

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

Институт энергетики и электротехники

(институт, факультет)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

13.03.03 (141100.62) «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Дизельный двигатель с улучшенными экологическими  
показателями

Студент(ка)

П.П. Каськаев

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультант

М.И. Фесина

(И.О. Фамилия )

(личная подпись)

Нормоконтроль

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите  
Зав. кафедрой «ЭМСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

Тольятти 2016

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

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

УТВЕРЖДАЮ  
Зав.кафедрой ЭМиСУ  
\_\_\_\_\_ Д.А. Павлов  
(подпись) (И.О. Фамилия)  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

### ЗАДАНИЕ

на выполнение бакалаврской работы

Студент Каськаев Петр Петрович

1. Тема Дизельный двигатель с улучшенными экологическими показателями
2. Срок сдачи студентом законченной выпускной квалификационной работы 16-22.06.16
3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе Двигатель ВАЗ – 341, Vh = 1,52л,  
 $n = 4500 \text{ об/мин}^{-1}$ ,  $\epsilon = 23$ ,  $\lambda = 0,29$ ,  $N_e = 38,98 \text{ кВт}$ ,  $M_e = 92 \text{ Нм}$
4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов, разделов)  
Состояние вопроса, тепловой расчет, кинематический и динамический расчет, расчет систем самзки и охлаждения, схема использования синтез газа
5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала  
Продольный и поперечный чертеж двигателя -2(A1), лист диаграмм теплового расчета – 1(A1), лист диаграмм кинематического и динамического расчета – 2(A1)
6. Консультанты по разделам д.т.н., профессор, Егоров А.Г., к.т.н., профессор, доцент кафедры Фесина М.И.
7. Дата выдачи задания « 18 » Апреля 2016г.

Руководитель выпускной  
квалификационной работы

Задание принял к исполнению

_____	_____
(подпись)	Д. А. Павлов (И.О. Фамилия)
_____	_____
(подпись)	П.П. Каськаев (И.О. Фамилия)

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

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

УТВЕРЖДАЮ  
Зав.кафедрой ЭМиСУ  
\_\_\_\_\_ Д.А. Павлов  
(подпись) (И.О. Фамилия)  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН**  
**выполнения на выполнение бакалаврской работы**

Студента Каськаев Петр Петрович

по теме Улучшение экологических показателей дизельного двигателя

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
Состояние вопроса	10 мая 2016г	16 мая 2016г	100%	
Тепловой расчет	20 мая 2016г	23 мая 2016г	100%	
Расчет кинематический и динамический расчет	23 мая 2016г	26 мая 2016г	100%	
Расчет систем	25 мая 2016г	30 мая 2016г	100%	
Спец часть	6 июня 2016г	8 июня 2016г	100%	
Чертеж двигателя	8 июня 2016г	10 июня 2016г	100%	

Руководитель выпускной  
квалификационной работы

Задание принял к исполнению

\_\_\_\_\_

(подпись)

\_\_\_\_\_

(подпись)

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

П.П. Каськаев

(И.О. Фамилия)

## АННОТАЦИЯ

В данной работе проанализированы характерные особенности действительного рабочего цикла дизельного ДВС. Рассмотрены токсичность и экологичность дизельных ДВС. Обоснованы способ и схема выбранные для улучшения токсических и экологических показателей дизельного двигателя ВАЗ-341.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА.....	8
2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	10
2.1 Тепловой расчет.....	10
2.1.1 Расчет процесса наполнения.....	12
2.1.2 Параметры сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси .....	13
2.1.3 Термодинамический расчет .....	14
2.1.4 Расчет процесса расширения.....	16
2.1.5 Индикаторные показатели .....	23
2.1.6 Эффективные показатели .....	24
2.1.7 Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания .....	26
2.1.8 Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	27
2.2 Кинематический расчет.....	30
2.3 Динамический расчет.....	34
2.4 Расчет поршня.....	38
2.5 Расчет системы охлаждения.....	41
2.6 Расчет системы смазки.....	42
3 СПЕЦЧАСТЬ.....	44
3.1 Схема подачи водорода .....	44
3.1.1 Схема с хранением водорода в баллоне.....	44
3.1.2 Схема с получением водорода путем химической реакции электролиза.....	45
3.2 Схема использования синтез-газа для восстановления оксидов азота в выхлопе ДВС.....	46
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	54
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	55

ПРИЛОЖЕНИЕ А – Безопасность и экологичность дипломного проекта.....	60
--	----

## ВВЕДЕНИЕ

Выхлопная система двигателя внутреннего сгорания предназначена для глушения шума, выхлопа и вывода отработавших выхлопных газов из камеры сгорания двигателя за пределы кузова автомобиля. Современные выхлопные системы автомобилей в значительной степени влияют на технические характеристики, эффективность и массу силовых установок, а также на требования к компоновке.

Первые выхлопные системы представляли собой устройства для глушения высокого уровня шума первых серийных автомобилей, а так же уменьшения уровня содержания опасных примесей в ОГ. Система была раздвоена и для кратковременного повышения мощности, переключался специальный клапан, который отводил отработавшие газы в атмосферу. В связи с этим стали приниматься нормативные акты, ограничивающие уровень шума и уровень выбросов токсичных компонентов в атмосферу выхлопными системами. Принятие этих актов, повлекло за собой усовершенствование систем отвода отработавших газов.

Целью дипломного проекта является проектирование  $\text{NO}_x$  ловушки для двигателя ВАЗ-341, удовлетворяющей требованиям регламента Euro 5.

## 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Дизельные автомобили пользуются популярностью из-за их преимуществ, включая более высокую выходную мощность и большую экономичность, чем у бензиновых транспортных средств. Кроме того, дизельные автомобили выбрасывают меньше загрязняющих веществ, включая окись углерода (CO), углеводороды (НС) и двуокись углерода (CO<sub>2</sub>), чем транспортные средства с бензиновым двигателем. К сожалению, особое внимание должно быть уделено выбросам твердых частиц (ТЧ) из выхлопных газов после сгорания дизельного топлива. РМ, испускаемый из дизельных транспортных средств в основном меньше чем 2,5 мкм в диаметре, которые могут траверсировать глубоко в легкие и нанести большой урон здоровью, вплоть до смерти, чем у более крупных частиц которые задерживаются в верхних дыхательных путях не оказывая мукоцилиарное воздействие. Кроме того, доказано что, воздушные яды, такие как полициклические ароматические углеводороды (ПАУ) из выхлопных газов дизельных двигателей имеют связь с мутагенной или канцерогенной деятельностью в отношении здоровья человека. Дорожные транспортные средства являются важными источниками полициклических ароматических углеводородов. Некоторые ПАУ - это сильные канцерогены и способны вызвать воспаление легких и возникновение аллергической астмы в клетках человека в дыхательных путях[1,2].

Помимо совершенствования технологии двигателей и улучшения качества топлива, продолжается совершенствование дизельных сажевых фильтров. Дизельный сажевый фильтр (DPF) используется для уменьшения выбросов ТЧ в окружающую среду дизельными транспортными средствами. Проходя через сажевый фильтр пористые стенки отделяют ТЧ от общего потока. Многие исследования показали, что DPF может сократить выбросы ТЧ, НС, СО, NO<sub>x</sub> и ПАУ более чем на 90%[3].

Исследования, проведенные Heeb et al. (2005) показывают, что содержание ТНС, ТЧ и полициклических ароматических углеводородов снижается на 25-49%, 95-96% и 28-91%, соответственно с сажевым фильтром. Heeb et al. (2007) оценивали 2 вида DPF, установленных на тяжёлом дизельном двигателе. Их результаты показывают, что выбросы ТНС снизились примерно на 40% при применении DPF[10,12]. Исследования Lev-On и др. (2002) показывают, что более 90% ПАУ удаляются DPF[11]. Они также отметили, что использование сжатый природный газ (СПГ) само по себе не уменьшает количество ПАУ и других вредных выбросов. Исследование, проведенное Wenger и др. (2008) показывает DPF может сократить отдельные выбросы ПАУ на 70-80%[13]. Предыдущие исследования показали, что DPF может существенно уменьшить количество выбросов вредных веществ. Тем не менее, механизмы процессов удаления и регенерации ТЧ отличаются. Рабочие характеристики различных типов DPF, установленные на транспортные средства могут меняться в зависимости от условий работы двигателя[3].

Однако предельный уровень эмиссии не может быть значительно уменьшен за счет дальнейших механических доработок или изменения рабочего режима двигателя без существенной потери его эффективности. Поэтому, в связи с неизбежным ужесточением норм эмиссии в будущем, перспективным решением проблемы представляется использование каталитических систем очистки. Концепция использования аммиака или мочевины для очистки выхлопных газов транспортных средств от  $\text{NO}_x$  интенсивно развивается уже более 25 лет. Для практических приложений, как правило, используется эвтектический водный раствор мочевины с содержанием 32.5 мол%, который становится стандартом в Европе [4,5,6].

Использование водного раствора мочевины обусловлено безопасностью и удобством хранения и транспортировки этого раствора, а также высокой восстановительной эффективностью аммиака, который получается из мочевины на борту автотранспорта[7,8].

## 2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

Расчет рабочего цикла дизеля ВАЗ 341 по методу Вибе И.И.

Исходные данные:

Номинальные обороты двигателя  $n = 4500$  (об/мин<sup>-1</sup>);

Количество цилиндров  $i = 4$ ;

Диаметр цилиндра  $D = 76$  (мм);

Ход поршня  $S = 80$  (мм);

Радиус кривошипа  $R = 40$  (мм);

Длина шатуна  $L = 136$  (мм);

Отношения радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda = 0,29412$

Объем двигателя  $V_l = 1,52$  (л);

Тактность двигателя  $\tau = 4$ ;

Степень сжатия  $\varepsilon = 23$ ;

Коэффициент  $\alpha = 1,5$ .

### 2.1 Тепловой расчет

Для дизелей, средний элементарный состав в массовых долях и молекулярная масса составляют:

$$C = 0,87; H = 0,126; O = 0,004.$$

Низшая теплота сгорания ( $H_u$ ) жидкого топлива определяется по формуле Менделеева

$$H_u = \left[ 4,013C + 125,6H - 10,9O - S \right] - 2,512 \left[ H + W \right] \cdot 10^6$$

$$H_u = 42437,4 \text{ КДж/кг},$$

Теоретическая масса воздуха необходимая для сгорания 1 кг жидкого топлива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \frac{\text{кг.возд}}{\text{кг.топл}},$$

Количество воздуха необходимое для сгорания 1 кг жидкого топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,500 \frac{\text{кмоль.возд}}{\text{кг.топл}}$$

Количество свежего заряда при  $\alpha = 1,5$

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,5 \cdot 0,500 = 0,749 \frac{\text{кмоль.св.зар.}}{\text{кг.топл}}$$

$$M_{CO_2} = C / 12 = 0,87 / 12 = 0,0725 \frac{\text{кмоль}CO_2}{\text{кг.топл.}}$$

$$M_{H_2O} = H / 2 = 0,126 / 2 = 0,0630 \frac{\text{кмоль}H_2O}{\text{кг.топл}}$$

$$M_{O_2} = 0,208 (\alpha - 1) L_0 = 0,208 \cdot (1,5 - 1) \cdot 0,5 = 0,0519 \frac{\text{кмоль}O_2}{\text{кг.топл}}$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0 = 0,792 \cdot 1,5 \cdot 0,5 = 0,5933 \frac{\text{кмоль}N_2}{\text{кг.топл}}$$

Количество  
в  
отдельных  
компонентах  
продуктов

сгорания

Общее количество продуктов сгорания

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

$$M_2 = 0,0725 + 0,0630 + 0,0519 + 0,5933 = 0,781 \frac{\text{кмоль.прод.сгор.}}{\text{кг.топл.}}$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,781 / 0,749 = 1,042$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы

Атмосферные условия:  $p_0 = 0,1$  МПа,  $T_0 = 293$  К.

Давление окружающей среды:  $p_k = p_0 = 0,1$  МПа.

Температура окружающей среды:  $T_k = T_0 = 293$  К.

Температура и давление остаточных газов:  $p_r = 1,15 \cdot p_0 = 0,115$  МПа;

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$T_r = 784 \text{ К}$	$T_r = 794 \text{ К}$	$T_r = 796 \text{ К}$	$T_r = 821 \text{ К}$

### 2.1.1 Расчет процесса наполнения

Принимаем подогрев свежего заряда на впуске  $\Delta T = 100$ .

Плотность заряда на впуске

$$\rho_K = \frac{p_K \cdot 10^6}{R_B T_K} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Потери давления на впуске

$$\Delta p_a = \frac{\beta^2 + \xi_{\text{вн}} w_{\text{вн}}^2 \rho_K \cdot 10^{-6}}{2}$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\Delta p_a = 0,00056 \text{ МПа}$	$\Delta p_a = 0,00272 \text{ МПа}$	$\Delta p_a = 0,00323 \text{ МПа}$	$\Delta p_a = 0,00728 \text{ МПа}$

где  $\beta^2 + \xi_{\text{вн}} = 2,5$  и  $w_{\text{вн}} = 70 \text{ м/с}$  приняты в соответствии со

скоростным режимом двигателя и с учетом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе дизеля.

Давление в конце впуска

$$p_a = p_K - \Delta p_a$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$p_a = 0,099 \text{ МПа}$	$p_a = 0,097 \text{ МПа}$	$p_a = 0,097 \text{ МПа}$	$p_a = 0,093 \text{ МПа}$

Коэффициент остаточных газов

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

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\gamma_r = 0,017$	$\gamma_r = 0,018$	$\gamma_r = 0,019$	$\gamma_r = 0,020$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = T_k \frac{\varepsilon p_a - p_r}{p_k + \Delta T \varepsilon - 1 p_k}$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\eta_v = 1,009$	$\eta_v = 0,994$	$\eta_v = 0,990$	$\eta_v = 0,954$

Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$T_a =$ 321,177 К	$T_a = 318,761 \text{ К}$	$T_a = 318,524 \text{ К}$	$T_a = 316,753 \text{ К}$

Удельный объем рабочего тела в конце процесса наполнения для дизеля (здесь  $\mu_B$  – молярная масса воздуха)

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

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$V_a = 0,928 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_a = 0,941 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_a = 0,945 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_a = 0,981 \text{ м}^3 / \text{кг}$

### 2.1.2 Параметры сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси

Значение показателя политропы сжатия находится методом последовательных приближений из уравнения

$$n_1 = 1 + \frac{8,314}{20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_a (n_1^{-1} + 1)}$$

$$n_1 = 1,370.$$

Давление, температура и удельный объем в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$$

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

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$p_c =$ 7,287 МПа	$p_c = 7,134 \text{ МПа}$	$p_c = 7,097 \text{ МПа}$	$p_c = 6,804 \text{ МПа}$
$T_c =$ 1023,279 К	$T_c = 1016,423 \text{ К}$	$T_c = 1015,752 \text{ К}$	$T_c = 1010,718 \text{ К}$

Удельный объем, давление и температура рабочего тела в момент воспламенения

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

$$p_y = \left( \frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1} p_a$$

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

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$V_y = 0,111 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_y = 0,113 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_y = 0,113 \text{ м}^3 / \text{кг}$	$V_y = 0,118 \text{ м}^3 / \text{кг}$
$p_y = 1,814 \text{ МПа}$	$p_y = 1,776 \text{ МПа}$	$p_y = 1,767 \text{ МПа}$	$p_y = 1,694 \text{ МПа}$
$T_y = 703,186 \text{ К}$	$T_y = 698,288 \text{ К}$	$T_y = 697,808 \text{ К}$	$T_y = 694,213 \text{ К}$

### 2.1.3 Термодинамический расчет

Коэффициент эффективности сгорания топлива принимается  $\xi = 0,88$ .

