя молярная теплоёмкость топливно-воздушной смеси в конце такта сжатия

а) новоприготовленной рабочего заряда (впускного воздуха)

$$c_{pV}^{T_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 647 = 22,307 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \quad (1.19)$$

где  $t_c = T_c - 273 \text{ } ^\circ\text{C} = 920 - 273 = 647 \text{ } ^\circ\text{C}$

б) газов, оставшихся в цилиндре

при температуре = 647<sup>0</sup>С и коэффициенте наполнения = 1,4:

$$(mc_V'')_{i_0}^{647} = 24,127 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \quad (1.20)$$

в) приготовленного рабочего заряда топлива

$$\begin{aligned} (mc_V')_{i_0}^{tc} &= \frac{1}{1 + \gamma_{\Gamma}} \left[ (c_V)_{i_0}^{tc} + \gamma_{\Gamma} \cdot \overline{c_V}'' \right] \\ &= \frac{1}{1 + 0,032} \cdot [2,307 + 24,127 \cdot 0,032] = 22,363 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \end{aligned} \quad (1.21)$$

#### 1.4. Такт воспламенения.

Изменение состава приготовленного заряда описывается коэффициентом:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_{\Gamma}}{1 + \gamma_{\Gamma}} = \frac{1,046 + 0,032}{1 + 0,032} = 1,045 \quad (1.22)$$

Сгорание заряда топливно-воздушной смеси приводит к выделению теплоты:

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{H_U}{M_1 \cdot (\mu + \gamma_{\Gamma})} = \frac{42440}{0,70 \cdot (1 + 0,032)} = 58749 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}} \quad (1.23)$$

Продукты окисления имеют молярную теплоемкость, определяемую по формуле:

$$\begin{aligned} (mc_V'')_{i_0}^{tz} &= \frac{1}{M_2} (M_{CO_2} (mc_V CO_2'')_{i_0}^{tz} + M_{H_2O} (mc_V H_2O'')_{i_0}^{tz} + \\ &+ M_{O_2} (mc_V O_2'')_{i_0}^{tz} + M_{N_2} (mc_V N_2'')_{i_0}^{tz}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (mc_V'')_{i_0}^{tz} &= \frac{1}{0,732} \cdot [0,073(39,123 + 0,003349 t_z) + 0,063(26,67 + 0,004438 t_z) + \\ &+ 0,042(23,723 + 0,00155 t_z) + 0,554(21,951 + 0,001457 t_z)] = \\ &= 24,171 + 0,001908 t_z \left[ \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \right] \end{aligned} \quad (1.24)$$

$$(mc_p'')_{t_0}^{tz} = (mc_V'')_{i_0}^{tz} + 8,315 = 32,486 + 0,001908 t_z \quad (1.25)$$

Полезное применение полученной в процессе сгорания теплоты описывается коэффициентом использования теплоты.

Дизельные двигатели, применяющие в своей конструкции неразделенные камеры сгорания и работающие по принципу объемного смесеобразования, при нарастании теплонапряженности двигателя и улучшении условий протекания процесса сгорания описываются значением коэффициента использования теплоты, равным  $\xi_z = 0,80$

На степень повышения давления в дизеле основное влияние оказывает величина подачи топлива, в связи с этим целесообразно принять  $\lambda = 2$ .

*Определение температуры в конце видимого процесса сгорания*

$$\xi_z \cdot H_{\text{раб.см.}} + (\mu c'_v T_c + 8,315 \lambda) \cdot t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu (c'_p T_z + 0,001908 t_z) \quad (1.26)$$

$$0,001994 t_z^2 + 33,948 t_z - 74396 = 0$$

$$t_z = \frac{-33,948 + \sqrt{33,948^2 + 4 \cdot 0,001908 \cdot 74396}}{2 \cdot 0,001908} = 1965 \text{ } ^\circ\text{C} = 2238 \text{ K} \quad (1.27)$$

*Наибольшее значение давления, достигаемое в процессе сгорания*

$$p_z = \lambda \cdot p_c = 2 \cdot 4,340 = 8,680 \text{ МПа} \quad (1.28)$$

*Предварительное увеличение объема описывается формулой:*

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,045 \cdot 2238}{2 \cdot 920} = 1,271 \quad (1.29)$$

### **1.5. Расчет параметров такта расширения.**

*Степень дальнейшего нарастания объема:*

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17,5}{1,271} = 13,77 \quad (1.30)$$

Величины средних значений адиабаты расширения и политропы можно определить по таблице при  $\delta = 13,77$ ,  $T_z = 2238$  и  $\alpha = 1,4$  то  $k_2 = 1,273$  и  $n_2 = 1,272$ .

Показатели температуры и давления в конце такта расширения находятся по формулам:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{8,680}{13,77^{1,272}} = 0,309 \text{ МПа} \quad (1.31)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2238}{13,77^{1,272-1}} = 1097 \text{ К} \quad (1.32)$$

Рассчитанная до этого температура газов, оставшихся в цилиндре проходит проверку:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1097}{\sqrt[3]{\frac{0,309}{0,12}}} = 777 \quad (1.33)$$

$$\Delta T_r = 100 \cdot (777 - 760) / 777 = 2,2\% \quad (1.34)$$

## 1.6. Вычисление индикаторных характеристик рабочего процесса дизельного двигателя

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda \cdot \left( \frac{p_c}{p_b} - 1 \right) \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad (1.35)$$

$$p'_i = \frac{4,340}{17,5 - 1} \left[ 2 \cdot \left( \frac{271}{13,77} - 1 \right) \frac{2 \cdot 1,271}{1,272 - 1} \left( 1 - \frac{1}{13,77^{1,272-1}} \right) - \frac{1}{1,370 - 1} \left( 1 - \frac{1}{17,5^{1,370-1}} \right) \right] = 0,932$$

Средне высчитанное значение индикаторного давления:

$$p_i = \varphi_u \cdot p'_i = 0,95 \cdot 0,932 = 0,885 \text{ МПа} \quad (1.36)$$

где  $\varphi_u = 0.95$  – коэффициент, характеризующий степень достоверности диаграммы

Вычисление значений индикаторного КПД и удельного значения расхода топлива:

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{M_1 p_i T_{\kappa}}{p_{\kappa} \eta_V H_u} = 8,314 \cdot \frac{0,70 \cdot 0,885 \cdot 293}{0,1 \cdot 0,812 \cdot 42440} = 0,440 \quad (1.37)$$

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,440} = 193 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (1.38)$$

### 1.7. Вычисление эффективных параметров работы двигателя

Среднее значение давления, вызываемое наличием механических потерь

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot v_{n,ср.} \quad (1.39)$$

Средняя величина скорости поршня выбирается 10,0м/с

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot 10 = 0,207 \text{ МПа} \quad (1.41)$$

Среднее значение давления и механического КПД:

$$p_e = p_i - p_m = 0,885 - 0,207 = 0,678 \text{ МПа} \quad (1.42)$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,678}{0,885} = 0,766 \quad (1.43)$$

Вычисление удельного значения расхода топлива и эффективного КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,440 \cdot 0,766 = 0,337 \quad (1.44)$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,337} = 252 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (1.45)$$

### 1.8. Расчет размеров и удельных параметров двигателя

Цилиндр двигателя характеризуется его рабочим объемом:

$$V_l = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 10}{0,678 \cdot 3500} = 0,506 \text{ л} \quad (1.46)$$

Один цилиндр двигателя обладает рабочим объемом, равным:

$$V_h = \frac{V_l}{i} = \frac{0,506}{1} = 0,506 \text{ л} \quad (1.47)$$

Диаметр цилиндра двигателя рассчитывается по формуле:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot S / D}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,506}{3,14 \cdot 1,05}} = 84,9 \text{ мм} \quad (1.48)$$

Величина хода поршня высчитывается по формуле

$$S = D \cdot S / D = 84,9 \cdot 1,05 = 89,2 \text{ мм} \quad (1.49)$$

Окончательно принимаются параметры:  $D = 85 \text{ мм}$  и  $S = 90 \text{ мм}$ .

По принятым окончательно параметрам диаметра и хода поршня рассчитываются следующие характеристики:

*Средняя скорость поршня*

$$v_{n.расч} = \frac{S \cdot n}{30000} = \frac{90 \cdot 3500}{30000} = 10,5 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (1.50)$$

*Отклонение от ранее принятого*

$$\Delta v_n = \frac{v_{n.расч} - v_{n.прин}}{v_{n.расч}} \cdot 100 = \frac{10,5 - 10,0}{10,5} \cdot 100 = 4,76\% \quad (1.51)$$

*Площадь поршня*

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 85^2}{4000000} = 0,005672 \text{ м}^2 \quad (1.52)$$

*Литраж двигателя*

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{3,14 \cdot 85^2 \cdot 90 \cdot 1}{4 \cdot 10^6} = 0,510 \text{ л} \quad (1.53)$$

*Мощность двигателя*

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_l \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{0,678 \cdot 0,510 \cdot 3500}{30 \cdot 4} = 10,1 \text{ кВт} \quad (1.54)$$

*Крутящий момент*

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \cdot \frac{10,1}{3500} = 27,6 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.55)$$

*Расход топлива часовой*

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} = 10,1 \cdot 252 \cdot 10^{-3} = 2,545 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \quad (1.56)$$

*Литровая мощность*

$$N_n = \frac{N_e}{V_n} = \frac{10,1}{0,510} = 19,8 \frac{\text{кВт}}{\text{л}} \quad (1.57)$$

### 1.9. Тепловой баланс двигателя

Количество входящей теплоты

$$Q_0 = \frac{H_u \cdot G_T}{3.6} = \frac{42440 \cdot 2,545}{3.6} = 30003 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} \quad (1.58)$$

Теплота, преобразованная в полезную работу

$$Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 10,1 = 10100 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} \quad (1.59)$$

Теплота, отводимая в окружающую среду

$$Q_{\text{охл}} = \frac{c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m}{\alpha} = \frac{0,5 \cdot 1 \cdot 8,5^{1+2 \cdot 0,66} \cdot 3500^{0,66}}{1,4} = 11173 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} \quad (1.60)$$

где  $c$  - коэффициент пропорциональности,  $c = 0,45 \dots 0,53$  для четырехтактных двигателей; для проектируемого двигателя принимается  $c = 0,5$ .  $m$  - степенной показатель, который равняется  $0,6 \dots 0,7$  для четырехтактных двигателей, в данной работе этот параметр принимается равным  $m = 0,66$

Отработавшие газы уносят теплоту, вычисляемую по формуле

$$Q_e = \frac{G_T}{3.6} \cdot \left[ M_2 \cdot \left( \mu c_v'' \overline{t_r} + 8,315 \right) - M_1 \cdot \left( \mu c_v'' \overline{t_0} + 8,315 \right) \right] \quad (1.61)$$

$$Q_e = \frac{2,545}{3.6} \cdot \left[ 1,732 \cdot \left( 23,549 + 8,315 \right) - 0,7 \cdot \left( 20,775 + 8,315 \right) \right] = 8023 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} \quad (1.62)$$

$t_r = (T_r - 273) = 777 - 273 = 504 \text{ } ^\circ\text{C}$  и  $t_k = (T_k - 273) = 293 - 273 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$  — температуры входного воздуха и отработавших газов,

$(\mu c_v)_{\text{ис}} = 23,549 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$  - интерполируется по значениям температуры  $t_r$  и  $\alpha = 1,4$ .

$(\mu c_v)_{\text{в}} = 20,775$  - определяется методом интерполяции, исходя из следующих значений: - при температуре равной  $t_0 = 0^\circ\text{C}$   $(\mu c_v)_{\text{в}} = 20,759 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$ ; - при температуре  $t_0 = 100^\circ\text{C}$   $= 20,839 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град})$ ;

### Остаточное количество теплоты

$$Q_{\text{ост}} = Q - (Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_g).$$
$$= 30003 - (10100 + 11173 + 8023) = 707 \text{ Дж/с} \quad (1.63)$$

Таблица 1 – Тепловой баланс двигателя выраженный в долях количества теплоты, отводимой от двигателя.

Компоненты теплового баланса	Количество теплоты, введенной в двигатель	Количество теплоты, преобразованное в полезную работу	Количество теплоты, потерянное с охлаждающей жидкостью	Количество теплоты, потерянное с отработавшими газами	Остаточное количество теплоты
Q, Дж/с	30003	10100	11173	8023	707
q, %	100	33,7	37,2	26,7	2,4

### 1.10. Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма строится аналитически исходя из параметров, характеризующих номинальный режим работы двигателя, т. е. при номинальной мощности  $N_e = 10,1$  кВт и частоте вращения  $n = 3500$  об/мин.

Принимаемый масштаб хода поршня равен 1 мм в мм; масштаб давлений = 0,05 МПа в мм.

$$AB = S/M_s = 90/1 = 90 \text{ мм} \quad (1.64)$$

$$OA = AB/(\varepsilon - 1) = 90/(17,5 - 1) = 5,5 \text{ мм} \quad (1.65)$$

$$OB = OA + AB = 5,5 + 90 = 95,5 \text{ мм} \quad (1.66)$$

Точка z, соответствующая максимальной высоте индикаторной диаграммы:

$$p_z/M_p = 8,680/0,06 = 144,7 \text{ мм} \quad (1.67)$$

$$z/z = OA(\rho - 1) = 5,5(1,271 - 1) = 1,5 \text{ мм} \quad (1.68)$$

Координаты точки  $c''$  находятся по следующей формуле:

$$p_{c''} = (1.15 \dots 1.25)p_c = 1.15 \cdot 4,340 = 4,991 \text{ МПа} \quad (1.69)$$

$$p_{c''}/M_p = 4,991/0,06 = 83,2 \text{ мм} \quad (1.70)$$

Перенесение политроп сжатия(а) и расширения(б) на индикаторную диаграмму производится аналитическим методом



а)

$$p_x = p_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}$$

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_a}{M_p} \cdot \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_1} = 1,43 \cdot \left( \frac{95,5}{OX} \right)^{1,370} \text{ мм} \quad (1.71)$$

б)

$$p_x = p_b \cdot \left( \frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}$$

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_b}{M_p} \cdot \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_2} = 5,15 \cdot \left( \frac{95,5}{OX} \right)^{1,272} \text{ мм} \quad (1.72)$$

Таблица 2 - Результаты расчета точек политроп.

№ точ- ки	OX, мм	OB/O X	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$(OB/OX)_0^{1,37}$	Px/M p	Px	$(OB/OX)_2^{1,27}$	Px/Mp	Px
1	95, 5	1	1	1,43	0,08 6	1	5,15	0,309
2	77, 2	1,2	1,28	1,83	0,11	1,261	6,494	0,39
3	56, 1	1,7	2,07	2,96	0,17 8	1,964	10,115	0,607
4	40, 1	2,4	3,32	4,748	0,28 5	3,045	15,682	0,941
5	24, 9	3,8	6,23	8,909	0,53 5	5,464	28,14	1,688
6	18, 4	5,2	9,57	13,68 5	0,82 1	8,142	41,931	2,516
7	12, 9	7,4	15,52	22,19 4	1,33 2	12,754	65,683	3,941
8	8,9	10,7	25,72	36,78	2,20 7	20,388	104,99 8	6,3
9	6,4	14,9	40,48	57,88 6	3,47 3	31,067	159,99 5	9,6
10	5,5	17,4	50,07	71,6	4,29 6	37,842	194,88 6	11,69 3

Для построения индикаторной диаграммы применяются следующие соображения. за  $20^{\circ}$  до достижения поршнем ВМТ ставится точка  $k'$ , что обозначает открытие впускного клапана, а закрытие, обозначенной точкой  $w''$  – проставляется через  $56^{\circ}$  после прохода поршнем НМТ; за  $56^{\circ}$  до достижения поршнем НМТ проставляется точка  $b'$ , обозначающая открытие выпускного клапана. закрытие (точка  $m'$ ) – через  $20^{\circ}$  после прохода поршнем ВМТ.

