

Министерство образования и науки РФ
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
Южно-Уральский государственный университет
(Национальный исследовательский университет)
Институт «Политехнический»
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы авто-
мобилей»

Допустить к защите
Заведующий кафедрой
Лазарев В.Е.
_____ 2019г.

Повышение топливной экономичности двигателя 4Ч8,2/7,56 (ВАЗ-21126)
изменением высоты и продолжительностью подъёма впускных клапанов.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-13.03.03.2019.133 ПЗ ВКР

Руководитель проекта:
Мацулевич М.А.
_____ (должность)
_____ 2019 г.

Автор работы:
Санников Г.А.
Студент группы П-408
_____ 2019 г.

Нормоконтролёр:
_____ (Ф.И.О)
_____ (должность)
_____ 2019 г.

Аннотация

Санников Г.А. «Повышение топливной экономичности двигателя 4С 8,2/7,56 изменением высоты и продолжительностью подъёма впускных клапанов.» Выпускная квалификационная работа – Челябинск: ЮУрГУ, П-408, 2019.– 143 страницы, библиография литературы –16 наименований.

В данной работе рассчитан четырехцилиндровый бензиновый двигатель без наддува. Проведены тепловой, динамический и прочностной расчеты. Определены характеристики основных систем ДВС.

В специальной части рассмотрены вопросы моделирования рабочих циклов двигателя в программном комплексе AVL BOOST.

Представлены результаты теоретического исследования влияния дросселирования свежего заряда на впуске при малых и средних нагрузках на топливную экономичность бензинового двигателя 4С 8,2/7,56;

Предложены законы изменения высоты и продолжительности подъема впускных клапанов при полном открытии дросселя для управления мощностью двигателя 4С 8,2/7,56 в зависимости от режимов работы ДВС. Определена область регулирования мощности предложенным способом, с улучшенными показателями топливной экономичности двигателя 4С 8,2/7,56.

					ЮУрГУ – 13.03.03.2019.133.ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Санников</i>			<i>Повышение топливной экономичности двигателя 4С 8,2/7,56 изменением высоты и продолжительностью подъёма впускных клапанов</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Мацулевич</i>					4	143
<i>Н. Контр.</i>		<i>Клементьев</i>			ЮУрГУ Кафедра ДВСиЭСА			
<i>Утв.</i>		<i>Лазарев</i>						

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	5
1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ.....	6
1.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА	6
1.2 ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ.....	7
1.3 РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ВПУСКА	10
1.4 РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ.....	12
1.5 РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ.....	14
1.6 РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ.....	17
1.7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЦИКЛА	18
1.8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ, ДИАМЕТРА ЦИЛИНДРА И ХОДА ПОРШНЯ	19
2. ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА	22
2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ.....	22
2.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ.....	24
3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ.....	26
4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ	28
5. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ	32
5.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КРИВОШИПНО- ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ	32
5.2 ПРОВЕРКА МОЩНОСТИ И РАСЧЕТ МАХОВИКА.....	35
5.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ.....	39
6 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ КШМ.....	41
6.1 РАСЧЕТ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ	41
6.1.1 РАСЧЕТ ПОРШНЯ	41
6.1.2 РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА.....	44
6.1.3 РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦА.....	45
6.2 РАСЧЕТ ШАТУННОЙ ГРУППЫ	47
6.2.1 РАСЧЕТ ПОРШНЕВОЙ ГОЛОВКИ ШАТУНА.....	47
6.2.2 РАСЧЕТ КРИВОШИПНОЙ ГОЛОВКИ ШАТУНА.....	51
6.2.3 РАСЧЕТ СТЕРЖНЯ ШАТУНА.....	52
6.2.4 РАСЧЕТ ШАТУННОГО БОЛТА.....	54

						Лист
					ЮУнГУ - 13.03.03.2019 133 ПЗ ВКР	3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6.3 РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА.....	55
6.3.1 РАСЧЕТ КОРЕННОЙ ШЕЙКИ.....	57
6.3.2 РАСЧЕТ ШАТУННОЙ ШЕЙКИ.....	58
6.3.3 РАСЧЕТ ЩЕКИ.....	61
7.1 ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКА.....	64
7.2 РАСЧЕТ ПРУЖИНЫ ТОЛКАТЕЛЯ.....	70
7.3 РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА.....	73
8 РАСЧЕТ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ.....	75
8.1 РАСЧЕТ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА.....	75
8.2 РАСЧЕТ ШПИЛЬКИ ГОЛОВКИ БЛОКА ДВИГАТЕЛЯ.....	76
9 СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	79
9.1 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА.....	79
9.2 РАСЧЕТ МАСЛЯНОГО НАСОСА.....	80
9.3 РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ.....	81
9.4 РАСЧЕТ ЖИДКОСТНОГО НАСОСА.....	82
9.5 РАСЧЕТ ЖИДКОСТНОГО РАДИАТОРА.....	84
9.6 РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯТОРА.....	85
10 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ.....	87
10.1 РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ ДВИГАТЕЛЯ 4Ч8,2/7,56.....	89
10.2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЯ.....	90
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	139

ВВЕДЕНИЕ

Прогресс в автомобильной промышленности, дальнейшее увеличение грузооборота автомобильного транспорта предусматривает не только количественный рост автопарка, но и значительное улучшение использования имеющихся автомобилей, повышение культуры эксплуатации, увеличение межремонтных сроков службы.

В области развития и совершенствования автомобильных двигателей основными задачами являются: расширение использования двигателей, снижение расхода топлива и удельной массы двигателей, стоимости их производства и эксплуатации. На принципиально новый уровень ставится борьба с токсичными выбросами двигателей в атмосферу, а также задачи по снижению шума и вибрации в процессе их эксплуатации. Значительно больше внимания уделяется использованию электронно-вычислительных машин при расчетах и испытаниях двигателей. В настоящее время вычислительная техника широко используется на моторостроительных заводах, в научно-исследовательских центрах, конструкторских и ремонтных организациях, а также высших учебных заведениях.

Выполнение сегодняшних задач требует от специалистов, связанных с производством и эксплуатацией автомобильных двигателей, глубоких знаний теории, конструкции и расчета двигателей внутреннего сгорания.

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУнГУ - 13.03.03.2019 133 ПЗ ВКР				

1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ

Тепловой расчет двигателя выполняется с целью предварительного определения индикаторных показателей рабочего цикла, эффективных показателей проектируемого двигателя, диаметра цилиндра и хода поршня. Расчетным режимом является режим номинальной мощности.

1.1 Исходные данные для теплового расчета

Тип двигателя – бензиновый, ВАЗ-21126;

Мощность $N_e = 72 \text{ кВт}$;

Число цилиндров $i = 4$;

Диаметр цилиндра/ход поршня – 8,2/7,56 см;

Максимальная частота вращения коленчатого вала $n_{max} = 5600 \text{ мин}^{-1}$;

Степень сжатия – 11.

Помимо основных параметров проектируемого двигателя, указанных в задании, необходимо задаться рядом других исходных данных, используемых в методике теплового расчета.

1 Давление окружающей среды (для нормальных условий)

$p_o = 0,1013 \text{ МПа}$;

2 Давление перед впускными клапанами $p_k = 0,1013 \text{ МПа}$;

3 Температура окружающей среды (нормальные условия) $T_o = 293 \text{ К}$;

4 Степень сжатия $\varepsilon = 11$;

5 Коэффициент наполнения $\eta_v = 0,9$;

6 Давление остаточных газов $p_r = 0,11 \dots 0,12$ (выбираем $p_r = 0,11 \text{ МПа}$);

- 7 Температура остаточных газов $T_r = 900K$;
- 8 Подогрев свежего заряда $\Delta T = 25K$;
- 9 Массовая доля углерода в топливе $C = 0,855$;
- 10 Массовая доля водорода в топливе $H = 0,145$;
- 11 Массовая доля кислорода в топливе $O = 0$;
- 12 Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,93$;
- 13 Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 0,284$;
- 14 Показатель политропы сжатия $n_1 = 1,392$;
- 15 Низшая теплота сгорания топлива $H_U = 44 \text{ МДж/кг}$;
- 16 Показатель характерасгорания $m = 3$;
- 17 Продолжительность сгорания $\varphi_z = 60^\circ \text{ПКВ}$;
- 18 Показатель политропы расширения $n_2 = 1,25$;
- 19 Коэффициент эффективности сгорания (при $\alpha > 1$) $\xi = 0,776$;
- 20 Понижение температуры в ОНВ $\Delta T_{охл} = 0K$;
- 21 Показатель политропы сжатия в компрессоре $n_H = 1$;
- 22 Угол опережения воспламенения (по прототипу) $\theta = 20^\circ \text{ПКВ}$;
- 23 Шаг расчета процесса сгорания $D_{FI} = 5^\circ \text{ПКВ}$;
- 24 Шаг расчета процесса сжатия и расширения $D_{AL} = 10^\circ \text{ПКВ}$.

1.2 Обоснование выбора исходных данных

Давление окружающей среды выбираем для нормальных атмосферных условий, равное $p_o = 0,1013 \text{ МПа}$.

Давление перед впускными клапанами соответствует давлению окружающей среды $p_o = p_k = 0,1013 \text{ МПа}$, поскольку рассчитываемый двигатель не снабжен наддувом.

Температуру окружающей среды принимаем для нормальных атмосферных условий, равная $T_o = 293 \text{ К}$.

Коэффициент наполнения η_v - отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндры двигателя, к тому его количеству,

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

которое могло бы поместиться в рабочем объёме при давлении и температуре заряда перед впускными органами. Полученное значение $\eta_v = 0,82$. Для современных бензиновых двигателей коэффициент наполнения на номинальном режиме равен $\eta_v = 0,80...0,94$. Коэффициент наполнения η_v зависит от тактности двигателя, его быстроходности и совершенства системы газораспределения.

Давление остаточных газов для четырехтактного бензинового двигателя без наддува находятся в диапазоне $0,109...0,117$. Выбираем $p_r=0,12\text{МПа}$. Давление остаточных газов устанавливается в зависимости от числа и расположения клапанов, сопротивлений впускного и выпускного трактов, фаз газораспределения, быстроходности двигателя, нагрузки, системы охлаждения и других факторов.

Температура остаточных газов устанавливается в зависимости от типа двигателя, степени сжатия, частоты вращения и коэффициента избытка воздуха $T_r= 900...1100^\circ\text{K}$. При увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения – возрастает. В соответствии с нашими параметрами двигателя, а именно степени сжатия, частоты вращения и коэффициента избытка воздуха принимаем $T_r= 1000\text{ K}$.

Подогрев свежего заряда для четырехтактных двигателей находится в диапазоне $\Delta T = 10...40\text{ K}$. Для рассчитываемого двигателя, опираясь на расположение и конструкцию впускного трубопровода, быстроходности двигателя, отсутствие специального устройства для подогрева и наддува, принимаем $\Delta T = 10\text{ K}$.

Средний элементарный химический состав топлива в весовых долях для бензинов $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$. При этом $C+H+O=1$.

Коэффициент избытка воздуха – отношение количества воздуха, фактически поступившего в цилиндр, к теоретически необходимому для полного сгорания 1 кг топлива. У бензиновых ДВС с впрыском топлива и

наличием нейтрализатора коэффициент избытка воздуха равен $\alpha \approx 0,95$, так как именно при таком составе рабочей смеси обеспечиваются наилучшие условия для работы нейтрализатора.

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна в целях уменьшения высоты двигателя принимаем значение $\lambda = 0,3123$.

Показатель политропы сжатия устанавливается по опытным данным в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя, степени сжатия, размеров цилиндра, материала поршня и цилиндра, теплообмена и других факторов. Величину показателя политропы сжатия можно оценить по среднему показателю адиабаты κ_1 . Условно принимая $\kappa_1 = n_1$ по монограмме [2, стр.72] определяем показатель адиабаты в зависимости от температуры рабочего тела в конце впуска T_a (формула 8) и степени сжатия. Найденное значение $\kappa_1 = n_1 = 1,37$.

Низшая теплота сгорания топлива определенная по формуле Менделеева [3, стр.49] для бензина $H_U = 44 \text{ МДж/кг}$.

Показатель характера сгорания определяет относительный угол φ_m / φ_Z , при котором отвлеченная скорость сгорания имеет максимум. В двигателях с распределенной системой впрыска $m=3...4$. Примем $m=3$.

Продолжительность сгорания на номинальном режиме работы $\varphi_Z=45...55 \text{ град ПКВ}$. $\varphi_Z=50 \text{ град. ПКВ}$.

Показатель политропы расширения незначительно отличается от показателя адиабаты κ_2 , но при предварительных расчетах новых двигателей величину n_2 можно сопоставить с κ_2 . Величину κ_2 определим из номограммы [2, стр.83], зная температуру конца сгорания и коэффициент избытка воздуха. Получим $n_2 = 1,35$.

Понижение температуры в ОНВ по причине отсутствия специальных устройств охлаждения воздуха и наддува принимаем $\Delta T_{охл} = 0 \text{ }^\circ\text{K}$.

Показатель политропы сжатия в компрессоре для рассчитываемого двигателя, с учетом отсутствия наддува, принимаем $n_n = 1$.

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Угол опережения воспламенения:

$$\theta = k_{\theta}\theta', \quad (1.1)$$

где θ - оптимальный угол опережения воспламенения, определенный в зависимости от φ_z и m по номограмме [1, стр.23] или по формуле 2:

$$\theta' = 0,25(0,35 + m)^{0,587} \varphi_z. \quad (1.2)$$

k_{θ} эмпирический коэффициент, для карбюраторных двигателей $k_{\theta}=1$.

В результате расчета получим $\theta=20$ град.

Шаг расчета процесса сгорания и шаг расчета процессов сжатия и расширения согласно рекомендациям [1, стр.30] принимаем равными $5^{\circ}ПКВ$ для обеспечения повышенных требований к точности расчета.

Расчеты процессов впуска, сжатия, сгорания и расширения, а также индикаторных показателей цикла определяем с помощью программы DVS, в качестве исходных данных для расчета принимаются данные из пункта 1.1, теория расчета представлена ниже. Результаты расчетов представлены в приложении 1.

1.3 Расчет процесса впуска

1. Температура воздуха после компрессора при наддуве:

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_H - 1}{n_H}}, \quad K, \quad (1.3)$$

где T_0 - температура окружающей среды при нормальных условиях;

P_k - давление перед впускными клапанами;

P_0 - давление окружающей среды при нормальных условиях;

n_H - показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре. $n_H=1$.

$$T_k = 293 \left(\frac{0,1013}{0,1013} \right)^{\frac{1-1}{1}} = 293 K,$$

2. Температура воздуха охладителя наддувочного воздуха:

						Лист
					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$T_k = T_k' - \Delta T_{охл}, K, \quad (1.4)$$

где $\Delta T_{охл}$ - понижение температуры в ОНВ, поскольку в данном случае охладитель не применяется, то $\Delta T_{охл} = 0 K$.

3. Давление рабочего тела в конце такта впуска:

$$P_a = \frac{1}{\varepsilon} \left([\varepsilon - 1] \eta_v p_k \frac{T_k + \Delta T}{T_k} + p_r \right), MPa, \quad (1.5)$$

где ε - степень сжатия;

η_v - коэффициент наполнения;

ΔT - подогрев свежего заряда;

p_r - давление остаточных газов.

$$P_a = \frac{1}{11} \left([11 - 1] 0,9 \cdot 0,1013 \frac{293 + 25}{293} + 0,11 \right) = 0,1 MPa$$

4. Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma = \frac{P_r T_k}{([\varepsilon - 1] \eta_v p_k T_r)} \quad (1.6)$$

где T_r - температура остаточных газов.

$$\gamma = \frac{0,11 \cdot 293}{([11 - 1] 0,9 \cdot 0,1013 \cdot 900)} = 0,0393.$$

5. Температура рабочего тела в конце впуска:

$$T_a = \frac{(T_k + \Delta T + \gamma T_r)}{1 + \gamma}, K, \quad (1.7)$$

где γ - коэффициент остаточных газов, определенный по формуле 6.

$$T_a = \frac{(293 + 25 + 0,0393 \cdot 900)}{1 + 0,0393} = 339,997 K$$

6. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

В КИЛОМОЛЯХ:

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

$$L_o = \frac{\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right)}{0,21}, \frac{\text{кг} \cdot \text{моль}}{\text{кг}}, \quad (1.8)$$

где C - массовая доля углерода в топливе, $C = 0,855$;

H - массовая доля водорода в топливе, $H = 0,145$;

O - массовая доля кислорода в топливе, $O = 0,000$.

$$L_o = \frac{\left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} - \frac{0}{32}\right)}{0,21} = 0,5144 \frac{\text{кг} \cdot \text{моль}}{\text{кг}}.$$

7. Удельный объем рабочего тела в конце впуска:

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot \left(\frac{\alpha L'_0}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_T}\right) \cdot T_a}{(1 + \alpha L'_0) P_a}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (1.10)$$

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot \left(\frac{0,93 \cdot 14,828}{28,97} + \frac{1}{114}\right) \cdot 342,84}{(1 + 0,93 \cdot 14,828) \cdot 0,1} = 0,9315 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

где μ_B – кажущаяся молекулярная масса воздуха, равная $\mu_B = 29$;

μ_T – кажущаяся молекулярная масса топлива, равная $\mu_T = 114$

T_a - температура рабочего тела в конце впуска, определенная по формуле 1.7;

p_a - давление рабочего тела в конце впуска, определенное по формуле 1.5.

1.4 Расчет процесса сжатия

Параметры рабочего тела в процессе сжатия определяются по уравнениям политропного процесса.

1. Текущее давление:

$$p = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}, \text{ МПа}, \quad (1.10)$$

где V_a – удельный объем рабочего тела в конце впуска определенный по формуле 9;

V – текущее значение удельного объема:

$$V = (V_a / \varepsilon) \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma\right), \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad (1.11)$$

В уравнении $\sigma = s/r$ – кинематическая функция перемещения поршня, представляющая отношение текущего хода поршня S к радиусу кривошипа r . Радиус кривошипа равен половине хода поршня.

2. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна:

$$\lambda = \frac{r}{l_{ш}} = \frac{0,0378}{0,13332} = 0,283 \quad (1.12)$$

3. Давление и температура конца сжатия соответственно:

$$p_y = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_y}\right)^{n_1}, \text{ МПа}, \quad (1.13)$$

$$p_y = 0,1 \cdot \left(\frac{0,9315}{0,117}\right)^{1,39} = 1,788 \text{ МПа}$$

$$T_y = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_y}\right)^{n_1 - 1}, \text{ К}, \quad (1.14)$$

$$T_y = 339,997 \cdot \left(\frac{0,9315}{0,117}\right)^{1,39 - 1} = 766,005 \text{ К}$$

Здесь V_y – удельный объем рабочего тела в конце сжатия, определяемый по формуле 11, но при $\sigma = \sigma_y$.

4. Удельная работа политропного процесса сжатия:

$$l_{a-y} = \left(\frac{p_a \cdot V_a - p_y \cdot V_y}{n_1 - 1}\right), \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}, \quad (1.15)$$

$$l_{a-y} = -0,298 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$$

α , град ПКВ	V , м ³ /кг	P , МПа	T , К
180	0,931	0,100	339,997
190	0,927	0,101	340,659
200	0,913	0,103	342,677
210	0,890	0,107	346,141
220	0,857	0,112	351,207

230	0,816	0,120	358,107
240	0,766	0,131	367,163
250	0,707	0,147	378,806
260	0,641	0,168	393,606
270	0,570	0,198	412,315
280	0,494	0,242	435,922
290	0,417	0,306	465,728
300	0,342	0,403	503,423
310	0,272	0,555	551,101
320	0,209	0,801	610,972
330	0,157	1,196	684,036
340	0,117	1,788	766,005

Таблица 1. Расчет процесса сжатия

1.5 Расчет процесса сгорания

При этом расчете определяют величины давлений и температур рабочего тела в процессе сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Расчет выполняется с учетом угла опережения воспламенения и закономерности выгорания топлива.