Общая удельная теплота сгорания топлива для дизелей

$$q_z = \frac{\xi H_u}{\left( 1 + \gamma_r \right) \left( \lambda l_0 + 1 \right)}$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$q_z = 1747,440$	$q_z = 1746,093$	$q_z = 1745,423$	$q_z = 1743,310$
$\text{кДж} / \text{кг}$	$\text{кДж} / \text{кг}$	$\text{кДж} / \text{кг}$	$\text{кДж} / \text{кг}$

Давление газов в процессе сгорания

$$p_2 = \frac{E_2 \Delta X_{1-2} + p_1 \left[ K_{1-2} \psi(\varphi_1) - \psi(\varphi_2) \right]}{K_{1-2} \psi(\varphi_2) - \psi(\varphi_1)}$$

$$E_2 = 0,002 \frac{\varepsilon}{V_a} q_z.$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$E_2 = 86,658 \text{ МПа}$	$E_2 = 85,353 \text{ МПа}$	$E_2 = 84,930 \text{ МПа}$	$E_2 = 81,735 \text{ МПа}$

$$\Delta X_{1-2} = \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] - \text{доля топлива, сгоревшего на}$$

рассматриваемом участке 1 – 2;

$\varphi_1, \varphi_2$  - углы поворота коленчатого вала, соответственно в начале и в конце рассматриваемого участка;

$\varphi_1, \varphi_2$  - углы поворота коленчатого вала, отсчитываемые от момента воспламенения соответственно до начала или до конца рассматриваемого участка;

$p_1$  – давление в начальной точке рассматриваемого участка, МПа;

$K_{1-2} = \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} + 1 \right] \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right]$  – фактор теплоемкостей;

$k_{1-2} = 1,259 + 76,7 / T_{1-2} - 0,005 + 0,0375 / \alpha \bar{x}_{1-2}$  – отношение средних теплоемкостей рабочего тела на участке 1 – 2 для дизельного топлива;

$\bar{x}_{1-2} = \frac{1}{2} \left[ \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right]$  – среднее значение

доли топлива сгоревшего на участке 1 – 2;

$T_{1-2} = \left( T_1 + T_2 \right) / 2$  – средняя температура на участке 1 – 2.

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

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

$$T_2 = \frac{T_y \psi(\varphi_2)}{p_y \psi(\varphi_y) \mu_{1-2}} - \text{температура газов в процессе сгорания};$$

$\mu_{1-2} = \frac{\mu_1 + \mu_2}{2}$  - средний на рассматриваемом участке коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси;

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

$$\mu_2 = 1 + \frac{(\mu_{0\max} - 1) \exp\left[-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right]}{1 + \gamma_r}$$

$\mu_{0\max} = 1,065$  – расчетный коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

Результаты расчета приведены в таблице 2.1.

#### 2.1.4 Расчет процесса расширения

Степень последующего расширения

$$\delta = V_a / V_z = 0.981 / 0.128 = 7.665$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\delta = 7,603$	$\delta = 7,651$	$\delta = 7,624$	$\delta = 7,665$

здесь  $V_z$  – текущее значение объема рабочего тела, соответствующее давлению  $p_z$  в конце сгорания.

Средний показатель политропы расширения находится методом последовательных приближений из уравнения

$$n_2 = 1 + \frac{8,314}{23,7 + 0,0046 T_z \left(1 + 1/\delta^{n_2-1}\right)}$$

$$n_2 = 1,223.$$

Параметры в конце процесса расширения как политропного процесса

$$p_b = p_z / \delta^{n_2},$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1}$$

n=1250 мин <sup>-1</sup>	n=2750 мин <sup>-1</sup>	n=3000 мин <sup>-1</sup>	n=4500 мин <sup>-1</sup>
$p_b = 0,395 \text{ МПа}$	$p_b = 0,386 \text{ МПа}$	$p_b = 0,386 \text{ МПа}$	$p_b = 0,369 \text{ МПа}$
$T_b = 1220,587 \text{ К}$	$T_b = 1215,799 \text{ К}$	$T_b = 1216,064 \text{ К}$	$T_b = 1211,687 \text{ К}$

где  $p_z$  и  $T_z$  – давление и температура в конце сгорания (значения выбирается из таблицы 2.1.)

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

$$V_{p.m.} = \frac{V_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[ \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left( \cos \varphi_{p.m.} + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_{p.m.}} \right) \right] \right\}$$

( $\varphi_{p.m.}$  – текущее значение угла поворота коленчатого вала)

$$p_{p.m.} = p_b \left( \frac{V_a}{V_{p.m.}} \right)^{n_2};$$

$$T_{p.m.} = T_b \left( \frac{V_a}{V_{p.m.}} \right)^{n_2-1}.$$

Для оценки правильности выбора значения температуры отработавших газов произведем проверку

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r};$$

$$\% = \frac{821,259 - 821}{821,259} \cdot 100 = 0,032\% \text{ что допустимо.}$$

n=1250 мин <sup>-1</sup>	n=2750 мин <sup>-1</sup>	n=3000 мин <sup>-1</sup>	n=4500 мин <sup>-1</sup>
$T_r = 783,142 \text{ К}$	$T_r = 794,645 \text{ К}$	$T_r = 796,831 \text{ К}$	$T_r = 821,259 \text{ К}$

По результатам расчета построены индикаторные диаграммы, смотри рисунок 2.1 и 2.2.

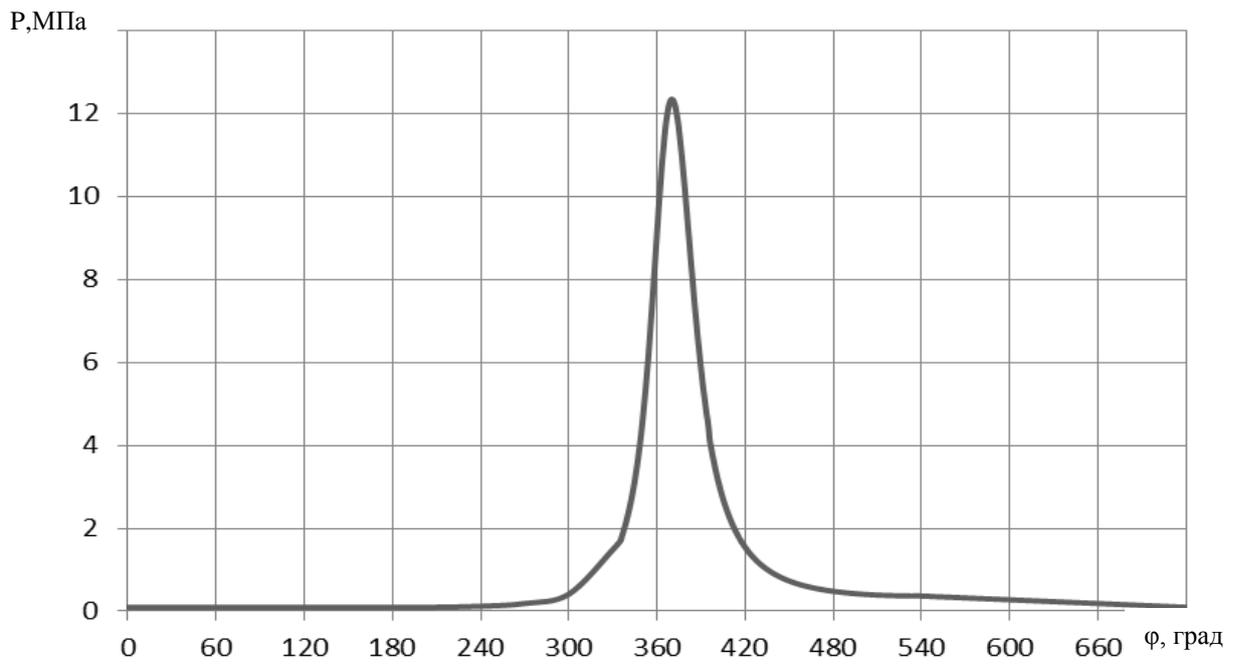


Рисунок 2.1 - Индикаторная диаграмма рабочего цикла дизеля в  $(p-\phi)$ -координатах

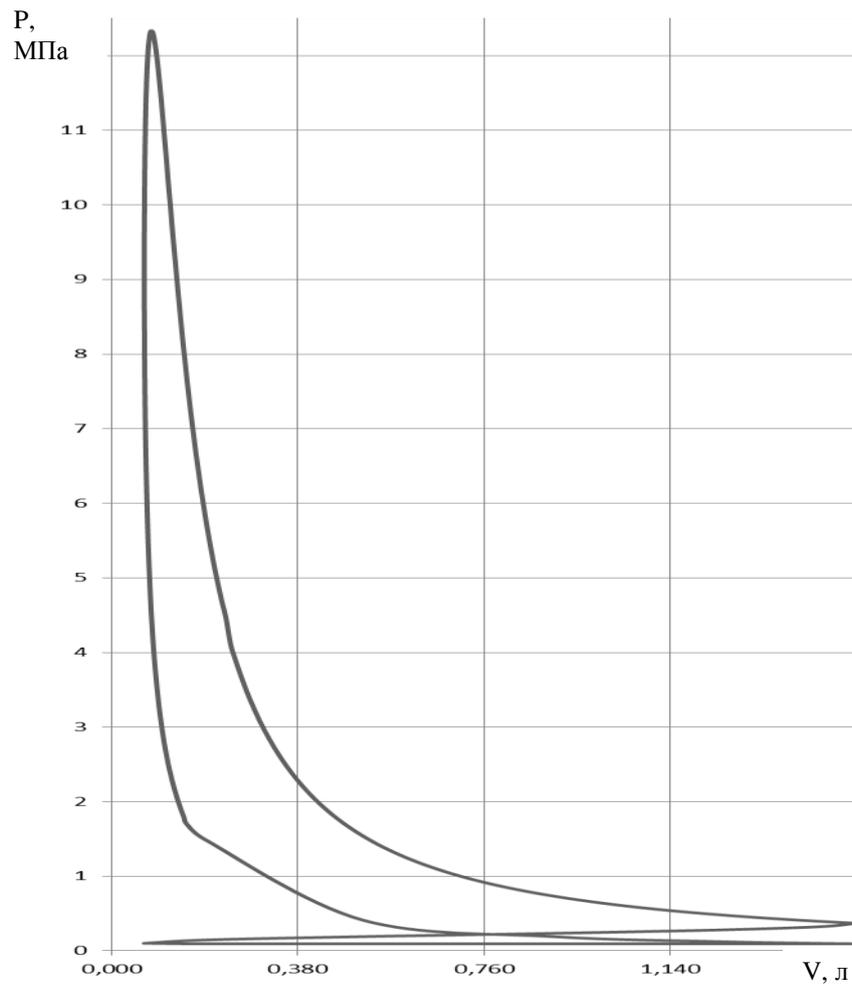


Рисунок 2.2 - Индикаторная диаграмма рабочего цикла дизеля в  $[P-V(S)]$ -координатах.

Таблица 2.1 - Исходные данные и промежуточные результаты расчета

$\varepsilon$	$\alpha$	n1	Lo	lo	$\gamma_r$	$\varphi_{zo}$	$\theta_o$	$\lambda$	$\mu_b$	m	$\Delta T$	po	pr	n2
23	1,5	1,37	0,5	14,452	0,019	60	29	0,3	28,95	0,35	20	0,1	0,115	1,223
$\mu_{отх}$	$\xi$	qz	E2	Hu	pa	Va	py	Vy	Ta	Ty	To	Tr	$\delta$	Tb
1,042	0,88	1743,310	81,735	42437,4	0,092	0,981	1,693	0,117	316,75	694,14	293	821	7,66	1211,75

$\varphi$	$\varphi'$	Vст	T1,К	T2,К	T1-2	X1-2	$\Delta X$	K1-2	K1-2	p1,МПа	p2,МПа	$\sigma$	$\psi(\varphi)$	$\mu$	$\mu_{1-2}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	-29	0,118	694,138	694,138	726,069	0,000	0,000	1,365	6,485	1,693	1,693	0,160	2,760	1,000	1,000
1	-28	0,113	694,138	705,206	694,138	0,000	0,000	1,369	6,413	1,693	1,795	0,149	2,644	1,000	1,000
2	-27	0,108	705,206	717,061	705,206	0,000	0,000	1,368	6,438	1,795	1,906	0,139	2,532	1,000	1,000
3	-26	0,103	717,061	729,274	717,061	0,000	0,000	1,366	6,465	1,906	2,025	0,129	2,424	1,000	1,000
4	-25	0,099	729,274	741,932	729,274	0,000	0,000	1,364	6,492	2,025	2,154	0,120	2,319	1,000	1,000
5	-24	0,095	741,932	755,146	741,932	0,000	0,000	1,362	6,519	2,154	2,292	0,111	2,218	1,000	1,000
6	-23	0,090	755,146	769,049	755,146	0,000	0,001	1,361	6,547	2,292	2,441	0,102	2,121	1,000	1,000
7	-22	0,086	769,049	783,796	769,049	0,000	0,001	1,359	6,576	2,441	2,603	0,093	2,028	1,000	1,000
8	-21	0,083	783,796	799,563	783,796	0,001	0,001	1,357	6,605	2,603	2,778	0,085	1,938	1,000	1,000
9	-20	0,079	799,563	816,539	799,563	0,001	0,002	1,355	6,636	2,778	2,968	0,077	1,852	1,000	1,000
10	-19	0,076	816,539	834,928	816,539	0,001	0,002	1,353	6,668	2,968	3,176	0,070	1,770	1,000	1,000

Продолжение таблицы 2.1

11	-18	0,072	834,928	854,943	834,928	0,002	0,003	1,351	6,702	3,176	3,402	0,063	1,692	1,000	1,000
12	-17	0,069	854,943	876,798	854,943	0,002	0,004	1,349	6,737	3,402	3,649	0,056	1,619	1,000	1,001
13	-16	0,066	876,798	900,706	876,798	0,003	0,005	1,346	6,775	3,649	3,918	0,050	1,549	1,001	1,001
14	-15	0,063	900,706	926,869	900,706	0,003	0,006	1,344	6,814	3,918	4,212	0,044	1,483	1,001	1,001
15	-14	0,061	926,869	955,474	926,869	0,004	0,008	1,342	6,856	4,212	4,532	0,038	1,421	1,001	1,001
16	-13	0,058	955,474	986,681	955,474	0,005	0,009	1,339	6,899	4,532	4,880	0,033	1,364	1,001	1,002
17	-12	0,056	986,681	1020,61	986,681	0,005	0,011	1,336	6,945	4,880	5,256	0,028	1,310	1,002	1,002
18	-11	0,054	1020,61	1057,36	1020,61	0,006	0,013	1,334	6,991	5,256	5,660	0,024	1,261	1,002	1,003
19	-10	0,052	1057,36	1096,95	1057,36	0,007	0,015	1,331	7,040	5,660	6,093	0,020	1,216	1,003	1,003
20	-9	0,050	1096,95	1139,38	1096,95	0,008	0,017	1,328	7,089	6,093	6,553	0,016	1,175	1,003	1,004
21	-8	0,049	1139,38	1184,55	1139,38	0,009	0,019	1,326	7,139	6,553	7,037	0,013	1,138	1,004	1,004
22	-7	0,047	1184,55	1232,32	1184,55	0,011	0,021	1,323	7,188	7,037	7,542	0,010	1,106	1,005	1,005
23	-6	0,046	1232,32	1282,50	1232,32	0,012	0,024	1,321	7,238	7,542	8,060	0,007	1,078	1,006	1,006
24	-5	0,045	1282,50	1334,80	1282,50	0,013	0,026	1,318	7,287	8,060	8,587	0,005	1,054	1,007	1,007
25	-4	0,044	1334,80	1388,89	1334,80	0,014	0,028	1,316	7,335	8,587	9,113	0,003	1,035	1,008	1,008
26	-3	0,043	1388,89	1444,40	1388,89	0,015	0,031	1,313	7,381	9,113	9,630	0,002	1,019	1,009	1,010
27	-2	0,043	1444,40	1500,91	1444,40	0,016	0,033	1,311	7,426	9,630	10,127	0,001	1,009	1,010	1,011
28	-1	0,043	1500,91	1557,93	1500,91	0,017	0,035	1,309	7,469	10,127	10,594	0,000	1,002	1,012	1,012