Учитывая то, что проектируемый двигатель является дизельным, опережение впрыска топлива задается равным  $34^{\circ}$  (точка  $q'$ ). Значение продолжительности задержки воспламенения фиксируется  $\Delta\varphi_1=6^{\circ}$ . Точка  $f$  расна за  $28^{\circ}=34^{\circ}-6^{\circ}$  до ВМТ.

Положение всех точек определяют в соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом впрыска топлива.

$$AX = \frac{AB}{2} \left[ \left( -\cos \varphi \right) \mp \frac{\lambda}{4} \left( -\cos 2\varphi \right) \right] \quad (1.73)$$

где  $\lambda = 0,25$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Определяем поправку Брикса

$$\Delta = \frac{R \cdot \lambda}{2 \cdot M_s} = \frac{45 \cdot 0,250}{2 \cdot 1} = 5,63 \text{ мм} \quad (1.74)$$

Таблица 3 - Значения координат точек  $r'$ ,  $a'$ ,  $a''$ ,  $c'$ ,  $f$ ,  $b'$ .

Точки	Расположение точек, $^{\circ}$	$\varphi^{\circ}$	$\left( -\cos \varphi \right) \mp \frac{\lambda}{4} \left( -\cos 2\varphi \right)$	Расстояние точек от ВМТ (AX), мм
$r'$	20 до ВМТ	700	0,0749	3,4
$a'$	20 после ВМТ	20	0,0749	3,4
$a''$	56 после НМТ	236	1,6451	74
$c'$	34 до ВМТ	326	0,2100	9,5
$f$	28 до ВМТ	332	0,1446	6,5
$b'$	56 до НМТ	484	1,6451	74

При соединении точек  $r$  с  $a'$ ,  $c'$  с  $c''$  и далее с  $z_0$  и кривой расширения  $b'$  с  $b''$  и линией выпуска  $b'' r' r$  получается действительная индикаторная диаграмма  $r a' a' c' f c'' z_0 b' b'' r$  дизельного двигателя.

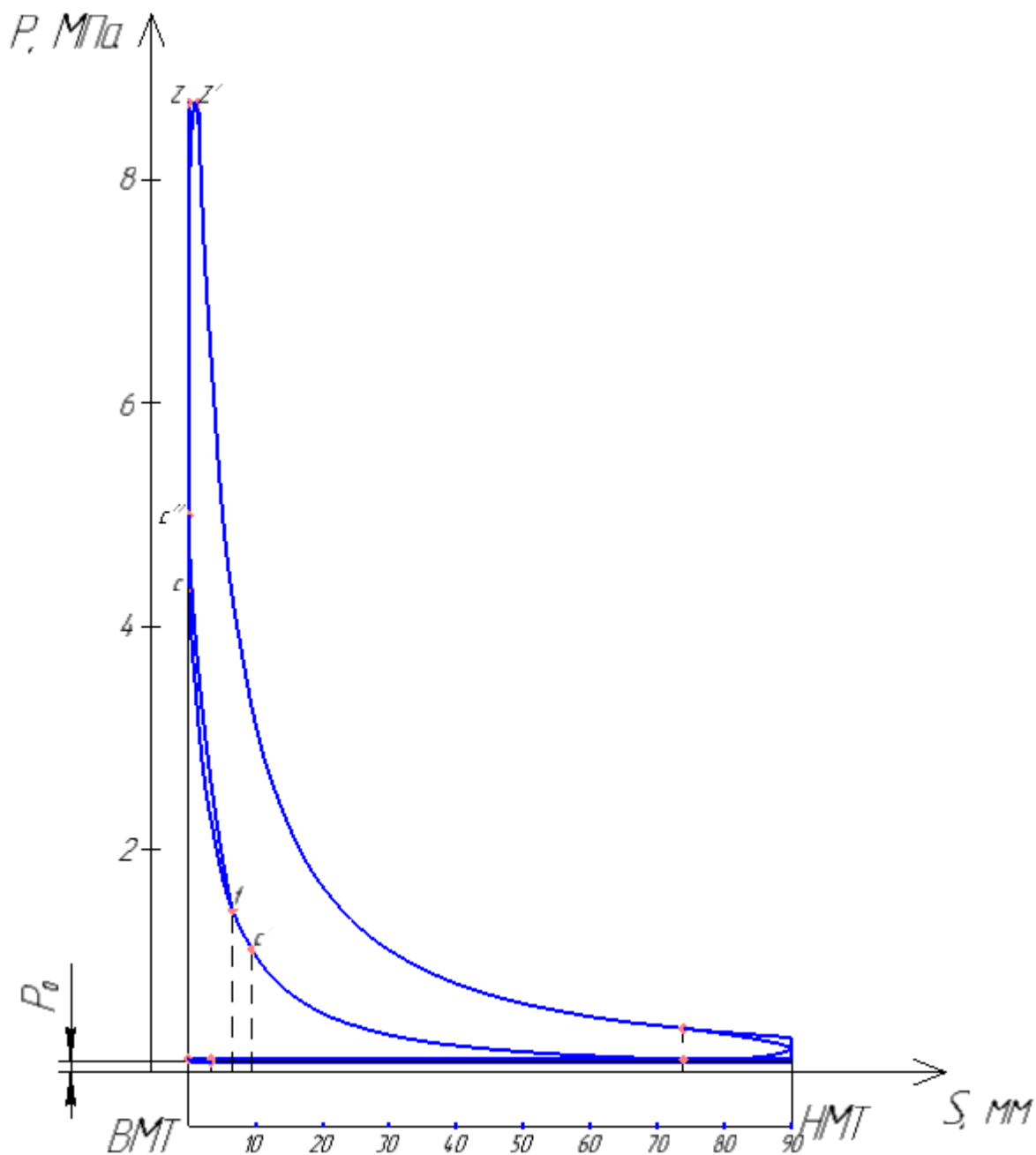


Рисунок 1 – Индикаторная диаграмма

## 2. Кинематический расчет двигателя

Определяем по формулам значения перемещения, скорости и ускорения поршня, зависящие от угла поворота коленвала.

$$S = R \cdot \left[ \left( -\cos \varphi \right) + \frac{\lambda}{4} \left( -\cos 2\varphi \right) \right] \quad (2.1)$$

$$v = R \cdot \omega \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (2.2)$$

$$j = R \cdot \omega^2 \cdot \left( \cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi \right) \quad (2.3)$$

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3500}{30} = 366,3 \text{ с}^{-1}. \quad (2.4)$$

Определим значения S, V, J, принимаем интервал изменения  $\varphi$  от 0 до  $360^\circ$  п.к.в. и шаг расчета  $\Delta\varphi = 10^\circ$  п.к.в. Результаты расчетов сводим в таблицу №3.

$$S = 0,045 \cdot \left[ \left( -\cos 10 \right) + \frac{0,25}{4} \left( -\cos 2 \cdot 10 \right) \right] = 0,00085 \text{ м}$$

$$v = 0,045 \cdot 366,3 \cdot \left( \sin 10 + \frac{0,25}{2} \sin 2 \cdot 10 \right) = 3,57 \text{ м/с}$$

$$j_n = 0,045 \cdot 366,3^2 (\cos 10 + 0,25 \cos 2 \cdot 10) = 73,64,6 \text{ м/с}^2$$

Таблица 4 – Значения S, V, J

$\varphi$ ° ПКВ	S м	v м/с	J м/с <sup>2</sup>
0	0,00000	0,00	7547,4
10	0,00085	3,57	7364,6
20	0,00337	6,96	6830,1
30	0,00744	10,03	5983,7
40	0,01285	12,62	4887,4
50	0,01938	14,66	3619
60	0,02672	16,06	2264,2
70	0,03458	16,81	908,8
80	0,04264	16,94	-370
90	0,05063	16,48	-1509,5

100	0,05827	15,53	-2466,9
110	0,06536	14,16	-3221,4
120	0,07172	12,49	-3773,7
130	0,07723	10,60	-4143,2
140	0,08180	8,57	-4363,2
150	0,08538	6,46	-4474,2
160	0,08794	4,31	-4517,4
170	0,08949	2,16	-4527,7
180	0,09000	0,00	-4528,4
190	0,08949	-2,16	-4527,7
200	0,08794	-4,31	-4517,4
210	0,08538	-6,46	-4474,2
220	0,08180	-8,57	-4363,2
230	0,07723	-10,60	-4143,2
240	0,07172	-12,49	-3773,7
250	0,06536	-14,16	-3221,4
260	0,05827	-15,53	-2466,9
270	0,05063	-16,48	-1509,5
280	0,04264	-16,94	-370
290	0,03458	-16,81	908,8
300	0,02672	-16,06	2264,2
310	0,01938	-14,66	3619
320	0,01285	-12,62	4887,4
330	0,00744	-10,03	5983,7
340	0,00337	-6,96	6830,1
350	0,00085	-3,57	7364,6
360	0,00000	0,00	7547,4