1. Теоретически необходимое количество воздуха в килограммах для сгорания одного килограмма топлива:

$$L'_o = \frac{(\frac{8}{3}C + 8H - O)}{0,232}, \quad \text{кг*моль/кг.} \quad (1.16)$$

$$L'_o = 14,828 \text{ кг*моль/кг.}$$

2. V_1 - удельный объем рабочего тела в начале участка. Для первого участка $V_1 = V_y$. Для последующих участков в качестве V_1 принимаются значения V_2 предшествующих участков. Значение удельного объема V_2 для конца участка, определяется по зависимости 11.

3. Фактор теплоемкости:

$$K = \frac{k+1}{k-1} \quad (1.17)$$

где k - отношение теплоемкостей рабочего тела (для 350° $k=1,35$),

$$K = \frac{k+1}{k-1} = \frac{1,35+1}{1,35-1} = 6,71$$

4. x_1 - удельный объем рабочего тела в начале участка. Для первого участка $x_1 = 0$. Для последующих участков в качестве x_1 принимаются значения x_2 предшествующих участков. Доля выгоревшего топлива в конце участка:

$$x_2 = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z}\right)^{m+1}} \quad (1.18)$$

где e – основание натурального логарифма;

φ_2 – угол ПКВ, отчитываемый от начала сгорания до конца участка, определяемый $\varphi_2 = \alpha_2 + \theta$;

φ_z - продолжительность сгорания;

m – показатель характера сгорания.

$$x_2 = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{10}{60}\right)^{3+1}} = 0,0053$$

5. Общая удельная использованная теплота:

$$q_z = \frac{\xi H_u}{[(1 + \gamma)(\alpha L'_0 + 1)]}, \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}, \quad (1.19)$$

где ξ - коэффициент эффективности сгорания;

H_u – низшая теплота сгорания топлива;

L'_0 - теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания одного кг топлива определенная по формуле 19.

$$q_z = \frac{0,776 \cdot 44}{[(1 + 0,0393)(0,93 \cdot 14,83 + 1)]} = 2,218, \frac{\text{МДж}}{\text{кг}},$$

б. p_1 - давление в начале участка. Для первого участка $p_1 = p_y$, для последующих в качестве p_1 принимаются значения p_2 предшествующих участков.

Давление в конце участка:

$$p_2 = \frac{2q_z(x_2 - x_1) + p_1(KV_1 - V_2)}{KV_2 - V_1}, \text{ МПа}, \quad (1.20)$$

7. Среднее на участке 1-2 значение действительного коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_{1-2} = \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{2}, \quad (1.21)$$

где β_1 – его значение в начале участка, для первого участка принимаем $\beta_1 = 1$ [1, стр.34];

β_2 – то же для конца участка:

$$\beta_2 = 1 + (\beta_{\max} - 1) \cdot x_2, \quad (1.22)$$

здесь β_{\max} – максимальное значение действительного коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_{\max} = \frac{\beta_{0\max} + \gamma}{1 + \gamma}, \quad (1.23)$$

где $\beta_{0\max}$ – максимальное значение химического коэффициента молекулярного изменения.

$$\beta_{0\max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0.21(1 - \alpha)L_0 - \frac{1}{\mu_T}}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}} \quad (1.24)$$

$$\beta_{0\max} = 1 + \frac{\frac{0,145}{4} + \frac{0}{32} + 0.21(1 - 0,93)0,5144 - \frac{1}{114}}{0,93 * 0,5144 + \frac{1}{114}} = 1,0719,$$

$$\beta_{\max} = \frac{1,055 + 0,0393}{1 + 0,0393} = 1,0692,$$

$$p_2 = \frac{2 * 2,218(0,0053 - 0,0003) + 2,131(6,71 * 0,103 - 0,093)}{6,71 * 0,093 - 0,103}$$

$$= 2,496 \text{ МПа},$$

8. Температура в конце участка:

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y \cdot V_y} \cdot \frac{p_2 \cdot V_2}{\beta_{1-2}}, \quad K, \quad (1.25)$$

$$T_2 = \frac{766,005}{1,788 \cdot 0,117} \cdot \frac{2,496 \cdot 0,093}{1} = 847,277 \text{ К}.$$

9. Отвлеченная скорость сгорания:

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

$$\varpi_0 = 6.908 \cdot (m+1) \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m (1-x_2), \quad (1.26)$$

$$\varpi_0 = 6.908 \cdot (3+1) \left(\frac{10}{60}\right)^3 * (1 - 0,0053) = 0,127$$

где φ - положение коленчатого вала;

φ_z – продолжительность сгорания.

10. Удельная работа газов в процессе сгорания:

$$l_{y-z} = \sum_1^n \frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1), \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}, \quad (1.27)$$

где n – число элементарных участков процесса сгорания.

φ	ω_0	V2	V1	V2-V1	P2	P1	(P1+P2)/2	[5]*[8]
0	0,000	0,117			1,788			
5	0,016	0,103	0,117	-0,014	2,131	1,788	1,960	-0,027
10	0,127	0,093	0,103	-0,010	2,496	2,131	2,314	-0,023
15	0,420	0,087	0,093	-0,006	2,929	2,496	2,713	-0,016
20	0,940	0,085	0,087	-0,002	3,508	2,929	3,219	-0,006
25	1,623	0,087	0,085	0,002	4,251	3,508	3,880	0,008
30	2,243	0,093	0,087	0,006	5,018	4,251	4,635	0,028
35	2,465	0,103	0,093	0,010	5,549	5,018	5,284	0,053
40	2,092	0,117	0,103	0,014	5,637	5,549	5,593	0,078
45	1,310	0,135	0,117	0,018	5,276	5,637	5,457	0,098
50	0,572	0,156	0,135	0,021	4,641	5,276	4,959	0,104
55	0,162	0,181	0,156	0,025	3,947	4,641	4,294	0,107
60	0,028	0,209	0,181	0,028	3,324	3,947	3,636	0,102
							Σ	0,506

Таблица 2. Результаты расчета удельной работы процесса сгорания.

1.6 Расчет процесса расширения

В результате процесса расширения тепловая энергия топлива преобразуется в механическую работу.

В результате процесса расширения тепловая энергия топлива преобразуется в механическую работу.

1 Давление и температура рабочего тела в конце расширения определяются по уравнениям политропного процесса 29 и 30:

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_A} \right)^{n_2}, \text{ МПа,} \quad (1.28)$$

$$p_b = 3,324 \left(\frac{0,209}{0,928} \right)^{1,35} = 0,515 \text{ МПа}$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_a} \right)^{n_2-1}, \text{ К,} \quad (1.29)$$

$$T_b = 2523,46 \left(\frac{0,209}{0,928} \right)^{1,35-1} = 1737,87 \text{ К}$$

α	V	P	T
400	0,209	3,324	2523,46
410	0,270	2,404	2365,09
420	0,341	1,801	2232,43
430	0,416	1,405	2124,29
440	0,492	1,238	2036,52
450	0,567	0,953	1965,45
460	0,639	0,821	1908,07
470	0,704	0,727	1861,98
480	0,763	0,658	1825,26
490	0,813	0,608	1796,40
500	0,854	0,571	1774,24
510	0,886	0,545	1757,86
520	0,909	0,528	1746,61
530	0,923	0,518	1740,04
540	0,928	0,515	1737,87

Таблица 3. Результаты расчета процесса расширения.

2. Удельная работа в процессе политропного расширения:

$$l_{zb} = \frac{(p_z V_z - p_a V_a)}{n_2 - 1}, \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}. \quad (1.31)$$

$$l_{zb} = \frac{(3,324 * 0,209 - 0,515 * 0,928)}{1,35 - 1} = 0,864 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

3. Удельная работа в процессе политропного расширения:

$$l_{zb} = \frac{(p_z V_z - p_b V_a)}{n_2 - 1}, \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

$$l_{z-b} = 0,864 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

1.7 Определение индикаторных показателей цикла

2 Среднее индикаторное давление цикла:

$$p_i = \frac{\varepsilon * l_i}{(\varepsilon - 1)V_a}, \text{ МПа}, \quad (1.32)$$

$$p_i = 1,267 \text{ МПа}.$$

3 Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{\xi l}{q_z}. \quad (1.33)$$

$$\eta_i = 0,3753.$$

4 Индикаторный удельный расход топлива:

$$q_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}, \frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (1.34)$$

$$q_i = 218,339 \frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

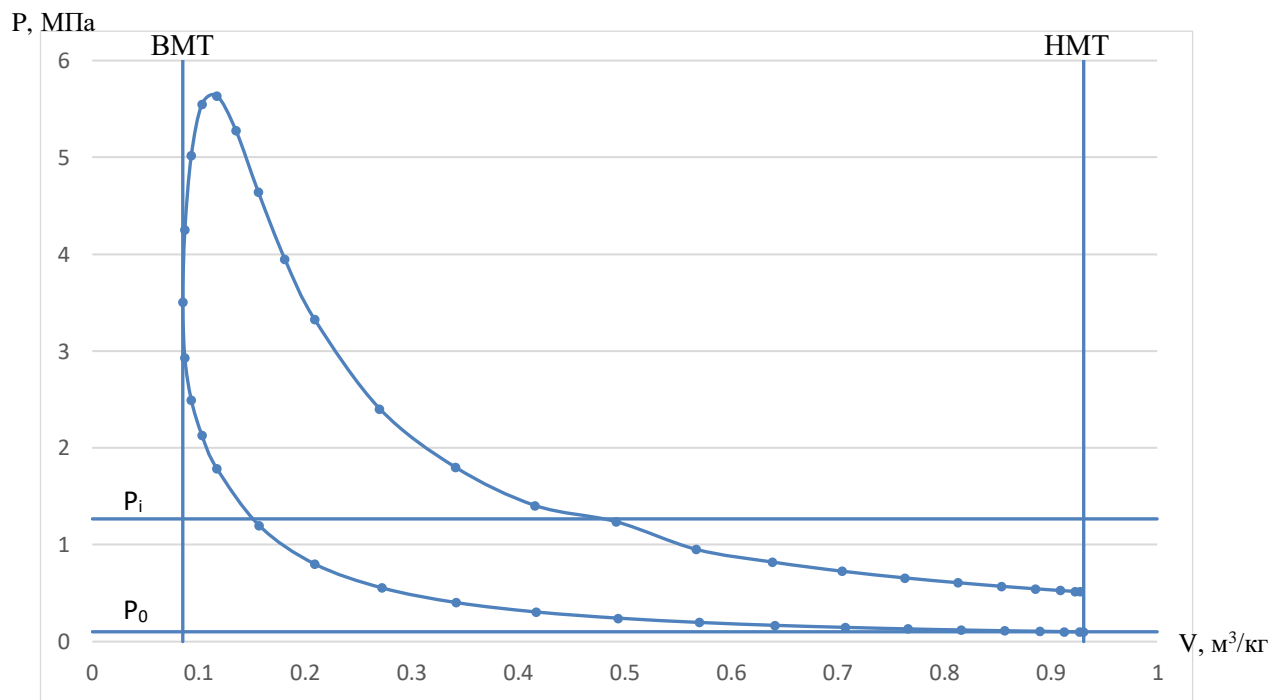


Рисунок 1 – P-V Диаграмма газов рабочего цикла бензинового двигателя

1.8 Определение эффективных показателей двигателя, диаметра цилиндра и хода поршня

1. Средняя скорость поршня:

$$c_n = \frac{Sn}{30}, \quad \frac{м}{с}, \quad (1.35)$$

здесь S – величина хода поршня;

n – частота вращения двигателя.

$$p_m = a + bc_n, \text{ МПа}, \quad (1.36)$$

где a, b – эмпирические коэффициенты, $a=0,049, b=0,0152$ [1, стр. 43]

для бензиновых двигателей с числом цилиндров до 6 и отношением $S/D < 1$;

После подстановки численных значений в формулы 35 и 36 получим:

$$c_n = \frac{75,6 \cdot 10^{-3} \cdot 5600}{30} = 15,31 \frac{м}{с}.$$

$$p_m = 0,049 + 0,0152 \cdot 15,31 = 0,281 \text{ МПа}.$$

4. Среднее эффективное давление за цикл:

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа}. \quad (1.38)$$

$$p_e = 1,267 - 0,281 = 0,986 \text{ МПа}$$

5. Механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}, \quad (1.39)$$

где p_i – среднее индикаторное давление за цикл, определяемое по формуле 32.

$$\eta_m = \frac{0,986}{1,267} = 0,778$$

6. Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m, \quad (1.40)$$

где η_i – индикаторный КПД.

$$\eta_e = 0,375 \cdot 0,778 = 0,291.$$

7. Удельный эффективный расход топлива:

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$q_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}, \frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (1.41)$$

$$g_e = \frac{3600}{44 \cdot 0,291} = 281,16 \frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

8. Диаметр цилиндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{120 \tau N_e}{\pi \left(\frac{S}{D}\right) P_e i n}}, \text{дм}. \quad (1.42)$$

где τ , i - тактность двигателя и число цилиндров двигателя соответственно;

N_e, n – мощность двигателя и число оборотов двигателя по заданию;

$$D = \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 4 \cdot 72}{3,14 \left(\frac{75,6}{82}\right) 0,986 \cdot 4 \cdot 5600}} = 0,81 \text{дм}.$$

9. Ход поршня:

$$S = D \left(\frac{S}{D}\right), \text{м}^3. \quad (1.43)$$

$$S = 0,81 \left(\frac{0,756}{0,82}\right) = 0,74, \text{дм}.$$

10. Объем цилиндра:

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4}, \text{дм}^3. \quad (1.44)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 0,81^2 \cdot 0,74}{4} = 0,38, \text{дм}^3.$$

11. Удельная литровая мощность:

$$N_l = \frac{N_e}{i V_h}, \frac{\text{кВт}}{\text{л}}. \quad (1.45)$$

$$N_l = \frac{72}{4 \cdot 0,38} = 47, \frac{\text{кВт}}{\text{л}}.$$

Вывод: Рассчитанные данные отличаются от прототипа менее, чем на 5%, что находится в допустимых пределах для данного расчета.

2. ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Для оценки динамических качеств и экономичности проектируемого автомобиля необходимо знать внешнюю скоростную характеристику двигателя. Эту характеристику можно получить расчетным путем, используя результаты теплового расчета двигателя.

Внешняя характеристика определяется для интервала от минимальной частоты вращения вала n_{min} до номинальной n_n . Шаг расчета выбирается так, чтобы получить 8 расчетных режимов по характеристике. Минимальную частоту вращения можно принять $n_{min} = 600-900$ об/мин для инжекторных двигателей. Принимаем $n_{min} = 800$ об/мин и с шагом в 600 об/мин.

2.1 Определение мощностных показателей

1. Изменение среднего эффективного давления можно определить по эмпирической зависимости:

$$p_e = p_{e_{max}} - a_p(n - n_m)^2, \text{ МПа}, \quad (2.1)$$

где $p_{e_{max}}$ – максимальное значение среднего эффективного давления по внешней характеристике:

$$p_{e_{max}} = k_m p_{ен}, \text{ МПа}, \quad (2.2)$$

здесь k_m – коэффициент приспособленности по крутящему моменту. Принимаем $k_m = 1,35$;

$p_{ен}$ – среднее арифметическое давление на номинальном режиме работы двигателя:

$$p_{ен} = p_i - p_m, \text{ МПа},$$

p_m – среднее давление механических потерь, определяемое по уравнению 36. По формулам 44 и 45 получаем:

$$p_{en} = 1,267 - 0,281 = 0,986 \text{ МПа},$$

$$p_{emax} = 1,35 * 0,986 = 1,331 \text{ МПа};$$

a_p – постоянная величина:

$$a_p = \frac{P_{en} (k_m - 1)}{(n_n - n_m)^2}. \quad (2.4)$$

n – частота вращения коленчатого вала на одном из рассматриваемых режимов;

n_m – частота вращения коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента:

$$n_m = (0,5 \dots 0,7) n_n, \text{ об/мин}, \quad (2.5)$$

$$n_m = 0,7 \cdot 5600 = 3920 \text{ об/мин}.$$

$$a_p = \frac{0,986 \cdot (1,35 - 1)}{(5000 - 3920)^2} = 9,35 \cdot 10^{-8}.$$

2. Давление перед клапанами p_k соответствует давлению окружающей среды p_o , т.е. $p_k = p_o = 0,1013 \text{ МПа}$ (см. п. 1.2).

3. Среднее индикаторное давление на каждом из режимов:

$$p_i = p_e + p_m \text{ МПа}. \quad (2.6)$$

4. Эффективная мощность:

$$N_e = \frac{p_e V_h i n}{30 \tau}, \text{ кВт}. \quad (2.7)$$

$$N_e = \frac{0,986 * 0,38 * 4 * 5600}{30 * 4} = 72,24 \text{ кВт}.$$

где V_h – рабочий объем одного цилиндра (формула 40);

i – число цилиндров;

τ – тактность двигателя.

5. Крутящий момент двигателя:

$$M = 9549 \frac{N_e}{n}, \text{ Нм}. \quad (2.8)$$

$$M = 9550 \frac{69,94}{5600} = 123,19 \text{ Нм}.$$

2.2 Определение экономических показателей

К экономическим показателям двигателя относятся удельный эффективный расход топлива и эффективный КПД.

Эффективный расход топлива для инжекторных двигателей:

$$q_e = q_{en} \left[1,2 - 1,2 \frac{n}{n_H} + \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right], \frac{кг}{кВт \cdot ч}. \quad (2.9)$$

Расход двигателя в час G_T может быть выражен через цикловой расход топлива:

$$G_T = \frac{2n}{\tau} 60G_{тц} = \frac{120n}{\tau} G_{тц}, \frac{кг}{ч}. \quad (2.10)$$

Цикловой расход топлива можно допустить пропорциональным среднему индикаторному давлению:

$$G_{тц} = G_{тцн} \frac{p_i}{p_{in}}, \frac{кг}{цикл}. \quad (2.11)$$

где $G_{тцн}$ – цикловой расход топлива на номинальном режиме;

p_{in} – среднее индикаторное давление на номинальном режиме работы двигателя.

Величина циклового расхода топлива на номинальном режиме

$$G_{тцн} = \frac{G_{тн} \tau}{120n_n} = \frac{g_{en} N_{en} \tau}{120n_n}, \frac{кг}{цикл}. \quad (2.12)$$

где g_{en} – удельный расход топлива на номинальном режиме, определяется по данным теплового расчета;

N_{en} , n_n – эффективная мощность и частота вращения для того же режима.