Продолжение таблицы 2.1

29	0	0,043	1557,93	1614,99	1557,93	0,018	0,037	1,307	7,509	10,594	11,022	0,000	1,000	1,013	1,014
30	1	0,043	1614,99	1671,57	1614,99	0,019	0,038	1,305	7,547	11,022	11,401	0,000	1,002	1,015	1,015
31	2	0,043	1671,57	1727,16	1671,57	0,020	0,039	1,304	7,582	11,401	11,723	0,001	1,009	1,016	1,017
32	3	0,043	1727,16	1781,22	1727,16	0,020	0,040	1,302	7,615	11,723	11,981	0,002	1,019	1,018	1,019
33	4	0,044	1781,22	1833,25	1781,22	0,020	0,041	1,301	7,645	11,981	12,170	0,003	1,035	1,019	1,020
34	5	0,045	1833,25	1882,74	1833,25	0,021	0,041	1,300	7,672	12,170	12,289	0,005	1,054	1,021	1,022
35	6	0,046	1882,74	1929,23	1882,74	0,020	0,041	1,299	7,696	12,289	12,335	0,007	1,078	1,023	1,024
36	7	0,047	1929,23	1972,27	1929,23	0,020	0,040	1,298	7,718	12,335	12,310	0,010	1,106	1,024	1,025
37	8	0,049	1972,27	2011,47	1972,27	0,020	0,039	1,297	7,737	12,310	12,218	0,013	1,138	1,026	1,027
38	9	0,050	2011,47	2046,49	2011,47	0,019	0,038	1,296	7,753	12,218	12,062	0,016	1,175	1,028	1,029
39	10	0,052	2046,49	2077,03	2046,49	0,018	0,036	1,296	7,767	12,062	11,848	0,020	1,216	1,029	1,030
40	11	0,054	2077,03	2102,91	2077,03	0,017	0,034	1,295	7,779	11,848	11,583	0,024	1,261	1,031	1,032
41	12	0,056	2102,91	2123,98	2102,91	0,016	0,031	1,295	7,788	11,583	11,274	0,028	1,310	1,032	1,033
42	13	0,058	2123,98	2140,20	2123,98	0,014	0,029	1,294	7,794	11,274	10,928	0,033	1,364	1,034	1,034
43	14	0,061	2140,20	2151,62	2140,20	0,013	0,026	1,294	7,799	10,928	10,552	0,038	1,421	1,035	1,035
44	15	0,063	2151,62	2158,36	2151,62	0,012	0,023	1,294	7,802	10,552	10,155	0,044	1,483	1,036	1,036
45	16	0,066	2158,36	2160,63	2158,36	0,010	0,020	1,294	7,803	10,155	9,742	0,050	1,549	1,037	1,037
46	17	0,069	2160,63	2158,70	2160,63	0,009	0,018	1,294	7,802	9,742	9,320	0,056	1,619	1,038	1,038

Продолжение таблицы 2.1

47	18	0,072	2158,70	2152,91	2158,70	0,008	0,015	1,294	7,800	9,320	8,895	0,063	1,692	1,038	1,039
48	19	0,076	2152,91	2143,66	2152,91	0,006	0,013	1,294	7,796	8,895	8,471	0,070	1,770	1,039	1,039
49	20	0,079	2143,66	2131,36	2143,66	0,005	0,011	1,295	7,791	8,471	8,054	0,077	1,852	1,039	1,040
50	21	0,083	2131,36	2116,45	2131,36	0,004	0,009	1,295	7,785	8,054	7,647	0,085	1,938	1,040	1,040
51	22	0,086	2116,45	2099,37	2116,45	0,003	0,007	1,295	7,778	7,647	7,252	0,093	2,028	1,040	1,040
52	23	0,090	2099,37	2080,55	2099,37	0,003	0,005	1,295	7,771	7,252	6,872	0,102	2,121	1,041	1,041
53	24	0,095	2080,55	2060,39	2080,55	0,002	0,004	1,296	7,762	6,872	6,508	0,111	2,218	1,041	1,041
54	25	0,099	2060,39	2039,24	2060,39	0,002	0,003	1,296	7,753	6,508	6,162	0,120	2,319	1,041	1,041
55	26	0,103	2039,24	2017,44	2039,24	0,001	0,002	1,297	7,744	6,162	5,834	0,129	2,424	1,041	1,041
56	27	0,108	2017,44	1995,26	2017,44	0,001	0,002	1,297	7,735	5,834	5,523	0,139	2,532	1,041	1,041
57	28	0,113	1995,26	1972,94	1995,26	0,001	0,001	1,297	7,725	5,523	5,231	0,149	2,644	1,041	1,041
58	29	0,118	1972,94	1950,66	1972,94	0,000	0,001	1,298	7,715	5,231	4,955	0,160	2,760	1,041	1,041
59	30	0,123	1950,66	1928,57	1950,66	0,000	0,001	1,298	7,705	4,955	4,697	0,171	2,879	1,041	1,041
60	31	0,128	1928,57	1906,78	1928,57	0,000	0,000	1,299	7,694	4,697	4,455	0,182	3,001	1,041	1,041

## 2.1.5 Индикаторные показатели

Теоретическая индикаторная работа цикла

$$L_{iT} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p dV$$

здесь  $\varphi_1, \varphi_2$  – пределы интегрирования по углу поворота коленчатого вала, соответствующие закрытию впускного клапана и открытию выпускного клапана

$$L_{iT} = \sum_{i=1}^n \left[ \left( \frac{p_1 + p_2}{2} \right) (V_2 - V_1) \right] \text{ - по методу трапеций,}$$

здесь  $\frac{p_1 + p_2}{2}$  – среднее значение давления на  $i$ - том участке

$V_2 - V_1$  – значение изменения объема на  $i$  – том участке

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
LiT = 1,155 кДж	LiT = 1,112 кДж	LiT = 1,103 кДж	LiT = 1,040 кДж

Расчетное среднее индикаторное давление

$$p_{iT} = \varepsilon / (\varepsilon - 1) \cdot L_{iT} / V_a$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$p_{iT}=1,030$ МПа	$p_{iT}=0,992$ МПа	$p_{iT}=0,984$ МПа	$p_{iT}=0,914$ МПа

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = 8,314 \frac{M_1 p_i T_K}{p_K \eta_V H_u}$$

$n=1250 \text{ мин}^{-1}$	$n=2750 \text{ мин}^{-1}$	$n=3000 \text{ мин}^{-1}$	$n=4500 \text{ мин}^{-1}$
$\eta_i=0,439$	$\eta_i=0,428$	$\eta_i=0,427$	$\eta_i=0,412$

## Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u} 10^3.$$

n=1250 мин-1	n=2750 мин-1	n=3000 мин-1	n=4500 мин-1
$g_i=193,374$	$g_i=198,024$	$g_i=198,761$	$g_i=205,966$
$г/кВт \cdot ч$	$г/кВт \cdot ч$	$г/кВт \cdot ч$	$г/кВт \cdot ч$

## 2.1.6 Эффективные показатели

### Давление механических потерь

$$p_M = 0,103 + 0,0118c_{II}$$

$c_{II}$  – средняя скорость поршня;

$$c_{II} = Sn/30 \quad (S = 0,080 \text{ м – ход поршня});$$

n=1250 мин-1	n=2750 мин-1	n=3000 мин-1	n=4500 мин-1
$c_{II}=3,333 \text{ м/с}$	$c_{II}=7,333 \text{ м/с}$	$c_{II}=8,000 \text{ м/с}$	$c_{II}=12,000 \text{ м/с}$
$p_M=0,128$	$p_M=0,176$	$p_M=0,183$	$p_M=0,231$

### Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_M.$$

n=1250 мин-1	n=2750 мин-1	n=3000 мин-1	n=4500 мин-1
$p_e=0,902$ $МПа$	$p_e=0,816 \text{ МПа}$	$p_e=0,800 \text{ МПа}$	$p_e=0,684 \text{ МПа}$

### Механический КПД

$$\eta_M = p_e / p_i.$$

n=1250 мин-1	n=2750 мин-1	n=3000 мин-1	n=4500 мин-1
$\eta_M=0,875$	$\eta_M=0,823$	$\eta_M=0,814$	$\eta_M=0,748$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_M.$$

n=1250 мин-1	n=2750 мин-1	n=3000 мин-1	n=4500 мин-1
$\eta_e=0,384$	$\eta_e=0,353$	$\eta_e=0,347$	$\eta_e=0,308$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = g_i / \eta_M.$$

n=1250 мин-1	n=2750 мин-1	n=3000 мин-1	n=4500 мин-1
$g_e=220,894$	$g_e=240,615$	$g_e=244,303$	$g_e=275,416$
<i>г/кВт·ч</i>	<i>г/кВт·ч</i>	<i>г/кВт·ч</i>	<i>г/кВт·ч</i>

Эффективная мощность

$$N_e = \frac{p_e i V_h n}{30\tau}.$$

n=1250 мин-1	n=2750 мин-1	n=3000 мин-1	n=4500 мин-1
$N_e=14,278$	$N_e=28,428$ кВт	$N_e=30,415$ кВт	$N_e=38,982$ кВт
<i>кВт</i>			

Часовой расход топлива

$$G_T = 10^{-3} N_e g_e.$$

n=1250 мин <sup>-1</sup>	n=2750 мин <sup>-1</sup>	n=3000 мин <sup>-1</sup>	n=4500 мин <sup>-1</sup>
$G_T=3,154$	$G_T=6,840$ кг/ч	$G_T=7,431$ кг/ч	$G_T=10,736$ кг/ч
<i>кг/ч</i>			

## 2.1.7 Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания

$Q_o$  – общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом (Дж/с);

$$Q_o = Q_e + Q_B + Q_r + Q_{ост.}$$

$Q_e$  – теплота, эквивалентная эффективной работе за один час (Дж/с);

$Q_B$  – теплота, передаваемая охлаждающей среде (Дж/с);

$Q_r$  – теплота, унесенная с отработавшими газами (Дж/с);

$Q_{ост.}$  – неучтенные потери теплоты (Дж/с).

$$Q_o = H_u \cdot G_t$$

$$Q_e = 3600 \cdot N_e$$

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

$$Q_r = G_m / 3,6 \cdot M_2 \cdot [c_{v_r}^{tr} + 8,315 \cdot t_r] - M_1 \cdot [c_{v_r}^{tk} + 8,315 \cdot t_k]$$

где  $t_k$  и  $t_r$  - температура свежего заряда (без наддува  $t_k = t_0 = 20^\circ\text{C}$ ) и температура остаточных газов в градусах Цельсия;

$c_{v_r}^{tr}$  и  $c_{v_r}^{tk}$  средняя молярная теплоемкость свежего заряда определяется методом интерполяции по таблице А2 (графа «воздух», приложение А).

$$Q_{ост.} = Q_o - Q_e + Q_B + Q_r$$

Таблица 2.2 – Значения относительных величин внешнего теплового баланса

Составляющие теплового баланса	Частота вращения двигателя n мин <sup>-1</sup>							
	n=1250 мин <sup>-1</sup>		n=2750 мин <sup>-1</sup>		n=3000 мин <sup>-1</sup>		n=4500 мин <sup>-1</sup>	
	Q, Дж/с	q%	Q, Дж/с	q%	Q, Дж/с	q%	Q, Дж/с	q%

Продолжение таблицы 2.2

Теплота, эквивалентная эффективной работе	52434	39,1	114679	39,7	127418,37	40,76	146058,53	32,82
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	35378	26,4	94164,92	32,67	100471,20	32,14	135903,17	30,54
Теплота, унесенная с отработанными газами	36629	27,3	71899,27	24,9	76206,40	24,38	136018,50	30,57
Неучтенные потери теплоты	9431	7,05	7528,28	2,61	8495,03	2,72	27008,35	6,07
Общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом	133873	100	288271	100	312591,00	100	444988,55	100

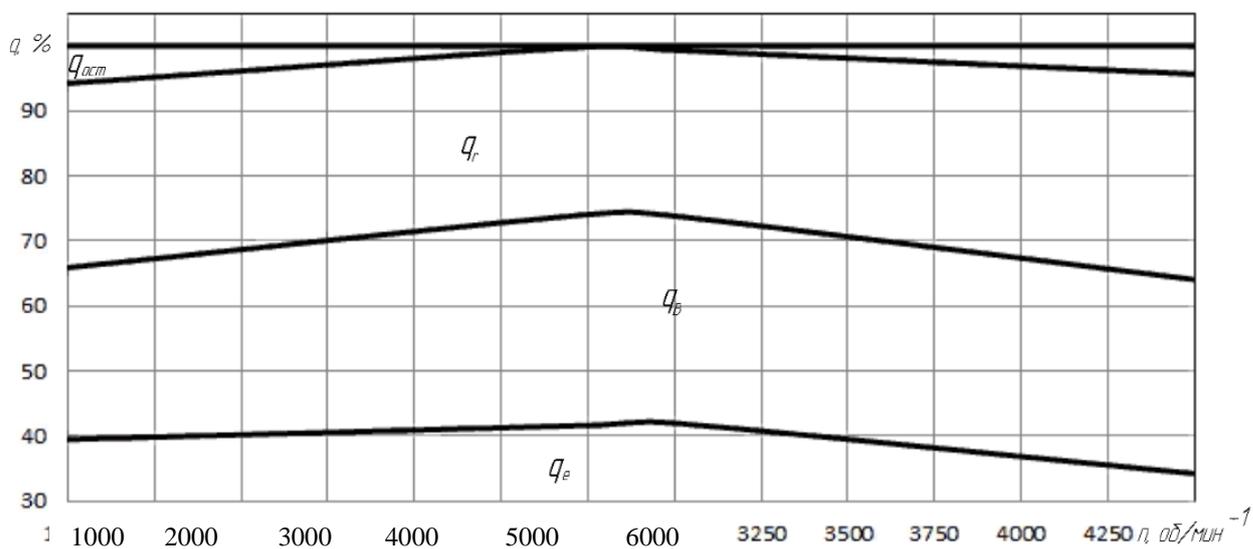


Рисунок 2.3 – Тепловой баланс

### 2.1.8 Внешняя скоростная характеристика двигателя

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[ 0.6 + 1.4 \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right].$$

В формулах принято:  $N_e$  и  $n_N$  - номинальная эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, соответственно;  $N_{ex}$  и  $n_x$  - эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала соответственно в искомой точке скоростной характеристики двигателя.

По рассчитанным точкам в масштабе  $M_N$  строят кривую эффективной мощности.