Ход поршня

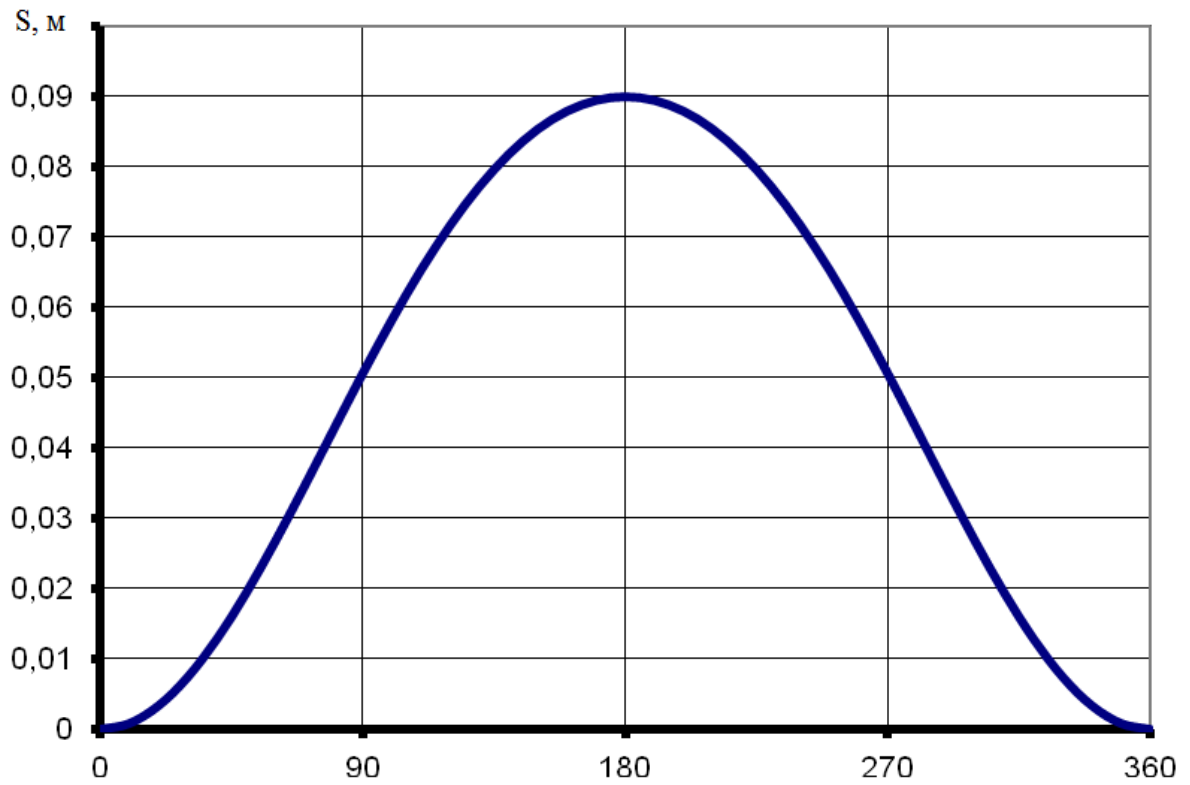


Рисунок 2- Перемещение поршня

Скорость поршня

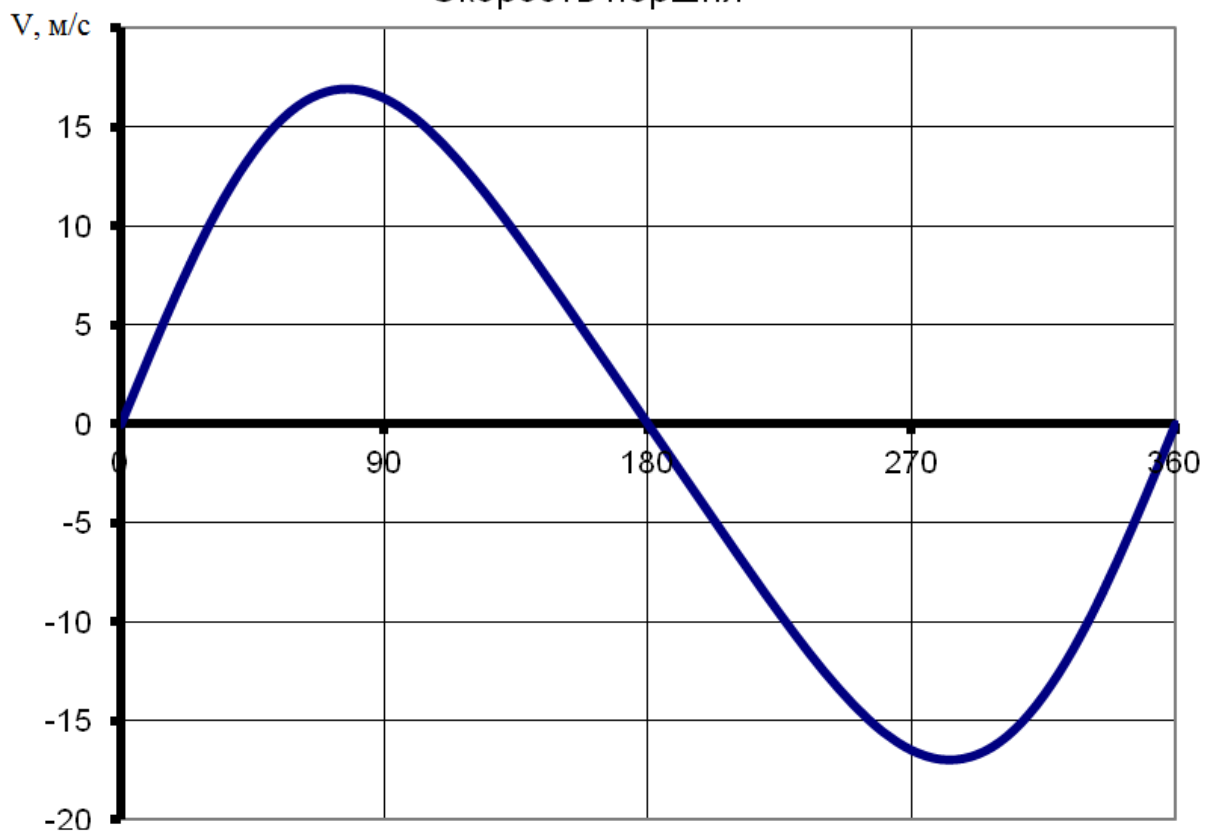


Рисунок 3 - Скорость поршня

## Ускорение поршня

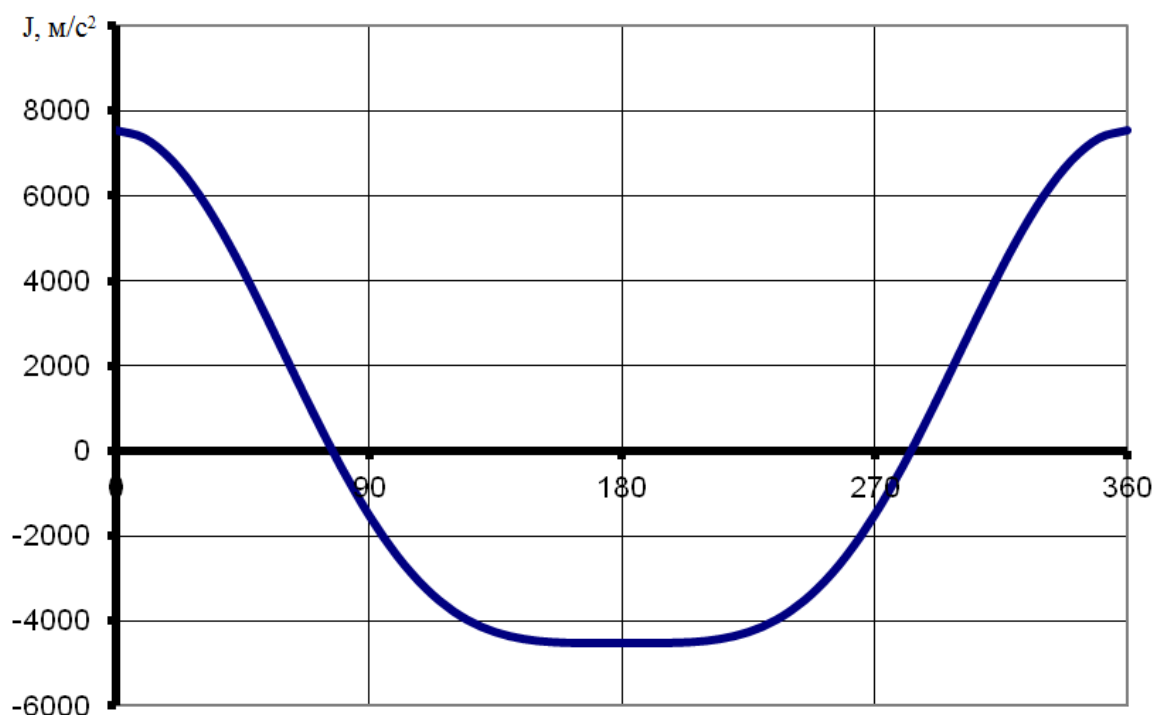


Рисунок 4-Ускорение поршня

### Вывод:

В результате кинематического расчета определена длина шатуна, построены график перемещения поршня, а также графики скорости поршня и ускорения поршня.

## 3. Расчет динамики КШМ

### 3.1. Приведение масс деталей КШМ

Определение масс деталей КШМ происходит посредством выбора конструктивных масс в зависимости от диаметра цилиндра.

-масса деталей поршневой группы из сплава алюминия

$$m_{\text{п}} = 200 \text{ кг/м}^2$$

-масса стального кованного шатуна

$$m_{\text{ш}} = 300 \text{ кг/м}^2$$

-неуравновешенная часть одного колена стального коленвала без противовесов

$$m_{\text{к}} = 280 \text{ кг/м}^2$$

Массы поршневой группы, шатуна и части вала, являющейся неуравновешенной вычисляются по следующим формулам:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 200 \cdot 0,005672 = 1,134 \text{ кг}$$

$$m_{Ш} = m'_{Ш} \cdot F_{\Pi} = 300 \cdot 0,005672 = 1,702 \text{ кг}$$

$$m_{К} = m'_{К} \cdot F_{\Pi} = 280 \cdot 0,005672 = 1,588 \text{ кг}$$

При определении масс учитывали диаметр цилиндра  $D = 85 \text{ мм}$ .

Для упрощения расчетов действующий кривошипно-шатунный механизм заменим динамично-эквивалентной системой сосредоточения масс. На оси поршневого пальца. Шатун оказывает сосредоточенное воздействие на ось кривошипа:

$$m_{ШП} = 0,275 \cdot m_{Ш} = 0,275 \cdot 1,702 = 0,468 \text{ кг}$$

$$m_{ШК} = 0,725 \cdot m_{Ш} = 0,725 \cdot 1,702 = 1,234 \text{ кг}$$

*Массы, движение которых является возвратно-поступательным, рассчитываются по формуле*

$$m_J = m_{\Pi} + m_{ШП} = 1,134 + 0,468 = 1,602 \text{ кг}$$

*Массы, совершающие вращательное движение, вычисляются следующим образом:*

$$m_R = m_{К} + m_{ШК} = 1,588 + 1,234 = 2,822 \text{ кг}$$

### **3.2. Силы и моменты, действующие в КШМ**

*Удельная сила избыточного давления над поршнем*

$$\Delta p_{\Gamma} = p_i - p_0,$$

где  $p_i$  – давление газов в цилиндре двигателя, Произведем расчет для  $\varphi = 10^\circ$ ,  $p_0$  – давление в картере принимаемое равное атмосферному;

$$\Delta p_{\Gamma} = 0,086 - 0,101 = -0,015 \text{ МПа} \quad (3.1)$$

*При движении поршня возникают удельные силы инерции, создаваемые поступательно движущимися массами КШМ*

$$p_j = \frac{-J \cdot m_J}{F_{\Pi}} = \frac{-7364,6 \cdot 1,602}{0,005672} = -2,080 \text{ МПа} \quad (3.2)$$

*Значение суммарных удельных сил находится по следующей формуле:*



$$p = \Delta p_{\Gamma} + p_j = -0,015 - 2,080 = -2,095 \text{ МПа} \quad (3.3)$$

Величина угла между осью шатуна и осью цилиндра:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha)$$

$$\beta = \arcsin(0,25 \cdot \sin 10) = 2,49^\circ \quad (3.4)$$

На поршень оказывает воздействие сила  $p$ , точкой приложения которой является центр поршневого пальца. Данная сила имеет свойство раскладываться на отдельные силы, такие как удельная сила, приложенная по нормали к оси цилиндра двигателя:

$$p_N = p \cdot \operatorname{tg} \beta = -2,095 \cdot \operatorname{tg} 2,49 = -0,091 \text{ МПа} \quad (3.5)$$

Силу, действующую вдоль шатуна, называемую удельной силой:

$$p_S = -\frac{p}{\cos \beta} = -\frac{2,095}{\cos 2,49} = -2,097 \text{ МПа} \quad (3.6)$$

Удельная сила разлагается впоследствии на силу, действующую в направлении радиуса кривошипа

$$p_K = p_S \cdot \cos(\varphi + \beta) = -2,097 \cdot \cos(10 + 2,49) = -2,047 \text{ МПа} \quad (3.7)$$

удельная тангенциальная сила

$$p_T = p_S \cdot \sin(\varphi + \beta) = -2,097 \cdot \sin(10 + 2,49) = -0,454 \text{ МПа} \quad (3.8)$$

Полная сила, действующая по радиусу кривошипа

$$K = p_K \cdot F_n = -2,047 \cdot 0,005672 = -11,61 \text{ кН} \quad (3.9)$$

Полная тангенциальная сила

$$T = p_T \cdot F_n = -0,454 \cdot 0,005672 = -2,58 \text{ кН} \quad (3.10)$$

Крутящий момент, создаваемый силами давления газов в цилиндре

$$M_{кр} = T \cdot R = -2,58 \cdot 0,045 = -116,1 \text{ Нм} \quad (3.11)$$

По приведенным формулам производится расчет сил и моментов, действующих в КШМ, через каждые  $10^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Результаты вычислений занесены в таблицу А1, графики предоставлены на рисунках 5, 6 и 7.

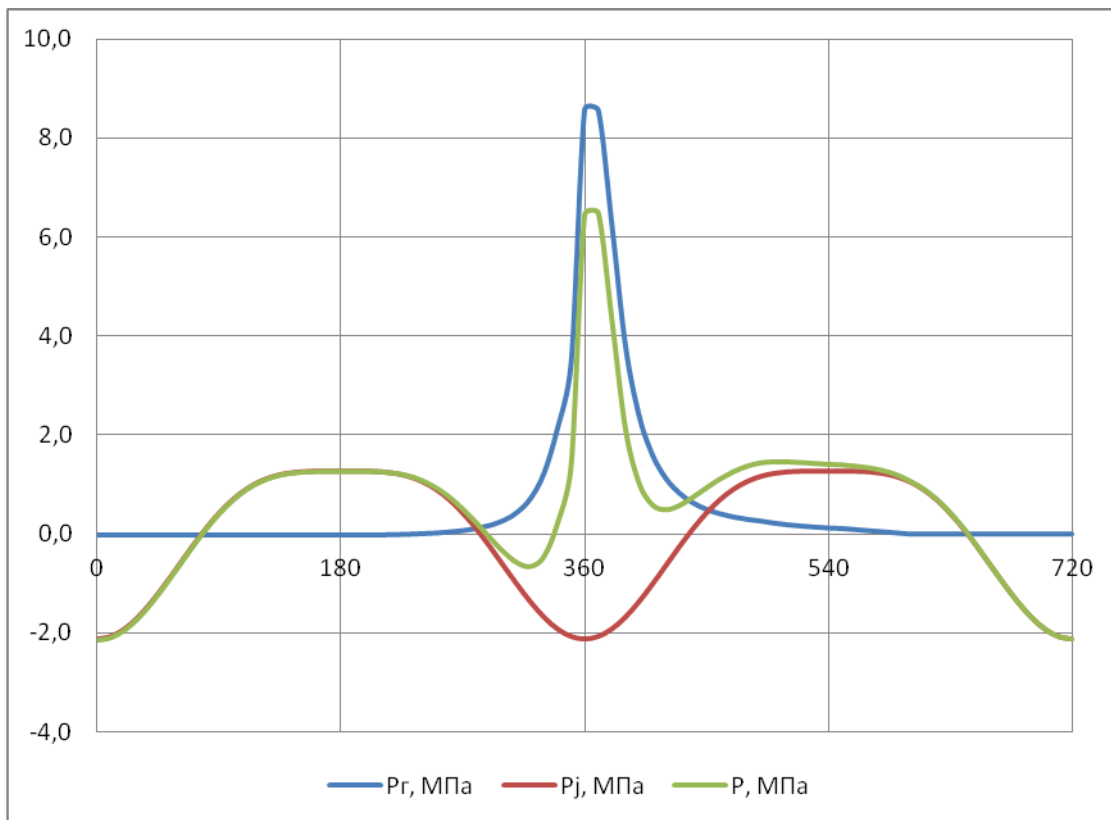


Рисунок 5 – Зависимость величин сил  $p$ ,  $\Delta p_r$ ,  $p_j$  от  $\varphi$

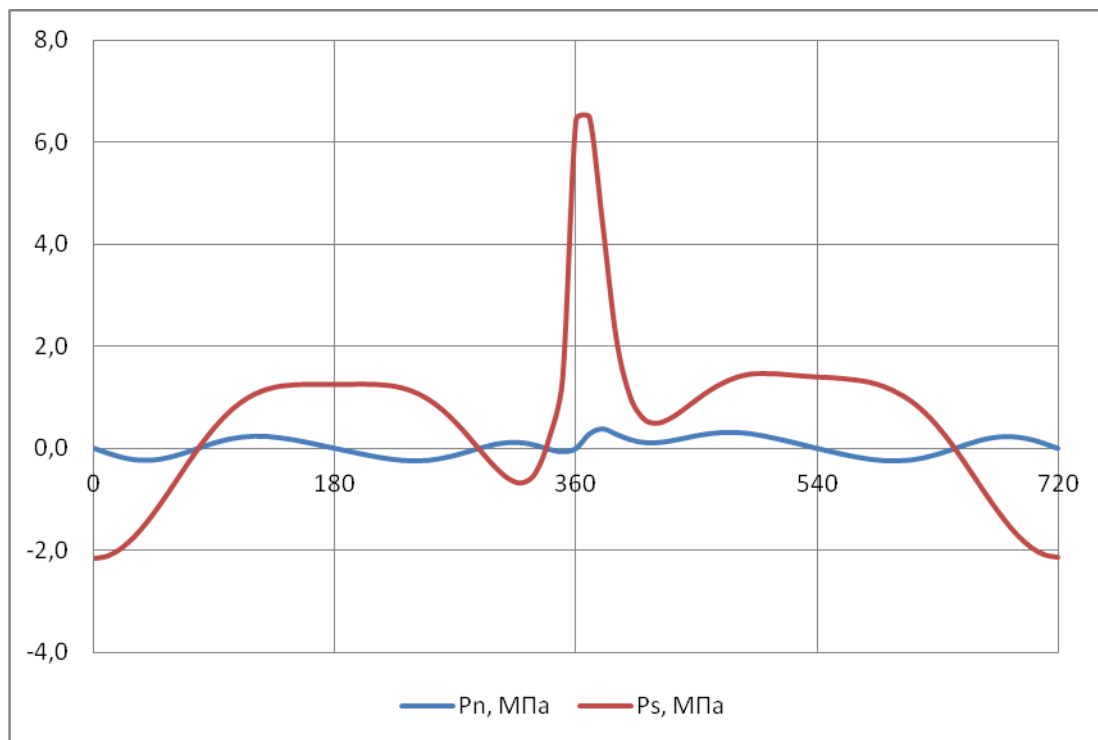


Рисунок 6 – Зависимость величин сил  $p_s$ ,  $p_n$  от  $\varphi$

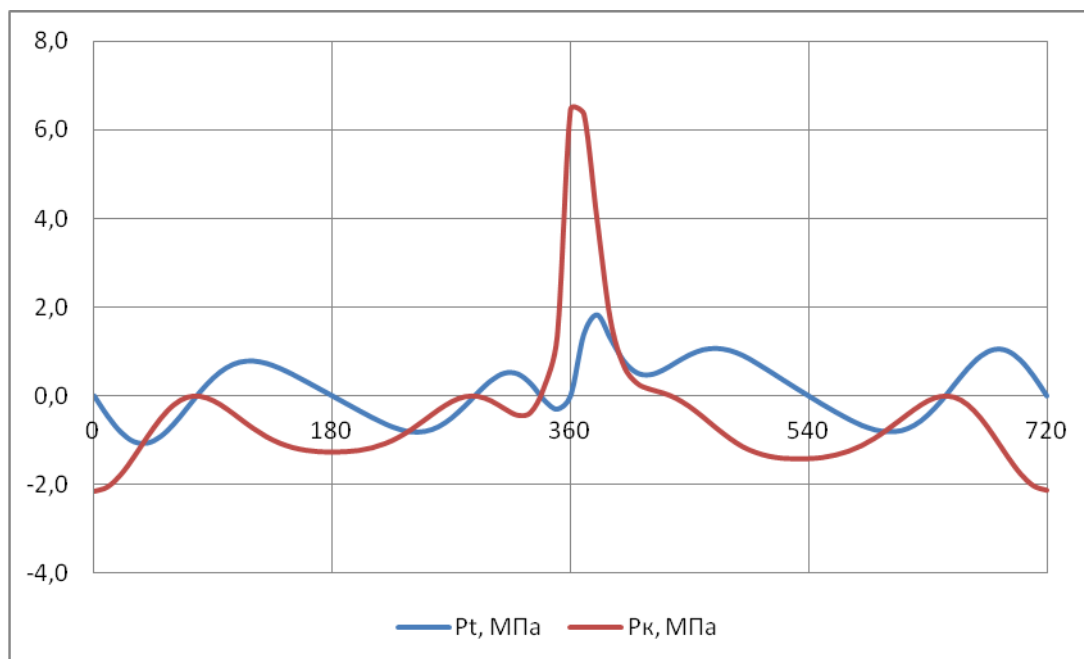


Рисунок 7 – зависимость величин сил  $p_k$ ,  $p_T$  от  $\varphi$

### 3.3. Суммарный крутящий момент двигателя

Силы и моменты в цилиндре, собранные в таблице 5, действуют во всех цилиндрах двигателя одинаково, но так как проектируемый одноцилиндровый, то крутящий момент рассчитанный и указанный в таблице 5 и будет являться крутящим моментом двигателя.