Результаты определения показателей по внешней скоростной характеристике представлены в виде таблицы 2. По результатам расчета построены графики N_e , M , G_m , g_e (рисунок 3).

n , мин ⁻¹	p_e , МПа	p_m , МПа	p_i , МПа	N_e , кВт	M , Н·м	η_m	G_T , кг/ч	g_e , г/(кВт·ч)
800	0,421	0,275	0,696	4,070	48,584	0,605	1,332	327,203
1400	0,737	0,275	1,012	12,478	85,112	0,728	3,746	300,228
2000	0,986	0,275	1,261	23,849	113,868	0,782	6,688	280,414
2600	1,168	0,275	1,443	36,718	134,852	0,809	9,832	267,762
3200	1,283	0,275	1,558	49,619	148,065	0,823	13,014	262,272
3800	1,330	0,275	1,605	61,087	153,505	0,829	16,123	263,943
4400	1,309	0,275	1,584	69,658	151,173	0,826	19,001	272,775
5000	1,222	0,275	1,497	73,866	141,070	0,816	21,330	288,769
5600	1,067	0,275	1,342	72,247	123,195	0,795	22,536	311,925

Таблица 2 – Определение показателей по внешней скоростной

характеристике

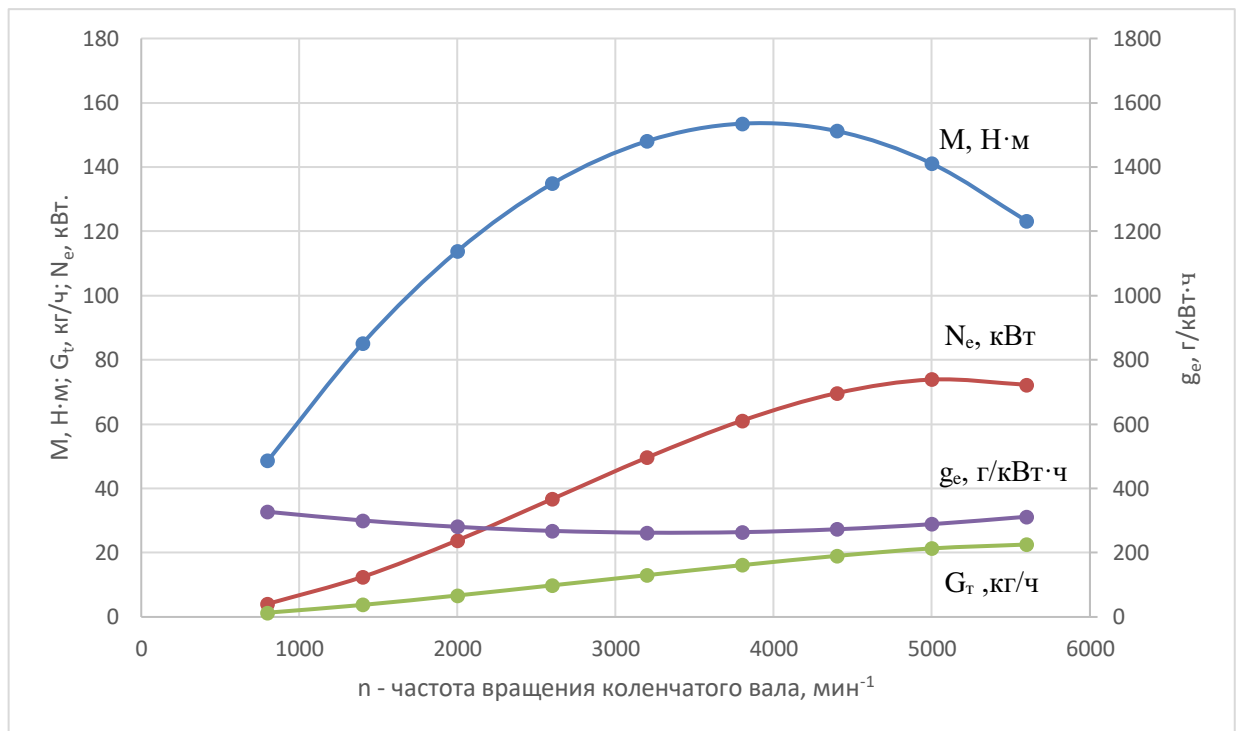


Рисунок 3- Показатели двигателя, определенные по внешней скоростной характеристике

3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

1. В общем виде внешний тепловой баланс двигателя может быть представлен в виде:

$$Q_0 = Q_e + Q_{\Gamma} + Q_B + Q_{н.с.} + Q_{ост} = H_U G_T / 3,6, \text{ Дж/с}, \quad (3.1)$$

где G_T - часовой расход топлива на номинальном режиме;

Q_0 - общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_0 = 44000 \cdot 18,719 / 3,6 = 228787 \text{ Дж/с}.$$

2. Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1с:

$$Q_e = 1000 N_e, \text{ Дж/с}, \quad (3.2)$$

$$Q_e = 1000 \cdot 72,24 = 72240 \text{ Дж/с}.$$

3. Теплота, потерянная с отработавшими газами:

$$Q_{\Gamma} = (G_T / 3,6) \{ M_2 [(m_{c_V})_{t_0}^{t_r} + 8,315] t_r - M_1 [(m_{c_V})_{t_0}^{20} + 8,315] t_0 \}, \text{ Дж/с}, \quad (3.3)$$

где $(m_{c_V})_{t_0}^{t_r}$ - теплоемкость отработавших газов,

$$(m_{c_V})_{t_0}^{t_r} = 24,492 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{град)} [2, \text{с.59}];$$

$(m_{c_V})_{t_0}^{20}$ - теплоемкость свежего заряда:

$$(m_{c_V})_{t_0}^{20} = 22,154 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{град)} [2, \text{с.126}];$$

M_1 - количество горючей смеси:

$$M_1 = 0,487 \text{ кмоль гор.см/кг топл} [2, \text{с.106}];$$

M_2 - общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = 0,5224 \text{ кмоль пр.сг/ кг топл.} [2, \text{с.106}].$$

$$Q_{\Gamma} = (18,719 / 3,6) \{ 0,487 \cdot [24,49 + 8,315] \cdot 627 - 0,5224 \cdot [22,154 + 8,315] \cdot 20 \} = 37683 \text{ Дж/с}.$$

4. Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B = c i D^{1+2m} n^m (H_U - \Delta H_U) / (\alpha H_U), \text{ Дж/с}, \quad (3.4)$$

где c - коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей, в расчетах принято $c=0,5$ [2,с.125];

									Лист
									26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР				

m – показатель степени для четырехтактных двигателей $m=0,65$ [2,с.125];

ΔH_U - количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, $\Delta H_U=0$ кДж/кг [2,с.112].

$$Q_B = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,2^{1+2 \cdot 0,65} 5600^{0,65} (44000 - 0) / (1 \cdot 44000) = 84411 \text{ Дж/с.}$$

5. Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{н.с.} = \Delta H_U G_T / 3,6, \text{ Дж/с.} \quad (3.5)$$

$$Q_{н.с.} = 0 \cdot 17,39 / 3,6 = 0 \text{ Дж/с.}$$

6. Неучтенные потери теплоты получим из формулы:

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_{\Gamma} + Q_B + Q_{н.с.} + Q_e), \text{ Дж/с.} \quad (3.6)$$

$$Q_{ост} = 228787 - (72240 + 37683 + 0 + 84411) = 34453 \text{ Дж/с.}$$

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ

В двигателях внутреннего сгорания возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала посредством кривошипно-шатунного механизма.

1) Перемещение поршня определяется по формуле:

$$S = R[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)], \text{ м}, \quad (4.1)$$

где φ - угол поворота кривошипа, град;

R – радиус кривошипа, определяется по формуле:

$$R = S/2, \text{ м}. \quad (4.2)$$

2) Скорость поршня определяется по формуле:

$$V = \omega R(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi), \text{ м/с}, \quad (4.3)$$

где ω - угловая скорость вращения коленчатого вала, определяется по формуле:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ 1/с}. \quad (4.4)$$

3) Ускорение поршня определяется по формуле:

$$j = \omega^2 R(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \text{ м/с}^2. \quad (4.5)$$

4) Построение графиков к кинематическому расчёту

Таблица 3 - Кинематический расчет

φ	s, м	v, м/с	j, м/с ²	v _{ср} , м/с	β
0	0,000	0,000	13585,691	12,594	0
10	0,001	4,492	13233,431	12,594	3,1087
20	0,003	8,751	12204,950	12,594	6,1317
30	0,007	12,566	10582,153	12,594	8,9839
40	0,011	15,758	8491,960	12,594	11,581
50	0,017	18,196	6093,086	12,594	13,843
60	0,023	19,807	3559,735	12,594	15,695
70	0,030	20,575	1064,084	12,594	17,07
80	0,037	20,538	-1240,424	12,594	17,919
90	0,044	19,782	-3233,111	12,594	18,207
100	0,050	18,425	-4835,837	12,594	17,924
110	0,056	16,603	-6017,497	12,594	17,08
120	0,061	14,457	-6792,845	12,594	15,709
130	0,066	12,112	-7215,934	12,594	13,862
140	0,069	9,674	-7369,113	12,594	11,604
150	0,072	7,216	-7349,042	12,594	9,0089
160	0,074	4,780	-7251,537	12,594	6,1587
170	0,075	2,379	-7157,171	12,594	3,1368
180	0,076	0,000	-7119,469	12,594	0,0285
190	0,075	-2,379	-7157,171	12,594	-3,0806
200	0,074	-4,780	-7251,537	12,594	-6,1048
210	0,072	-7,216	-7349,042	12,594	-8,9589
220	0,069	-9,674	-7369,113	12,594	-11,559
240	0,061	-14,457	-6792,845	12,594	-15,68
250	0,056	-16,603	-6017,497	12,594	-17,06
260	0,050	-18,425	-4835,837	12,594	-17,913
270	0,044	-19,782	-3233,111	12,594	-18,207
280	0,037	-20,538	-1240,424	12,594	-17,929
290	0,030	-20,575	1064,084	12,594	-17,091
300	0,023	-19,807	3559,735	12,594	-15,724
310	0,017	-18,196	6093,086	12,594	-13,881
320	0,011	-15,758	8491,960	12,594	-11,626
330	0,007	-12,566	10582,153	12,594	-9,0339
340	0,003	-8,751	12204,950	12,594	-6,1856
350	0,001	-4,492	13233,431	12,594	-3,1649
360	0,000	0,000	13585,691	12,594	-0,057

График перемещения поршня

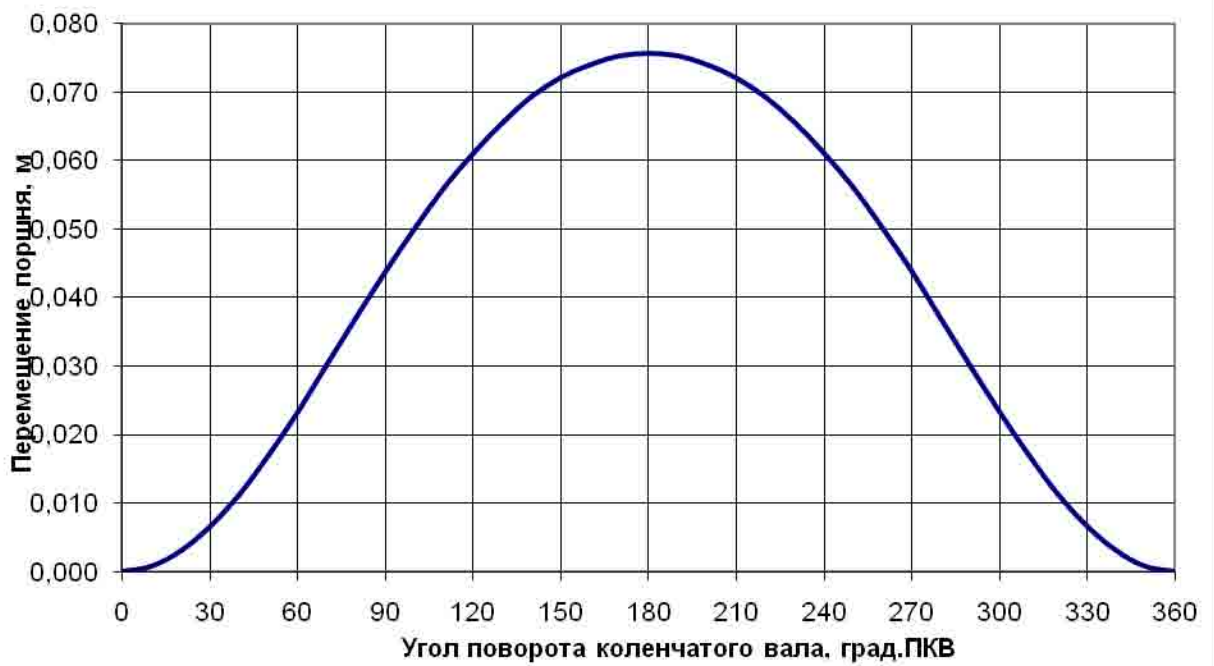
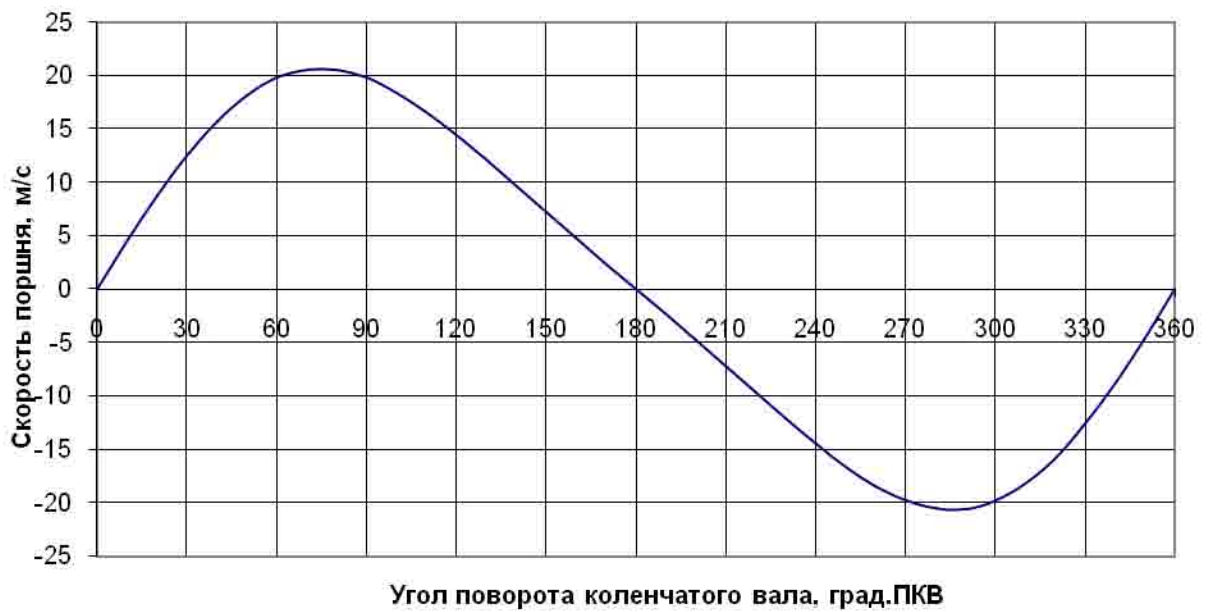


График скорости поршня



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

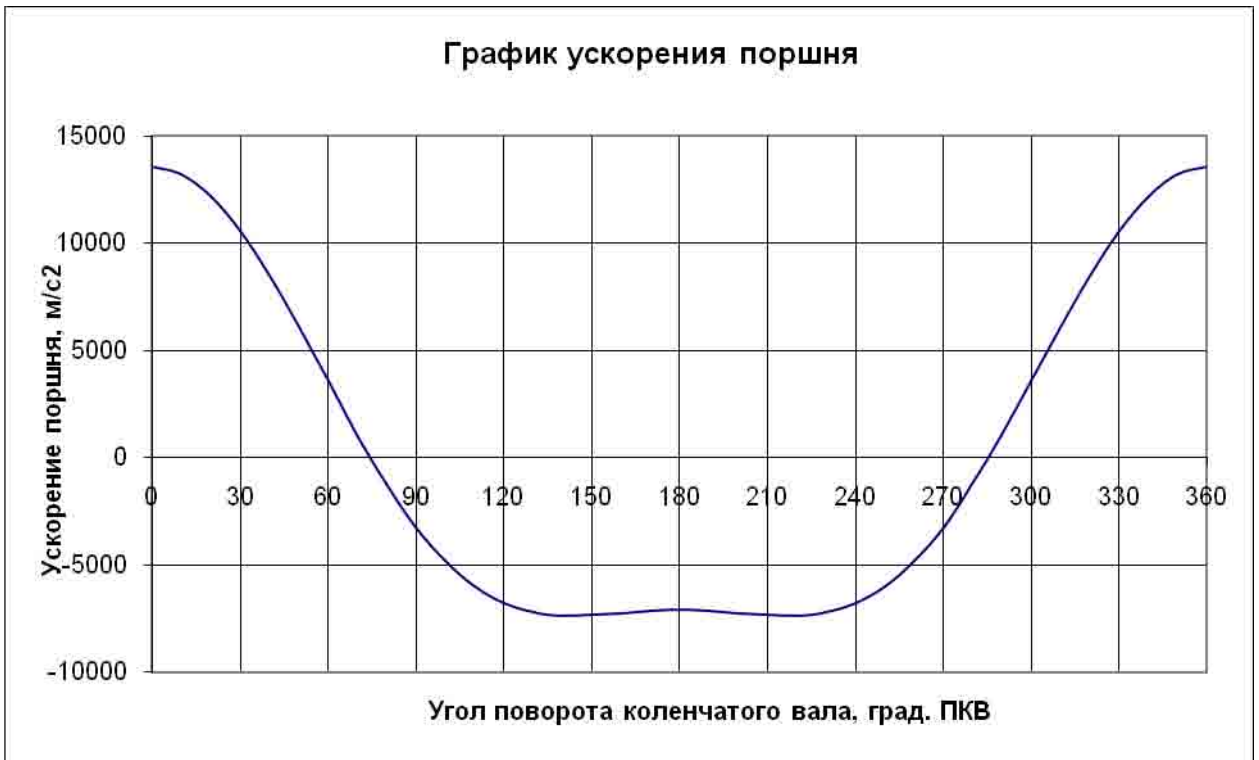


Рисунок 4 - Графики зависимости ускорения, скорости, перемещения поршня от угла поворота кривошипа.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

5. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ

5.1 Определение сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Схема сил, приложенных к оси поршневого пальца и к оси шатунной шейки, приведены на рисунке 7. За начало отсчета углов α принимается положение поршня в ВМТ начала процесса впуска.

N

$$P = P_2 + P_j$$

S

β

$\alpha K_{гш}$

T

$R_{шш}$

S

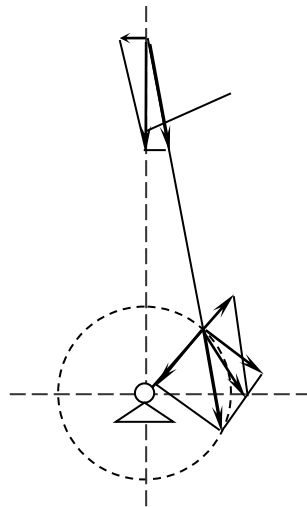


Рисунок 5.1 - Схема сил действующих в КШМ

Расчет кинематики поршня и сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, проводим с помощью программы «КШМ». В расчете используем следующие исходные данные:

1. Радиус кривошипа R . $R = 0,5S$;
2. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ . $\lambda = R/l_{ш}$;
3. Частота вращения коленчатого вала n (по заданию);
4. Масса возвратно-поступательно движущихся частей m :

$$m = m_{нк} + m_1;$$

$$m = 0,25m_{ш};$$

где $m_{нк}$ – масса поршневого комплекта;

$m_{ш}$ – масса шатуна.

$m_{нк}= 0,568\text{кг}, m_{ш}=0,701\text{ кг}$ – по данным прототипа

5. Давление в конце впуска p_a , давление процесса выпуска p_r , атмосферное давление p_0 приняты по данным теплового расчета.

6. Площадь поршня:

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4}, \text{ м}^2$$

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 0,082^2}{4} = 0,0064 \text{ м}^2.$$

Теория расчета приведена ниже. Результаты расчета представлены в приложении 2.

1. Сила от воздействия газов:

$$P_z = 10^6 \cdot (p - p_0) \cdot F_n, \text{ Н}, \quad (5.1)$$

где F_n – площадь поршня.

$$F_n = \pi \frac{D^2}{4}, \text{ м}^2, \quad (5.2)$$

В процессе впуска ($\alpha=0-180$ град ПКВ) принимается $p=p_a=\text{const}$; в процессе сжатия, сгорания, расширения ($\alpha=180-540$ град пкв) давление p принимается по данным результатов теплового расчета; в процессе выпуска ($\alpha=540-720$ град пкв) $p=p_r=\text{const}$.

2. Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_l j, \text{ Н}, \quad (5.3)$$

где j – ускорение движения поршня:

$$j = w^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos \alpha), \text{ м/с}^2; \quad (5.4)$$

m_l – масса поступательно движущихся частей:

$$m_l = m_n + 0,275 \cdot m_{ш}, \text{ кг}. \quad (5.5)$$

3. Суммарная сила, действующая по оси цилиндра:

$$P = P_z + P_j, \text{ Н}. \quad (5.6)$$

4. Сила, действующая на стенку цилиндра:

$$N = P \tan \beta, \text{ Н}. \quad (5.7)$$

Величины функции $tg\beta$ (β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра) и других функций, используемых ниже приведены в таблице [1, приложения 5,6,7,1]

5. Сила, действующая по оси кривошипа коленчатого вала (радиальная сила):

$$K = \frac{P \cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н.} \quad (5.8)$$

6. Тангенциальная сила:

$$T = \frac{P \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н.} \quad (5.9)$$

7. Индикаторный крутящий момент одного цилиндра:

$$M_i = Tr, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5.10)$$

где $r=S/2$ - радиус кривошипа, м.

По результатам расчета сил, действующих в КШМ, строятся графики сил P_z, P_j, P (рисунок 5) и K, T (рисунок 6) и P, N, Z (рисунок 7)

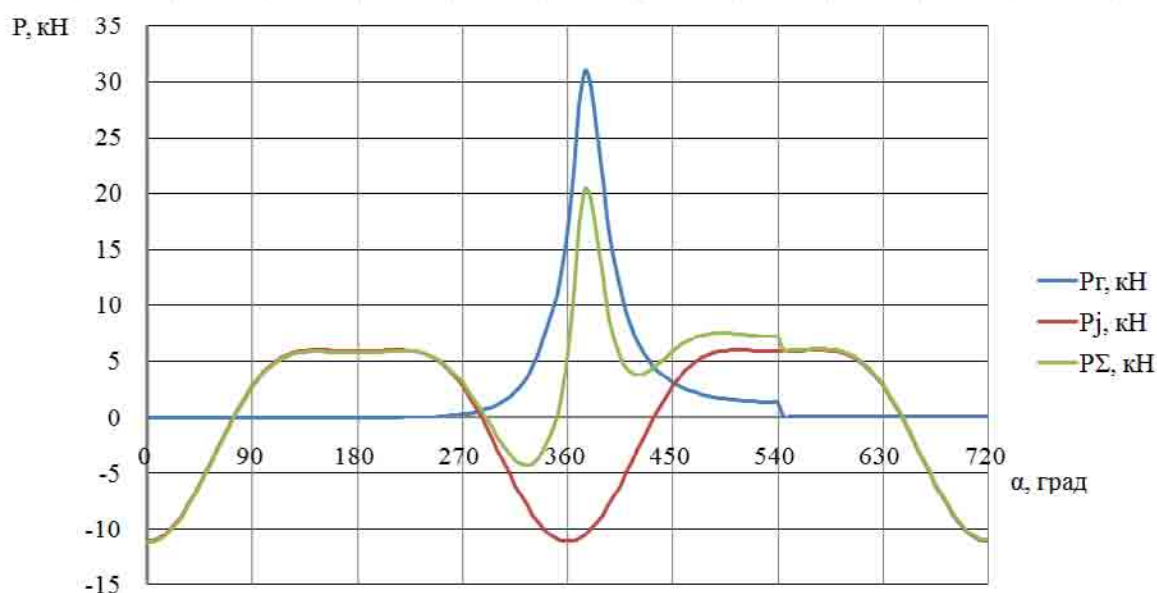


Рисунок 5.2 – Графики сил, действующих по оси цилиндров (P_z, P_j, P) в зависимости от угла ПКВ

Силы T, Tсумм, Tсумм.ср.

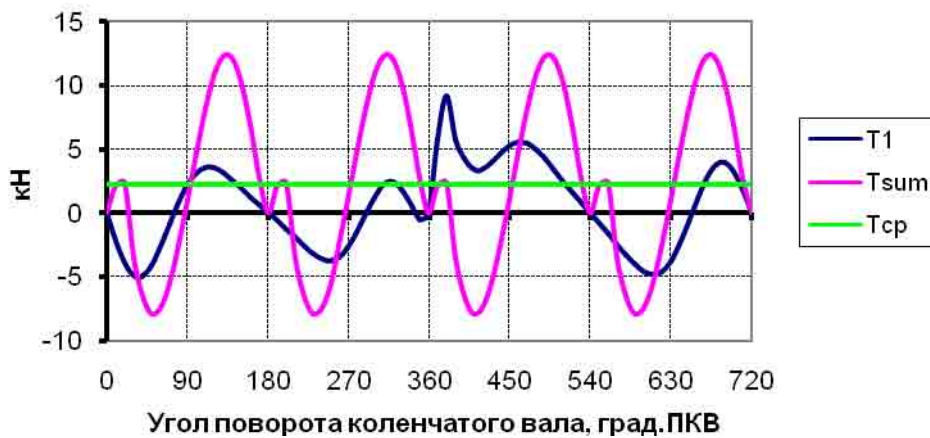


Рисунок 5.3 – Графики сил T в зависимости от угла ПКВ

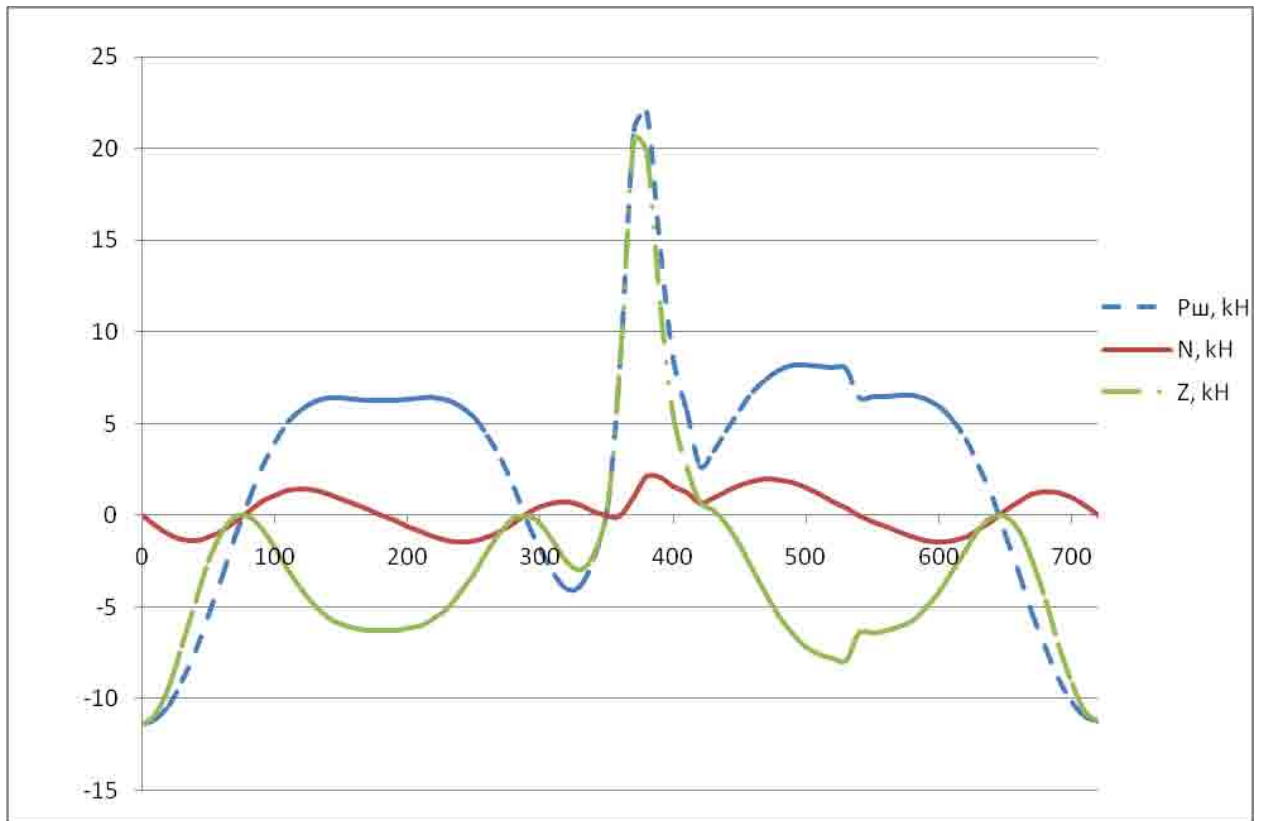


Рисунок 5.4 – графики сил P , N, Z

5.2 Проверка мощности и расчет маховика

1. Индикаторный суммарный крутящий момент M_{Σ} двигателя определяется путем суммирования крутящих моментов от всех цилиндров. Величины и характер изменения крутящих моментов во всех цилиндрах по углу поворота коленчатого вала практически одинаковы и отличаются лишь

угловыми интервалами, равным угловым интервалам между одноименными тактами в порядке работы цилиндров. В нашем случае, порядок работы цилиндров – 1-3-4-2

Суммарный крутящий момент можно определить табличным способом. В таблице 4 величины моментов берутся из приложения 2.

Таблица 4 – Определение суммарного момента четырехцилиндрового двигателя

Угол	угол в рад	Сила Тсумм.	Мсумм., Нм	Мсумм.ср.	СРЕДНИЙ МОМЕНТ НА ШАГЕ	ШАГ УГЛА	изб мом	изб раб
0	0,0000	0,0000	0,0000	115,3				
10	0,1745	1,9142	72,3574	115,3	36,1787	0,1745	0	0
20	0,3491	1,9596	74,0738	115,3	73,2156	0,1745	0	0
30	0,5236	-3,9475	149,2165	115,3	-37,5713	0,1745	0	0
40	0,6981	-6,9611	263,1280	115,3	-206,1722	0,1745	0	0
50	0,8727	-8,1141	306,7139	115,3	-284,9209	0,1745	0	0
60	1,0472	-7,3377	277,3634	115,3	-292,0386	0,1745	0	0
70	1,2217	-4,9842	188,4012	115,3	-232,8823	0,1745	0	0
80	1,3963	-1,5631	-59,0868	115,3	-123,7440	0,1745	0	0
90	1,5708	2,4228	91,5803	115,3	16,2467	0,1745	0	0
100	1,7453	6,5086	246,0237	115,3	168,8020	0,1745	53,4790	9,3338
110	1,9199	10,2340	386,8451	115,3	316,4344	0,1745	201,1114	35,1006
120	2,0944	13,0950	494,9895	115,3	440,9173	0,1745	325,5943	56,8269
130	2,2689	14,5856	551,3354	115,3	523,1624	0,1745	407,8395	71,1814
140	2,4435	14,2648	539,2099	115,3	545,2727	0,1745	429,9497	75,0404
150	2,6180	11,9719	452,5391	115,3	495,8745	0,1745	380,5515	66,4188
160	2,7925	8,1689	308,7847	115,3	380,6619	0,1745	265,3389	46,3104
170	2,9671	3,4607	130,8152	115,3	219,8000	0,1745	104,4770	18,2347
180	3,1416	0,0000	0,0000	115,3	65,4076	0,1745	0	0
190	3,3161	1,9142	72,3574	115,3	36,1787	0,1745	0	0
200	3,4907	1,9596	74,0738	115,3	73,2156	0,1745	0	0
210	3,6652	-3,9475	149,2165	115,3	-37,5713	0,1745	0	0
220	3,8397	-6,9611	263,1280	115,3	-206,1722	0,1745	0	0
230	4,0143	-8,1141	306,7139	115,3	-284,9209	0,1745	0	0
240	4,1888	-7,3377	277,3634	115,3	-292,0386	0,1745	0	0
250	4,3633	-4,9842	188,4012	115,3	-232,8823	0,1745	0	0
260	4,5379	-1,5631	-59,0868	115,3	-123,7440	0,1745	0	0
270	4,7124	2,4228	91,5803	115,3	16,2467	0,1745	0	0
280	4,8869	6,5086	246,0237	115,3	168,8020	0,1745	53,4790	9,3338
290	5,0615	10,2340	386,8451	115,3	316,4344	0,1745	201,1114	35,1006
300	5,2360	13,0950	494,9895	115,3	440,9173	0,1745	325,5943	56,8269

310	5,4105	14,5856	551,3354	115,3	523,1624	0,1745	407,8395	71,1814
320	5,5851	14,2648	539,2099	115,3	545,2727	0,1745	429,9497	75,0404
330	5,7596	11,9719	452,5391	115,3	495,8745	0,1745	380,5515	66,4188
340	5,9341	8,1689	308,7847	115,3	380,6619	0,1745	265,3389	46,3104
350	6,1087	3,4607	130,8152	115,3	219,8000	0,1745	104,4770	18,2347
360	6,2832	0,0000	0,0000	115,3	65,4076	0,1745	0	0
370	6,4577	1,9142	72,3574	115,3	36,1787	0,1745	0	0
380	6,6323	1,9596	74,0738	115,3	73,2156	0,1745	0	0
390	6,8068	-3,9475	149,2165	115,3	-37,5713	0,1745	0	0
400	6,9813	-6,9611	263,1280	115,3	-206,1722	0,1745	0	0
410	7,1558	-8,1141	306,7139	115,3	-284,9209	0,1745	0	0
420	7,3304	-7,3377	277,3634	115,3	-292,0386	0,1745	0	0
430	7,5049	-4,9842	188,4012	115,3	-232,8823	0,1745	0	0
440	7,6794	-1,5631	-59,0868	115,3	-123,7440	0,1745	0	0
450	7,8540	2,4228	91,5803	115,3	16,2467	0,1745	0	0
460	8,0285	6,5086	246,0237	115,3	168,8020	0,1745	53,4790	9,3338
470	8,2030	10,2340	386,8451	115,3	316,4344	0,1745	201,1114	35,1006
480	8,3776	13,0950	494,9895	115,3	440,9173	0,1745	325,5943	56,8269
490	8,5521	14,5856	551,3354	115,3	523,1624	0,1745	407,8395	71,1814
500	8,7266	14,2648	539,2099	115,3	545,2727	0,1745	429,9497	75,0404
510	8,9012	11,9719	452,5391	115,3	495,8745	0,1745	380,5515	66,4188
520	9,0757	8,1689	308,7847	115,3	380,6619	0,1745	265,3389	46,3104
530	9,2502	3,4607	130,8152	115,3	219,8000	0,1745	104,4770	18,2347
540	9,4248	0,0000	0,0000	115,3	65,4076	0,1745	0	0
550	9,5993	1,9142	72,3574	115,3	36,1787	0,1745	0	0
560	9,7738	1,9596	74,0738	115,3	73,2156	0,1745	0	0
570	9,9484	-3,9475	149,2165	115,3	-37,5713	0,1745	0	0
580	10,1229	-6,9611	263,1280	115,3	-206,1722	0,1745	0	0
590	10,2974	-8,1141	306,7139	115,3	-284,9209	0,1745	0	0
600	10,4720	-7,3377	277,3634	115,3	-292,0386	0,1745	0	0
610	10,6465	-4,9842	188,4012	115,3	-232,8823	0,1745	0	0
620	10,8210	-1,5631	-59,0868	115,3	-123,7440	0,1745	0	0
630	10,9956	2,4228	91,5803	115,3	16,2467	0,1745	0	0
640	11,1701	6,5086	246,0237	115,3	168,8020	0,1745	53,4790	9,3338
650	11,3446	10,2340	386,8451	115,3	316,4344	0,1745	201,1114	35,1006
660	11,5192	13,0950	494,9895	115,3	440,9173	0,1745	325,5943	56,8269
670	11,6937	14,5856	551,3354	115,3	523,1624	0,1745	407,8395	71,1814
680	11,8682	14,2648	539,2099	115,3	545,2727	0,1745	429,9497	75,0404
690	12,0428	11,9719	452,5391	115,3	495,8745	0,1745	380,5515	66,4188
700	12,2173	8,1689	308,7847	115,3	380,6619	0,1745	265,3389	46,3104
710	12,3918	3,4607	130,8152	115,3	219,8000	0,1745	104,4770	18,2347
720	12,5664	0,0000	0,0000	115,3	65,4076	0,1745	0	0
			115,323				сумм раб	378,447

2. Средний суммарный момент от всех цилиндров при шаге определения суммарного момента $\Delta\alpha = 10$ град ПКВ можно определить как среднеарифметическую величину по таблице 4.

$$M_{\Sigma cp} = \frac{\Sigma M_{\Sigma}}{n} = 128,09 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5.11)$$

3. Для учета механических потерь определим средний эффективный крутящий момент

$$M_e = M_{\Sigma cp} \eta_m = 105 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5.12)$$

Эффективная мощность по данным динамического расчета

$$N_e = \frac{M_e n}{9549} = 61,6 \text{ кВт}, \quad (5.13)$$

Расхождение полученной мощности с заданной для теплового расчета составляет 5,2% , что укладывается в норматив (10%).

Расчет маховика на допустимую неравномерность вращения вала двигателя сводится к определению момента инерции и массы маховика.

4. Необходимый момент инерции движущихся масс двигателя, обеспечивающий заданную степень неравномерности хода δ ,

$$J_0 = \frac{L_{изб}}{\delta \omega^2} = 0,113$$

где δ – коэффициент неравномерности вращения, примем $\delta = 0,01$ [1, стр 54];

$L_{изб}$ – работа избыточного крутящего момента .

$$L_{изб} = F_{авс} \mu_m \mu_{\alpha} = 389 \text{ Дж}, \quad (5.14)$$

$F_{авс}$ – максимальная величина площади над средним значением суммарного крутящего момента в миллиметрах, эквивалентная работе $L_{изб}$,(рисунок 6).

μ_m – масштаб крутящего момента, Н*м/мм;

μ_{α} – масштаб угла поворота коленчатого вала , рад/мм,

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, 1/с,

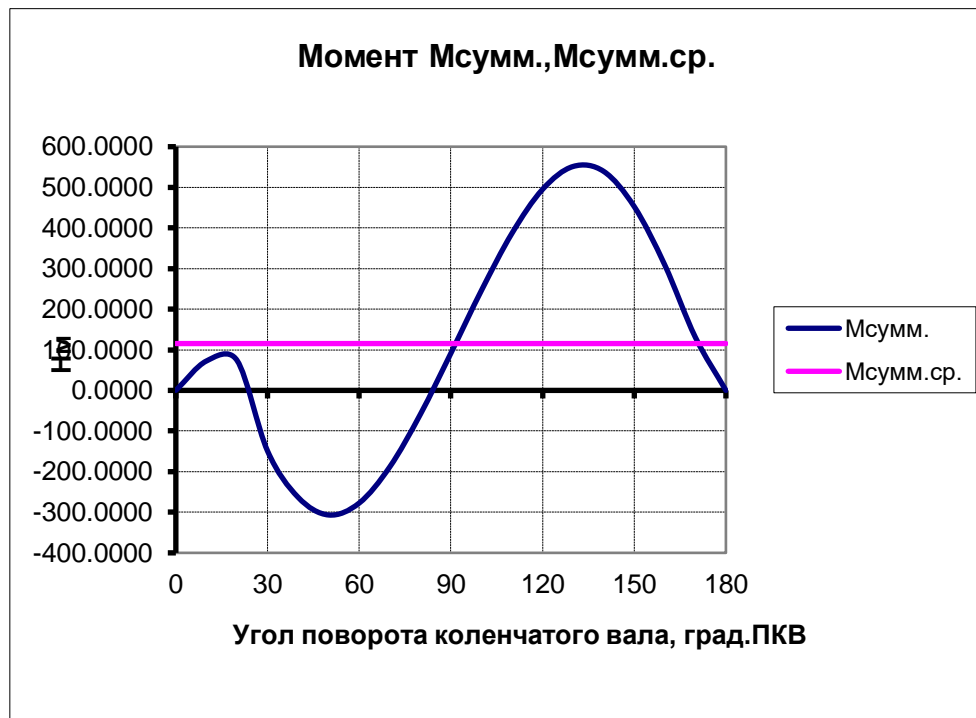


Рисунок 5.5 – Диаграмма суммарного крутящего момента

5. Момент инерции маховика составляет:

$$I_M = 0,8I_o = 0,0905 \quad (5.15)$$

6. Масса маховика

$$m_M = \frac{4J_M}{D_{cp}^2} = 8,37 \text{ кг}, \quad (5.16)$$

где $D_{cp} = 0,208 \text{ м}$ – средний диаметр маховика,

5.3 Определение нагрузок на шатунную шейку

Для определения удельных давлений на поверхность шатунной шейки строятся диаграммы сил, действующих на эту шейку (рисунок 7).