Точки кривой эффективного крутящего момента (Н·м) определяют по формуле

$$M_{ex} = 3 \cdot 10^4 N_{ex} / \omega_{n_x}$$

Кривая крутящего момента, построенная в масштабе  $M_M$ , выражает также изменение среднего эффективного давления  $3 \cdot 10^4$ , но в масштабе  $M_p$  (МПа/мм):

$$p_{ex} = N_{ex} 30\tau / V_d n_x.$$

Точки кривой среднего индикаторного давления находят по формуле

$$P_{ix} = P_{ex} + P_{mx}$$

Удельный эффективный расход топлива,  $g_e$ , г/(кВт·ч), в искомой точке скоростной характеристики:

$$g_{ex} = g_{eN} \left[ 1.55 - 1.55 n_x/n_N + \left( n_x/n_N \right)^2 \right];$$

где  $g_{eN}$  - удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, г/(кВт·ч).

Часовой расход топлива, кг/ч

$$G_{mx} = g_{ex} N_{ex} \cdot 10^{-3}$$

Коэффициента наполнения

$$\eta_{Vx} = p_{ex} l_0 \alpha g_{ex} / (3600 \rho_k)$$

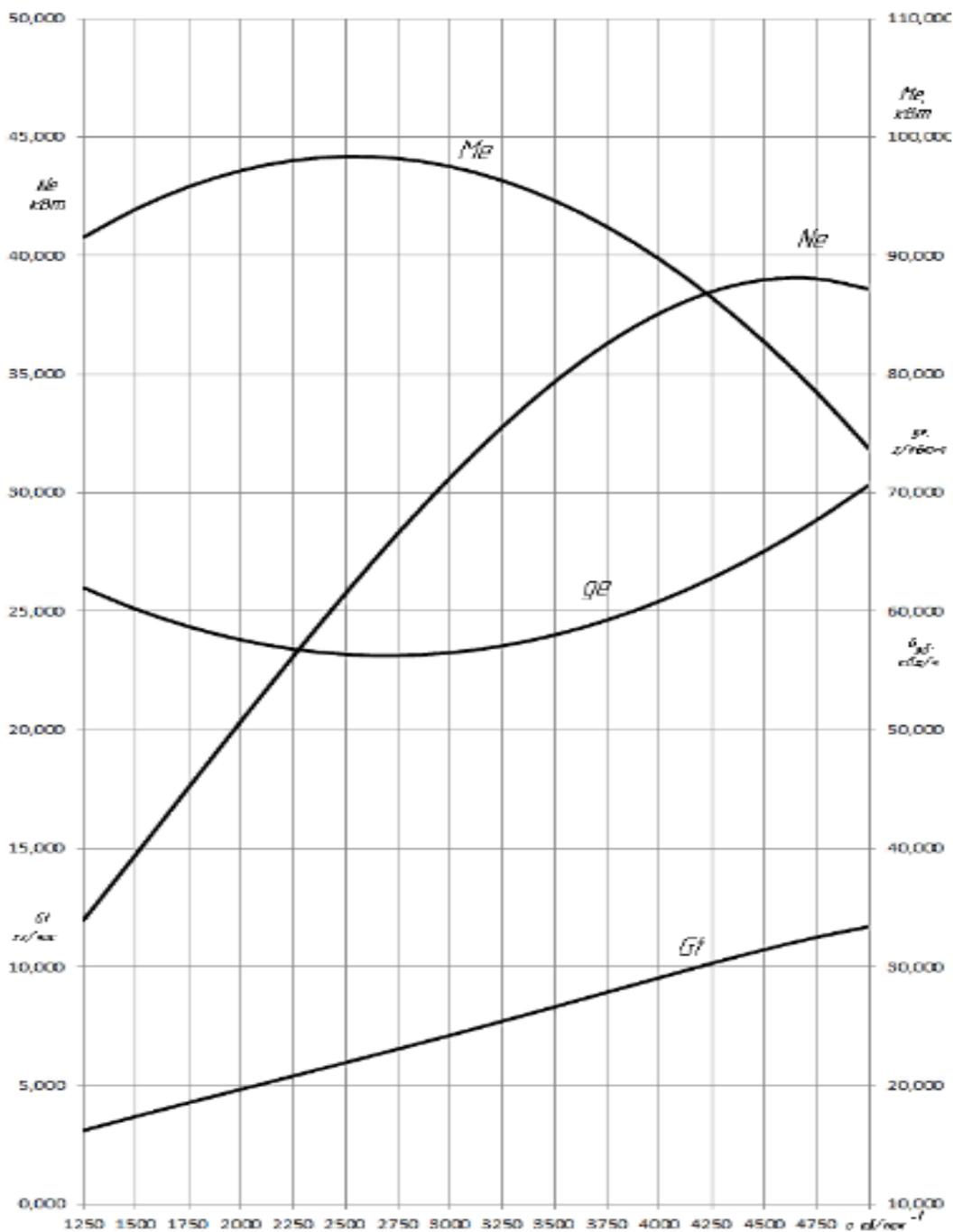


Рисунок 2.4 - Внешняя скоростная характеристика дизеля

Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	Параметры внешней скоростной характеристики					
	N <sub>ex</sub>	M <sub>ex</sub>	P <sub>ex</sub>	Ge	Gt	N <sub>v</sub>
1250	11,984	91,550	0,757	25,995	3,115	0,344
1500	14,755	93,935	0,777	25,093	3,703	0,341
1750	17,558	95,809	0,792	24,362	4,278	0,338
2000	20,352	97,172	0,803	23,801	4,844	0,335
2250	23,097	98,025	0,810	23,410	5,407	0,332
2500	25,752	98,367	0,813	23,189	5,972	0,330
2750	28,279	98,198	0,812	23,138	6,543	0,329
3000	30,637	97,519	0,806	23,257	7,125	0,328
3250	32,785	96,330	0,796	23,546	7,720	0,328
3500	34,683	94,629	0,782	24,005	8,326	0,329
3750	36,293	92,418	0,764	24,634	8,940	0,329
4000	37,572	89,697	0,742	25,433	9,556	0,330
4250	38,482	86,464	0,715	26,403	10,160	0,330
4500	38,982	82,721	0,684	27,542	10,736	0,330
5000	39,031	78,468	0,649	28,851	11,261	0,327

## 2.2 Кинематический расчет

Принимаем, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega$  (в действительности за счет постоянно изменяющихся газовых нагрузок на поршень и деформации коленчатого вала  $\omega \neq \text{const}$ ). Это допущение позволяет рассматривать все кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ , который при  $\omega = \text{const}$  пропорционален времени.

## Перемещение поршня

Перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом

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

Расчет  $S_x$  производится аналитически, через каждые  $10^\circ$  угла поворота коленчатого вала до  $360^\circ$ , а полученные данные заносятся в таблицу, и строят график  $S_x(\varphi)$

## Скорость поршня

$$v_n = \frac{ds}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{ds}{d\varphi} = \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

где угловая скорость вращения коленчатого вала,  $\omega = \pi \cdot n / 30$ .

Расчет  $v_n$  производится аналитически, через каждые  $10^\circ$  угла поворота коленчатого вала до  $360^\circ$ , а полученные данные заносятся в таблицу, и строится график  $v_n(\varphi)$ .

## Ускорение поршня

$$j = \frac{dv_n}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{dv_n}{d\varphi} = \omega^2 R \left( \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \cos 2\varphi \right)$$

Расчет  $j$  производится аналитически, через каждые  $10^\circ$  угла поворота коленчатого вала в интервале  $\varphi = 0 \div 360^\circ$ , а полученные данные заносятся в таблицу, и строится график  $j(\varphi)$ .

$\varphi$	$S_x$	$v_{\text{п}}$	$j_{\text{п}}$	$\varphi$	$S_x$	$v_{\text{п}}$	$j_{\text{п}}$
0	0,000	0,000	11495,167	190	79,570	-2,325	-6292,699
10	0,785	4,221	11202,664	200	78,276	-4,665	-6345,621
20	3,100	8,229	10348,261	210	76,112	-7,024	-6386,313
30	6,830	11,825	8998,851	220	73,072	-9,386	-6350,826
40	11,789	14,846	7258,151	230	69,163	-11,710	-6163,306
50	17,740	17,169	5255,981	240	64,412	-13,924	-5747,583
60	24,412	18,725	3135,046	250	58,875	-15,931	-5039,358
70	31,513	19,495	1036,718	260	52,651	-17,615	-3997,435
80	38,759	19,511	-912,530	270	45,882	-18,850	-2612,538
90	45,882	18,850	-2612,538	280	38,759	-19,511	-912,530
100	52,651	17,615	-3997,435	290	31,513	-19,495	1036,718
110	58,875	15,931	-5039,358	300	24,412	-18,725	3135,046
120	64,412	13,924	-5747,583	310	17,740	-17,169	5255,981
130	69,163	11,710	-6163,30	320	11,789	-14,846	7258,151
140	73,072	9,386	-6350,826	330	6,830	-11,825	8998,851
150	76,112	7,024	-6386,313	340	3,100	-8,229	10348,261
160	78,276	4,665	-6345,621	350	0,785	-4,221	11202,664
170	79,570	2,325	-6292,699	360	0,000	0,000	11495,167
180	80,000	0,000	-6270,091				

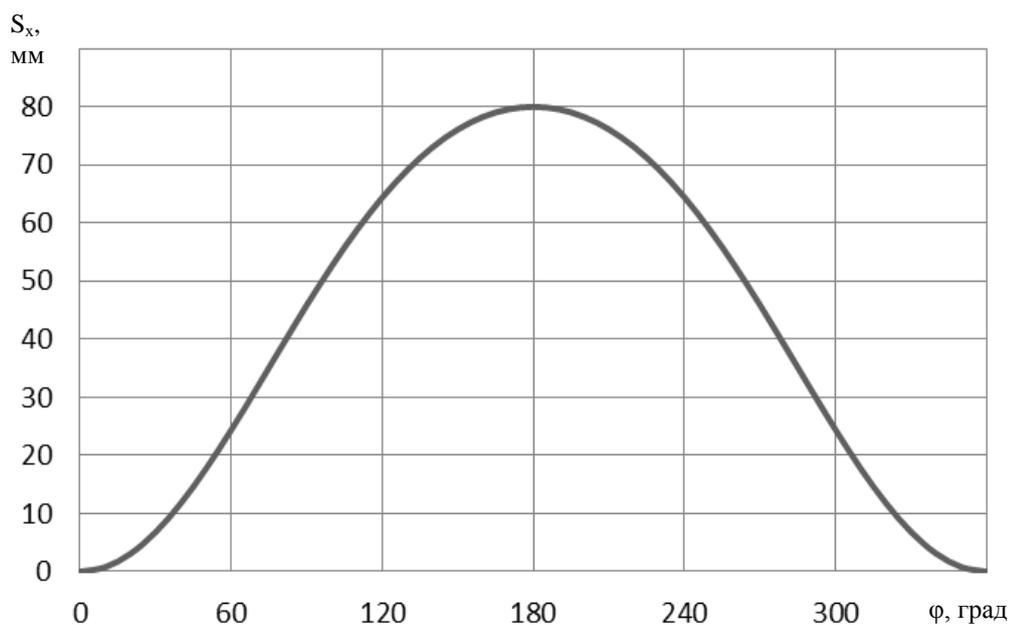


Рисунок 2.5 – Перемещение поршня

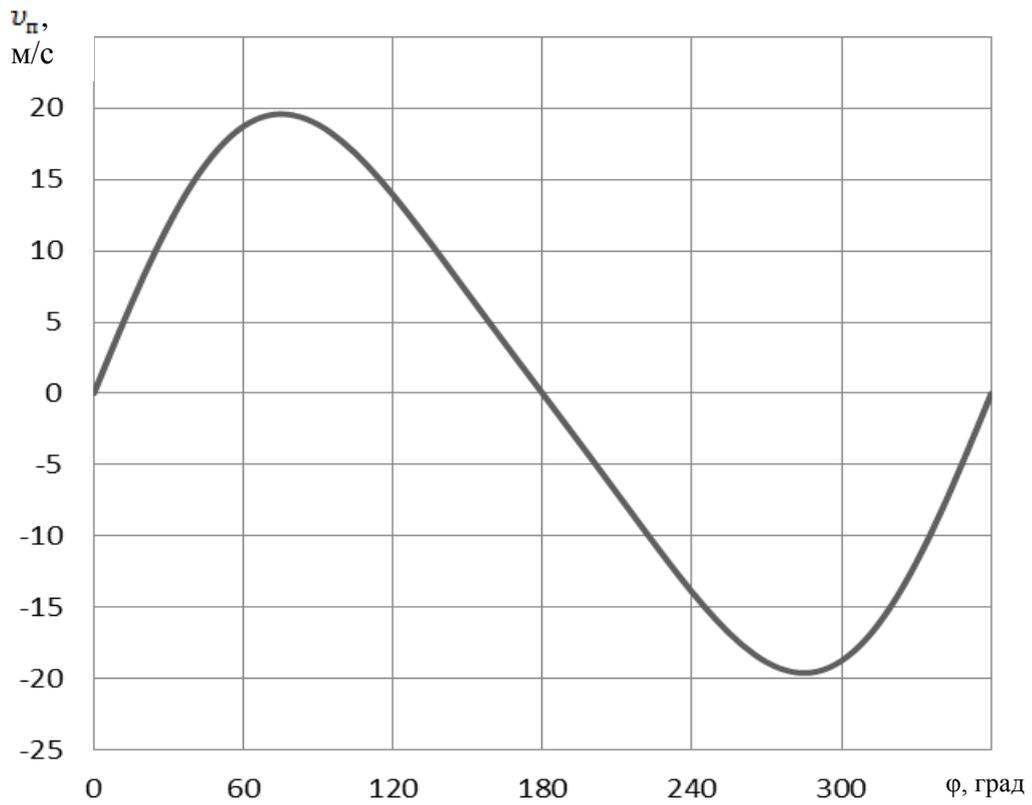


Рисунок 2.6 – Скорость поршня

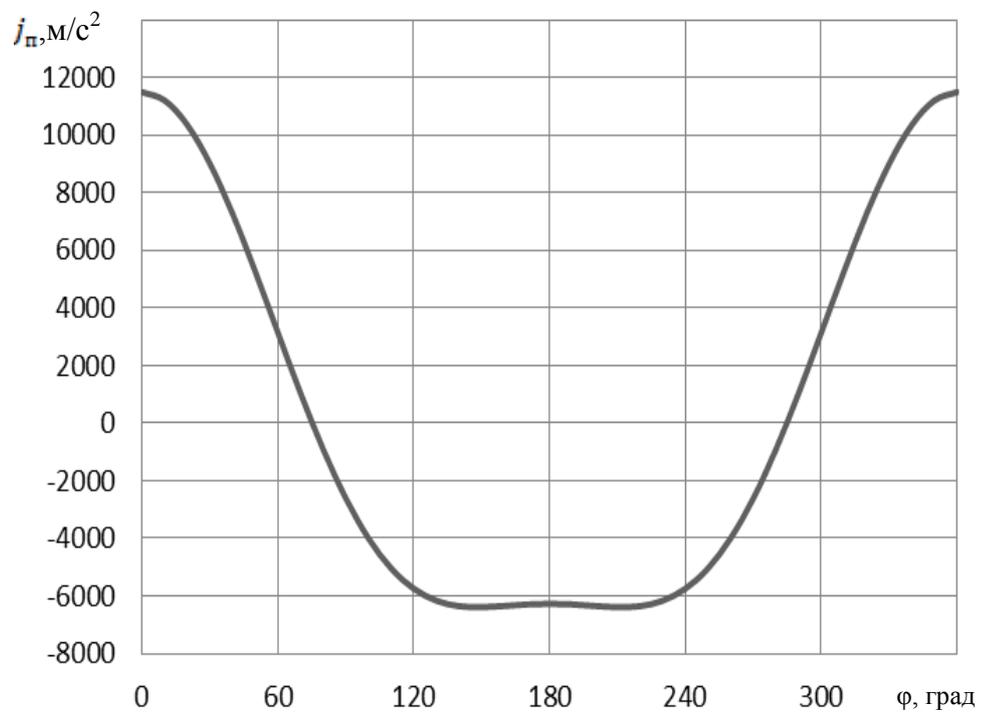


Рисунок 2.7 – Ускорение поршня

## 2.3 Динамический расчет

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

Масса поршневой группы ( принято  $m'_п = 150 \text{ кг/м}^2$ ):

$$m_{п} = m'_{п} \cdot F_{п} = 150 \cdot 0,00454 = 0,681 \text{ кг}$$

Масса шатуна (принято  $m'_ш = 250 \text{ кг/м}^2$ ):

$$m_{ш} = m'_{ш} \cdot F_{п} = 250 \cdot 0,00454 = 1,134 \text{ кг}$$

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов:

$$m_{к} = m'_{шш} \cdot F_{п} = 150 \cdot 0,00454 = 0,681 \text{ кг}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{ш.п} = 0,275 \cdot m_{ш} = 0,275 \cdot 1,134 = 0,311 \text{ кг}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{ш.к} = 0,725 \cdot m_{ш} = 0,725 \cdot 1,134 = 0,822 \text{ кг}$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{п} + m_{ш.п} = 0,681 + 0,311 = 0,992 \text{ кг}$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R = m_{к} + m_{ш.к} = 0,681 + 0,822 = 1,503 \text{ кг}$$