Рисунок 8 - Изменение крутящего момента

Проверим правильность построение диаграммы крутящего момента двигателя

$$M_{кр\ max} = 496,8\text{Нм}$$

$$M_{кр\ min} = -273,2\text{Нм}$$

$$M_{кр.ср.} = 36,5\text{Нм}$$

$$M_e = M_{кр.ср.} \cdot \eta_m = 36,5 \cdot 0,766 = 28\text{Нм}$$

Определим расхождения в крутящих моментах по формуле

$$\delta = \frac{M_e - M_{кр}}{M_e} \cdot 100\% = \frac{28 - 27,6}{28} \cdot 100 = 1,43\%.$$

### 3.4. Построение полярной диаграммы сил, оказывающих воздействие на шатунную шейку

На участок шатунной шейки действует равнозначная центробежная сила инерции  $K_{R.ш.}$  от массы  $m_{ш.к.}$  части шатуна

$$K_{R.ш.} = -m_{ш.к.} \cdot R \cdot \omega^2 = -1,234 \cdot 0,045 \cdot 366,3^2 = -7,45\text{кН}$$

Силы  $K_{ш.к}$  и  $K$  направленные по кривошипу и могут быть заменены суммарной силой  $Z_{ш}$

$$P_K = K_{R.ш.} + K = (-7,45 - 11,61) \cdot -1 = 19,06\text{кН}$$

Результирующая сила  $K_{шш}$ , которая действует на шатунную шейку, может быть получена геометрическим сложением силы  $P_K$ , которая действует по кривошипу и тангенциальной силы  $T$

$$K_{шш} = \sqrt{P_K^2 + T^2}$$

$$K_{шш} = \sqrt{19,06^2 + \left( \leftarrow 2,58 \right) \rightarrow} = 19,23\text{кН}$$

Заполним таблицу №6 с результатами расчетов сил для всех положений коленвала. Построим полярную диаграмму сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала, значения для которой  $P_K$  и  $T$  берем из таблицы №6.

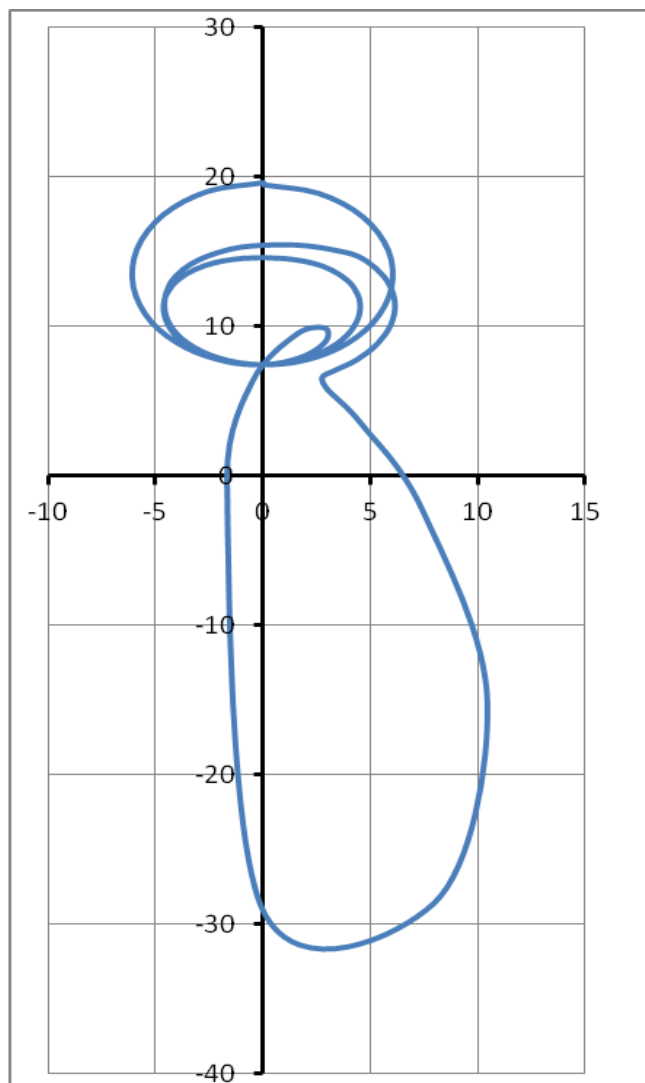


Рисунок 9 - Полярная диаграмма

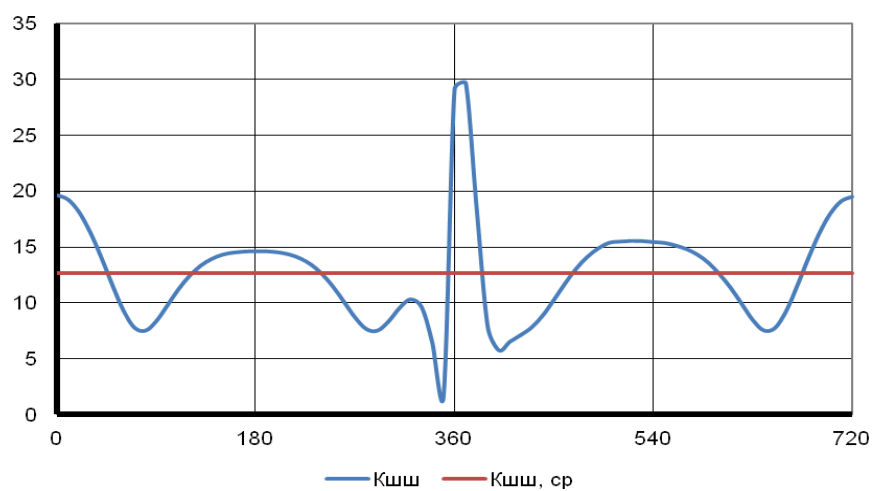


Рисунок - 10 нагрузка на шатунную шейку в прямоугольных координатах

#### 4 Испарительная система охлаждения

В дипломном проекте разрабатывается двигатель с жидкостной системой охлаждения путем испарения.

Испарительное охлаждение является эффективным средством регулирования и контроля температуры в разных областях природного и техногенного применения. Применение испарительного охлаждения в тепловом регулировании двигателей внутреннего сгорания является одним из самых редко применяемых видов охлаждения. Принципиальная схема испарительной системы охлаждения представлена на рисунке 11.

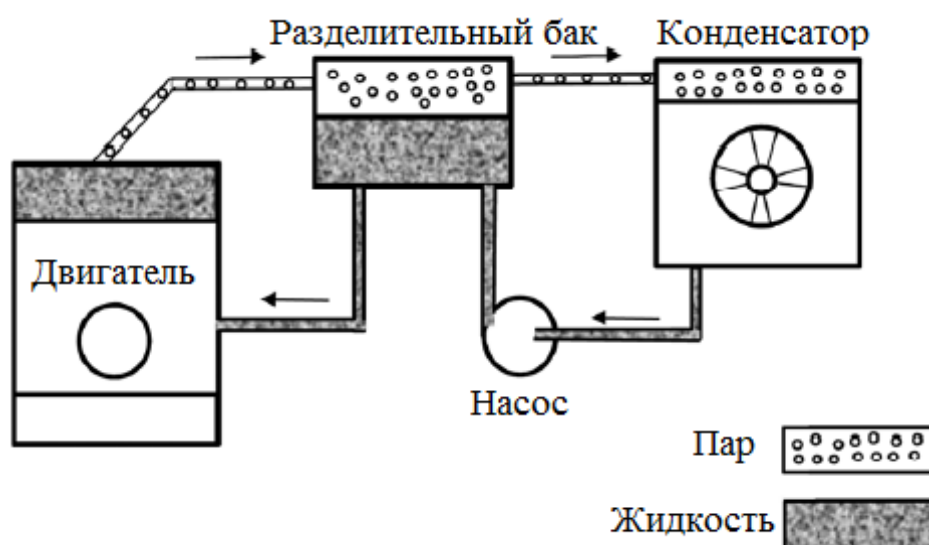


Рисунок 11 – Испарительная система охлаждения

Вода в жидкой фазе вводится в охлаждающую рубашку двигателя, а система охлаждения помогает жидкости достигнуть температуры кипения и перейти в газообразное состояние. Жидкая фаза и паровая фаза разделяются в резервуаре разделительного бака (сепаратора), и пар возвращается в жидкое состояние в конденсаторе. Жидкостный насос используется для циркуляции потока жидкости вокруг системы, тем самым уменьшая затрачиваемую мощность.

Основополагающий принцип всех испарительных систем охлаждения заключается в том, чтобы использовать теплообмен, протекающий при испарении охлаждающей жидкости. Это обеспечивает значительное улучшение по сравне-

нию с традиционными жидкостными системами охлаждения двигателей, которые отводят тепло в значительной степени за счет однофазного конвективного теплообмена. Образующийся пар должен быть отведен, собран и сконденсирован из его газообразного состояния. Затем он должен возвратиться в контур охлаждения в виде жидкости. Поэтому тепло от двигателя поглощается за счет использования скрытой теплоты испарения хладагента. Основные преимущества использования подобной системы охлаждения:

- снижение общей массы охлаждающей жидкости
- снижение массы системы
- однородность температуры головок цилиндров
- меньшее потребление мощности жидкостным насосом
- снижение уровня вредных выбросов

Эти преимущества, в свою очередь, приводят к повышению общей эффективности экономичности двигателя, снижению выбросов углекислого газа (CO<sub>2</sub>).

#### 4.1 Теплообмен при кипении

Кипение происходит на границе твердой и жидкой фаз, отличая его от процесса испарения, которое происходит на границе раздела жидкость-пар. Энергичное образование пузырьков пара и возрастание интенсивности теплообмена возникает тогда, жидкость, доведенная до температуры насыщения соприкасается с горячей средой, температура которой выше чем у жидкости. Это называют переохлажденным кипячением; оно ограничено тонким слоем, нагретой поверхности, и, когда пузырьки пара перемещаются через переохлажденную жидкость, они конденсируются.

На рисунке 12 показан процесс кипения дистиллированной воды при давлении 1 бар, выраженный на графике зависимости теплового потока  $q$  от избыточной температуры  $T_{изб}$ .

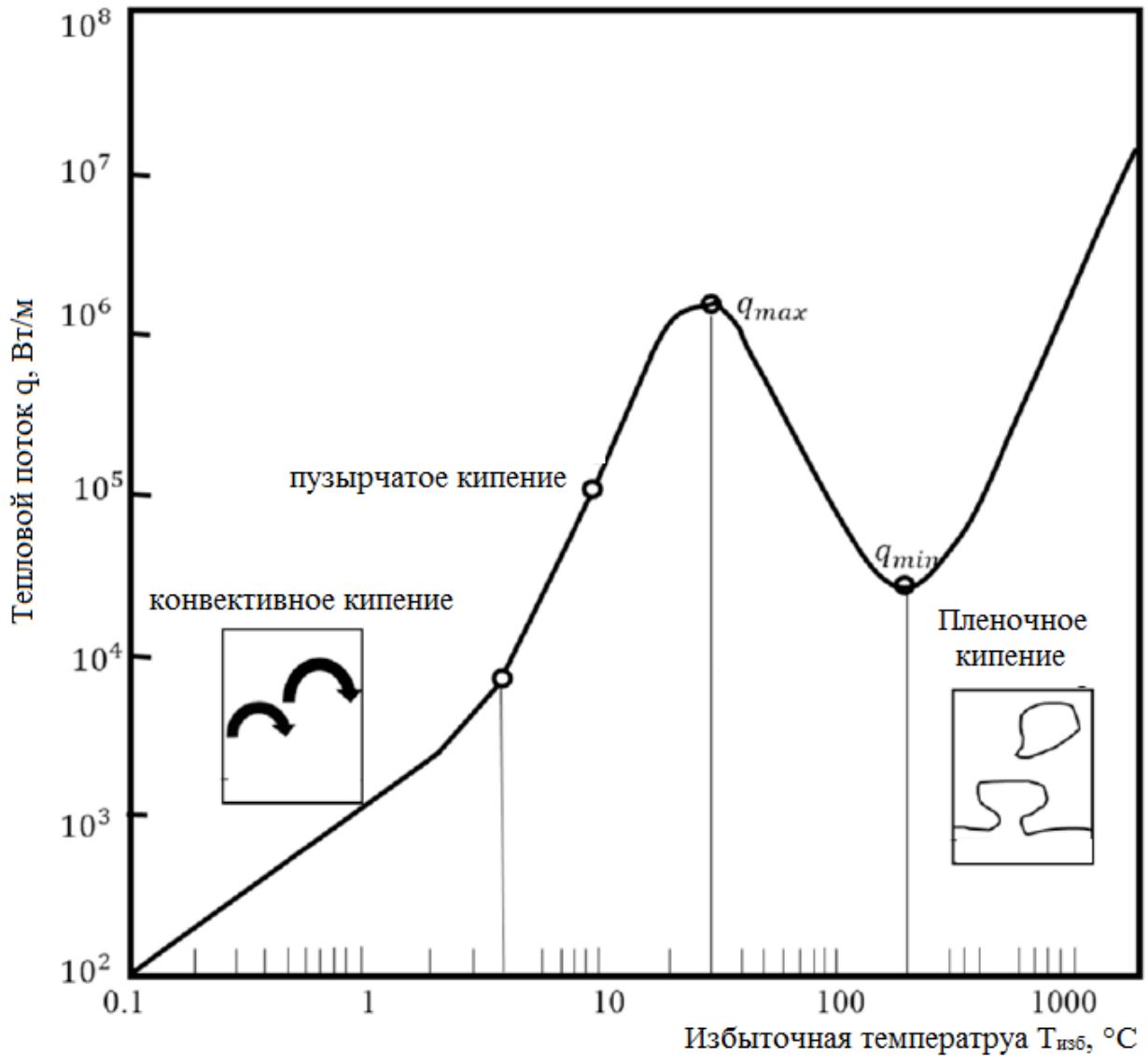


Рисунок 12 – Процесс кипения воды

На графике изображены 4 этапа кипения жидкости, изменяющиеся по мере нарастания избыточной температуры:

- естественное (конвекционное) кипение;
- пузырьчатое кипение;
- переходное кипение;



- пленочное кипение.