1. Равнодействующая сила на шатунную шейку

$$R_{шиш} = S + K_{ру} = K + T + K_{ру}, \quad (5.17)$$

где $K_{ру}$ - сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{ру} = -0,75m_{ш}rw^2 = -6835 \text{ Н} \quad (5.18)$$

S – сила, действующая по оси шатуна.

Полярную диаграмму сил, действующих на шатунную шейку, построим в координатах Т-К относительно неподвижного кривошипа по данным таблицы 7 через каждые 30 град ПКВ.

2. Для определения средней удельной нагрузки на шатунную шейку полярную диаграмму перестраивают в прямоугольные координаты $R_{шшш} = f(\alpha)$ путем измерения векторов равнодействующей силы $R_{шшш}$ на диаграмме $K-T$ (рисунок 8) и откладывания их абсолютных значений по вертикальной оси в координатах $R_{шшш}$ для соответствующих углов.



Рисунок 5.6 - Развернутая диаграмма нагрузок на шатунную шейку в прямоугольных координатах

3. Максимальное удельное давление на шатунную шейку:

$$q_{шшш \max} = \frac{R_{шшш \max}}{d_{шшш} \cdot l_{шшш}} \quad (5.19)$$

где $d_{шшш}$ – диаметр шатунной шейки:

$$d_{шшш} = 0,67 \cdot D, \quad (5.20)$$

$$d_{шшш} = 0,57 \cdot 82 = 47 \text{ мм},$$

$l_{шшш}$ – рабочая длина шатунной шейки:

$$l_{шшш} = 0,45 \cdot d_{шшш}, \quad (5.21)$$

$$l_{шшш} = 0,57 \cdot 47 = 27 \text{ мм},$$

$$q_{шшш \max} = \frac{19750}{0,047 \cdot 0,027} = 15563436 \text{ Па} \approx 15,56 \text{ МПа}.$$

6 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ КШМ

6.1 Расчет поршневой группы

Диаметры головок на основании теплового и динамического расчетов, скоростной характеристики двигателя имеем: диаметр цилиндра $D = 82$ мм, ход поршня $S = 75,6$ мм, максимальное давление процесса сгорания $p_{\max} = 6,693$ МПа при $n=5000$ об/мин, площадь поршня $F_{\pi} = 0,00528$ м², наибольшая нормальная сила $N_{\max} = 2,1519$ кН при $\varphi=380^{\circ}$, масса поршневой группы $m_{\pi} = 0,562$ кг, максимальную частоту вращения холостого хода принимаем $n_{х.х.маx}=(1,05-1,2)n = 5500$ об/мин, $\lambda=0,3123$.

В соответствии с данными двигателя-прототипа и с учетом соотношений приведенных в табл. 12.1 [10], выбираем основные конструктивные размеры поршневой группы рис. 6.1

6.1.1 Расчет поршня

Материал поршня: алюминиевый сплав: $\alpha_{\pi} = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К;

Материал гильзы цилиндра: чугун: $\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К;

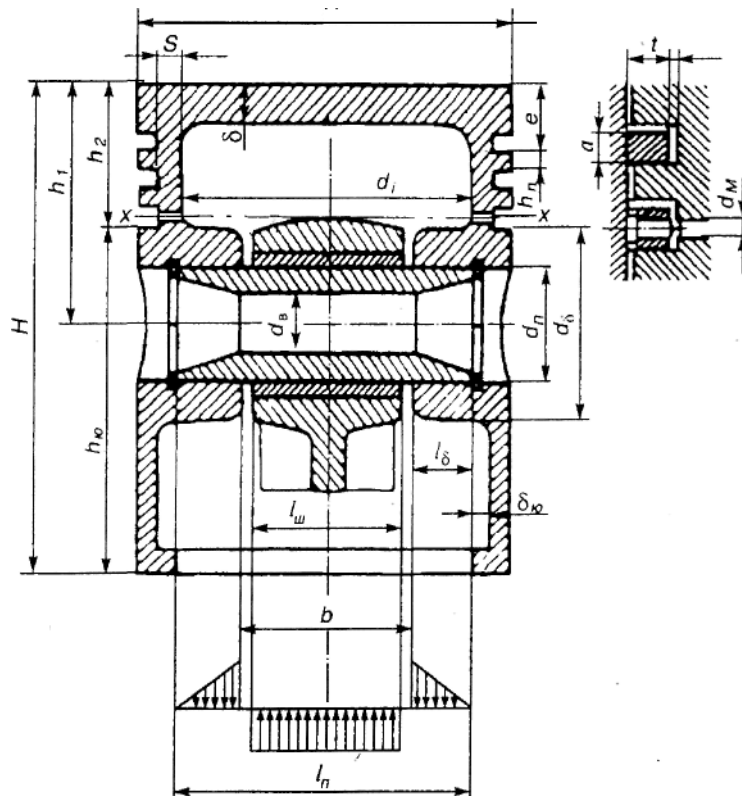


Рисунок 6.1 – Поперечный разрез поршня

Таблица 5 – Основные размеры поршня

Толщина днища поршня	$\delta=6,35$ мм
Высота поршня	$H=65,13$ мм
Высота юбки поршня	$h_{ю}= 46,2$ мм
Высота верхней части поршня	$h_1=37,9$ мм
Расстояние между торцами бобышек	$b =27,2$ мм
Толщина стенки головки поршня	$s = 7,05$ мм
Внутренний диаметр поршня	$d_i =62,46$ мм
Длина поршневого пальца	$l_{п}=63,84$ мм
Толщина первой кольцевой перемычки	$h_{п}= 3,51$ мм
Радиальная толщина кольца	$t = 3,51$ мм
Высота кольца	$a = 3$ мм
Радиальный зазор кольца в канавке	$\Delta t = 0,8$ мм
Число маслоотводящих отверстий	$n_M = 10$
Диаметр маслоотводящих отверстий	$d_M = 1,0$ мм
Внутренний радиус днища	$r_i=29,64$ мм
Высота жарового пояса	$e=7,5$ мм

Напряжение изгиба в днище поршня:

$$\sigma_{из} = p_z \cdot \left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2 = 145,82 \leq [\sigma_{из}] = 150 \text{ МПа} \quad (6.1)$$

Напряжение сжатия в сечении х-х

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{max}}{F_{x-x}} = 31,841 \text{ МПа} \leq [\sigma_{сж}] = 40 \text{ МПа} \quad (6.2)$$

где P_{max} – максимальная сила давления газов на днище поршня

$$P_{max} = p_{max} \cdot F_n = 35339 \text{ Н} \quad (6.3)$$

F_{x-x} – площадь сечения х-х:

$$F_{x-x} = \left[\frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_i^2) \right] - n_M^1 \cdot F^1 = 1110 \text{ мм}^2$$

Напряжение разрыва в сечении x-x

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x} = 5238 / 1110,44 = 4,16 \text{ МПа} \leq [\sigma_p] = 10 \text{ МПа} \quad (6.4)$$

где P_j – сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot (1 + \lambda) = 4619 \text{ Н} \quad (6.5)$$

Напряжение среза кольцевой перемычке

$$\tau = 0,0314 \cdot p_{\max} \cdot \frac{D}{h_n} = 4,909 \text{ МПа} \quad (6.6)$$

Напряжение изгиба кольцевой перемычки

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{\max} \cdot \left(\frac{D}{h_n} \right) = 16,437 \text{ МПа} \quad (6.7)$$

Суммарное напряжение:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{154,72^2 + 4 \cdot 4,4^2} = 19,147 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\Sigma}] = 40 \text{ МПа} \quad (6.8)$$

Максимальные удельные давления юбки и поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = N_{\max} \cdot 10^{-6} / (h_{ю} \cdot D) = 0,568 \text{ МПа} \quad (6.9)$$

$$q_2 = N_{\max} \cdot 10^{-6} / (H \cdot D) = 0,402 < 1 \text{ МПа} \quad (6.10)$$

где $N_{\max} = 2196 \text{ Н}$ – наибольшая нормальная сила.

и юбки поршня:

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 81,426 \text{ мм} \quad (6.11)$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 81,836 \text{ мм} \quad (6.12)$$

где

$$\Delta_{\Gamma} = 0,007D = 0,574 \text{ мм},$$

$$\Delta_{ю} = 0,002D = 0,164 \text{ мм}$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{\Gamma} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_n (T_{\Gamma} - T_0)] = 0,1989 \text{ мм} \quad (6.13)$$

$$\Delta'_{ю} = D \cdot [1 + \alpha_{ю} \cdot (T_{ю} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_{ю} (T_{ю} - T_0)] = 0,1103 \text{ мм} \quad (6.14)$$

где $T_{ц} = 383 \text{ К}$, $T_{\Gamma} = 593 \text{ К}$, $T_{ю} = 413 \text{ К}$ приняты с учетом жидкостного охлаждения.

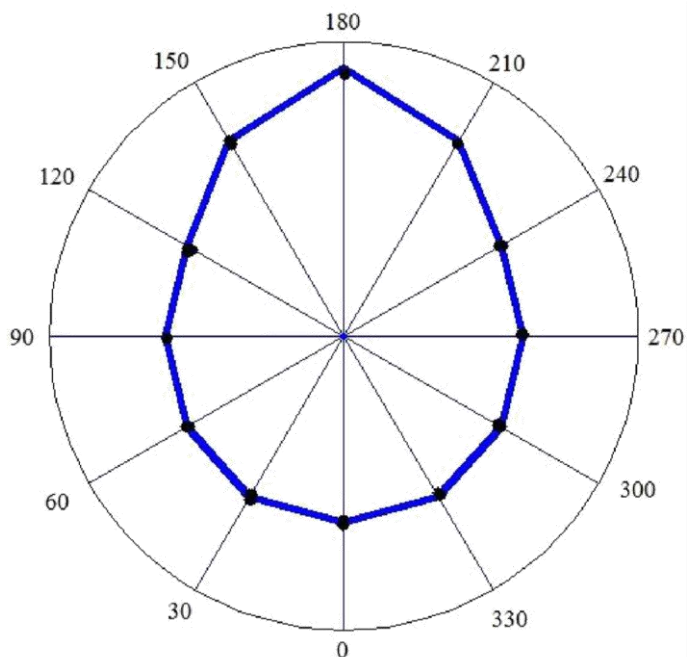
						Лист
					ЮУнГУ - 13.03.03.2019 133 ПЗ ВКР	43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6.1.2 Расчет поршневого кольца.

Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии $A_0 = 3t = 3 \cdot 3,51 = 10,53$ мм

Среднее давление кольца на стенку цилиндра

$$P_{cp} = 0,152 \cdot E \cdot \frac{A_0/t}{(D/t-1)^3 \cdot (D/t)} = 0,175 \text{ МПа} \quad (6.15)$$



где $E = 1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости серого чугуна

Рисунок 6.2 – Эпюра давлений компрессионного кольца

Таблица 6– Давление компрессионного кольца на стенку цилиндра

Ψ, град	0	30	60	90	120	150	180
μ _к	1,05	1,04	1,02	1	1,02	1,27	1,5
Р, МПа	0,183	0,182	0,178	0,175	0,178	0,222	0,262

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии:

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot p_{cp} \cdot (D/t-1)^2 = 227,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_{из}] = 450 \text{ МПа} \quad (6.16)$$

при надевании его на поршень:

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot E \cdot (1 - 0,114 \cdot A_0 / t)}{m \cdot (D/t - 1,4) \cdot (D/t)} = 326,75 \text{ МПа} \leq [\sigma_{из}] = 450 \text{ МПа} \quad (6.17)$$

$m=1,57$ – коэффициент зависящий от способа надевания кольца

Монтажный зазор в замке поршневого кольца:

$$\Delta_{\kappa} = \Delta'_{\kappa} + \pi \cdot D [\alpha_{\kappa} \cdot (T_{\kappa} - T_0) - \alpha_{\psi} (T_{\psi} - T_0)] \quad (6.18)$$

$$\Delta_{\kappa} = 0,3917 \text{ мм}$$

$\Delta'_{\kappa}=0,08$ мм, $T_{\psi}=388$ К, $T_{\kappa}=498$ К и $T_0=293$ К

6.1.3 Расчет поршневого пальца.

Таблица 7– Геометрические размеры поршневого пальца

Наружный диаметр пальца	$d_{\Pi} = 22$ мм
Внутренний диаметр пальца	$d_{В} = 13,5$ мм
Длина пальца	$L_{\Pi} = 63,84$ мм
Длина втулки шатуна	$L_{Ш} = 29$ мм
Материал пальца	12ХН3А ($E=2,2 \cdot 10^5$ МПа)

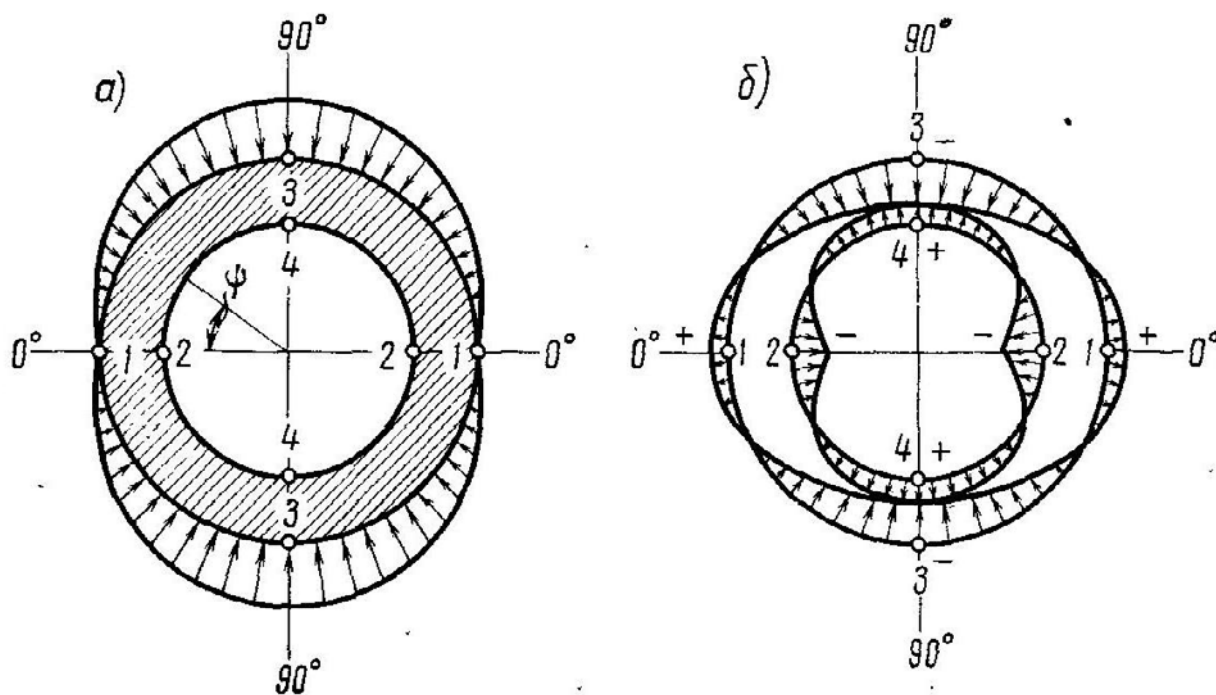


Рисунок 6.3 – Расчетная схема поршневого пальца

а) – распределение нагрузки б) – эпюры напряжений

Расчетная сила, действующая на поршневой палец:

$$P = p_{max} \cdot F_n + k \cdot P_j = 0,028M, \quad (6.19)$$

где P_j – сила инерции поршневой группы.

$$P_j = -m_n \cdot \omega_M^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) = -0,562 \cdot 575,6^2 \cdot 0,0378 \cdot (1 + 0,3123) \cdot 10^{-6} = -0,009MH \quad (6.20)$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{uz} = P / (d_n \cdot l_{uz}) = 43,516MPa \leq [q_{uz}] = 60MPa$$

Удельное давление пальца на бобышки

$$q_{\sigma} = P / [d_n \cdot (l_n - b)] = 34,443MPa \leq [q_{\sigma}] = 50MPa$$

Напряжение изгиба пальца

$$\sigma_{uz} = \frac{P \cdot (l_n + 2b - 1,5 \cdot l_{uz})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_n^3} = 189,227 \leq [\sigma_{uz}] = 250MPa \quad (6.21)$$

где $\alpha = d_g / d_n = 0,6136$

Касательные напряжения среза пальца в сечениях, расположенных между бобышками и головкой шатуна

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_n^2} = 113,07MPa \leq [\tau] = 250MPa \quad (6.22)$$

Максимальная овализация пальца:

$$\Delta d_{n,max} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_n} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = 0,003mm \quad (6.23)$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

в горизонтальной плоскости (точка 1, $\psi=0^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{d_n \cdot l_n} \cdot \left[0,19 \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (6.24)$$

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = 74,338 MPa$$

в вертикальной плоскости (точка 3, $\psi=90^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{d_n \cdot l_n} \cdot \left[0,174 \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (6.25)$$

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -175,604 MPa$$

Напряжение овализации на внутренней поверхности пальца:

в горизонтальной плоскости (точка 2, $\psi=0^\circ$)

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{d_n \cdot l_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1+2 \cdot \alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (6.26)$$

$$\sigma_{i0^\circ} = -146,338 \text{ МПа}$$

в вертикальной плоскости (точка 4, $\psi=90^\circ$)

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15 \cdot P}{d_n \cdot l_n} \cdot \left[0,174 \frac{(1+2 \cdot \alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (6.27)$$

$$\sigma_{i90^\circ} = 138,641 \text{ МПа}$$

6.2 Расчет шатунной группы

6.2.1 Расчет поршневой головки шатуна.

Из теплового и динамического расчета имеем: максимальное давление сгорания $p_{зд}=6,693$ МПа на режиме $n_N=5000$ об/мин при $\varphi=370^\circ$, масса поршневой группы $m_{п}=0,562$ кг, масса шатунной группы $m_{ш}=0,701$ кг, максимальную частоту вращения при холостом ходе $n_{х.х.}=5500$ об/мин, ход поршня $S=75,6$ мм; площадь поршня $F_{п}=0,00528\text{м}^2$; $\lambda=0,3123$. Из расчета поршневой группы имеем: диаметр поршневого пальца $d_{п}=22$ мм и длину поршневой головки шатуна $l_{ш}=29$ мм. По таблице 51 [2] принимаем: наружный диаметр головки $d_r=30$ мм; внутренний диаметр головки $d=24$ мм; радиальную толщину стенки головки $h_r=(d_r-d)/2=(30-24)/2=3,01$ мм; радиальная толщина стенки втулки $s_b=(d-d_{п})/2=(24-21,8)/2=1,09$ мм. Материал шатуна – сталь 40Х; $E_{ш}=2,2 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_r=1 \cdot 10^{-5}$ 1/К, $\mu_{ш}=0,3$. Материал втулки – бронза; $E_b=1,15 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_b=1,8 \cdot 10^{-5}$ 1/К, $\mu_b=0,3$.

По таблицам 43 и 45 [2] для стали 40Х: предел прочности $\sigma_b=980$ МПа; пределы усталости при изгибе $\sigma_{-1}=350$ МПа и растяжении–сжатии $\sigma_{-1P}=300$ МПа; предел текучести $\sigma_T=800$ МПа; коэффициент приведения цикла при изгибе $\alpha_\sigma=0,21$ и при растяжении–сжатии $\alpha_\sigma=0,17$.