Удельные и полные силы инерции

Удельная сила инерции возвратно-поступательных движущихся масс:

$$p_j = -\frac{j \cdot m_j}{F_{п}} = -\frac{j \cdot 0,992}{0,00454} = -j \cdot 218,5 \text{ МПа}$$

Где  $j$  принимается из кинематического расчета

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R \cdot R\omega^2 = -1,503 \cdot 0,04 \cdot 471,238^2 = -13,348$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{шш} = -m_{ш.к} \cdot R\omega^2 = -0,822 \cdot 0,04 \cdot 471,238^2 = -7,304 \text{ кН}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{RK} = -m_K \cdot R\omega^2 = -0,681 \cdot 0,04 \cdot 471,238^2 = -6,044$$

Удельные суммарные силы

Удельная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$p = \Delta p_r + p_j$$

Удельная нормальная сила (МПа):

$$p_N = p \tan \beta$$

Удельная сила (МПа), действующая вдоль шатуна:

$$p_s = p(\cos \beta)$$

Удельная сила (МПа), действующая по радиусу кривошипа:

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

Удельная тангенциальная сила (МПа):

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

Тангенциальные силы (кН):

$$T = p_T \cdot F_{II} = p_T \cdot 0,00454$$

Расчеты сведены в таблицу 2.3

Таблица 2.3 - результаты динамического расчета

$\varphi^\circ$	$\Delta p$	J	Pj	p	tag $\beta$	pN	S	K	T
0	0,000	11495,17	-2,51457	-2,515	0,000	0,000	-2,515	-2,515	0,000
30	-0,007	8998,851	-1,9685	-1,976	0,095	-0,188	-1,985	-1,617	-1,151
60	-0,007	3135,046	-0,68579	-0,693	0,166	-0,115	-0,703	-0,247	-0,658
90	-0,007	-2612,538	0,571493	0,564	0,192	0,109	0,575	-0,109	0,564
120	-0,007	-5747,583	1,257284	1,250	0,166	0,208	1,267	-0,805	0,979
150	-0,007	-6386,313	1,397006	1,390	0,095	0,132	1,396	-1,270	0,580
180	-0,007	-6270,091	1,371582	1,364	0,000	0,000	1,364	-1,364	0,000
210	-0,001	-6386,313	1,397006	1,396	-0,095	-0,133	1,396	-1,270	-0,580
240	0,023	-5747,583	1,257284	1,280	-0,166	-0,213	1,298	-0,824	-1,002
270	0,089	-2612,538	5,5015741	0,661	-0,192	-0,127	0,673	-0,127	-0,661
300	0,313	3135,046	-6,60188892	-0,373	-0,166	0,062	-0,378	-0,133	0,354

Продолжение таблицы 2.3

330	1,497	8998,851	-18,95009702	-0,472	-0,095	0,045	-0,474	-0,386	0,275
360	9,013	11495,17	-24,20692604	6,498	-0,080	-0,523	6,520	5,669	-3,220
390	5,734	8998,851	-18,95009702	3,765	-0,077	-0,292	3,776	3,321	-1,798
420	1,443	3135,046	-6,60188892	0,758	-0,074	-0,056	0,760	0,675	-0,348
450	0,632	-2612,538	5,5015741	1,204	-0,071	-0,086	1,207	1,084	-0,530
480	0,383	-5747,583	12,10346302	1,641	-0,068	-0,112	1,645	1,492	-0,692
510	0,293	-6386,313	13,44852292	1,690	-0,065	-0,110	1,694	1,551	-0,681
540	0,269	-6270,091	13,20377784	1,641	-0,062	-0,102	1,644	1,518	-0,630
570	0,224	-6386,313	13,44852292	1,621	-0,059	-0,095	1,624	1,513	-0,592
600	0,180	-5747,583	12,10346302	1,437	-0,056	-0,080	1,439	1,351	-0,497
630	0,135	-2612,538	5,5015741	0,706	-0,052	-0,037	0,707	0,669	-0,230
660	0,090	3135,046	-6,60188892	-0,596	-0,049	0,029	-0,597	-0,568	0,183
690	0,045	8998,851	-18,95009702	-1,924	-0,046	0,088	-1,926	-1,845	0,551
720	0,000	11495,17	-24,20692604	-2,515	-0,043	0,108	-2,517	-2,426	0,670

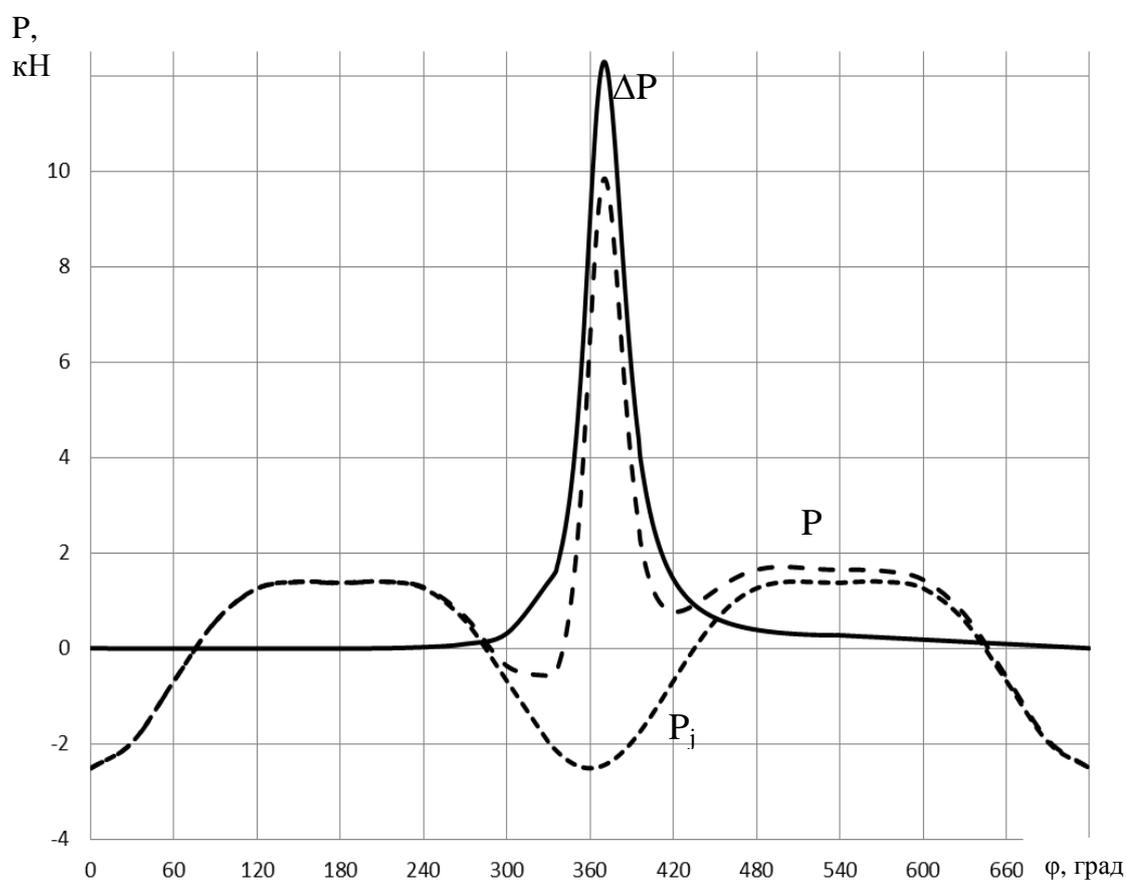


Рисунок 2.8 – Построение сил  $P$ ,  $P_j$ ,  $\Delta P$

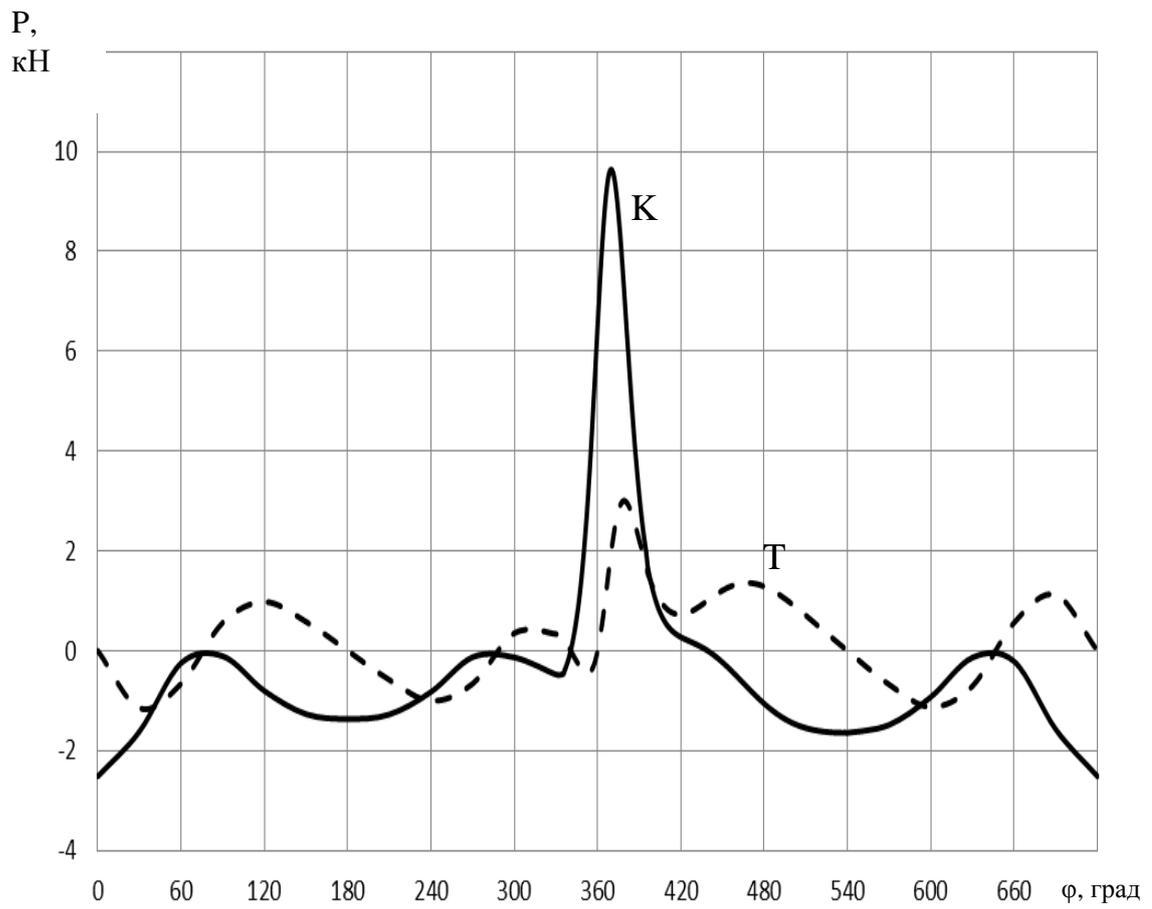


Рисунок 2.9 - Построение сил  $K, T$

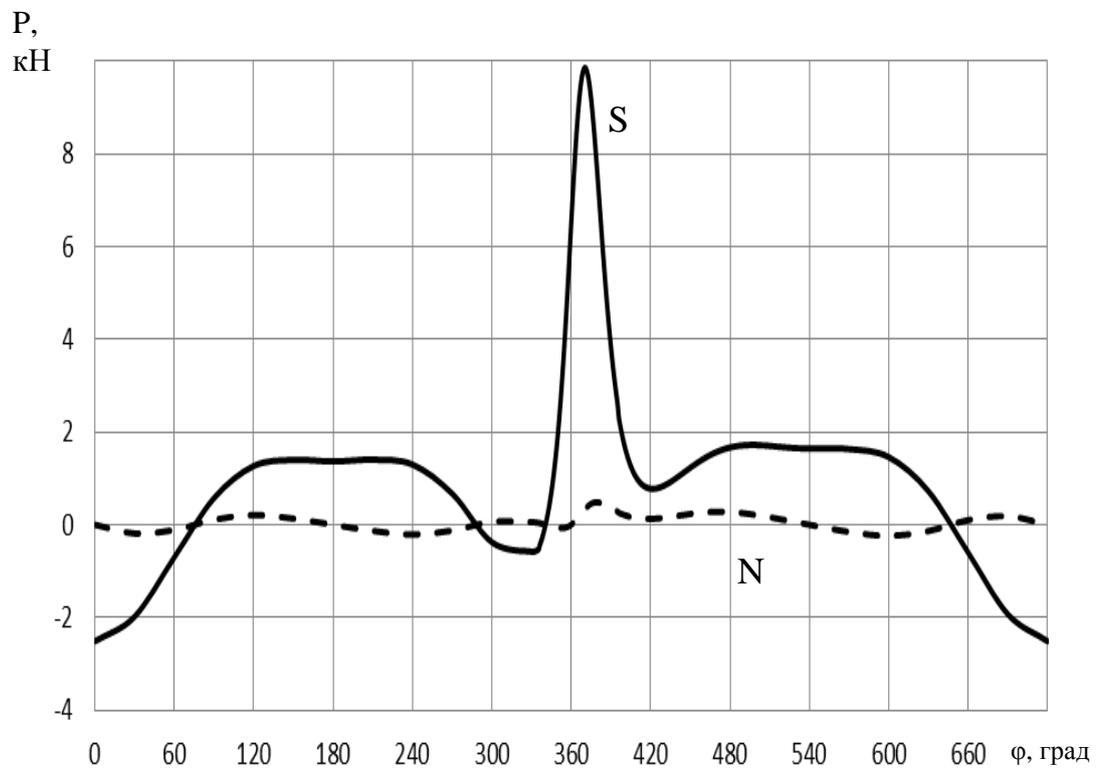


Рисунок 2.10 - Построение сил  $S, N$

## 2.4 Расчет поршня

Исходные данные для расчета поршня: диаметр цилиндра  $D=76\text{мм}$ , ход поршня  $S=80\text{мм}$ , максимальное давление сгорания  $p_z=12,2\text{ МПа}$  при  $n_N=4500\text{ мин}^{-1}$ , площадь поршня  $45,3\text{ см}^2$ , наибольшая нормальная сила  $N_{\max}=0,00697\text{ МН}$ , масса поршневой группы  $2,94\text{ кг}$ , частота вращения  $n_{x-x\max}=5000\text{ мин}^{-1}$ ,  $\lambda=0,295$ , высота поршня  $H=76\text{мм}$ , высота юбки поршня  $h_{\text{ю}}=46,8\text{мм}$ , радиальную толщину кольца  $t=3,1\text{мм}$ , радиальный зазор кольца в канавке поршня  $\Delta t=0,7\text{мм}$ , толщину стенки головки поршня  $s=3,88\text{мм}$ , толщину верхней кольцевой перемычки  $h_{\text{п}}=5,46\text{мм}$ , число и диаметр масляных каналов в поршне  $n'_M=10$  и  $d_M=2\text{мм}$ . Материал поршня – алюминиевый сплав,  $\alpha_n = 22 \cdot 10^{-6}\text{ 1/К}$ ; материал гильзы цилиндра – серый чугун,  $\alpha_n = 11 \cdot 10^{-6}\text{ 1/К}$ .