Свободная или естественная конвекция происходит с небольшой избыточной температурой (обычно  $\Delta T < 4^\circ\text{C}$ ), где движение жидкости создается силами плавучести. По мере увеличения  $\Delta T$  отдельные пузырьки пара начинают отделяться от жидкости. Это обозначает начало режима пузырьчатого кипения. Дальнейшее увеличение избыточной температуры вызывает дополнительное образование пузырьков пара, соответствующее более интенсивному движению жидкости и повышению теплового потока. Точка перегиба при  $\Delta T \sim 10^\circ\text{C}$  указывает на переход режима кипения от небольших скоплений пузырей к образованию больших столбцов пара. Увеличение теплового сопротивления, связанного с возрастанием объема, снижает интенсивность увеличения коэффициента теплопередачи. Величина теплового потока достигает максимального значения ( $q_{max} = 1,2 \text{ МВт/м}^2$  при  $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ ). Переходное кипение возникает в местах, где нестабильная пленка или пар покрывают поверхность жидкости.

Для изучения явлений пленочного и пузырьчатого кипения охлаждающей жидкости был собран специальный стенд (Рис. 3) и проведено исследование. По графику, изображенному на рисунке 12 можно увидеть возрастание разности температуры между поверхностью и жидкостью. Эта разница  $\Delta T$  приводит к снижению теплового потока, что в свою очередь приводит к дальнейшему увеличению  $\Delta T$ . Продолжительная работа в таком режиме может стать причиной механических повреждений головки цилиндра. При высоких скоростях потока хладагента, главным видом теплообмена является конвекция. При низких скоростях потока возникает пузырьчатое кипение охлаждающей жидкости.

В ходе проведения опыта было установлено, что в самом начале пузырьчатого кипения скорости потока хладагента резко возрастают. Такое нестабильное состояние хладагента усложняет поддержание постоянного давления в испытательной установке. Результаты исследования были применены в разработке бензинового четырехцилиндрового двигателя объемом 1,8 л. При этом были сделаны следующие выводы:

- Достигнута высокая скорость теплового потока (1 МВт/м<sup>2</sup>);
- Относительно равномерное распределение температуры по конструкции двигателя, что способствует увеличению мощности;
- Уменьшение размеров радиатора и вентилятора на 15%;
- Повышение детонационной устойчивости на высоких нагрузках из-за улучшенного теплообмена в конденсаторе, снижающего давление пара. Наличие конденсатора также положительно влияет на крутящий момент, силы трения и процесс сгорания.
- Повышение экономичности двигателя благодаря увеличенной температуре хладагента на малых нагрузках.

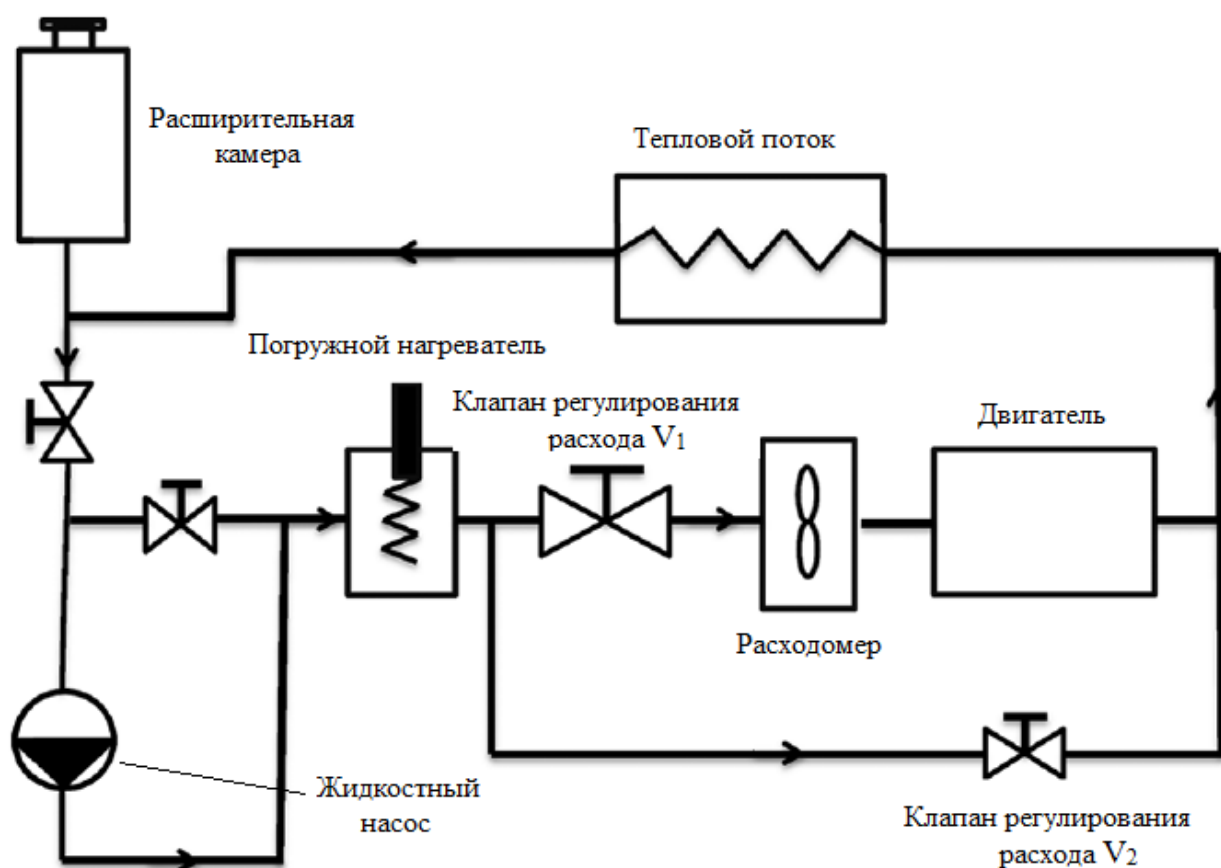


Рисунок 13 – Установка для изучения системы охлаждения

## 4.2 Выводы

Жидкостная система охлаждения, работающая по принципу испарения охлаждающей жидкости с последующей её конденсацией не обладает большой популярностью в двигателестроении.

Такая система охлаждения обладает определенными преимуществами по сравнению со стандартной жидкостной системой:

- быстрый прогрев двигателя, сказывающийся на экономичности и долговечности работы

- возможность увеличения температуры хладагента без влияния на температуру отдельных деталей двигателя; однородность температурного режима конструкции

В качестве охлаждающей жидкости может применяться как вода, так и различные хладагенты, обеспечивающие желаемую температуру кипения и конденсирования. Принцип использования скрытой теплоты позволяет двигателю с паровым охлаждением работать при относительно однородных температурах, независимо от условий эксплуатации.

## 5 Расчет элементов топливной системы дизеля

Топливная система на дизельном двигателе представляет собой набор компонентов, доставляющий определенное количество топлива в цилиндр в определенный момент. Хорошо спроектированная топливная система позволяет двигателю развивать максимальную мощность и максимальный КПД с минимальными выбросами выхлопных газов.

Современные дизельные форсунки должны развивать очень высокое давление впрыска, чтобы функционировать с современными конструкциями двигателей с высоким коэффициентом сжатия. Они также должны контролировать запуск и продолжительность подачи. Прецизионные форсунки требуют точной подачи чистого, стабильного топлива для правильной работы. Это требование, в свою очередь, требует пристального внимания к системам хранения и обработки топлива.

### 5.1 Расчет топливного насоса высокого давления

Объем цикловой подачи топлива:

$$V_{\text{ц}} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot \tau \cdot 10^3}{120 n i \rho_T} = \frac{280 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 3300 \cdot 1 \cdot 0.842} = 30,2 \text{ мм}^3 \text{ цикл} \quad (5.1)$$

Коэффициент подачи насоса принимается  $\eta_n = 0,75$ .

Теоретическая подача секции ТНВД:

$$V_T = V_{\text{ц}} \eta_n = 33,6 \cdot 0,75 = 44,8 \text{ мм}^3 \text{ цикл} \quad (5.2)$$

Полная производительность секции ТНВД:

$$V_H = 3,1 V_T = 3,1 \cdot 44,8 = 121 \text{ мм}^3 \text{ цикл} \quad (5.3)$$

Отношение хода плунжера к диаметру принимаем равным  $S_{\text{пл}}/d_{\text{пл}} = 1,3$ .

Диаметр плунжера:

$$d_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{4V_H}{\pi S_{\text{пл}}/d_{\text{пл}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 121}{3,14 \cdot 1,3}} = 5 \text{ мм} \quad (5.4)$$

Величина полного хода плунжера:

$$S_{\text{пл}} = d_{\text{пл}} S_{\text{пл}} \quad d_{\text{пл}} = 5 \cdot 6,4 \quad S_{\text{пл}} = 6,4 \text{ мм} \quad (5.5)$$

Величина активного хода плунжера:

$$S_{пл} = 4V_T \pi d_{пл}^2 = 4 \cdot 44,8 \cdot 3,14 \cdot 25 = 2,4 \text{ мм} \quad (5.6)$$

## 5.2 Расчет форсунки дизельного двигателя.

Расчет форсунки начинается с определения основных её размеров.

За один рабочий ход форсунка дизеля впрыскивает некоторое количество топлива в цилиндр:

$$V_{ц} = g_e N_e \cdot 10^3 \cdot 30 n i \rho_T = 280 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 30 \cdot 3300 \cdot 1 \cdot 0,842 = 33,6 \text{ мм}^3/\text{цикл} \quad (5.7)$$

Через отверстия распылителя происходит протекание топлива, средняя скорость которого определяется по приведенной ниже формуле. Впрыск топлива в цилиндр осуществляется при давлении 30 МПа; Во время впрыска давление газов внутри цилиндра достигает значений  $p_{ц} = 4 \text{ МПа}$ .

$$w_{ф} = \sqrt{(2 \rho_T)(p_{ф} - p_{ц})} = \sqrt{(2 \cdot 842)(30 - 9,987) \cdot 10^6} = 218 \text{ м/с} \quad (5.8)$$

Коэффициент расхода топлива принимается равным  $\mu_{ф} = 0,72$ .

Сопловые отверстия имеют площадь, рассчитываемую по формуле

$$f_c = \frac{V_{ц}}{\mu_{ф} w_{ф} \Delta t \cdot 10^3} = \frac{33,6}{0,72 \cdot 218 \cdot 0,00115 \cdot 10^3} = 0,19 \text{ мм}^2 \quad (5.9)$$

Число сопловых отверстий принимаем равным  $m = 4$ .

Вычисление значения диаметра соплового отверстия осуществляется по формуле:

$$d_c = \sqrt{\frac{4f_c}{\pi m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,19}{3,14 \cdot 4}} = 0,243 \text{ мм} \quad (5.10)$$

Приведенные выше расчеты дают лишь ориентировочные конструктивные параметры топливного насоса и форсунки

## 6 Система смазки дизельного двигателя и расчет её основных параметров

Взаимодействие движущихся деталей двигателей невозможно без смазки, что и является основной задачей данной системы. Наряду с этим, система смазки обеспечивает: размещение и подачу смазки внутри системы и к внешним потребителям; очистки и снижения температуры смазки, а также вентиляцию картера ДВС. В системах смазки двигателей применяют специальные моторные масла. Все современные автомобильные двигатели имеют комбинированное обеспечения смазки деталей.

### 6.1 Принцип расчета масляного насоса

Масло при помощи теплообмена отводит от нагретых деталей двигателя тепло, при  $Q_0=30,2$  кДж/с:

$$Q_m = 0,026Q_0 = 0,021 \cdot 30,2 = 0,78 \text{ кДж/с} \quad (6.1)$$

Растрчиваемое за один рабочий цикл масло вычисляется по формуле:

$$V_{\text{ц}} = Q_m (\rho_m c_m \Delta T_m) = 0,78 \cdot 900 \cdot 2,094 \cdot 10 = 0,0000412 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.2)$$

Принимая во внимание постепенное установление определенного уровня давления масла, расход масла за один цикл вычисляется по формуле:

$$V' = 2V_{\text{ц}} = 2 \cdot 0,0000512 = 0,000083 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.3)$$

Масляный насос обладает производительностью, рассчитываемой по формуле:

$$V_p = V' \eta_n = 0,000127 \cdot 0,85 = 0,00009 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.4)$$

Окружность шестеренки имеет внутренний диаметр равный:

$$D_0 = zm = 7 \cdot 4,5 = 31,5 \text{ мм} = 0,0315 \text{ м} \quad (6.5)$$

Диаметр внешней окружности шестерни:

$$D = m z + 2 = 4,5 \cdot 7 + 2 = 40,5 \text{ мм} = 0,0405 \text{ м} \quad (6.6)$$

При окружной скорости на внешнем диаметре шестерни имеющей значение  $u_n = 6.58 \text{ м/с}$ , скорость вращения шестерни масляного насоса вычисляется по формуле:

$$n_n = u_n \cdot (60 \pi D) = 6,58 \cdot (60 \cdot 3,14 \cdot 0,0405) = 3100 \text{ мин}^{-1} \quad (6.7)$$

Значение длины зуба шестеренки:

$$b = (60 \cdot V_p) \cdot 2 \pi m^2 z n_n = (60 \cdot 0,00012) \cdot 2 \pi \cdot 0,0045^2 \cdot 7 \cdot 3100 = 0,0032 \text{ м} \quad (6.8)$$

Осуществляемый двигателем привод масляного насоса потребляет определенную мощность этого двигателя:

$$N_n = V_p p \cdot \eta_{м.н} \cdot 10^3 = 0,00012 \cdot 40 \cdot 10^4 \cdot 0,87 \cdot 10^3 = 0,069 \text{ кВт} \quad (6.9)$$

## 6.2 Расчет центрифуги.

Циркуляционный расход масла в системе определяется по формуле (1.1).  
 $V_{ц} = 33,6 \text{ мм}^3/\text{с}$

Неполнопоточность центрифуги принимается равной 20%.

Значение плотности используемого масла принять равным  $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ .

Сжатие масляной струи характеризуется коэффициентом  $\varepsilon = 1$ .

Сопло центрифуги имеет диаметр равный  $d_c = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$ .