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		47

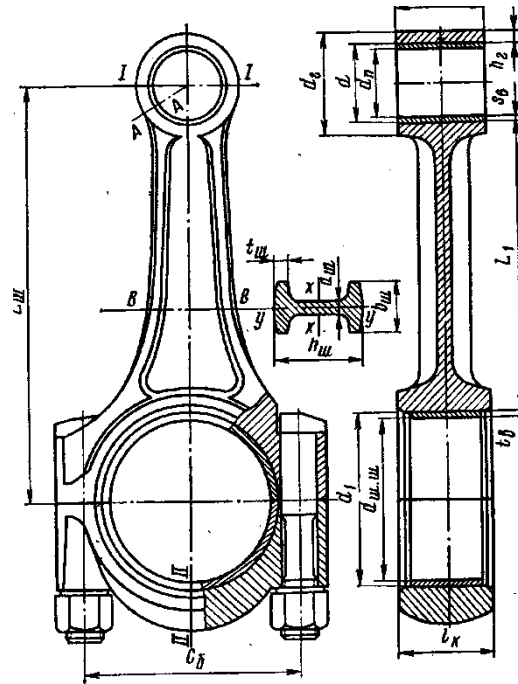


Рисунок 6.4 – Расчетная схема шатуна

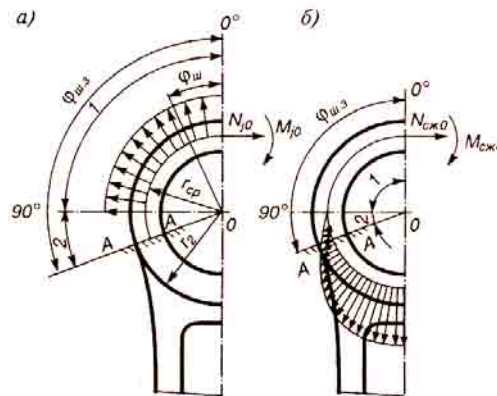


Рисунок 6.5– Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна

а) – при растяжении б) – при сжатии

При изгибе

$$\beta_{\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_T = 350 / 800 = 0,438 \quad (6.28)$$

$$\text{и } (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = (0,438 - 0,21) / (1 - 0,438) = 0,404 \quad (6.29)$$

При растяжении–сжатии

$$\beta_{\sigma} = \sigma_{-1P} / \sigma_T = 300 / 800 = 0,375 \quad (6.30)$$

$$\text{и } (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = (0,375 - 0,17) / (1 - 0,375) = 0,328 \quad (6.31)$$

Расчет сечения I-I

Максимальное напряжение пульсирующего цикла

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{II} + m_{B.I}) \cdot \omega_{x,x,\max}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{III}} \quad (6.32)$$

$$\sigma_{\max} = 58,2 \text{ МПа}$$

где $m_{B.I}=0,08 \cdot m_{III}=0,0561 \text{ кг}$ – масса части головки выше сечения I–I.

$$\omega_{x-x,\max} = \pi \cdot n / 30 = 575,667 \text{ рад/с.} \quad (6.33)$$

Среднее напряжение и амплитуда напряжений

$$\sigma_{m0} = \sigma_{\alpha 0} = \sigma_{\max} / 2 = 29,1 \text{ МПа} \quad (6.34)$$

$$\sigma_{\alpha k 0} = \sigma_{\alpha 0} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_n) = 27,113 \text{ МПа} \quad (6.35)$$

где $k_{\sigma}=1,2+1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B-400)=1,2+1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (980-400)=1,3$ эффективный коэффициент концентрации напряжений; ; $\varepsilon_M=0,7$ определяется по таблице 48 (максимальный размер сечения) [2]; $\varepsilon_n=2$ определяется по таблице 49 [2] (азотирование);

Так как $\frac{\sigma_{\alpha k 0}}{\sigma_{m0}} = 0,932 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,328$, то запас прочности поршневой

головки шатуна определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1P} / (\sigma_{\alpha k 0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}) = 9,358 \quad (6.36)$$

Напряжения от запрессованной втулки:

суммарный натяг

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,0611 \text{ мм} \quad (6.37)$$

где $\Delta=0,04 \text{ мм}$ – натяг посадки бронзовой втулки;

$\Delta_t=d \cdot (\alpha_B - \alpha_{\Gamma}) \cdot \Delta T=0,0211 \text{ мм}$; $\Delta T=110 \text{ К}$ средняя температура подогрева головки и втулки;

удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{(d_{\Gamma}^2 + d^2) / (d_{\Gamma}^2 - d^2) + \mu}{E_u} + \frac{(d^2 + d_n^2) / (d^2 - d_n^2) - \mu}{E_e} \right]} \quad (6.38)$$

$$p = 21,284 \text{ МПа}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР 49	

где $\mu=0,3$ коэффициент Пуассона;

напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки

$$\sigma'_a = p \cdot 2 \cdot d^2 / (d_r^2 - d^2) = 75,677 \text{ МПа} \quad (6.39)$$

напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки

$$\sigma'_i = p \cdot (d_r^2 + d^2) / (d_r^2 - d^2) = 96,961 \text{ МПа} \quad (6.40)$$

Расчет сечения А-А на изгиб:

максимальная сила, растягивающая головку на режиме $n=n_N$:

$$P_{jII} = -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = -9238,5 \text{ Н} \quad (6.41)$$

$$\text{где } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 575,667 \text{ рад/с}$$

нормальная сила и изгибающий момент в сечении О–О:

$$N_{j0} = -P_{jII} \cdot (0,572 - 0,0008\varphi_{3.ш.}) = 4471,454 \text{ Н} \quad (6.42)$$

$$M_{j0} = -P_{jII} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_3 - 0,0297) = 0,823 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (6.43)$$

где $\varphi_3=110^\circ$ угол заделки; $r_{cp}=(d_r+d)/4=13,55$ мм

нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от растягивающей силы:

$$N_{j\varphi_{3.ш.}} = N_{j0} \cdot \cos \varphi_{3.ш.} - 0,5 \cdot P_{jII} (\sin \varphi_{3.ш.} - \cos \varphi_{3.ш.}) = 4391,251 \text{ Н} \quad (6.44)$$

$$M_{j\varphi_{3.ш.}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{3.ш.}) + 0,5 \cdot P_{jII} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{3.ш.} - \cos \varphi_{3.ш.}) \quad (6.45)$$

$$M_{j\varphi_{3.ш.}} = 1,906 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы:

$$\sigma_{\sigma j} = \left[2 \cdot M_{j\varphi_{3.ш.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{3.ш.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} = 203,916 \text{ МПа} \quad (6.46)$$

где $K=E_{ш} \cdot F_r / (E_{ш} \cdot F_r + E_B \cdot F_B)=0,852$;

$F_r=(d_r-d) \cdot l_{ш}=174 \text{ мм}^2$;

$F_B=(d-d_n) \cdot l_{ш}=58 \text{ мм}^2$.

суммарная сила, сжимающая головку:

$$P_{сж} = (p_{z0} - p_0) \cdot F_n - m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = 25805,178 \text{ Н} \quad (6.47)$$

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от сжимающей силы:

$$N_{сж\varphi_{з.ш.}} = P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{з.ш.}}{2} - \frac{\varphi_{з.ш.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{з.ш.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{з.ш.} \right) \right] = 144,51 \text{ Н} \quad (6.48)$$

$$M_{сж\varphi_{з.ш.}} = P_{сж} \cdot r_{cp} \cdot \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{сж}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{з.ш.}) - \left(\frac{\sin \varphi_{з.ш.}}{2} - \frac{\varphi_{з.ш.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{з.ш.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{з.ш.} \right) \right] \quad (6.49)$$

$$M_{сж\varphi_{з.ш.}} = -1,129 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где $N_{сж0}/P_{сж}=0,0009$; $M_{сж0}/(P_{сж} \cdot r_{cp})=0,0003$ определяют по таблице 52 [1],

$$а \quad f(\varphi_{з.ш.}) = \frac{\sin \varphi_{з.ш.}}{2} - \frac{\varphi_{з.ш.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{з.ш.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{з.ш.} = 0,0047 \text{ и } f(\varphi_{з.ш.}) = 1 - \cos \varphi_{з.ш.} = 1,342$$

– по таблице 53 [2].

напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы

$$\sigma_{\alpha сж} = \left[2 \cdot M_{сж\varphi_{з.ш.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{сж\varphi_{з.ш.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{\Gamma}} = -22,658 \text{ МПа} \quad (6.50)$$

минимальное и максимальное напряжения асимметричного цикла:

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 279,668 \text{ МПа} \quad (6.51)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{a сж} = 53,018 \text{ МПа} \quad (6.52)$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = 166,343 \text{ МПа} \quad (6.53)$$

$$\sigma_{\alpha} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = 113,325 \text{ МПа} \quad (6.54)$$

$$\sigma_{\alpha k} = \sigma_{\alpha} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_m \cdot \varepsilon_n) = 105,586 \text{ МПа} \quad (6.55)$$

Так как $\frac{\sigma_{\alpha k}}{\sigma_m} = 0,635 < \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,404$, то запасы прочности определяется по

пределу усталости:

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_{\alpha k} + \alpha_{\sigma} \sigma_m) = 2,49 \quad (6.56)$$

6.2.2 Расчет кривошипной головки шатуна.

Из динамического расчета и расчета поршневой головки шатуна имеем: радиус кривошипа $R=0,0378$ м; массу поршневой группы $m_{п}=0,562$ кг; масса

шатунной группы $m_{ш}=0,701$ кг; максимальную угловую скорость холостого хода

$\omega_{x-x_{max}} = \pi \cdot n / 30 = 575,667$ рад/с; $\lambda=0,3123$. По таблице 54 [2] принимаем: диаметр шатунной шейки $d_{шш}=46$ мм; толщина стенки вкладыша $t_b=1,8$ мм; расстояние между шатунными болтами $c_6=82,2$ мм; длина кривошипной головки $l_k=43,7$ мм.

Максимальная сила инерции

$$P_{jP} = -\omega^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.н.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр.})] \cdot 10^{-6} \quad (6.57)$$

$$P_{jP} = -0,0167 \text{ МН}$$

где $m_{кр}=0,2m_{ш}=0,168$ кг.

Момент сопротивления расчетного сечения

$$W_{уз} = l_k \cdot (0,5 \cdot c_B - r_1)^2 / 6 = 1,68 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \quad (6.58)$$

где $r_1=0,5(d_{ш.ш}+2 \cdot t_b)=0,0253$ м – внутренний радиус кривошипной головки шатуна.

Моменты инерции вкладыша и крышки

$$J_B = l_k \cdot t_B^3 = 34,58 \cdot 1,976^3 \cdot 10^{-12} = 5,32 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4 \quad (6.59)$$

$$J = l_k \cdot (0,5c_B - r_1)^3 = 1,46 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4 \quad (6.60)$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{уз} = P_{jP} \cdot \left[\frac{0,023c_B}{(1 + J_B / J) \cdot W_{уз}} + \frac{0,4}{F_\Gamma} \right] \quad (6.61)$$

$$\sigma_{уз} = 511,757 \text{ МПа}$$

где $F_\Gamma=l_k \cdot 0,5 \cdot (c_B - d_{ш.ш.})=0,000754 \text{ м}^2$.

6.2.3 Расчет стержня шатуна.

Из динамического расчета имеем: $P_{сж}=P_\Gamma+P_j=0,0247$ МН при $\varphi=370^0$; $P_p=P_\Gamma+P_j=-0,011$ МН при $\varphi=0^0$; длину шатуна $L_{ш}=121$ мм. По таблице 55 [2] принимаем: $h_{ш}=20,475$; $b_{ш}=20,216$; $\alpha_{ш}=4$; $t_{ш}=4$. Из расчетов поршневой и

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

кривошипной головок: $d=24\text{мм}$; $d_1=46\text{ мм}$; характеристика прочности материала шатуна (сталь 40X).

Площадь и моменты инерции расчетного сечения В-В

$$F_{cp} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - \alpha_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) = 0,0002123 \text{ м}^2 \quad (6.62)$$

$$J_X = [b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - \alpha_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3] / 12 = 1,188 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2 \quad (6.63)$$

$$J_Y = [h_{ш} \cdot b_{ш}^3 - (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) \cdot (b_{ш} - \alpha_{ш})^3] / 12 = 9,77 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2 \quad (6.64)$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы:

в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max .x} = K_X \cdot P_{сж} / F_{cp} = 130,07 \text{ Мпа} \quad (6.65)$$

где $K_X = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_{ш}^2}{J_X} \cdot F_{cp} = 1,118$

в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\max .y} = K_Y \cdot P_{сж} / F_{cp} = 129,84 \text{ Мпа} \quad (6.66)$$

где $K_Y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{4J_Y} \cdot F_{cp} = 1,116$

$$L_1 = L_{ш} - (d + d_1) / 2 = 86 \text{ мм}$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{\min} = P_p / F_{cp} = -51,813 \text{ Мпа} \quad (6.67)$$

Средние напряжения и амплитуды цикла:

$$\sigma_{mx} = (\sigma_{\max .x} + \sigma_{\min}) / 2 = 39,130 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = (\sigma_{\max .y} + \sigma_{\min}) / 2 = 39,014 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\alpha x} = (\sigma_{\max .x} - \sigma_{\min}) / 2 = 90,943 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\alpha y} = (\sigma_{\max .y} - \sigma_{\min}) / 2 = 90,827 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\alpha x} = \sigma_{\alpha x} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_m \cdot \varepsilon_n) = 67,174 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\alpha y} = \sigma_{\alpha y} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_m \cdot \varepsilon_n) = 67,088 \text{ МПа}$$

где $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_B - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (980 - 400) = 1,3$; $\varepsilon_m = 0,88$

определяется по таблице 48 (максимальный размер сечения) [2]; $\varepsilon_n = 2$

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

определяется по таблице 49 [2] с учетом поверхностного упрочнения стержня шатуна азотированием.

Так как $\frac{\sigma_{акк}}{\sigma_{mx}} = 1,717 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4044$ (см. расчет поршневой головки

шатуна) и $\sigma_{акк} / \sigma_{my} = 1,720 > 0,4044$, то запасы прочности в сечении В-В определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigma X} = \sigma_{-1P} / (\sigma_{акк} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx}) = 4,064$$

$$n_{\sigma Y} = \sigma_{-1P} / (\sigma_{акк} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my}) = 4,069$$

6.2.4 Расчет шатунного болта.

Из расчета кривошипной головки шатуна имеем: максимальную силу инерции, разрывающую кривошипную головку и шатунные болты, $P_{jP} = 0,0167$ МН. Примем: номинальный диаметр болта $d = 10$ мм; шаг резьбы $t = 1$ мм; количество болтов $i_{\sigma} = 2$. Материал – сталь 40ХН.

По таблице 43 и 45 [2] определяем: пределы прочности $\sigma_{в} = 1300$ МПа, текучести $\sigma_{т} = 1150$ МПа, усталости при растяжении–сжатии $\sigma_{-1P} = 380$ МПа; коэффициент приведения цикла при растяжении–сжатии $\alpha_{\sigma} = 0,2$.

$$\beta_{\sigma} = \sigma_{-1P} / \sigma_{т} = 380 / 1150 = 0,33; (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = (0,33 - 0,2) / (1 - 0,33) = 0,195$$

Сила предварительной затяжки

$$P_{np} = (2 \div 3) \cdot P_{jP} / i_{\sigma} = 0,0167 \text{ МН.} \quad (6.68)$$

Суммарная сила, растягивающая болт

$$P_{\sigma} = P_{np} + X \cdot P_{jP} / i_{\sigma} = 0,0183 \text{ МН} \quad (6.69)$$

где $X = 0,2$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте:

$$\sigma_{max} = 4P_{\sigma} / (\pi \cdot d_{\sigma}^2) = 315,474 \text{ Мпа} \quad (6.70)$$

$$\sigma_{min} = 4P_{np} / (\pi \cdot d_{\sigma}^2) = 286,794 \text{ Мпа} \quad (6.71)$$

где $d_{\sigma} = d - 1,4 \cdot t = 8,6$ мм

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = 301,134 \text{ МПа}$$

$$\sigma_\alpha = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = 14,34 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ок}} = \sigma_\alpha \cdot k_\sigma / (\varepsilon_m \cdot \varepsilon_n) = 73,447 \text{ МПа}$$

где $k_\sigma = 1 + q \cdot (\alpha_{\text{кст}} - 1) = 4,2$; $\alpha_{\text{кст}} = 4,2$ определяется по таблице 47 [2]; $q = 1$ определяется по рисунку 95 [2] при $\sigma_B = 1300 \text{ МПа}$ и $\alpha_{\text{кст}} = 4,2$; $\varepsilon_m = 1$ определяется по таблице 48 [2] при $d = 10 \text{ мм}$; $\varepsilon_n = 0,82$ определяется по таблице 49 [2] (грубое обтачивание).

Так как $\frac{\sigma_{\text{ок}}}{\sigma_m} = 0,244 > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,195$, то запасы прочности болта

определяется по пределу усталости:

$$n_\sigma = \sigma_{-1P} / (\sigma_{\text{ок}} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m) = 3,070$$

6.3 Расчет коленчатого вала

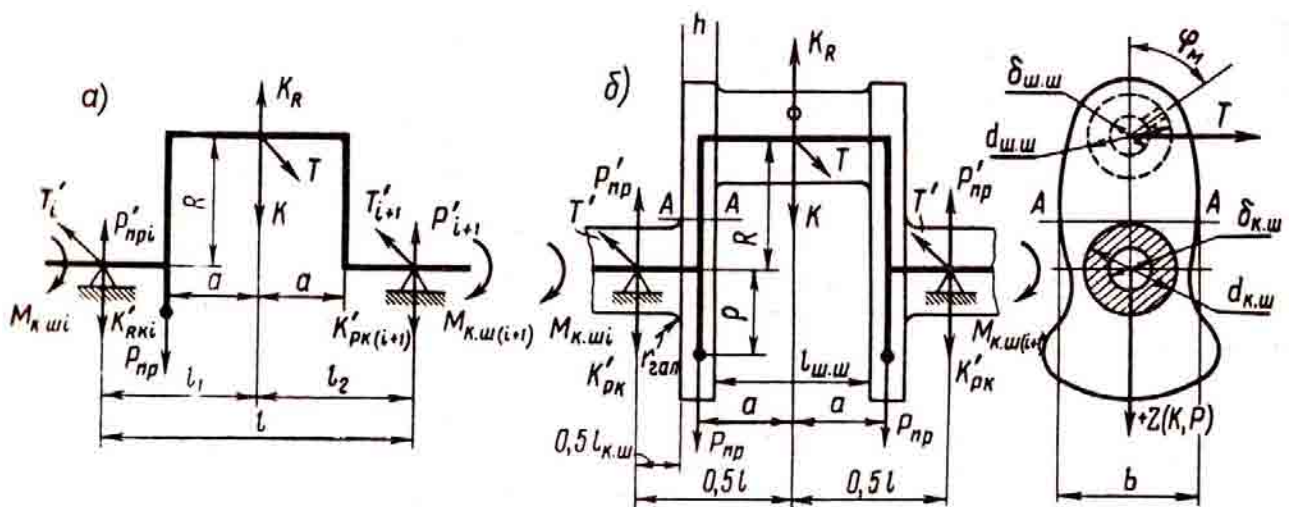


Рисунок 6.6 – Расчетная схема коленчатого вала

Выбор исходных данных.

На основании данных динамического расчета имеем: коленчатый вал с симметричными коленами, противовесами, расположенными на концах вала, центробежная сила инерции вращающихся масс $K_{R\Sigma} = -m_{R\Sigma} R\omega^2 = -6,835 \text{ кН}$; радиус кривошипа $R = 37,8 \text{ мм}$. С учетом соотношений, приведенных в п. 51 [1], и анализа существующих двигателей принимаем следующие размеры

коленчатого вала: 1) коренная шейка – наружный диаметр $d_{к.ш.}=50$ мм, длина $l_{к.ш.}=27$ мм; 2) шатунная шейка – наружный диаметр $d_{ш.ш.}=47$ мм, длина $l_{ш.ш.}=27$ мм; внутренний диаметр $\delta_{ш.ш.} = 10$ мм 3) расчетное сечение А–А – ши

рина $b=76$ мм, толщина $h=18$ мм. Радиус галтелей $r_{гал} = 2$ мм

Определение свойств материала вала.