Напряжение сжатия в сечении x-x:

Площадь сечения x-x

$$F_{x-x} = \left(\frac{\pi}{4}\right) (d_x^2 - d_i^2) \cdot n'_M F' = \left[\left(\frac{3,14}{4}\right) (68^2 - 60,64^2) \cdot 10 \cdot 20\right] \cdot 10^{-6} = 0,0034\text{ м}^2,$$

где  $d_x = D - 2(t + \Delta t) = 76 - 2(3,1 + 0,7) = 68\text{мм}$ ;

$d_i = D - 2(s + t + \Delta t) = 76 - 2(3,88 + 3,1 + 0,7) = 60,64\text{мм}$ ;

$F = d_M (d_x - d_i) / 2 = 2(68 - 60,64) / 2 = 77,6\text{мм}^2$ ;

Максимальная сжимающая сила

$$P_{r\max} = p_z F_n = 12,1 \cdot 45,3 \cdot 10^{-4} = 5,489\text{ МН};$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{\text{сж}} = P_{r\max} / F_{x-x} = 5,489 / 0,0034 = 7743,6\text{ МПа}$$

Напряжение разрыва в сечении x-x:

максимальная угловая скорость холостого хода

$$\omega_{x-x \max} = \pi n_{x-x \max} / 30 = 3,14 \cdot 4500 / 30 = 524 \text{ рад/с};$$

Масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения x-x:

$$m_{x-x} = 0,6m_n = 0,6 \cdot 2,94 = 1,764 \text{ кг};$$

Максимальная разрывная сила

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{x-x \max}^2 (1 + \lambda) = 1,764 \cdot 0,038 \cdot 524^2 \cdot (1 + 0,295) = 0,0886 \text{ МН};$$

Напряжение разрыва

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x} = 0,0886 / 0,0034 = 124,95 \text{ МПа}$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке среза

$$\tau = 0,0314 p_z D / h_n = 0,0314 \cdot 12,2 \cdot 76 / 5,46 = 5,3 \text{ МПа};$$

изгиба

$$\sigma_{из} = 0,0045 p_z (D / h_n)^2 = 0,0045 \cdot 12,2 (76 / 5,46)^2 = 10,5 \text{ МПа};$$

сложное

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{10,5^2 + 4 \cdot 5,3^2} = 14,9 \text{ МПа}.$$

Удельные давления поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = N_{\max} / (h_{ю} D) = 0,00697 / (0,046 \cdot 0,076) = 0,195 \text{ МПа};$$

$$q_2 = N_{\max} / (h_{ю} D) = 0,00697 / (0,076 \cdot 0,076) = 0,120 \text{ МПа}.$$

Гарантированная подвижность поршня в цилиндре достигается за счет установления оптимальных диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем при различных тепловых нагрузках, возникающих в процессе работы дизеля.

Диаметры головки и юбки поршня:

$$D_{\tau} = D - \Delta_{\tau} = 76 - 0,456 = 75,544 \text{ мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 76 - 0,152 = 75,848 \text{ мм},$$

где  $\Delta_{\tau} = 0,006 D = 0,006 \cdot 76 = 0,456 \text{ мм}$ ;  $\Delta_{ю} = 0,002 D = 0,002 \cdot 76 = 0,152 \text{ мм}$ .

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

$$\begin{aligned} \Delta'_{\tau} &= D \left[ 1 + \alpha_n (T_n - T_0) \right] - D_{\tau} \left[ 1 + \alpha_n (T_{\tau} + T_0) \right] \\ &= 76 \cdot \left[ 1 + 11 \cdot 10^{-6} (388 - 293) \right] - 75,544 \cdot \left[ 1 + 22 \cdot 10^{-6} (493 - 293) \right] = 0,203 \text{ мм} \end{aligned}$$

;

$$\begin{aligned} \Delta'_{ю} &= D \left[ 1 + \alpha_n (T_n - T_0) \right] - D_{ю} \left[ 1 + \alpha_n (T_{ю} - T_0) \right] \\ &= 76 \cdot \left[ 1 + 11 \cdot 10^{-6} (388 - 293) \right] - 75,85 \cdot \left[ 1 + 22 \cdot 10^{-6} (428 - 293) \right] = 0,0061 \text{ мм} \end{aligned}$$

где  $T_n = 388$ ,  $T_{\tau} = 493$  и  $T_{ю} = 428$  К приняты с учетом жидкостного охлаждения двигателя.

## 2.5 Расчет системы охлаждения

### Расчет параметров жидкостного насоса

Водяной насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции ОЖ в СО. В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости

Расчетная объемная производительность насоса  $\left(\frac{M^3}{c}\right)$  определяется с учетом утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую:

$$G_{\text{ж расч}} = \frac{G_{\text{ж}}}{\eta},$$

где  $\eta = 0.8 \dots 0.9$  - коэффициент подачи,  $G_{\text{ж}}$  - расход жидкости

$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \Delta T_{\text{ж}}}$  - циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения двигателя.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{ж}} = 54964 \text{ Дж} , \Delta t_{\text{ж}} = 6 \dots 12^{\circ} C .$$

Примем  $\Delta t_{\text{ж}} = 6^{\circ} C$  .

Для воды:  $\rho_{\text{ж}} = 1000 \frac{кг}{M^3}$  ,  $c_{\text{рж}} = 4187 \frac{Дж}{кг \cdot K}$  .

Тогда  $G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \Delta T_{\text{ж}}} = \frac{54964}{4187 \cdot 1000 \cdot 6} = 0.002187 \left(\frac{M^3}{c}\right)$  .

Примем  $\eta = 0.9$  .

Тогда расчетная производительность насоса определяется:

$$G_{\text{ж расч}} = \frac{G_{\text{ж}}}{\eta} = \frac{0.002187}{0.9} = 0.002431 \left(\frac{M^3}{c}\right) .$$

Мощность, потребляемая жидкостным насосом

$$N_{B.H.} = \frac{G_{ж\ расч} \cdot P_{жс}}{1000 \cdot \eta_M} = \frac{0.002431 \cdot 120000}{1000 \cdot 0.8} = 0.36465 \text{ кВт}$$

где  $\eta_M=0.8$  - механический КПД водяного насоса,  $P_{жс} = 120000 \text{ Па}$ .

Мощность, потребляемая водяным насосом, составляет 1% от номинальной мощности двигателя.

## 2.6 Расчет системы смазки

### Расчет параметров масляного насоса

Количество масла, циркулирующего в системе смазки определяется числом трущихся пар и степенью форсирования двигателя. Циркуляция масла должна быть такой, чтобы обеспечить отвод требуемого количества тепла от деталей, а его запас должен компенсировать утечки и расход масла на угар в течение необходимого пробега между доливкой.

Обычно для автотракторных двигателей

$$Q_M = 0,015 - 0,030 Q_0$$

где  $Q_0$  - количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива в цилиндрах двигателя,  $\text{ккал/ч}$ .

Количество теплоты, выделяемой топливом в течение 1 с:

$$Q_0 = \frac{H_u G_T}{3600},$$

где  $H_u$  выражено в  $\text{кДж/кг}$ ;  $G_T$  - в  $\text{кг/ч}$ .

Циркуляционный расход масла ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) при заданной величине  $Q_M$

$$V_{ц} = \frac{Q_M}{\rho_M \cdot c_M \cdot \Delta T} = \frac{472.27}{900 \cdot 2.094 \cdot 10} = 0.025 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

где  $Q_M$  - кол-во теплоты, отводимое маслом на номинальном режиме работы двигателя,  $\text{кДж/с}$

$\rho_M$  - плотность масла,  $900 \text{ кг/м}^3$

$c_M$  - теплоемкость масла,  $c_M = 2.094 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

$\Delta T$  - температура нагрева масла в системе двигателя, К.

Мощность, потребляемая масляным насосом

$$N_{M.H.} = \frac{V_{\omega} \cdot P_{\omega}}{1000 \cdot \eta_M} = \frac{0.025 \cdot 400000}{1000 \cdot 0.8} = 1,25 \text{ кВт}$$

## 3 СПЕЦЧАСТЬ

### 3.1 Способы подачи водорода

Существует множество способов подачи водорода в систему выпуска.

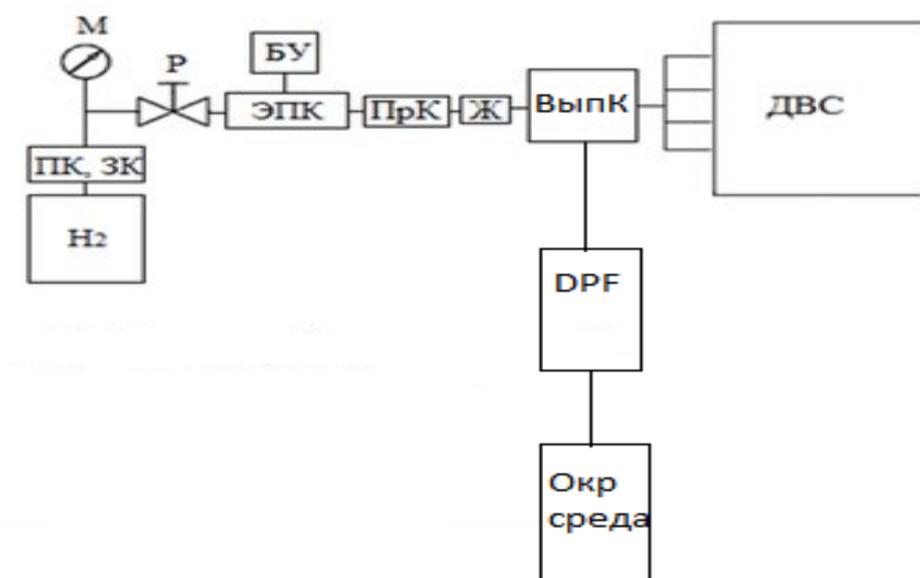
В данной дипломной работе рассмотрены три наиболее распространенных схемы подачи синтез-газа( $H+CO$ ) в систему выпуска.

#### 3.1.1 Схема с хранением водорода в баллоне

Обобщенная схема представлена на рисунке 3.1. Синтез газ хранится в баллоне высокого давления  $H$ . Для обеспечения подачи синтез-газа в необходимом количестве в выпускную трубу двигателя (дозирования) собрана магистраль, включающая редукторы, электропневмоклапан. Редуктор  $P$  предназначен для снижения давления водорода до постоянного контролируемого манометром давления равного, чем обеспечивался сверхкритический перепад и, следовательно, постоянство массового расхода водорода вне зависимости от изменения давления в полости впрыска, что следует из выражения расхода при истечении газа из емкости:

$$G_H = \sqrt{\frac{k}{R} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{P_0 \cdot F_f \cdot q(\lambda)}{\sqrt{T}}},$$

где  $k$  – показатель адиабаты,  $R$  – газовая постоянная, зависящие от свойств газа,  $P_0$  – давление перед форсункой,  $F_f$  – площадь проходного сечения форсунки,  $T$  – температура газа,  $q(\lambda)$  – газодинамическая функция (безразмерная плотность тока).



(Н – источник водорода, ПК – пожарный клапан, ЗК – заправочный клапан, М–манометры, Р – редукторы, ЭПК – электропневмоклапан, ПрК – предохранительный клапан, Ж - жиклер , БУ – блок управления ДВС, ВыпК – выпускной канал, DPF - сажевый фильтр, Окр среда – окружающая среда)

Рисунок 3.1- Принципиальная схема подачи водорода

В данном дипломном проекте выбрана именно эта схема подачи газа.

### 3.1.2 Схема с получением водорода путем химической реакции электролиза

Обобщенная схема представлена на рисунке 3.2. ННО генератор предназначен для выработки водорода путем электролиза воды. ННО генератор соединен магистралями с резервуаром для воды. После реакции электролиза, образовавшийся водород направляется по магистрали в воздушный фильтр проходя через влагоотделитель, который улавливает всю воду, пропуская водород в воздушный фильтр. После воздушного фильтра водород поступает непосредственно в цилиндры ДВС[14].

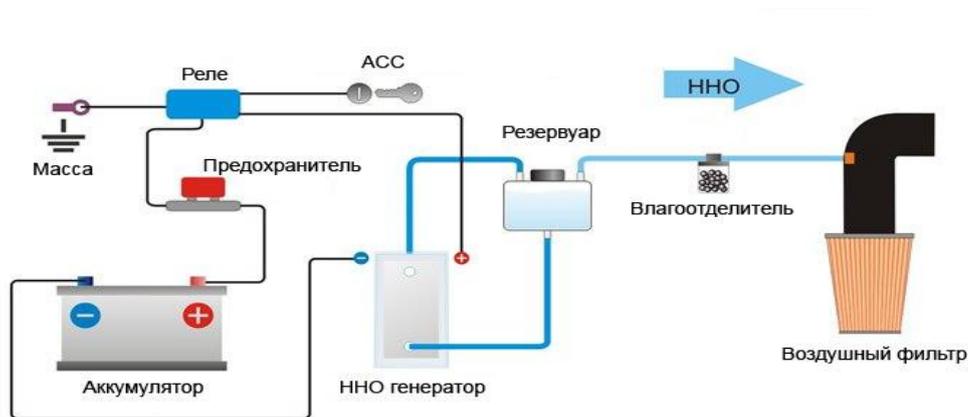


Рисунок 3.2 – Принципиальная схема подачи водорода с применением ННО генератора

### 3.2 Схема использования синтез-газа для восстановления оксидов азота в выхлопе ДВС

Наиболее конкурентными из внедряемых в настоящее время в автомобилестроении способами очистки отработанных газов дизельных ДВС являются[15]:

- селективное каталитическое восстановление (СКВ) мочевиной;
- адсорбционно-каталитическое восстановление (АКВ) дизельным топливом.

Разница между СКВ и АКВ состоит в том, что при проведении первого процесса восстановление  $\text{NO}_x$  проводится в условиях избытка кислорода (т.е. в стандартных условиях эксплуатации дизельного двигателя), а при проведении второго – в периодически создаваемых условиях избытка топлива. Эффективность процесса АКВ сильно изменяется в зависимости от природы и молекулярного веса восстановительного агента: наибольшей восстановительной способностью обладают  $\text{H}_2$  и  $\text{CO}$ , а затем углеводороды[16,17,18].