Производительность центрифуги:

$$V_{р.ц.} = 0,2 V_{ц} = 0,2 \cdot 0,0000634 = 0,000013 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.10)$$

Площадь отверстия сопла:

$$F_c = \pi d_c^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,002^2 / 4 = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \quad (6.11)$$

Частота вращения ротора центрифуги:

$$n = \frac{\frac{\rho_m V_{р.ц.}^2 R}{2 \varepsilon F_c} a}{b + \frac{\pi \rho_m V_{р.ц.} R^2}{30}} = \frac{\frac{900 \cdot (1,3 \cdot 10^{-5} \cdot 0,04)}{2 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 10^{-6}} \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{6 \cdot 10^{-6} + \frac{3,14 \cdot 900 \cdot 0,00012 \cdot 0,04^2}{30}} = 5560 \text{ мин}^{-1} \quad (6.12)$$

Давление масла перед центрифугой:

$$p_1 = \rho_m \frac{V_{p.ц}^2 - 4 \frac{\pi n}{30}^2 (R^2 - r_0^2) \alpha^2 F_c^2}{8 \alpha^2 F_c^2 (1 - \psi)} = 900 \frac{1,3 \cdot 10^{-5}^2 - 4 \frac{3,14 \cdot 5560}{30}^2 (0,04^2 - 0,006^2) \cdot 0,81 \cdot 3,14 \cdot 10^{-6}^2}{8 \cdot 0,006^2 \cdot 3,14 \cdot 10^{-6}^2 \cdot (1 - 0,17)} = 0,12 \text{ МПа} \quad (6.13)$$

### 6.3 Расчет водомасляного радиатора.

Коэффициент теплопередачи от масла к воде

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 + \delta} + \frac{1}{\lambda_{теп} + 1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1200 + 0,0002} + \frac{1}{17 + 1} + \frac{1}{3400}} = 877 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.14)$$

$$T_{м.ср} = 360 \text{ К.}$$

$$T_{вод.ср} = 350 \text{ К.}$$

Масляный радиатор постоянно омывается водой, а площадь этой охлаждающей поверхности вычисляется по формуле:

$$F_M = Q_M \cdot K_M \cdot T_{м.ср} - T_{вод.ср} = 1200 \cdot 877 \cdot 360 - 350 = 0,13 \text{ м}^2 \quad (2.15)$$

## 7 Система охлаждения двигателя и расчет её основных составляющих

Система охлаждения служит для поддержания температуры деталей двигателя с наиболее большим КПД и отвод теплоты от нагретых деталей, а так же предотвращения износа деталей. Система охлаждения бывает жидкостной и воздушной. Жидкостное охлаждение основывается на отводе лишнего тепла от нагретого тела с помощью циркулирующей охлаждающей жидкости. Она состоит из радиатора, рубашки охлаждения, вентилятора, водяного насоса, патрубков и термостата. Воздушное охлаждение осуществляется за счет обдува воздухом рубашки цилиндра, которая забирает большую часть тепла двигателя. Кожух, вентилятор, теплоотводящие рёбра, щитки – это всё составляющие воздушной системы охлаждения. В данной работе рассчитываются жидкостный насос, вентилятор, функцией которого является передача тепла от радиатора. Дополнительно в работе вычисляются характеристики воздушного охлаждения двигателя, а именно количество воздуха, расходуемого в системе и площадь охлаждающей поверхности.

### 7.1 Расчет насоса охлаждающей жидкости

Система охлаждения расходует определенное количество жидкости за каждый цикл работы:



$$G_{\text{ж}} = Q_{\text{в}} c_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} \Delta T_{\text{ж}} = 11173 \cdot 1485 \cdot 1000 \cdot 10 = 0,0012 \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.1)$$

Эффективность работы насоса вычисляется по формуле:

$$G_{\text{ж.п}} = G_{\text{ж}} \eta = 0,0012 \cdot 0,8 = 0,0015 \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.2)$$

Величина радиуса отверстия в крыльчатке вычисляется по формуле:

$$r_1 = \sqrt{G_{\text{п.ж}} (\pi c_1) + r_0^2} = \sqrt{0,0015 (3,14 \cdot 1,1) + 0,02^2} = 0,021 \text{ м} \quad (7.3)$$

На выходе из колеса охлаждающая жидкость приобретает скорость, равную:

$$u_2 = \frac{G_{\text{п.ж}}}{1 + \text{tg} \alpha_2 \text{ctg} \beta_2} \frac{1}{p_{\text{ж}} (\beta_{\text{ж}} \eta_{\text{н}})} = \frac{0,0015}{1 + \text{tg} 7 \text{ctg} 42} \frac{1}{15000 (1000 \cdot 0,65)} = 11,4 \text{ м/с} \quad (7.4)$$

Радиус крыльчатки колеса на выходе:

$$r_2 = 30 u_2 \pi n_{\text{в.н}} = 30 \cdot 11,4 \cdot 3,14 \cdot 2100 = 0,057 \text{ м} \quad (7.5)$$

Окружная скорость входа потока:

$$u_1 = u_2 r_1 / r_2 = 11,4 \cdot 0,021 / 0,057 = 4,72 \text{ м/с} \quad (7.6)$$

Угол между скоростями  $c_1$  и  $u_1$  принимается  $\alpha_1 = 90^\circ$

$$\text{tg} \beta_1 = c_1 / u_1 = 1,1 / 4,72 = 0,233 \quad (7.7)$$

Откуда  $\beta_1 = 32^\circ 11'$ .

Ширина лопатки на входе:

$$b_1 = G_{\text{ж.п.}} / (2\pi r_1 - z \delta_1 \sin \beta_1) c_1 = 0,000221 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,008 - 6 \cdot 0,004 \sin 32^\circ 11') \cdot 1,1 = 0,04 \text{ м} \quad (7.8)$$

Поверхность охлаждения радиатора:

$$c_r = p_{\text{ж}} \text{tg} \alpha_2 / \rho_{\text{ж}} \eta_{\text{н}} u_2 = 75000 \text{tg} 7^\circ / 1000 \cdot 0,65 \cdot 11,5 = 1,24 \text{ м/с} \quad (7.9)$$

Ширина лопатки на выходе:

$$b_2 = G_{\text{ж.п.}} / (2\pi r_2 - z \delta_2 \sin \beta_2) c_r = 0,000221 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,052 - 6 \cdot 0,004 \sin 45^\circ) \cdot 1,24 = 0,184 \text{ м} \quad (7.10)$$

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{\text{в.н}} = G_{\text{ж.п}} p_{\text{ж}} / 1000 \eta_{\text{м}} = 0,0015 \cdot 75000 / 1000 \cdot 0,78 = 0,15 \text{ кВт} \quad (7.11)$$

## 7.2 Расчет жидкостного радиатора

Расчет радиатора сводится к определению поверхности охлаждения, необходимой для передачи теплоты от жидкости к окружающей среде.

Через радиатор постоянно протекает определенное количество воздуха:

$$G'_{\text{возд}} = Q_{\text{возд}} c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}} = 11173 \cdot 1000 \cdot 25 = 0,44 \text{ кг/с} \quad (7.12)$$

Через радиатор проходит определенная масса жидкости каждый цикл:

$$G'_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} = 0,0012 \cdot 1000 = 1,2 \text{ кг/с} \quad (7.13)$$

Средняя температура жидкости в радиаторе:

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{T_{\text{ж.вх}} + (T_{\text{ж.вх}} - \Delta T_{\text{ж}})}{2} = \frac{367 + (367 - 10)}{2} = 362 \text{ К} \quad (7.14)$$

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_{\text{в}}}{K(T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.возд}})} = \frac{11173}{100 \cdot (362 - 323)} = 2,86 \text{ м}^2 \quad (7.15)$$

### 7.3 Расчет вентилятора

В задачи вентилятора входит нагнетание воздушного потока на жидкостный радиатор и его последующее охлаждение.

Исходные данные:

$$G_{\text{возд}} = 0,44 \text{ кг/с};$$

$$T_{\text{ср.возд}} = 323 \text{ К}$$

$$\Delta p_{\text{тр}} = 350 \text{ Па};$$

$$\psi_{\text{л}} = 3;$$

Плотность воздуха рассчитывается по формуле:

$$\rho_{\text{возд}} = 0,1 \cdot 10^6 \cdot \frac{287 \cdot 323}{287 \cdot 323} = 1,078 \text{ кг/м}^3 \quad (7.16)$$

Воздушная производительность вентилятора:

$$G_{\text{возд}} = G'_{\text{возд}} \rho_{\text{возд}} = 0,44 \cdot 1,078 = 0,41 \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.17)$$

Площадь фронтальной поверхности радиатора:

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{возд}}}{w_{\text{возд}}} = \frac{0,41}{18} = 0,023 \text{ м}^2 \quad (7.18)$$

Диаметр охлаждающего вентилятора определяется по формуле:

$$D_{\text{вент}} = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{0,023}{3,14}} = 0,17 \text{ м} \quad (7.19)$$

Окружная скорость вентилятора:

$$u = \psi_l \sqrt{\Delta p_{\text{тр}} \rho_{\text{возд}}} = 3 \sqrt{350 \cdot 1,078} = 62 \text{ м/с} \quad (7.20)$$

Вентилятор обладает частотой вращения, вычисляемой по формуле:

$$n_{\text{вент}} = 60u / \pi D_{\text{вент}} = 60 \cdot 62 / (3,14 \cdot 0,14) = 6000 \text{ мин}^{-1} \quad (7.21)$$

Двигатель затрачивает некоторое количество мощности для приведения вентилятора в движение:

$$N_{\text{вент}} = G_{\text{возд}} \Delta p_{\text{тр}} / (1000 \eta_v) = 0,28 \cdot 800 / (1000 \cdot 0,64) = 0,34 \text{ кВт} \quad (7.22)$$

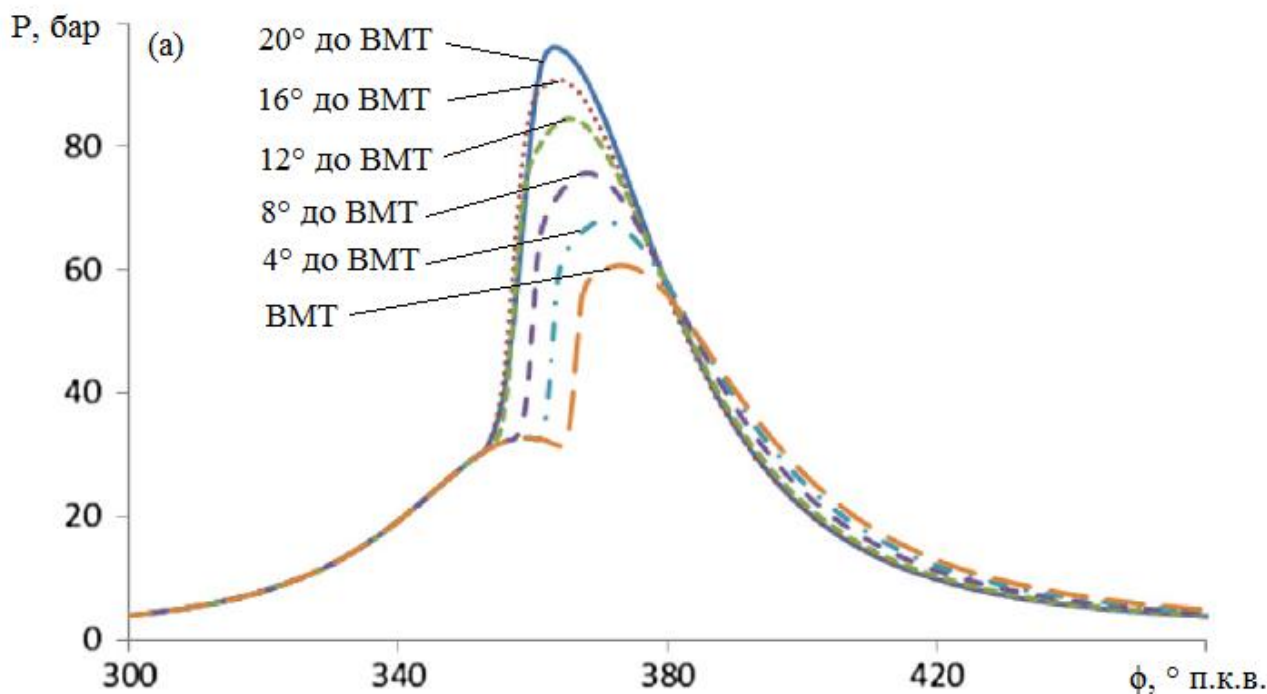
## 8 Безопасность и экологичность проекта

В данной бакалаврской работе разрабатывается одноцилиндровый дизельный двигатель с испарительной жидкостной системой охлаждения. Разработка дизельных двигателей требует сокращения выбросов NOx, одновременно поддерживая экономию топлива. Дизельные имеют более высокую термическую эффективность, хорошую износостойкость и превосходную экономию топлива по сравнению с другими двигателями, что делает их наиболее желательным выбором в тяжелых, средних и легких транспортных средствах. Более высокий коэффициент расширения из-за высоких коэффициентов сжатия в дизельных двигателях оставляет низкую тепловую энергию в выхлопе, что приводит к низкому удельному расходу топлива и высокой выходной мощности.

Тем не менее, дизельные двигатели производят более вредные выбросы по сравнению с карбюраторными двигателями, в частности они производят больше выбросов оксидов азота (NOx) и твердых частиц. С прошлого десятилетия растущие экологические проблемы ужесточили нормы выбросов загрязняющих веществ в дизельных двигателях. Это стимулировало индустрию дизельных двигателей для производства более эффективных и чистых двигателей. В этом процессе дизельные двигатели стали намного сложнее.

В бакалаврской работе разрабатывается двигатель с камерой сгорания в цилиндре с непосредственным впрыском дизельного топлива.

Работа двигателя в большой мере зависит от параметров впрыска топливно-воздушной смеси. Влияние увеличения и уменьшения времени впрыска топлива на производительность двигателя и выбросы отработавших газов ( $\text{NO}_x$  и сажи), когда оставшиеся условия эксплуатации остаются неизменными представлено на рисунке 8. Из рисунка можно заметить, что по мере увеличения времени впрыска увеличивается пиковое и общее давление газов в цилиндрах. Кроме того, с увеличением впрыска топлива наблюдается сдвиг пикового давления в цилиндре влево. Это можно объяснить усиленной фазой предварительного смешения в результате интенсивного предварительного смешивания топливовоздушной смеси. Таким образом, увеличение давления и температуры в цилиндре наблюдается с повышением времени впрыска топлива, что является результатом двукратного эффекта сжатия из-за роста поршня и повышения скорости горения на газовой смеси.