Материал вала – ВЧ-60.

По таблице 46 [1] определяем: пределы прочности $\sigma_B=600$ МПа и текучести $\sigma_T=370$ МПа и $\tau_T=250$ МПа; пределы усталости при изгибе $\sigma_{-1}=340$ МПа; растяжении–сжатии $\sigma_{-1P}=255$ МПа и кручении $\tau_{-1}=400$ МПа; коэффициент приведения цикла при изгибе $\alpha_\sigma=0,18$ и кручении $\alpha_\tau=0,08$ и растяжение сжатии $\alpha_\sigma = 0,14$.

При изгибе:

$$\beta_\sigma = \sigma_{-1P} / \sigma_T = 340 / 370 = 0,919 \text{ и } (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) = (0,919 - 0,18) / (1 - 0,919) = 0,91$$

При кручении:

$$\beta_\tau = \tau_{-1P} / \tau_T = 180 / 250 = 0,72; (\beta_\tau - \alpha_\tau) / (1 - \beta_\tau) = (0,72 - 0,08) / (1 - 0,72) = 2,3$$

При растяжении-сжатии:

$$\beta_\sigma = \sigma_{-1P} / \sigma_T = 255 / 370 = 0,689 (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) = (0,689 - 0,14) / (1 - 0,689) = 1,8$$

Удельное давление на поверхности:

-шатунных шеек

$$k_{ш.ш. ср.} = R_{ш.ш. ср.} / (d_{ш.ш.} l'_{ш.ш.}) = 104,34 \text{ МПа} \quad (6.72)$$

$$k_{ш.ш. max.} = R_{ш.ш. max.} / (d_{ш.ш.} l'_{ш.ш.}) = 149,56 \text{ МПа} \quad (6.73)$$

где $R_{ш.ш. ср.} = 51,49$ кН, $R_{ш.ш. max.} = 73,8$ кН – соответственно средняя и максимальная нагрузки на шатунную шейку;

$l'_{ш.ш.} = (1/2)(l_{ш.ш.} - (2 \cdot r_{гал.} + (2 \dots 3) \text{ мм})) = 10,5$ мм – рабочая ширина вкладыша; $r_{гал.}$ – радиус галтели принят равным 2 мм.

-коренных шеек

$$k_{к.ш. ср.} = R_{к.ш. ср.} / (d_{к.ш.} l'_{к.ш.}) = 5,68 \text{ МПа}$$

$$k_{к.ш. \max.} = R_{к.ш. \max.} / (d_{к.ш.} l'_{к.ш.}) = 19,5 \text{ МПа}$$

где $R_{к.ш. \text{ ср.}} = 5,97 \text{ кН}$ и $R_{к.ш. \max.} = 20,5 \text{ кН}$ – максимальная нагрузка на 4 наиболее нагруженную шейку; $l'_{к.ш.} = l_{к.ш.} - (2 \cdot r_{гал.} + (2 \dots 3) \text{ мм}) = 21 \text{ мм}$ – рабочая ширина коренного вкладыша.

6.3.1 Расчет коренной шейки

Момент сопротивления коренной шейки кручению

$$W_{тк.ш.} = \pi \cdot d_{к.ш.}^3 / 16 = 24,54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (6.74)$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для наиболее нагруженной коренной шейки, на которую воздействует крутящий момент, имеющий наибольший размах $\Delta M_{к.ш. \max.}$:

$$\tau_{\max} = M_{к.ш. \max.} / W_{тк.ш.} = 19,5 \text{ МПа} \quad (6.75)$$

$$\tau_{\min} = M_{к.ш. \min.} / W_{тк.ш.} = -18,36 \text{ МПа} \quad (6.76)$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min}) / 2 = 0,56 \text{ МПа} \quad (6.77)$$

$$\tau_\alpha = (\tau_{\max} - \tau_{\min}) / 2 = 18,92 \text{ МПа} \quad (6.78)$$

$$\tau_{ак} = \tau_\alpha \cdot k_\tau / (\varepsilon_{м\tau} \cdot \varepsilon_{н\tau}) = 36,88 \text{ МПа} \quad (6.79)$$

где $k_\tau = 0,6[1 + q \cdot (\alpha_{к\sigma} - 1)] = 0,6 \cdot [1 + 0,71 \cdot (3,0 - 1)] = 1,45$ – коэффициент концентрации напряжений; $\alpha_{к\sigma} = 3,0$ определяется по таблице 47 [1] (по наличию в шейке масляного отверстия); $q = 0,71$ определяется по рисунку 95 [1] при $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$ и $\alpha_{к\sigma} = 3,0$; $\varepsilon_{м\tau} = 0,62$ определяется по таблице 48 [1] при $d_{к.ш.} = 50 \text{ мм}$; $\varepsilon_{н\tau} = 1,2$ определяется по таблице 49 [1].

Так как $\frac{\tau_{ак}}{\tau_m} = 65,88 > \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 2$, то запасы прочности болта определяется по

пределу усталости:

$$n_\tau = \tau_{-1} / (\tau_{ак} + \alpha_\tau \cdot \tau_m) = 4,87$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	
					57	

6.3.2 Расчет шатунной шейки

Момент сопротивления шатунной шейки кручению

$$W_{\text{к.ш.}} = \pi \cdot d_{\text{ш.ш.}}^3 / 16 \left[1 - \left(\frac{d_{\text{ш.ш.}}}{d_{\text{ш.ш.}}} \right)^4 \right] = 20,34 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (6.80)$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для наиболее нагруженной шатунной шейки, на которую воздействует крутящий момент, имеющий наибольший размах $\Delta M_{\text{ш.ш. max}}$ (3-я шатунная шейка):

$$\tau_{\text{max}} = M_{\text{ш.ш. max}} / W_{\text{ш.ш.}} = 16,38 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{min}} = M_{\text{ш.ш. min}} / W_{\text{ш.ш.}} = -10,8 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\tau_m = (\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}) / 2 = 2,8 \text{ МПа}$$

$$\tau_\alpha = (\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}) / 2 = 13,84 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{ак}} = \tau_\alpha \cdot k_\tau / (\varepsilon_{\text{мт}} \cdot \varepsilon_{\text{нт}}) = 34,84 \text{ МПа}$$

где $k_\tau=1,45$ – коэффициент концентрации напряжений; $\varepsilon_{\text{мт}}=0,65$ определяется по таблице 48 [1] при $d_{\text{ш.ш.}}=47$ мм; $\varepsilon_{\text{нт}}=0,87$ определяется по таблице 49 [1]. Для внутренней поверхности шейки, на которую выходит масляное отверстие.

Так как $\frac{\tau_{\text{ак}}}{\tau_m} = 12,473 > \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 2$, то запасы прочности болта определяется по

пределу усталости:

$$n_\tau = \tau_{-1} / (\tau_{\text{ак}} + \alpha_\tau \cdot \tau_m) = 5,13$$

Моменты, изгибающие шатунную шейку коленчатого вала

В плоскости, перпендикулярной плоскости колена, для сечения I-I по оси масляного отверстия

$$M_{T(I-I)} = T'_\Sigma (0,5 \cdot l - c) = 0,038 \cdot T'_\Sigma H \cdot m \quad (6.81)$$

Для сечения В-В

$$M_{T(B-B)} = T'_\Sigma 0,5l = 0,045 \cdot T'_\Sigma H \cdot m \quad (6.82)$$

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

$$T'_\Sigma = -\left(T_\pi \frac{0,5+c}{l} + T_\Pi \frac{0,5l-c}{l}\right) = -(97,92 \cdot T_\pi + 406,25 \cdot T_\Pi)H; \quad (6.83)$$

Где

$$l = l_{\kappa,ш} + l_{ш,ш} + 2h = 90\text{мм};$$

В плоскости колена для сечения I-I подсчет не производят, так как масляное отверстие на шатунной шейки целесообразно сделать в горизонтальной плоскости ($\varphi_M = 270^\circ$), следовательно, $M_{\varphi_M} = M_{T(I-I)}$;

Для среднего сечения В-В

$$M_{K(B-B)} = M_{kp(B-B)} + M_{\kappa R(B-B)} \quad (6.84)$$

Где

$$M_{kp(B-B)} = K'_\Sigma \cdot 0,5l = 0,045 \cdot K'_\Sigma H \cdot m; \quad (6.85)$$

$$M_{\kappa R(B-B)} = K'_{R\Sigma} \cdot 0,5l + K_{Rш}c = 312,98 H \cdot m; \quad (6.86)$$

$$K'_{R\Sigma} = -0,5K_{R\Sigma} = 7,98 \kappa H; \quad (6.87)$$

Расчеты моментов приведены в таблице.

Таблица 8– Расчет нагрузок, действующих на шатунную шейку.

φ°	Гл, кН	Гп, кН	ТΣ', кН	MT(I- I), Нм	MT(B- B), Нм	Кл, кН	Кп, кН	К'Σ, кН	Мкр(В- В), Нм	МК(В- В), Нм	Миз, Нм
0	0,0	-5,1	2178,0	83,3	98,0	-22,4	-1,4	2401,6	108,1	421,0	432,3
30	-10,8	6,2	-1761,3	-67,4	-79,3	-14,1	-1,9	1933,4	87,0	400,0	407,8
60	-6,1	10,9	-4129,0	-157,9	-185,8	-1,9	-14,1	6163,4	277,4	590,3	618,9
90	5,2	0,0	-417,4	-16,0	-18,8	-1,4	-22,4	9651,9	434,3	747,3	747,5
120	8,9	-10,8	3893,7	148,9	175,2	-8,3	-14,1	6665,1	299,9	612,9	637,5
150	5,3	-6,1	2185,5	83,6	98,3	-12,8	-1,9	1820,3	81,9	394,9	407,0
180	0,0	5,2	-2202,2	-84,2	-99,1	-13,8	-1,4	1708,9	76,9	389,9	402,3
210	-5,3	8,9	-3343,6	-127,9	-150,5	-12,9	-8,3	4579,3	206,1	519,0	540,4
240	-9,3	5,3	-1494,8	-57,2	-67,3	-8,7	-12,8	6139,4	276,3	589,2	593,1
270	-7,0	0,0	565,0	21,6	25,4	-1,9	-13,8	6003,0	270,1	583,1	583,7
300	0,4	-5,3	2234,5	85,5	100,6	-0,1	-12,9	5498,0	247,4	560,4	569,3
330	-4,0	-9,3	4281,5	163,8	192,7	5,2	-8,7	3294,3	148,2	461,2	499,8
360	0,0	-7,0	2980,7	114,0	134,1	125,5	-1,9	-9299,4	-418,5	-105,5	170,6
390	29,5	0,4	-2544,1	-97,3	-114,5	38,3	-0,1	-3034,3	-136,5	176,4	210,3
420	14,0	-4,0	575,7	22,0	25,9	4,2	5,2	-2551,9	-114,8	198,1	199,8
450	14,4	0,0	-1159,5	-44,3	-52,2	-3,9	125,5	-53033,0	-2386,5	-2073,5	2074,2
480	12,9	29,5	-13556,2	-518,5	-610,0	-12,1	38,3	-15309,2	-688,9	-375,9	716,6
510	6,8	14,0	-6481,0	-247,9	-291,6	-16,4	4,2	-471,1	-21,2	291,8	412,5
540	0,0	14,4	-6117,2	-234,0	-275,3	-17,3	-3,9	3061,6	137,8	450,7	528,2
570	-5,3	12,9	-5048,2	-193,1	-227,2	-12,7	-12,1	6158,3	277,1	590,1	632,3
600	-8,8	6,8	-2174,4	-83,2	-97,8	-8,3	-16,4	7654,7	344,5	657,4	664,7
630	-5,1	0,0	412,8	15,8	18,6	-1,4	-17,3	7467,7	336,0	649,0	649,3
660	6,2	-5,3	1736,5	66,4	78,1	-1,9	-12,7	5564,0	250,4	563,4	568,8
690	10,9	-8,8	2878,7	110,1	129,5	-14,1	-8,3	4661,9	209,8	522,8	538,6
720	0,0	-5,1	2178,0	83,3	98,0	-22,4	-1,4	2401,6	108,1	421,0	432,3

Максимальное и минимальное нормальное напряжения в шатунной

шейки:

в сечении I-I

$$\sigma_{\max} = M_{\varphi \text{ м. max}} / W_{\text{сш.ш.}} = 16,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\min} = M_{\varphi \text{ м. min}} / W_{\text{сш.ш.}} = -50,98 \text{ МПа}$$

где $W_{\text{сш.ш.}} = 0,5 \cdot W_{\text{тш.ш.}} = 10,17 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$

						Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	

в сечении В-В

$$\sigma_{\max} = M_{\text{изmax}} / W_{\text{сш.ш.}} = 203,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\min} = M_{\text{изmin}} / W_{\text{сш.ш.}} = 16,78 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение и амплитуда напряжений:

Для сечения I-I

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = -17,44 \text{ МПа}$$

$$\sigma_\alpha = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = 33,54 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \sigma_\alpha \cdot k_\sigma / (\varepsilon_{\text{м}\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{н}\sigma}) = 86 \text{ МПа}$$

где $k_\sigma = 1 + q \cdot (\alpha_{\text{к}\sigma} - 1) = 1 + 0,7 \cdot (3,0 - 1) = 2,42$; $\alpha_{\text{к}\sigma} = 3,0$; $q = 0,71$; $\varepsilon_{\text{м}\sigma} = 0,69$; $\varepsilon_{\text{н}\sigma} = 0,87$.

для сечения В-В

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = 110,34 \text{ МПа}$$

$$\sigma_\alpha = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = 93,57 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \sigma_\alpha \cdot k_\sigma / (\varepsilon_{\text{м}\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{н}\sigma}) = 173,94 \text{ МПа}$$

Запас прочности шатунной шейки от нормальных напряжений определяются по пределу усталости (при $\sigma_m < 0$):

Для сечения I-I

$$n_\tau = \sigma_{-1} / (\sigma_{\text{ак}} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m) = 4,1$$

Для сечения В-В по пределу текучести так как

$$\frac{\sigma_{\text{ак}}}{\sigma_m} = 1,58 < \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 9,1;$$

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / (\sigma_{\text{ак}} + \sigma_m) = 1,3$$

Общий запас прочности шатунной шейки для наиболее нагруженного сечения В-В

$$n_{\text{ш.ш.}} = n_{T\sigma} \cdot n_\tau / \sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_\tau^2} = 1,26 \quad (6.88)$$

6.3.3 Расчет щеки.

Максимальное и минимальное моменты, скручивающие щеку:

$$M_{\text{к.щ.мах}} = T_{\text{мах}} \cdot 0,5 \cdot (l_{\text{к.щ}} + h) = 96,33 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.89)$$

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

$$M_{к.щ.мин} = T_{мин} \cdot 0.5 \cdot (l_{к.щ} + h) = -305,015 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (6.90)$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла щеки:

$$\tau_{\max} = M_{щ.щ.макс} / W_{щ.щ.} = 13,87 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\min} = M_{щ.щ.мин} / W_{щ.щ.} = -43,925 \text{ МПа}$$

где $W_{щ} = \mu \cdot b \cdot h^2 = 6,94 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ – момент сопротивления щеки ($\mu=0,282$ определен при $b/h=76/18 \approx 4,22$).

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min}) / 2 = -15,026 \text{ МПа}$$

$$\tau_\alpha = (\tau_{\max} - \tau_{\min}) / 2 = 28,9 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ак} = \tau_\alpha \cdot k_\tau / (\varepsilon_{м\tau} \cdot \varepsilon_{н\tau}) = 54,32 \text{ МПа}$$

где $k_\tau = 0,6[1+q \cdot (\alpha_{к\sigma}-1)] = 0,6 \cdot [1+0,6 \cdot (1,4-1)] = 0,75$ – коэффициент концентрации напряжений; $\alpha_{к\sigma} = 1,4$ определяется по таблице 47 [1]; $q = 0,6$; $\varepsilon_{м\tau} = 0,57$; $\varepsilon_{н\tau} = 0,7$ определяется по таблице 49 [1].

Запас прочности щеки от касательных напряжений определяются по пределу усталости (при $\tau_m < 0$):

$$n_\tau = \tau_{-1} / (\tau_{ак} + \alpha_\tau \cdot \tau_m) = 3,39$$

Максимальное и минимальное нормальные напряжения щеки:

$$\sigma_{\Sigma\max} = M_{щ.щ.макс} / W_{щ.щ.} + P_{щ.щ.макс} / F_{щ.щ.} = -0,29 \text{ МПа} \quad (6.91)$$

$$\sigma_{\Sigma\min} = M_{щ.щ.мин} / W_{щ.щ.} + P_{щ.щ.мин} / F_{щ.щ.} = -47,9 \text{ МПа} \quad (6.92)$$

$$\text{где } M_{щ.щ.макс} = 0,25 \cdot [K_{сумма\max} + K_{Rсумма}] \cdot l_{к.щ} = -0,99 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (6.93)$$

$$P_{щ.щ.макс} = 0,5 \cdot (K_{сумма\max} + K_{Rсумма}) = -73,26 \text{ Н}; \quad (6.94)$$

$$M_{щ.щ.мин} = 0,25 \cdot [K_{сумма\min} + K_{суммаR}] \cdot l_{к.щ} = -160,92 \text{ Нм}; \quad (6.95)$$

$$P_{щ.щ.мин} = 0,5 \cdot (K_{сумма\min} + K_{суммаR}) = -11919,76 \text{ Н}; \quad (6.96)$$

$$W_{\sigma щ} = b \cdot h^2 / 6 = 4,104 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \quad (6.97)$$

$$F_{щ} = b \cdot h = 1368 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \quad (6.98)$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = -24,1 \text{ МПа}$$

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

$$\sigma_{\alpha} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = 23,81 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\alpha\kappa} = \sigma_{\alpha} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_{\text{м}\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{н}\sigma}) = 79,56 \text{ МПа}$$

где $k_{\sigma} = 1 + q \cdot (\alpha_{\kappa\sigma} - 1) = 1 + 0,6 \cdot (1,4 - 1) = 1,24$; $\alpha_{\kappa\sigma} = 1,4$; $q = 0,6$; $\varepsilon_{\text{н}\sigma} = \varepsilon_{\text{н}\tau} = 0,7$; $\varepsilon_{\text{м}\sigma} = 0,62$.

Так как $\sigma_{\text{м}} < 0$, то запасы прочности болта определяется по пределу усталости:

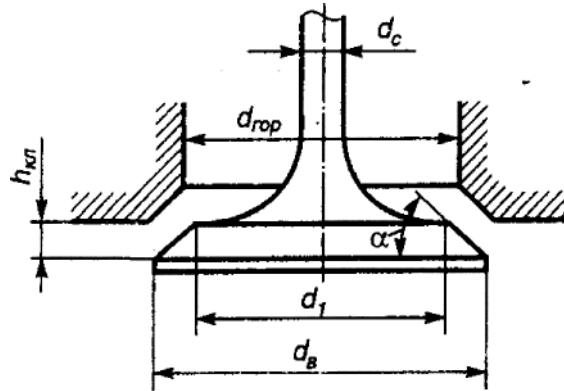
$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_{\alpha\kappa} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{\text{м}}) = 4,52$$

Общий запас прочности шатунной шейки

$$n = n_{\sigma} \cdot n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2} = 2,71$$

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

7 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ



7.1 Профилирование кулачка

Рис. 7.1 – Расчетная схема проходного сечения в клапане

1. Основные размеры проходных сечений в горловинах и клапанах.