Восстановительная среда для эффективной конверсии  $\text{NO}_x$  периодически создается непосредственно в каталитическом блоке очистки за

счет удаления из системы свободного кислорода. Как правило, для этого используется дополнительный катализатор (например, Pt/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>), на котором после испарения в потоке выхлопных газов окисляется дизельное топливо. Отметим, что порции впрыснутого в каталитический блок топлива должно хватать для полного удаления как свободного кислорода из выхлопных газов, так и кислорода, запасенного каталитической системой во время работы в условиях избытка воздуха. Кроме того, часть этого топлива должна быть потрачена на создание восстановительной среды для проведения процессов десорбции и восстановления NO<sub>x</sub>. Значительное повышение температуры системы (обычно около 150°C), происходящее при конверсии топлива, ускоряет процессы десорбции и восстановления NO<sub>x</sub>. Т.к. двигатель постоянно работает в условиях избытка воздуха, то при полной конверсии впрыснутой порции топлива система охлаждается и возвращается в режим адсорбции NO<sub>x</sub>[19,20].

Работа каталитической системы в периодически создаваемых благоприятных условиях восстановительной среды и высокой температуры позволяет добиваться полной конверсии NO<sub>x</sub> на восстановительной стадии цикла. Поэтому, при более частом повторении этой стадии может быть достигнута близкая к 100% конверсия в среднем по циклу. С другой стороны, от продолжительности интервалов работы в режиме бедной и богатой смеси сильно зависит топливная эффективность системы. Таким образом, при выборе режима работы системы очистки приходится искать компромисс между степенью конверсии и топливной эффективностью. Как правило, впрыск топлива происходит с периодичностью порядка 10 минут, а продолжительность работы каталитической системы в режиме богатой топливной смеси составляет несколько минут [21,22].

Современные каталитические системы АКВ с использованием дизельного топлива характеризуются высокой активностью в среднетемпературной области, что позволяет добиться приемлемой конверсии NO<sub>x</sub> при дополнительных затратах топлива на уровне 4-5% от

потребления дизеля. Требуемый при этом объем катализатора сравним с объемом, необходимым для системы очистки на основе СКВ мочевиной. Проблемой является чувствительность катализаторов к уровню содержания серы в топливе. При практическом применении необходима стратегия управления системой очистки в зависимости от режима работы ДВС. Следует отметить, что метод АКВ с использованием дизельного топлива требует применения катализаторов с высоким содержанием металлов платиновой группы, что значительно увеличивает стоимость применения данной технологии[23].

Наилучшие результаты для процесса АКВ могут быть достигнуты при использовании в качестве восстановительного агента водорода или продуктов конверсии дизельного топлива с высоким содержанием CO и H<sub>2</sub>. Ниже более детально рассматриваются два примера реализации процесса АКВ для восстановления NO<sub>x</sub> с применением автотермической конверсии дизельного топлива[24].

Первый пример изображён на рисунке 3.3. Это подход, разработанный Catalytica Energy Systems Inc. Конструкция в виде одного рукава (т.е. без разделения или изменения пути потока во времени) с топливным процессором для конверсии дизельного топлива используется в этом подходе для обеспечения быстрой, низкотемпературной регенерации катализатора АКВ и его периодической десульфуризации[25].

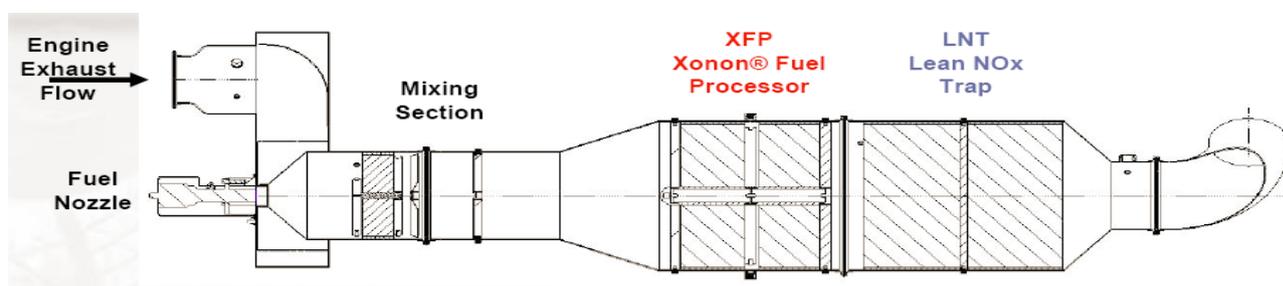


Рисунок 3.3 - Подход, разработанный Catalytica Energy Systems Inc. для применения технологии АКВ в виде каталитической системы с одним рукавом[25].

В период регенерации катализатора смесь выхлопных газов с впрыснутой порцией дизельного топлива конвертируется в топливном процессоре, производя около 6%  $H_2 + CO$ . Преимуществами такого подхода являются[26,27]:

- высокая конверсия  $NO_x$  при отношении  $(H_2 + CO)/NO_x \geq 3$ ;
- регенерация катализатора АКВ при низкой температуре (от 150°C);
- требуется небольшой объем катализатора.

Очевидно, что минимальный дополнительный расход топлива достигается в том случае, если максимально сократить издержки на удаление кислорода из выхлопных газов. Это можно сделать за счет управления режимом работы двигателя. В работе [R. Dalla Betta, D. Sheridan and J. Cizeron. Report of Catalytica Energy Systems Inc. on DEER Conference, Coronado, California, 2004] показаны тесты, где режим работы двигателя позволял снизить содержание кислорода в выхлопе до 5% при переходе на стадию регенерации катализатора АКВ. В этом случае типичный цикл работы двигателя был следующим: 60 секунд в режиме бедной топливной смеси, затем несколько секунд в режиме обогащенной топливной смеси. Возможность управления режимом работы двигателя позволяет достичь уровня дополнительных расходов топлива менее 3% при 90% конверсии  $NO_x$ . Однако если рассматриваемый метод применяется без управления режимом работы двигателя (т.е. в выхлопе содержится 8-15% кислорода), то дополнительный расход топлива возрастает до 5-8% [28].

Значительно сократить затраты топлива на создание восстановительной среды при регенерации катализатора АКВ можно в том случае, когда применяется система в виде конструкции с двумя содержащими катализатор рукавами либо с одним рукавом, но с возможностью на некоторый период пустить выхлоп в обход системы очистки. В этом случае поток выхлопных газов в период регенерации можно направить по альтернативному пути, а для регенерации катализатора и восстановления  $NO_x$  использовать синтез-газ. При этом топливный процессор должен представлять собой отдельное

устройство, которое позволяет распределять продукты конверсии дизельного топлива между остальными компонентами системы по заданному циклу. В качестве источника кислорода, воды и тепла для конверсии топлива по-прежнему должны использоваться выхлопные газы дизельного двигателя (не полностью, а только их часть), что повысит энергетическую эффективность системы и избавит от необходимости оснащать транспортное средство бортовыми запасами дистиллированной воды. Именно такой подход, предложенный компанией HydrogenSource [29], рассматривается ниже в качестве второго примера реализации процесса АКВ с применением автотермической конверсии дизельного топлива. Предложенный способ, изображенный на рисунке 3.4, характеризуется низкой температурой регенерации катализаторов АКВ, при этом 90% конверсия  $\text{NO}_x$  была достигнута в температурном интервале 150-450°C[29].

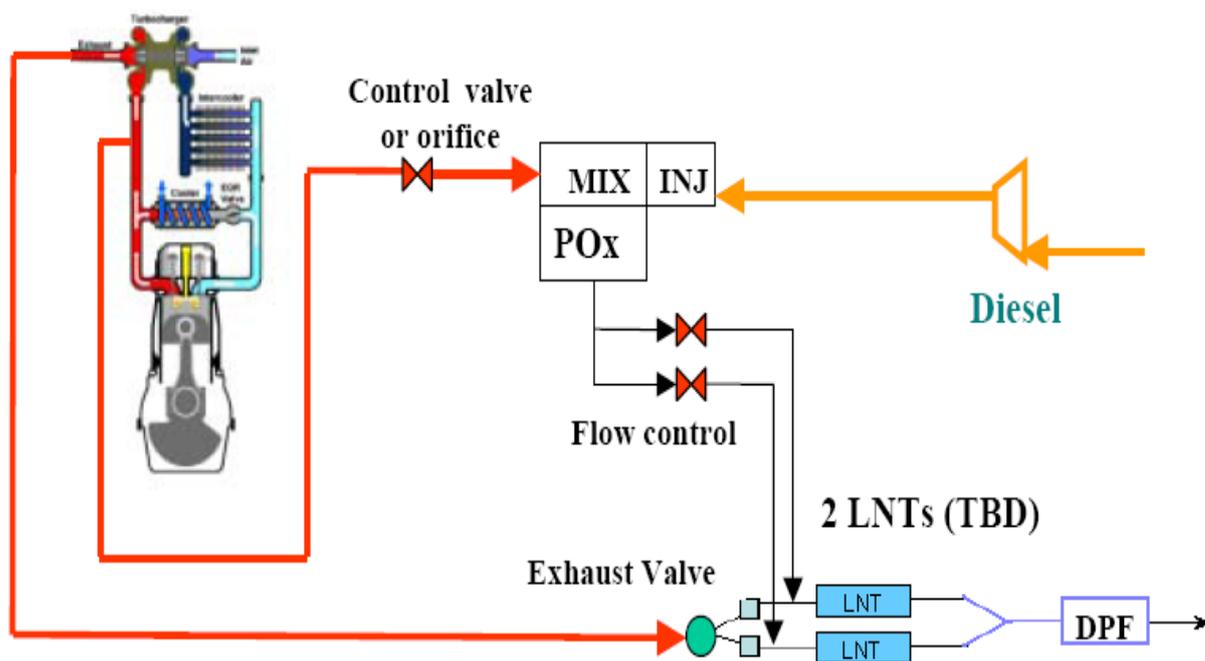


Рисунок 3.4 - Подход, предложенный компанией HydrogenSource для применения технологии АКВ в виде каталитической системы с двумя рукавами.

Ожидаемые преимущества при практической реализации АКВ синтез-газом:

- быстрое “зажигание” катализатора и возможность температурного контроля;
- быстрая/низкотемпературная десульфуризация;
- низкий уровень дополнительных расходов топлива;
- компактность системы.

Существенно, что во всех перечисленных выше вариантах использования метода АКВ синтез-газом требуются катализаторы с добавками платиноидов[30,31].

Проведенные в Институте катализа СО РАН в последние годы лабораторные исследования показали, что эффективным восстановителем оксидов азота может быть синтез-газ, получаемый на борту из части дизельного топлива и подаваемый затем вместе с выхлопными газами двигателя в каталитический блок восстановления (метод СКВ синтез-газом). При этом эффект восстановления значительно увеличивается, если в выхлопных газах содержатся следы непрореагировавшего дизельного топлива. В этом случае дополнительные затраты топлива не превышают 3-4% и для восстановления  $\text{NO}_x$  не требуются катализаторы с добавками платиноидов[32,33].

Если синтез-газ использовать для восстановления оксидов азота в режиме АКВ, то дополнительные затраты дизельного топлива на разработанных в ИК СО РАН каталитических системах не превышают 2–2.5%. В настоящее время это – наилучший результат по расходу топлива на восстановление оксидов азота при достижении 90%-ой степени их конверсии в азот[34].

В таблице 3.1 приведены сравнительные данные рассмотренных вариантов восстановления оксидов азота в выхлопах дизельных двигателей.

Таблица 3.1 - Сравнение различных способов восстановления оксидов азота в выхлопных газах дизельных двигателей.

Вариант восстановления	Необходимость наличия на борту дополнительного восстановителя для NO <sub>x</sub>	Температурная область, в которой достигается конверсия NO <sub>x</sub> >90%	Затраты топлива на детоксикацию NO <sub>x</sub>	Содержание платиноидов в катализаторах
СКВ (мочевина)	Да, мочевина	200 – 500°С	1 – 1.5 % мочевины	Нет
АКВ (дизельное топливо)	Нет	250 – 450°С	4 - 5 % диз. топлива	≥ 2 г/л
СКВ (синтез-газ + дизтопливо) ) Вариант ИК СО РАН	Нет	200 – 350 °С	3 - 4 % диз. топлива	Нет
АКВ (синтез-газ) Вариант ИК СО РАН	Нет	150 – 450 °С	2 – 2.5 % диз. топлива	Нет

Как отмечено выше, разработанные ИК СО РАН катализаторы для получения синтез-газа и восстановления оксидов азота не содержат платиноидов. Таким образом, очистка выхлопных газов методами АКВ и СКВ за счет использования получаемого на борту синтез-газа может стать недорогим и перспективным решением проблемы сокращения эмиссии оксидов азота автотранспортом с ДВС[35].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе были рассмотрены и проанализированы наиболее распространенные пути снижения токсичности отработавших газов.

Произведен расчет действительного рабочего цикла дизельного двигателя ВАЗ-341 по методу Вибе И.И.

Обоснован выбор схемы очистки отработавших газов и ее применение.

Произведены анализ экологичности и анализ экономичности.

Результаты работы выявили повышение расхода топлива на 6%.

Проанализированы причины повышения расхода дизельного топлива.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ефимов, С.И. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / С. И. Ефимов [и др.]; под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
2. Морозов, К. А. Токсичность автомобильных двигателей [Текст] / К. А. Морозов. – М.: Легион-Автодата, 2000. – 80 с.
3. Архангельский, В.М. Автомобильные двигатели [Текст] / В. М. Архангельский [и др.]; под ред. М. С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
4. Кульчицкий, А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А. Р. Кульчицкий. – Владимир: Изд-во Владимир. гос. ун-та, 2000. – 256 с.
5. Звонов, В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. А. Звонов. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.
6. Болдырев, И. В. Нейтрализатор ОГ ДВС на базе цементосодержащих катализаторов [Текст] / И. В. Болдырев, Т. Н. Смирнова, Е. З. Голосман // Двигателестроение. – 1998. – № 2. – С. 40–41.
7. Семенов, Б. Н. Возможности сокращения выброса окислов азота с отработавшими газами быстроходного форсированного дизеля при сохранении высокой топливной экономичности [Текст] / Б. Н. Семенов [и др.] // Двигателестроение. – 1986. – № 9. – С. 3–6.
8. Вылегжанин, П. Н. Методика проведения стендовых испытаний по оптимизации процессов сажеобразования в цилиндре газодизеля [Текст] / П. Н. Вылегжанин // Проблемы механизации и сервисного обслуживания технологического оборудования в сельскохозяйственном производстве: сб. науч. тр. – Киров: Вятская ГСХА, 2002. – С. 81 – 85.
9. Гершман, И. И. Многотопливные дизели [Текст] / И. И. Гершман, А. П. Лебединский. – М.: Машиностроение, 1971. – 184 с.

10. Подгорный, А. Н. Применение водорода в качестве топлива для тепловых двигателей [Текст]/ А. Н. Подгорный [и др.] // Вопр. атомной науки и техники. Сер. Атомно-водородная энергетика. – М.: Изд-во ИАЭ АН СССР, 1977. – Вып. 2(3). – С. 52–60.

11. Емельянов, В. Е. Автомобильный бензин и другие виды топлива: свойства, ассортимент, применение [Текст] / В. Е. Емельянов, И. Ф. Крылов. – М.: Астрель: АСТ: Профиздат, 2005. – 207 с.

12. Воинов, А. Н. Исследование воспламенения углеводородо-воздушных смесей в условиях непрерывно продолжающегося сжатия [Текст] / А. Н. Воинов, С. Н. Игнатович // Автомобили и двигатели внутреннего сгорания: тр. МАДИ. – 1972. – Вып. 40. – С. 72.

13. Жегалин, О. И. Каталитические нейтрализаторы транспортных дизелей [Текст] / О. И. Жегалин, Н. Н. Патрахальцев, А. И. Френкель. – М.: Машиностроение, 1979. – 80 с.