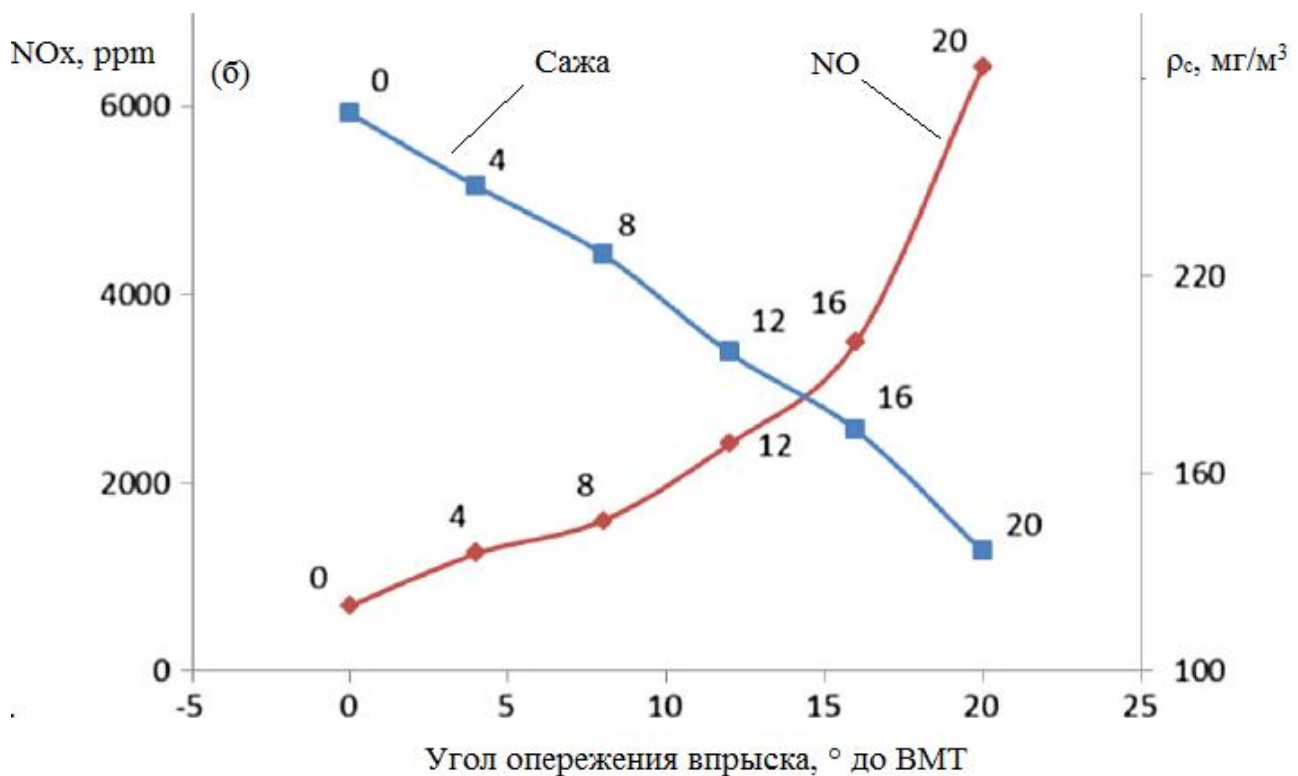


Рисунок 8 - (а) давления в цилиндре с изменяющимся временем впрыска в зависимости от угла поворота коленчатого вала (б) – сравнение зависимостей прогнозируемых NO-сажевых выбросов от времени впрыска

Более высокие температуры в цилиндре в сочетании с ранним впрыском топлива способствуют большему количеству выбросов NO и меньшему количеству сажи. Известно, что чем выше температура сжигаемого газа, тем выше образование NOx. В случае с опережением впрыска сгоревшее топливо остается при высокой температуре в течение более длительного периода времени, пока газовая смесь не достигнет пикового давления в цилиндре, т.е. до момента её охлаждения при расширении газов на такте выпуска. Сгорание предварительно смешанного топлива начинается намного раньше до ВМТ в случае непосредственного впрыска, следовательно, оно способствует увеличению времени пребывания высокотемпературных газов в благоприятных условиях образования NOx (таких условий, как доступность кислорода и высокая температура). Быстрое образование NOx происходит при повышении температуры до 1600 К или выше

Однако по мере увеличения температуры в цилиндре образование сажи уменьшается в результате повышения полноты сгорания топлива. С увеличенным времени пребывания заряда внутри цилиндра, а также по мере нарастания

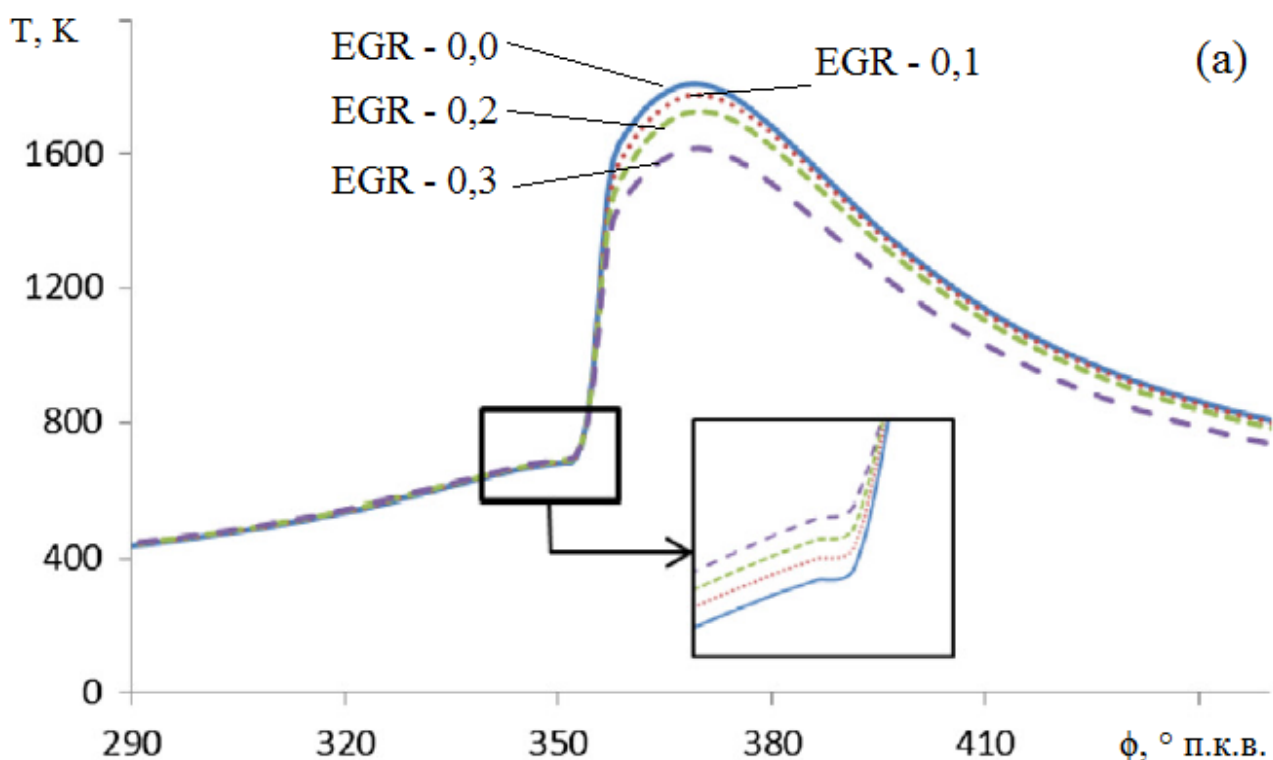
в нем температуры, вероятность того, что заряд, оставшийся в камере сгорания не воспламенится, уменьшается с последующими почти полными реакциями окисления. При повышении запаздывания впрыска происходит увеличение количества несгоревших частиц, что объясняется увеличением доли диффузионного горения. Таким образом, выбросы  $\text{NO}_x$  может быть уменьшены за счет внедрения запаздывания впрыска топлива, но это это может отрицательно отразиться на удельном расход топлива, уровне дыма, а также привести к высоким температурам выхлопных газов..

Образование  $\text{NO}_x$  сильно зависит от температуры в цилиндре. Таким образом, снижение температуры в цилиндре уменьшает вероятность образования  $\text{NO}_x$ . Широко используемый метод снижения высоких температур в цилиндрах, достигнутый в дизельных двигателях из-за преобладающих условий стехиометрического сгорания, заключается в снижении удельной теплоемкости газовой смеси. Это может быть достигнуто путем добавления сжигаемых продуктов, таких как  $\text{CO}_2$  в двигатель, который может эффективно увеличить удельную теплоемкость. Этот процесс, в свою очередь, приводит к более низким температурам в цилиндре и концентрации кислорода, доступным для сжигания.

На рис.9 (а) показано изменение температур в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала для различных долей рециркуляции отработавших газов (EGR), варьирующихся от 0 до 0,3, в соответствии с другими рабочими параметрами, такими как опережение впрыска, скорость, степень сжатия и постоянная нагрузка на двигатель. Из графика видно, что EGR оказывает значительное влияние на все критические температуры в цилиндрах (при закрытии впускного клапана, после воспламенения топлива, во время сгорания, при открытии выпускного клапана). Первоначально усредненная по смеси температура заряда (воздух + EGR) при открытии впускного клапана монотонно возрастает с увеличением доли EGR. Это следует ожидать, так как выхлопные газы уходят при более высоких температурах и чем больше этих газов направляется в цилиндр, тем выше начальная температура смеси. На рис. 9 (а) показан график повышения температуры смеси с увеличением доли EGR до воспламе-

нения топлива. Следовательно, температура газовой смеси при открытии впускного клапана сильно зависит от массы и температуры EGR, направляемых в цилиндр. Таким образом, увеличение доли отработавших газов влияет на подогрев свежего заряда, уменьшая задержку его воспламенения.

Также из рис.9 (а) можно заметить, что температура выхлопных газов смеси с EGR уменьшается с увеличением доли этих отработавших газов в смеси, достигая температур ниже, чем при нормальном рабочем состоянии (без EGR). Причина этого снижения температуры выхлопных газов объясняется более низкой температурой сгорания из-за относительно низкой доступности кислорода с добавлением EGR. Динамика образования NOx в основном зависит от температуры и содержания кислорода в цилиндре. На рисунке 9 (б) показано основное преимущество внедрения EGR для снижения выбросов NOx. Образование NOx значительно снижается с увеличением процента EGR.



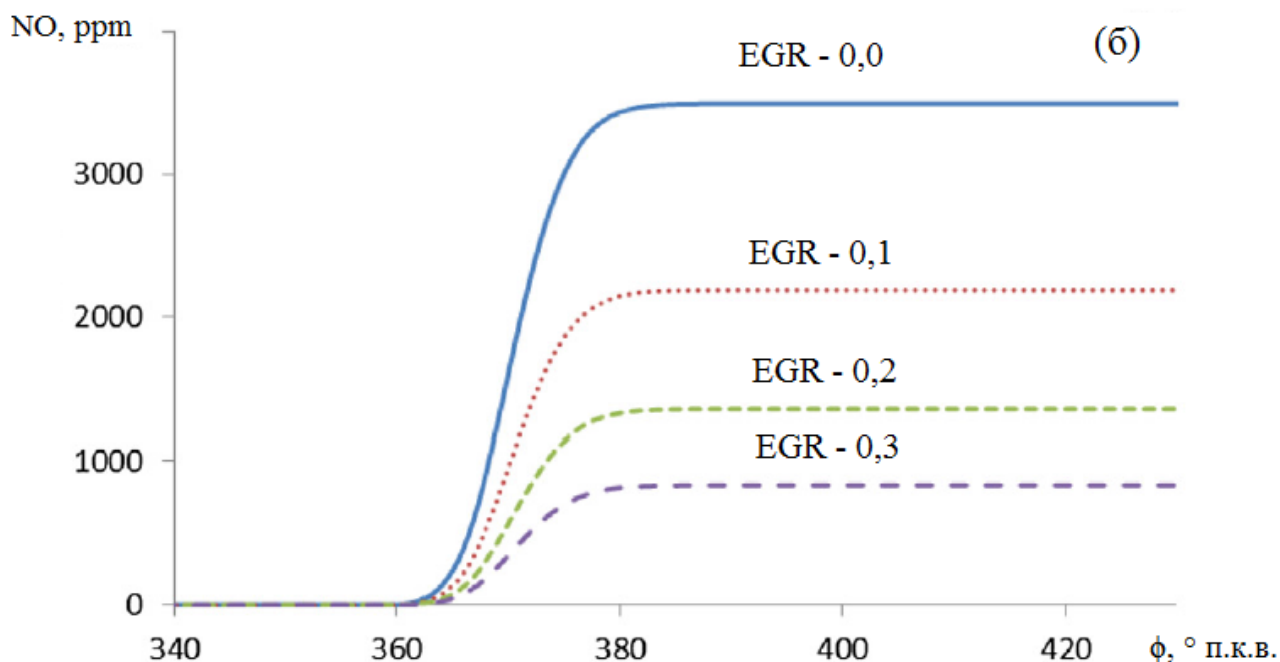


Рисунок 9 - (а) Изменение температуры в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала с увеличением доли EGR при времени впрыска  $16^\circ$  до ВМТ. (б) Скорости образования NOx в зависимости от угла п.к.в. с изменением фракции EGR.

Ограниченные запасы нефти в мире в сочетании с наличием различных других сырьевых материалов, которые могут использоваться в качестве топлива, и проблемы защиты окружающей среды, привели к использованию биомассы для производства и применения спиртов и эфиров растительных масел в качестве автомобильного топлива. Спирты и эфиры растительных масел используются в качестве компонента дизельного топлива для дизельных двигателей. Спирты могут использоваться в качестве компонента бензина или как топливо для двигателей с искровым зажиганием. Эти виды топлива являются возобновляемыми, и они могут оказывать меньшее влияние на состояние атмосферы, чем нефтяное топливо. Такие виды топлив потенциально не создают выбросы  $\text{CO}_2$ .

Этанол и метанол, а также продукты, полученные из этих спиртов, такие как простые эфиры, рассматриваются или используются в качестве альтернативных видов топлива или в качестве компонентов топлива. Использование метанол характеризуется очень низким уровнем выбросов твердых частиц, но проблема заключается в их токсичности, низком цетановом числе топлива, вы-



соких выбросах альдегидов и вредном воздействии на материалы, используемых в конструкции двигателей. До сих пор этанол был признан только как компонент бензина, а не как компонент дизельных топлив. Свойства этанола позволяют применять его также как компонент дизельного топлива. Потенциал оксигенатов как средства получения чистого углекислого возобновляемого топлива вызвал значительный интерес к производству и применению этанола. Ф, ° П.К.В.

## 8.1 Выводы по главе

1. Снижение уровня выбросов оксидов азота (NOx) достигается внедрением системы рециркуляции отработавших газов. Видно, что 20% -ная доля отработавших газов приводит к сокращению количества несгоревших продуктов сгорания на 55%, когда другие рабочие параметры поддерживаются постоянными, а температура в цилиндре выше 1600 К.

Спроектированный двигатель отвечает всем требованиям экологической безопасности, применение в конструкции двигателя устройства рециркуляции отработавших газов положительно сказывается на экологичности и экономичности его работы.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломной работе спроектирован дизельный двигатель с жидкостной системой охлаждения. В ходе выполнения бакалаврской работы были произведены расчеты как основных систем и тепловых показателей двигателя, так и рассмотрены способы усовершенствования системы охлаждения.

Двигатель с жидкостной системой охлаждения имеет следующие характеристики:

- минимальный удельный эффективный расход топлива  $g_e = 193$  г/кВт\*ч на номинальном режиме работы;
- Номинальную мощность  $N_e = 10$  кВт

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ 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 1980.
2. Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282
3. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В.И. Анурьев// В 3-х т. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. - с.296.
4. Jankowski, A., Sandel, A. : Exhaust Emission Reduction Problems of Internal Combustion Diesel Engines [Текст]/. Journal of KONES Internal Combustion Engines 2003, vol. 10, 3-4.
5. Н. Akagawa, T. Miyamoto, A. Harada, S. Sasaki, N. Shimazaki, T. Hashizume, K. Tsujimura, Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion, Technical Report, SAE Technical Paper, 1999.
6. М. Badami, F. Millo, D. D'amato, Experimental Investigation on Soot and NOx Formation in a Di Common Rail Diesel Engine with Pilot Injection, Technical Report, SAE Technical Paper, 2001.
7. Z. Bazari, B., French, Performance and Emissions Trade-offs for a HSDI Diesel Engine – An Optimization Study, Technical Report, SAE Technical Paper, 1993.
8. W.H. Lipkea, A.D. DeJoode, Direct Injection Diesel Engine Soot Modeling: Formulation and Results, Technical Report, SAE Technical Paper, 1994.
9. Т. Nagai, М. Kawakami, Reduction of NOx Emission in Medium-speed Diesel Engines, Technical Report, SAE Technical Paper, 1989.
10. Т. Nishimura, K. Satoh, S. Takahashi, K. Yokota, Effects of Fuel Injection Rate on Combustion and Emission in a Di Diesel Engine, Technical Report, SAE Technical Paper, 1998.