14. Васильев Г. М. Использование неравновесной плазмы для снижения токсичности дизельных двигателей [Текст] / Г. М. Васильев. – Минск: Ин-т тепло и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2004. – 172 с.

15. Direct studies of some elementary steps for the formation and destruction of nitric oxide in the H–N–O system [Текст]/ M. Gehring [et al.] // 14th Symp. (Int.) Comb. The Combustion Institute. – Pittsburgh, 1973. – P. 99.

16. Варнатц, Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ: пер. с англ. Г. Л. Агафонова; под ред. П. А. Власова [Текст] / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл. – М.: Физматлит, 2006. – 352 с.

16. Bowman, C. T. Control of combustion-generated nitrogen oxide emissions: Technology driven by regulation [Текст] / C. T. Bowman // 24th Symp. (Int.) Combustion. The Combustion Institute. – Pittsburgh, 1993. – P. 859.

17. Ассад, М. С. Альтернативные моторные топлива: тенденции развития, феноменологические аспекты развития [Текст] / М. С. Ассад. – Барановичи: РИОБарГУ, 2008. – 328 с.

18. Гладков, О. А. Повышение эффективности использования водотопливных эмульсий в высокооборотных дизелях [Текст] / О. А. Гладков, В. В. Данщиков, В. П. Закржевский // Двигателестроение. – 1988. – № 7. – С. 19–20.
19. Гольдблат, И. И. О токсичности автомобильных двигателей, работающих на газообразных топливах [Текст] / И. И. Гольдблат, Б. Д. Колубаев, Н. Г. Самоль // Автомобильная пром-сть. – 1972. – № 4. – С. 5–7.
20. Жегалин, О. И. Альтернативные топлива и перспективы их применения в тракторных дизелях: Обзор [Текст] / О. И. Жегалин, Е. Г. Пономарев, В. К. Журавлев. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1986. – 40 с.
21. Зародышев, В. Л. Применение спиртово-эфирных фракций как альтернативного топлива ДВС с искровым зажиганием [Текст] / В. Л. Зародышев, А. В. Мосин, А. С. Хамзин // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. – Киров, 1988. – С. 52.
22. Канило, П. М. Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода [Текст] / П. М. Канило, А. Н. Подгорный, В. А. Христич. – Киев: Наукова думка, 1987. – 222 с.
23. Ассад, М. С. Состав продуктов сгорания водородсодержащих топлив на режиме холостого хода двигателя внутреннего сгорания [Текст] / М. С. Ассад, О. Г. Пенязьков // Тепло- и массоперенос–2008. – Минск: ИТМО им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2009. – С. 82–88. \_\_ 25. Ассад, М. Улучшение основных показателей работы моноциклона тракторного двигателя / М. Ассад, А. Н. Карташевич // Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей: постоянно действующий науч.-техн. семинар стран СНГ. – СПб., 1992.
24. Вагнер, В. А. Насыщение топлива водородом и предел его эффективного использования при улучшении экономических и

экологических характеристик дизелей / В. А. Вагнер // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. – Киров, 1988. – С. 155–156.

25. Жегалин, О. И. Альтернативные топлива и перспективы их применения в тракторных дизелях: Обзор [Текст] / О. И. Жегалин, Е. Г. Пономарев, В. К. Журавлев. – М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1986. – 40 с.

26. Watson, H. C. Efficiency and emissions of a hydrogen of methane fueled spark-ignition Engine [Текст] / H. C. Watson, E. E. Milkins, J. V. Deslandes // FISITA. Paris, 1974. – P. 1–9.

27. Шкаликова, В. Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях [Текст] / В. Н. Шкаликова, Н. Н. Патрахальцев. – М.: Изд-во Рос. ун-та дружбы народов, 1993. – 64 с.

28. Зельдович, Я. Б. Окисление азота при горении [Текст] / Я. Б. Зельдович, П. А. Садовников, Д. А. Франк-Каменецкий. – М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1947. – 147 с.

29. Stebar, R. F. Emission control with lean operation using hydrogensupplementedfuel [Текст] / R. F. Stebar, F. V. Parks // SAE. Pap. – 1974. – N 740187. – P. 1–11.

30. Alternative fuels for control of engine emission / E. Starkman [et al] // J. Air Pollution Control Association. – 1970. – Vol. 20, N 2. – P. 87–92.

31. Warnatz, J. Concentration-, pressure-, and temperature dependence of the flame velocity in the hydrogen-oxygen-nitrogen mixtures [Текст] / J. Warnatz // Combust. Sci. Technol. – 1981. – Vol. 26. – P. 203.

32. Подгорный, А. Н. Применение водорода в качестве топлива для тепловых двигателей [Текст] / А. Н. Подгорный [и др.] // Вопр. атомной науки и техники. Сер. Атомно-водородная энергетика. – М.: Изд-во ИАЭ АН СССР, 1977. – Вып. 2(3). – С. 52–60.

33. Finegold, J. D. The UCLA hydrogen car: Design, construction and performance [Текст] / Finegold J. D. // SAE. Trans. – 1974. – N 730507. – P.

1626–1637. 34. Канило, П. М. Токсичность ГТД и перспективы применения водорода / П. М. Канило. – Киев: Наукова думка, 1982. – 140 с.

35. Clauton, R. M. Hydrogen enrichment for low-emission jet Combustion [Текст] / R. M. Clauton // Evaporat. Combust. Fuels Symp. 172nd meet. amer. chem. Soc. Washington, 1978. – P. 267–286.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Безопасность и экологичность дипломной работы

Согласно темы дипломной работы, разрабатываемая конструкция дизельного двигателя устанавливается на колесное транспортное средство (легковой автомобиль). В связи с этим, легковой автомобиль оборудованный такого типа дизельным ДВС, должен соответствовать действующим нормативным требованиям отечественных стандартов, предъявляемых к его безопасностным и экологическим показателям (предельно-допустимым значениям токсических выбросов в составе отработавших газов двигателя – CO, CH, NO<sub>x</sub>, сажи, уровней внешнего и внутреннего шума, уровней общей и локальной вибрации, регистрируемой на сиденье и органах управления автомобилем, требования пожаробезопасности, эксплуатации и т.д.).

Указанные выше технические показатели транспортного средства, в значительной степени предопределяются используемым в нём силовым агрегатом – двигателем и трансмиссионными узлами, массой транспортного средства, его аэродинамическим сопротивлением и сопротивлением качения, Механическими потерями узлов трансмиссии. Также важную роль в экологических показателях автомобиля играет расход топлива и связанный с ним выброс углекислого газа(CO<sub>2</sub>), разрушающий озоновый слой планеты.

В связи с этим, разрабатываемая конструкция дизельного ДВС должна удовлетворять всем предъявленным безопасностным и экологическим требованиям

Согласно действующему в РФ техническому ТР ТС 018/2011 "О безопасности колесных транспортных средств" (с изменениями на 14 октября 2015 года), в целях защиты жизни и здоровья человека, имущества, охраны окружающей среды, устанавливает требования к колесным транспортным средствам в соответствии с пунктом 16 (Технический регламент

Таможенного союза ТР ТС 018/2011, О безопасности колесных транспортных средств) независимо от места их изготовления, при их выпуске в обращение и нахождении в эксплуатации на единой таможенной территории Таможенного союза.

Подразделение транспортных средств категорий М и N и двигателей внутреннего сгорания для таких транспортных средств на экологические классы.

Уровни выбросов и требования, обеспечивающие выполнение установленных уровней выбросов для дизельных двигателей регламентируется Правилами ЕЭК ООН R 83-02 (уровень выбросов А).

Таблица А1- Предельные значения вредных веществ в отработавших газах

Характеристика транспортного средства		Контрольная масса (КМ), кг	Масса оксида углерода (CO) ****, г/км	Масса углеводородов (СН), г/км		Масса оксидов азота (NO <sub>x</sub> ), (г/км)		Суммарная масса оксидов азота и углеводородов (СН+NO <sub>x</sub> ) + , г/км		Масса вредных частиц* (PM) <sub>10</sub> , г/км		
Категория	Класс			Топливо, необходимое для работы двигателя								
		бен-зин	ди-зель-ное	бен-зин	ди-зель-ное	бен-зин	ди-зель-ное	бен-зин	ди-зель-ное	ди-зель-ное		
А(2006)	М**	-	400 кг	2,3	0,64	0,20	-	0,15	0,50	-	0,56	0,05
	N***	I	КМ ≤ 1305 кг	2,3	0,64	0,20	-	0,15	0,50	-	0,56	0,05
		II	1305 кг < КМ ≤ 1760 кг	4,17	0,80	0,25	-	0,18	0,65	-	0,72	0,07
		III	КМ > 1760 кг	5,22	0,95	0,29	-	0,21	0,78	-	0,86	0,10
В(2008)	М**	-	400 кг	1,0	0,50	0,10	-	0,08	0,25	-	0,30	0,025
	N***	I	КМ ≤ 1305 кг	1,0	0,50	0,10	-	0,08	0,25	-	0,30	0,025
		II	1305 кг < КМ ≤ 1760 кг	1,81	0,63	0,13	-	0,10	0,33	-	0,39	0,04
		III	КМ > 1760 кг	2,27	0,74	0,16	-	0,11	0,39	-	0,46	0,06

## Продолжение таблицы А1

\* Для двигателей с воспламенением от сжатия.

\*\* Кроме транспортных средств максимальной массой более 2500 кг.

\*\*\* А также транспортные средства категории М, указанные в сноске \*\*.

\*\*\*\* - предельные значения содержания вредных веществ в отработавших газах:

- CO;    - CH;    - NO ;    - вредные частицы.

Согласно регламенту ТР ТС 018/2011 (раздел 2, позиция 3),

Двигатели с воспламенением от сжатия (дизели) должен иметь:

- системы нейтрализации отработавших газов, в т.ч., сменные каталитические нейтрализаторы (за исключением систем нейтрализации на основе мочевины)

- сменные системы выпуска отработавших газов двигателей, в т.ч. глушители и резонаторы

Оборудование для питания двигателя газообразным топливом (компримированным природным газом – КПГ, сжиженным нефтяным газом – СНГ (или сжиженным углеводородным газом – СУГ), сжиженным природным газом – СПГ, диметиловым эфиром топливным – ДМЭт) включает:

- баллон газовый;

- вспомогательное оборудование баллона;

- газоредуцирующую аппаратуру;

- теплообменные устройства;

- газосмесительные устройства;

- газодозирующие устройства;

- электромагнитные клапаны;

- расходно-наполнительное и контрольно-измерительное

оборудование;

- фильтр газовый;
- гибкие шланги;
- топливопроводы;
- электронные блоки управления.

Согласно требованиям предъявляемым, к транспортным средствам в отношении их внутреннего шума, раздел 2, (Приложение N 3 к техническому регламенту Таможенного союза "О безопасности колесных транспортных средств" (ТР ТС 018/2011)), допустимый уровень звука, для транспортных средств использующих газовое оборудование составляет 77 - 81 дБ А.

Согласно Требования к транспортным средствам в отношении содержания вредных (загрязняющих) веществ в воздухе обитаемого помещения – кабины водителя, пассажирского помещения (раздел 2, пункт 3), номенклатура вредных (загрязняющих) веществ, подлежащих проверке, зависит от установленного на транспортном средстве типа двигателя и применяемого топлива, содержание вредных (загрязняющих) веществ в воздухе. Для двигателя, работающего с воспламенением от сжатия (дизели) они, приведены в таблице А2.

Таблица А2 - Содержание вредных веществ в воздухе обитаемого помещения

Вредное (загрязняющее) вещество	Предельная концентрация вредного (загрязняющего) вещества в воздухе обитаемого помещения транспортного средства, мг/м <sup>3</sup>
оксид углерода CO	5,0
диоксид азота NO <sub>2</sub>	0,2
оксид азота NO	0,4
метан CH <sub>4</sub>	50

Продолжение таблицы А2

углеводороды предельные $C_2H_6C_7H_{16}$	50
формальдегид $CH_2O$	0,035

Согласно регламенту Таможенного союза «О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному и судовому топливу, топливу для реактивных двигателей и мазуту» (ТР ТС 013/2011), требования к характеристикам дизельного топлива приведены в таблице А3.

Таблица А3 – Требования к характеристикам дизельного топлива

Характеристики дизельного топлива	Единица измерения	Нормы в отношении экологического класса			
		К2	К3	К4	К5
1	2	3	4	5	6
Массовая доля серы, не более	мг/кг	500	350	50	10
Температура вспышки в закрытом тигле, не ниже:	°С				
для летнего и межсезонного дизельного топлива		40	40	55	55
для зимнего и арктического дизельного топлива		30	30	30	30
Фракционный состав – 95 объёмных перегоняется при температуре, не выше	°С	360	360	360	360

Продолжение таблицы АЗ

Массовая доля полициклических ароматических углеводородов, не более	%	-	11	11	8
Цетановое число для летнего дизельного топлива, не менее	-	45	51	51	51
Цетановое число для зимнего и арктического дизельного топлива, не менее	-	не определяется	47	47	47
Смазывающая способность, не более	мкм	не определяется	460	460	460
Предельная температура фильтруемости, не выше	°С				
летнее дизельное топливо	°С	не определяется	не определяется	не определяется	не определяется
дизельного топлива зимнего**		минус 20	минус 20	минус 20	минус 20
дизельного топлива арктического		минус 38	минус 38	минус 38	минус 38
дизельного топлива межсезонного ***		минус 15	минус 15	минус 15	минус 15
*допускается одержание в дизельном топливе не более 7%(по объему метиловых эфиров жирных кислот.					
** для Республики Казахстан не более минус 15 С для экологических					
*** для Республики Казахстан не более минус 5 С для экологических классов К2, К3, К4 и К5.					

В разделе "Безопасность и экологичность дипломной работы" рассмотрен также вопрос о предъявляемых требованиях к утилизации колесных транспортных средств работающих на дизельном топливе.

Настоящий технический регламент Таможенного союза (ТР ТС 00/2011, о требованиях к колесным транспортным средствам по обеспечению их безопасной утилизации) устанавливает требования к колесным транспортным средствам, их компонентам при выпуске в обращение и нахождении в эксплуатации на единой таможенной территории Таможенного союза независимо от места их изготовления, процессам утилизации колесных транспортных средств в целях защиты жизни и здоровья человека, имущества, охраны окружающей среды, а также предупреждения действий, вводящих в заблуждение потребителей (пользователей), относительно их назначения и безопасности.

В заключении, можно сказать, что поршневой дизельный ДВС, разрабатываемый в рамках выпускной работы, как следует из раздела "Конструкторская часть (56), удовлетворяет предъявляемым требованиям действующих отечественных регламентов, в отношении токсических выбросов в атмосферу с выхлопными газами. В частности, по выбросам CO он составляет 0,419 г/км, чем обеспечивается запас к предельно-допустимому значению (16,2%), по выбросам NO<sub>x</sub> он составляет 0,207 г/км, чем обеспечивается запас к предельно-допустимому значению (7,2%), по массе вредных частиц 0,021 г/км чем обеспечивается запас к предельно-допустимому значению (6%)

Следует указать, что разработанный дизельный ДВС характеризуется низким удельным расходом топлива 246 г/(кВт·ч) и тем самым характеризуется низкими выбросами углекислого газа (CO<sub>2</sub>) и пониженным негативным воздействием на окружающую среду.

Для обеспечения приемлемых виброакустических характеристик автомобиля действующим нормативным стандартом он должен быть дополнительно оборудован верхним звукоизолирующим кожухом ДВС,

демпфером крутильных колебаний коленчатого вала, нижним звукоизолирующим экраном вентиляционного проема моторного отсека, звукопоглощающими обивками капота и щитки передка кузова.