11. C. Rakopoulos, D. Rakopoulos, E. Giakoumis, D. Kyritsis, Validation and sensitivity analysis of a two zone diesel engine model for combustion and emissions prediction, *Energy Convers. Manage.* 45 (9) (2004) 1471–1495.
12. M. Zheng, G.T. Reader, J.G. Hawley, Diesel engine exhaust gas recirculation – a review on advanced and novel concepts, *Energy Convers. Manage.* 45 (6) (2004) 883–900
13. Pang HH and Brace CJ. Review of engine cooling technologies for modern engines. *Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering* 2004; 218(11): 1209–1215.
14. Ap N and Tarquis M. Innovative engine cooling systems comparison. SAE paper 2005-01-1378, 2005.
15. Porot P, Me' ne' gazzi P and Ap N. Understanding and improving evaporative engine cooling at high load, high speed by engine tests and 3D calculations. SAE paper 971792, 1997
16. Sanna A, Hutter C, Kenning DBR et al. Numerical investigation of nucleate boiling heat transfer on thin substrates. *Int J Heat Mass Transfer* 2014; 76: 45–64.
17. Watanabe Y, Ishikawa H and Miyahara M. An application study of evaporative cooling to heavy duty diesel engines. SAE paper 870023, 1987.
18. Lee SC, Kim JY, Han BH et al. Development of evaporative cooling system for small four-stroke engines. *KSME J* 1990; 4(2): 150–155
19. Matsushiro R, Kosuda T and Sasao S. Cooling system for an internal combustion engine. US Patent 5,111,776, 1992.
20. Sausner A and Mertens K. Evaporation-cooled internal combustion engine. US Patent 5,176,112, 1993.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А1 – Результаты динамического расчета КШМ

φ ° ПКВ	P <sub>i</sub> МПа	Δp <sub>r</sub> МПа	p <sub>j</sub> МПа	p МПа	β	p <sub>N</sub> МПа	p <sub>S</sub> МПа	p <sub>K</sub> МПа	T кН	p <sub>T</sub> МПа	T кН	M <sub>кр</sub> Нм
0	0,086	-0,015	-2,132	-2,147	0	0	-2,147	-2,147	-12,18	0	0	0
10	0,086	-0,015	-2,08	-2,095	2,49	-0,091	-2,097	-2,047	-11,61	-0,454	-2,58	-116,1
20	0,086	-0,015	-1,929	-1,944	4,9	-0,167	-1,951	-1,77	-10,04	-0,821	-4,66	-209,7
30	0,086	-0,015	-1,69	-1,705	7,18	-0,215	-1,718	-1,369	-7,76	-1,038	-5,89	-265,1
40	0,086	-0,015	-1,38	-1,395	9,24	-0,227	-1,413	-0,923	-5,24	-1,070	-6,07	-273,2
50	0,086	-0,015	-1,022	-1,037	11,04	-0,202	-1,057	-0,512	-2,9	-0,925	-5,25	-236,3
60	0,086	-0,015	-0,64	-0,655	12,5	-0,145	-0,671	-0,202	-1,15	-0,640	-3,63	-163,4
70	0,086	-0,015	-0,257	-0,272	13,58	-0,066	-0,28	-0,031	-0,18	-0,278	-1,58	-71,1
80	0,086	-0,015	0,105	0,090	14,25	0,023	0,093	-0,007	-0,04	0,093	0,53	23,9
90	0,086	-0,015	0,426	0,411	14,48	0,106	0,424	-0,106	-0,6	0,411	2,33	104,9
100	0,086	-0,015	0,697	0,682	14,26	0,173	0,704	-0,289	-1,64	0,642	3,64	163,8
110	0,086	-0,015	0,91	0,895	13,59	0,216	0,921	-0,51	-2,89	0,767	4,35	195,8
120	0,086	-0,015	1,066	1,051	12,51	0,233	1,077	-0,728	-4,13	0,794	4,50	202,5
130	0,086	-0,015	1,17	1,155	11,05	0,226	1,177	-0,915	-5,19	0,740	4,20	189
140	0,086	-0,015	1,232	1,217	9,26	0,198	1,233	-1,06	-6,01	0,630	3,57	160,7
150	0,086	-0,015	1,264	1,249	7,2	0,158	1,259	-1,161	-6,59	0,488	2,77	124,7
160	0,086	-0,015	1,276	1,261	4,92	0,109	1,266	-1,222	-6,93	0,329	1,87	84,2
170	0,086	-0,015	1,279	1,264	2,51	0,055	1,265	-1,254	-7,11	0,165	0,94	42,3
180	0,086	-0,015	1,279	1,264	0	0	1,264	-1,264	-7,17	0	0	0
190	0,087	-0,014	1,279	1,265	-2,46	-0,054	1,266	-1,255	-7,12	-0,166	-0,94	-42,3
200	0,089	-0,012	1,276	1,264	-4,88	-0,108	1,269	-1,225	-6,95	-0,331	-1,88	-84,6
210	0,092	-0,009	1,264	1,255	-7,16	-0,158	1,265	-1,166	-6,61	-0,491	-2,78	-125,1
220	0,097	-0,004	1,232	1,228	-9,23	-0,200	1,244	-1,069	-6,06	-0,636	-3,61	-162,5
230	0,105	0,004	1,17	1,174	-11,02	-0,229	1,196	-0,93	-5,27	-0,752	-4,27	-192,2
240	0,115	0,014	1,066	1,080	-12,49	-0,239	1,106	-0,747	-4,24	-0,816	-4,63	-208,4
250	0,129	0,028	0,91	0,938	-13,58	-0,227	0,965	-0,534	-3,03	-0,804	-4,56	-205,2

260	0,150	0,049	0,697	0,746	-14,25	-0,189	0,77	-0,316	-1,79	-0,702	-3,98	-179,1
270	0,178	0,077	0,426	0,503	-14,48	-0,130	0,52	-0,13	-0,74	-0,503	-2,85	-128,3
280	0,220	0,119	0,105	0,224	-14,26	-0,057	0,231	-0,017	-0,1	-0,230	-1,30	-58,5
290	0,283	0,182	-0,257	-0,075	-13,6	0,018	-0,077	-0,009	-0,05	0,077	0,44	19,8
300	0,382	0,281	-0,64	-0,359	-12,52	0,080	-0,368	-0,111	-0,63	0,351	1,99	89,6
310	0,544	0,443	-1,022	-0,579	-11,07	0,113	-0,59	-0,285	-1,62	0,516	2,93	131,9
320	0,827	0,726	-1,38	-0,654	-9,28	0,107	-0,663	-0,433	-2,46	0,502	2,85	128,3
330	1,338	1,237	-1,69	-0,453	-7,22	0,057	-0,457	-0,364	-2,06	0,276	1,57	70,7
340	2,248	2,147	-1,929	0,218	-4,95	-0,019	0,219	0,199	1,13	-0,092	-0,52	-23,4
350	3,564	3,463	-2,08	1,383	-2,53	-0,061	1,384	1,351	7,66	-0,300	-1,70	-76,5
360	8,680	8,579	-2,132	6,447	0	0	6,447	6,447	36,57	0	0	0
370	8,680	8,579	-2,08	6,499	2,44	0,277	6,505	6,352	36,03	1,401	7,95	357,8
380	6,394	6,293	-1,929	4,364	4,86	0,371	4,38	3,974	22,54	1,841	10,44	469,8
390	3,950	3,849	-1,69	2,159	7,14	0,270	2,176	1,735	9,84	1,314	7,45	335,3
400	2,526	2,425	-1,38	1,045	9,21	0,169	1,059	0,692	3,93	0,802	4,55	204,8
410	1,714	1,613	-1,022	0,591	11,01	0,115	0,602	0,292	1,66	0,527	2,99	134,6
420	1,233	1,132	-0,64	0,492	12,48	0,109	0,504	0,152	0,86	0,481	2,73	122,9
430	0,933	0,832	-0,257	0,575	13,57	0,139	0,592	0,066	0,37	0,588	3,34	150,3
440	0,739	0,638	0,105	0,743	14,24	0,189	0,767	-0,057	-0,32	0,765	4,34	195,3
450	0,608	0,507	0,426	0,933	14,48	0,241	0,964	-0,241	-1,37	0,933	5,29	238,1
460	0,517	0,416	0,697	1,113	14,26	0,283	1,148	-0,472	-2,68	1,047	5,94	267,3
470	0,452	0,351	0,91	1,261	13,61	0,305	1,297	-0,718	-4,07	1,080	6,13	275,9
480	0,405	0,304	1,066	1,370	12,53	0,304	1,403	-0,948	-5,38	1,034	5,86	263,7
490	0,371	0,270	1,17	1,440	11,08	0,282	1,467	-1,141	-6,47	0,922	5,23	235,4
500	0,346	0,245	1,232	1,477	9,3	0,242	1,497	-1,287	-7,3	0,764	4,33	194,9
510	0,329	0,228	1,264	1,492	7,24	0,190	1,504	-1,387	-7,87	0,582	3,30	148,5
520	0,318	0,217	1,276	1,493	4,97	0,130	1,499	-1,448	-8,21	0,389	2,21	99,5
530	0,311	0,210	1,279	1,489	2,55	0,066	1,49	-1,477	-8,38	0,193	1,09	49,1
540	0,309	0,208	1,279	1,487	0	0	1,487	-1,487	-8,43	0	0	0
550	0,110	0,009	1,279	1,288	-2,42	-0,054	1,289	-1,278	-7,25	-0,170	-0,96	-43,2
560	0,110	0,009	1,276	1,285	-4,84	-0,109	1,29	-1,245	-7,06	-0,337	-1,91	-86

570	0,110	0,009	1,264	1,273	-7,12	-0,159	1,283	-1,182	-6,7	-0,499	-2,83	-127,4
580	0,110	0,009	1,232	1,241	-9,19	-0,201	1,257	-1,08	-6,13	-0,644	-3,65	-164,3
590	0,110	0,009	1,17	1,179	-10,99	-0,229	1,201	-0,933	-5,29	-0,756	-4,29	-193,1
600	0,110	0,009	1,066	1,075	-12,46	-0,238	1,101	-0,743	-4,21	-0,812	-4,61	-207,5
610	0,110	0,009	0,91	0,919	-13,56	-0,222	0,945	-0,522	-2,96	-0,787	-4,46	-200,7
620	0,110	0,009	0,697	0,706	-14,24	-0,179	0,728	-0,299	-1,7	-0,664	-3,77	-169,7
630	0,110	0,009	0,426	0,435	-14,48	-0,112	0,449	-0,112	-0,64	-0,435	-2,47	-111,2
640	0,110	0,009	0,105	0,114	-14,27	-0,029	0,118	-0,009	-0,05	-0,118	-0,67	-30,2
650	0,110	0,009	-0,257	-0,248	-13,62	0,060	-0,255	-0,028	-0,16	0,253	1,44	64,8
660	0,110	0,009	-0,64	-0,631	-12,55	0,140	-0,646	-0,194	-1,1	0,616	3,49	157,1
670	0,110	0,009	-1,022	-1,013	-11,1	0,199	-1,032	-0,499	-2,83	0,903	5,12	230,4
680	0,110	0,009	-1,38	-1,371	-9,31	0,225	-1,389	-0,906	-5,14	1,053	5,97	268,7
690	0,110	0,009	-1,69	-1,681	-7,26	0,214	-1,695	-1,349	-7,65	1,026	5,82	261,9
700	0,110	0,009	-1,929	-1,920	-4,99	0,168	-1,927	-1,747	-9,91	0,814	4,62	207,9
710	0,110	0,009	-2,08	-2,071	-2,58	0,093	-2,073	-2,023	-11,47	0,452	2,56	115,2
720	0,110	0,009	-2,132	-2,123	0	0	-2,123	-2,123	-12,04	0	0	0

Таблица А2 – Силы, действующие на шатунную шейку вала

φ ° П.К.В.	К кН	Т кН	Р <sub>к</sub> кН	К <sub>шш</sub> кН
0	-12,18	0,00	19,63	19,63
10	-11,61	-2,58	19,06	19,23
20	-10,04	-4,66	17,49	18,10
30	-7,76	-5,89	15,21	16,31
40	-5,24	-6,07	12,69	14,07
50	-2,90	-5,25	10,35	11,61
60	-1,15	-3,63	8,60	9,33
70	-0,18	-1,58	7,63	7,79
80	-0,04	0,53	7,49	7,51
90	-0,60	2,33	8,05	8,38
100	-1,64	3,64	9,09	9,79
110	-2,89	4,35	10,34	11,22
120	-4,13	4,50	11,58	12,42
130	-5,19	4,20	12,64	13,32
140	-6,01	3,57	13,46	13,93
150	-6,59	2,77	14,04	14,31
160	-6,93	1,87	14,38	14,50
170	-7,11	0,94	14,56	14,59
180	-7,17	0,00	14,62	14,62
190	-7,12	-0,94	14,57	14,60
200	-6,95	-1,88	14,40	14,52
210	-6,61	-2,78	14,06	14,33
220	-6,06	-3,61	13,51	13,98
230	-5,27	-4,27	12,72	13,42
240	-4,24	-4,63	11,69	12,57
250	-3,03	-4,56	10,48	11,43
260	-1,79	-3,98	9,24	10,06



270	-0,74	-2,85	8,19	8,67
280	-0,10	-1,30	7,55	7,66
290	-0,05	0,44	7,50	7,51
300	-0,63	1,99	8,08	8,32
310	-1,62	2,93	9,07	9,53
320	-2,46	2,85	9,91	10,31
330	-2,06	1,57	9,51	9,64
340	1,13	-0,52	6,32	6,34
350	7,66	-1,70	-0,21	1,71
360	36,57	0,00	-29,12	29,12
370	36,03	7,95	-28,58	29,67
380	22,54	10,44	-15,09	18,35
390	9,84	7,45	-2,39	7,82
400	3,93	4,55	3,52	5,75
410	1,66	2,99	5,79	6,52
420	0,86	2,73	6,59	7,13
430	0,37	3,34	7,08	7,83
440	-0,32	4,34	7,77	8,90
450	-1,37	5,29	8,82	10,28
460	-2,68	5,94	10,13	11,74
470	-4,07	6,13	11,52	13,05
480	-5,38	5,86	12,83	14,10
490	-6,47	5,23	13,92	14,87
500	-7,30	4,33	14,75	15,37
510	-7,87	3,30	15,32	15,67
520	-8,21	2,21	15,66	15,82
530	-8,38	1,09	15,83	15,87
540	-8,43	0,00	15,88	15,88
550	-7,25	-0,96	14,70	14,73
560	-7,06	-1,91	14,51	14,64

570	-6,70	-2,83	14,15	14,43
580	-6,13	-3,65	13,58	14,06
590	-5,29	-4,29	12,74	13,44
600	-4,21	-4,61	11,66	12,54
610	-2,96	-4,46	10,41	11,33
620	-1,70	-3,77	9,15	9,90
630	-0,64	-2,47	8,09	8,46
640	-0,05	-0,67	7,50	7,53
650	-0,16	1,44	7,61	7,75
660	-1,10	3,49	8,55	9,23
670	-2,83	5,12	10,28	11,48
680	-5,14	5,97	12,59	13,93
690	-7,65	5,82	15,10	16,18
700	-9,91	4,62	17,36	17,96
710	-11,47	2,56	18,92	19,09
720	-12,04	0,00	19,49	19,49