Площадь проходного сечения клапана:

$$F_{кл} = v_{н.ср.} \cdot \frac{F_n}{i_{кл} \cdot \omega_{вн}} = \frac{12,6 \cdot 0,00528}{2 \cdot 95} = 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (7.1)$$

Диаметры клапанов:

$$d_{кл.} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{кл}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,35 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,023 \quad (7.2)$$

Площадь проходного сечения седла горловины:

$$F_{гор} = 1,15 \cdot F_{кл} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (7.3)$$

Диаметр горловины клапана:

$$d_{гор.} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{гор}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,0252 \text{ м},$$

Максимальная высота подъема клапана при $\alpha = 45^\circ$.

$$h_{кл.мах} = 0,24 \cdot d_{гор} = 0,3 \cdot 0,252 = 0,00756 \text{ м}. \quad (7.4)$$

Максимальный подъём толкателя клапана:

$$h_{т.мах} = h_{кл.мах} \cdot \frac{l_T}{l_{кл}} = 0,0061 \text{ м},$$

где $l_T=40,5$ мм; $l_{кл}=49,8$ мм- расстояние от опоры до кулачка и клапана.

2. Основные размеры кулачков для впускных клапанов.

Радиус начальной окружности профиля кулачка:

$$r_0 = 2 \cdot h_{кл.мах} = 2 \cdot 7,6 = 15,1 \text{ мм}, \quad (7.5)$$

принимается $r_0=15$ мм.

3. Профилирование безударного кулачка, приводящего в движение один впускной клапан.

Участок набегания и сбегания:

$$\Phi_o = \frac{\pi^2 \cdot \Delta s}{2 \cdot 180 \cdot \omega_{Т0к}} = \frac{\pi^2 \cdot 0,3}{2 \cdot 180 \cdot 0,015} = 0,548 \text{ рад} \quad (7.6)$$

где $\Delta s=0,3$ мм – величина зазора, включающего в себя температурный зазор и упругие деформации ГРМ; $\omega_{Т0к}=0,015$ мм/град – скорость толкателя при набегании.

Максимальный рабочий угол кулачка:

$$\varphi_{po} = \frac{\varphi_{np} + 180 + \varphi_{zn}}{4} = \frac{20 + 180 + 45}{4} = 63^\circ \quad (7.7)$$

где $\varphi_{np}=25^\circ$, $\varphi_{zn}=45^\circ$ - соответственно угол предварительного открытия клапана и угол запаздывания закрытия клапана.

Радиус окружности тыльной части кулачка:

$$r_k = r_0 - \Delta s = 15,18 - 0,3 = 14,87 \text{ мм} \quad (7.8)$$

Угловая протяженность различных участков ускорения толкателя:

$$\Phi_1 = 0,36 \text{ рад (210)};$$

$$\Phi_2 = 0,12 \text{ рад (70)};$$

$$\Phi_3 = 0,61 \text{ рад (350)}$$

Проверка принятых величин:

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 - \pi * \frac{\varphi_{po}}{180} = 0,36 + 0,12 + 0,61 - \pi * \frac{63}{180} = 0;$$

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_3} = \frac{0,12}{0,61} = 0,196 \text{ – что находится в допустимых пределах} = 0,1 - 0,25;$$

$$\frac{\Phi_2 + \Phi_3}{\Phi_1} = \frac{0,12 + 0,61}{0,36} = 2,02 \text{ – что находится в допустимых пределах} = 1,5 - 3,0.$$

					Лист
					65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР

Определение вспомогательных величин:

$$z = \frac{5}{8}; k_1 = 8z * \left(\frac{\Phi_2}{\pi}\right)^2 = 8 * \frac{5}{8} * \left(\frac{0,1221111}{3,1415926}\right)^2 = 0,007554; k_2 = \frac{5+z}{6} * \Phi_3^2 =$$

$$\frac{5+\frac{5}{8}}{6} * 0,6105555^2 = 0,349479; k_3 = \frac{4+2z}{3} * \Phi_3 = \frac{4+2*\frac{5}{8}}{3} * 0,6105555 =$$

$$1,068472; K_1 = k_1 + k_2 + k_3 \Phi_2 = 0,007554 + 0,349479 + 1,068472 *$$

$$0,1221111 = 0,4875058; K_2 = k_3 + 4z \frac{\Phi_2}{\pi} = 1,068472 + 4 * \frac{5}{8} * \frac{0,1221111}{3,1415926} = 1,165645;$$

Определяем семь коэффициентов закона движения толкателя:

$$c_{11} = \frac{K_1 \omega''_{\text{ТОК}} + K_2 h_{\text{Tmax}}}{2K_1 + K_2 \Phi_1} = 5,4129251,$$

где $\omega''_{\text{ТОК}} = \omega'_{\text{ТОК}} * \frac{180}{\pi} = 0,8598726.$

$$c_{12} = \frac{(c_{11} - \omega''_{\text{ТОК}}) \Phi_1}{\pi} = 0,5309202;$$

$$c_{32} = \frac{2c_{11} - \omega''_{\text{ТОК}}}{K_2} = 8,5497526;$$

$$c_{21} = c_{32} k_3 = 9,1351731;$$

$$c_{22} = c_{32} k_1 = 0,0645854;$$

$$c_{31} = c_{32} \frac{1-z}{6\Phi_3^2} = 1,4334521;$$

$$c_{33} = c_{32} k_2 = 2,9879629;$$

Проверка вычисленных значений коэффициентов по формулам:

$$c_{11} \Phi_1 + c_{21} \Phi_2 + c_{22} + c_{33} - h_{\text{Tmax}} = 0;$$

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

$$\frac{c_{11} - c_{12} \Phi_1}{\pi - \omega''_{\text{ТОК}}} = -8 * 10^{-8};$$

$$c_{21} + 4c_{31} \Phi_3^3 - 2c_{32} \Phi_3 = 0;$$

$$c_{11} + \frac{c_{12}\pi}{\Phi_1} - c_{21} - \frac{c_{22}\pi}{2\Phi_2} = 8 * 10^{-8};$$

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

Полученные результаты находятся в допустимых пределах.

Радиус окружности тыльной части кулачка:

$$r_k = r_0 - \Delta s = 15,18 - 0,3 = 14,87 \text{ мм} \quad (7.7)$$

Участок сбегу кулачка:

$$h_0 = \Delta s \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi_{k0}\right) = 0,3 \left(1 - \cos \frac{\pi}{2 \cdot 0,548} \varphi_{k0}\right)$$

$$\omega_{T0} = \Delta s \cdot \omega_k \cdot \frac{\pi}{2\Phi_0} \sin \frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi_{k0} = 0,3 \cdot 104,7 \frac{\pi}{2 \cdot 0,548} \sin \frac{\pi}{2 \cdot 0,548} \varphi_{k0} \quad (7.9)$$

$$j_{T0} = \Delta s \cdot \omega_k^2 \left(\frac{\pi}{2\Phi_0}\right) \cos \frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi_{k0} = 0,3 \cdot 104,7^2 \left(\frac{\pi}{2 \cdot 0,548}\right)^2 \cdot \cos \frac{\pi}{2 \cdot 0,548} \varphi_{k0}$$

Участок положительных ускорений:

$$h_1 = \Delta s + C_{11}\varphi_{r1} - C_{12} \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{k1} = 0,3 + 8,759409\varphi_{k1} - 0,905676 \sin \frac{\pi}{0,36} \varphi_{k1}$$

$$\omega_{T1} = \omega_k \left(C_{11} - C_{12} \frac{\pi}{\Phi_1} \cos \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{k1} \right) = 104,7 \left(8,759409 - 0,905676 \frac{\pi}{0,36} \cos \frac{\pi}{0,36} \varphi_{k1} \right) \quad (7.10)$$

$$j_{T1} = \omega_k^2 \left[C_{12} \left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2 \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{k1} \right] = 104,7^2 \left[0,905676 \left(\frac{\pi}{0,36}\right)^2 \sin \frac{\pi}{0,36} \varphi_{k1} \right]$$

Первый участок отрицательных ускорений:

$$h_2 = h_{1K} + C_{21}\varphi_{K2} + C_{22} \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \varphi_{K2} = 3,453387 + 15,269536\varphi_{K2} + 0,106203 \sin \frac{\pi}{2 \cdot 0,12} \varphi_{K2}$$

$$h_{1K} = \Delta s + C_{11}\Phi_1 = 0,3 + 8,759409 \cdot 0,36 = 3,453387 \text{ мм}$$

$$\omega_{T2} = \omega_k \left(C_{21} + C_{22} \frac{\pi}{2\Phi_2} \cos \frac{\pi}{2\Phi_2} \varphi_{K2} \right) = 104,7 \left(15,269536 + 0,106203 \frac{\pi}{2 \cdot 0,12} \cos \frac{\pi}{2 \cdot 0,12} \varphi_{K2} \right) \quad (7.11)$$

$$j_{T2} = \omega_k^2 \left[-C_{22} \left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2 \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \varphi_{K2} \right] = 104,7^2 \left[-0,106203 \left(\frac{\pi}{2 \cdot 0,12}\right)^2 \sin \frac{\pi}{2 \cdot 0,12} \varphi_{K2} \right]$$

Таблица 9– Профилирование кулачка

Фр1, град	ht, мм	ωт, м/с	jt, м/с2
0	0,00	0,00	5926,28
1	0,01	0,35	5925,37
2	0,04	0,71	5922,67
3	0,09	1,06	5918,16
4	0,17	1,41	5911,84
5	0,26	1,76	5903,73
6	0,38	2,11	5893,81
7	0,51	2,46	5882,10
7,531367439	0,60	2,65	5875,15
Фр2, град	ht, мм	ωт, м/с	jt, м/с2
0	6,00	0,00	-839,05
4	5,98	0,20	-837,01
8	5,90	0,40	-830,89
12	5,79	0,60	-820,72
16	5,62	0,79	-806,55
20	5,41	0,98	-788,45
24	5,16	1,16	-766,51
28	4,86	1,34	-740,84
32	4,52	1,52	-711,56
36	4,13	1,68	-678,81
40	3,71	1,84	-642,75
44	3,26	1,99	-603,56
48	2,77	2,13	-561,44
52	2,25	2,26	-516,57
63,46863256	0,59	2,56	-374,79

Минимальный радиус кривизны вершины профиля кулачка:

$$\rho_{\min} = r_k + h - 2C_{32} = 24,7 + 10,3 - 2 \cdot 14,542415 = 5,9 \text{ мм} \quad (7.13)$$

Максимальный радиус кривизны профиля кулачка:

$$\rho_{\max} = r_k + \Delta s + \frac{C_{11}\Phi_1}{2} + C_{12} \left[\left(\frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 - 1 \right] = 24,7 + 0,3 + \frac{8,759409 \cdot 0,36}{2} + 0,905676 \left[\left(\frac{\pi}{0,36} \right)^2 - 1 \right] = 94,6 \text{ мм}$$

7.2 Расчет пружины толкателя

Материал пружин – пружинная сталь, $\tau_{-1} = 300$ МПа, $\sigma_B = 1500$ МПа.

Суммарная масса клапанного механизма, $M_{\text{кл}}$:

$$M_{\text{кл}} = 180 \cdot 2,16 \cdot 10^{-3} = 0,39 \text{ кг}$$

Максимальная сила упругости пружин

$$P_{\text{пр}}^{\max} = M_{\text{кл}} K a \omega_k^2 = 0,39 \cdot 1,4 \cdot 0,0291 \cdot 104,7^2 = 174 \text{ Н}$$

где $K = 1,4$ – коэффициент запаса;

Минимальная сила упругости пружин:

$$P_{\text{пр}}^{\min} = M_{\text{кл}} K (r_0 - \rho_{\min}) \omega_k^2 = 0,39 \cdot 1,4 \cdot 0,0191 \cdot 104,7^2 = 114 \text{ Н.} \quad (7.15)$$

Жесткость пружины:

$$c = M_{\text{кл}} \cdot k \cdot \omega_k^2 = 0,39 \cdot 1,4 \cdot 104,7^2 = 5,99 \text{ кН/м.} \quad (7.16)$$

Деформация пружины:

- предварительная

$$f_{\min} = (r_0 - r_2) \cdot \frac{l_{\text{кл}}}{l_T} = 114 / 5990 = 0,019 \text{ м;} \quad (7.17)$$

- полная

$$f_{\max} = f_{\min} + h_{\text{кл.макс}} = 0,019 + 0,01 = 0,029 \text{ м} \quad (7.18)$$

Распределение усилий между наружной и внутренней пружинами:

- внутренняя пружина

$$P_{\text{пр.в.}}^{\max} = 0,35 \cdot P_{\text{пр}}^{\max} = 0,35 \cdot 174 = 60,9 \text{ Н}$$

$$P_{\text{пр.в.}}^{\min} = 0,35 \cdot P_{\text{пр}}^{\min} = 0,35 \cdot 114 = 39,9 \text{ Н}$$

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

- наружная пружина:

$$P_{пр.н.}^{max} = P_{пр}^{max} - P_{пр.в.}^{max} = 174 - 60,9 = 113,1H;$$

$$P_{пр.н.}^{min} = P_{пр}^{min} - P_{пр.в.}^{min} = 114 - 39,9 = 74,1H.$$

Жесткость наружной и внутренней пружин:

$$C_{пр.н.} = 3,89кН / м;$$

$$C_{пр.в.} = 2,096кН / м$$

Основные конструктивные размеры пружины:

- диаметр втулки клапана $d_{вт} = 20$ мм;

- диаметр проволоки: $d_{пр.н.} = 3,6$ мм; ; $d_{пр.в.} = 2,4$ мм;

- средний диаметр пружин $D_{пр.н.} = 28$ мм; $D_{пр.в.} = 19$ мм.

- число рабочих витков пружин

$$i_{п.в.} = \frac{G \cdot \delta_{пр.н.}^4 \cdot f_{max}}{8 \cdot P_{пр.н.}^{max} \cdot D_{пр.н.}^3} = \frac{8,3 \cdot 0,35^4 \cdot 2,9}{8 \cdot 113,110^{-6} \cdot 3,8^3} = 7,3; \quad (7.19)$$

$$i_{п.н.} = \frac{G \cdot \delta_{пр.в.}^4 \cdot f_{max}}{8 \cdot P_{пр.в.}^{max} \cdot D_{пр.в.}^3} = \frac{8,3 \cdot 0,25^4 \cdot 2,2}{8 \cdot 60,9 \cdot 10^{-6} \cdot 2,5^3} = 7,4.$$

где $G=8,3$ – модуль упругости второго рода, МН/см²;

$$i_{н.н.} = 9,3;$$

Полное число витков пружин: $i_{н.в.} = 9,4.$

Длина пружин при полном открытии клапана:

$$L_{н.мин} = i_{н.н.} \cdot \delta_{кр.н.} + i_{п.н.} \cdot \Delta_{мин} = 9,3 \cdot 3,5 + 7,3 \cdot 0,3 = 34,74мм \quad (7.23)$$

$$L_{в.мин} = 9,4 \cdot 2,2 + 7,4 \cdot 0,3 = 22,9мм$$

$$L_{мин} = L_{н.мин} = 34,74мм,$$

Длина пружин при закрытом клапане:

$$L_0 = L_{мин} + h_{кл.мах} = 34,74 + 10 = 44,74мм \quad (7.24)$$

Длина свободных пружин:

$$L_{н.св.} = L_{н.мин} + f_{max} = 34,74 + 29 = 63,74мм; \quad (7.25)$$

$$L_{в.св.} = L_{в.мин} + f_{max} = 22,9 + 29 = 51,9мм$$

Максимальные и минимальные напряжения в пружинах:

- внутренняя пружина

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

$$\tau_{max} = k_{\epsilon}^1 \cdot \frac{8 \cdot P_{np.с.}^{max} \cdot D_{np.с.}}{\pi \cdot \delta_{np.с.}^3} = 1,11 \cdot \frac{8 \cdot 60,9 \cdot 10^{-6} \cdot 0,025}{3,14 \cdot 0,0022^3} = 404,4 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = 1,11 \cdot \frac{8 \cdot 39,9 \cdot 10^{-6} \cdot 0,025}{3,14 \cdot 0,0022^3} = 264,9 \text{ МПа}$$
(7.26)

где $k_{1в}=1,11$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины.

- наружная пружина

$$\tau_{max} = 1,11 \cdot \frac{8 \cdot 113,1 \cdot 0,038 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,035^3} = 283,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = 1,11 \cdot \frac{8 \cdot 74,1 \cdot 0,038 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,035^3} = 185,7 \text{ МПа},$$
(7.27)

Средние напряжения и амплитуды напряжений:

- внутренняя пружина:

$$\tau_m = \frac{404,4 + 264,9}{2} = 334,65 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{404,4 - 264,9}{2} = 69,75 \text{ МПа}$$

- наружная пружина:

$$\tau_m = \frac{283,5 + 185,7}{2} = 234,6 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{283,5 - 185,7}{2} = 48,9 \text{ МПа}$$

Запасы прочности пружин должны быть не менее 1,4:

- внутренняя пружина:

$$n_{\tau} = \frac{300}{69,75 + 0,2 \cdot 334,65} = 2,19$$

- наружная пружина:

$$n_{\tau} = \frac{300}{48,9 + 0,2 \cdot 234,6} = 3,13.$$

Расчет пружин на резонанс.

$$n_{с.в.} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot \delta_{нр.в.}}{i_{п.в.} \cdot D_{нр.в.}^2} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot 2,2}{7,4 \cdot 25^2} = 10322;$$

$$n_{с.в.} / n_p = 10322 / 1000 = 10,322 \neq 1,2,3\dots \quad (7.28)$$

$$n_{с.н.} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot 3,5}{7,3 \cdot 38^2} = 7205$$

$$n_{с.н.} / n_p = 7205 / 1000 = 7,205 \neq 1,2,3\dots$$

7.3 Расчет распределительного вала

Расстояние между опорами вала

$l = 195$ мм;

Наружный диаметр вала

$d = 50$ мм;

Расстояния от опор до точки приложения силы

$l_1 = 65$ мм; $l_2 = 130$

мм.

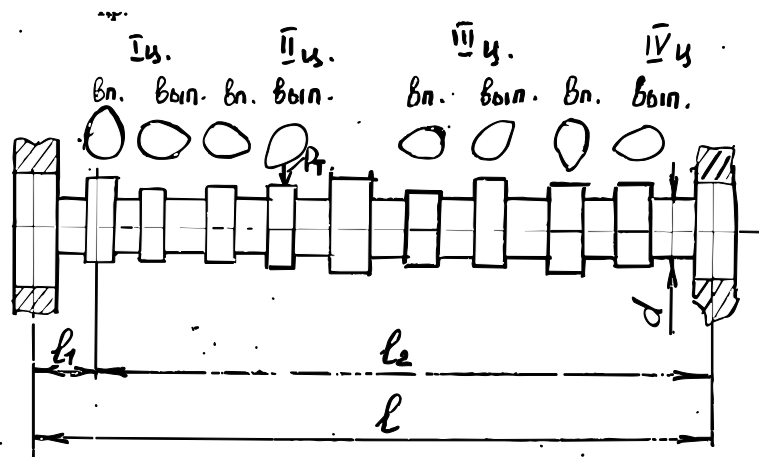


Рис. 7.3 – Расчетная схема распределительного вала

Максимальная сила, действующая на распределительный вал:

$$P_{Tmax} = \left[P_{нр.мин} + \frac{\pi \cdot d_g^2}{4} \cdot (P_z - P_r) \right] + M_{кл} \cdot \omega^2 \cdot (r_1 - r_0) = \quad (7.29)$$

$$= \left[174 + \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} \cdot (0,594 - 0,167) \cdot 10^6 \right] + 0,39 \cdot 104,7^2 \cdot (94,6 - 25) \cdot 10^{-3} = 1007,9H$$

где $d_g = 40$ мм – диаметр тарелки выпускного клапана;

Стрела прогиба распределительного вала:

$$y = 1,6 \cdot \frac{P_{T.max} \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{E \cdot l \cdot (d^4 - d_k^4)} = 1,6 \cdot \frac{1007,9 \cdot 65^2 \cdot 130^2}{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 195 \cdot (50^4 - 15^4)} = 0,043 \text{ мм} \quad (7.30)$$

Напряжения смятия:

$$\sigma_{см} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_{Tmax} \cdot E}{b_k \cdot r_1}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{0,1007,9 \cdot 2,2 \cdot 10^{-1}}{0,02 \cdot 0,0946}} = 143 \text{ МПа} \quad (7.31)$$

где $b_k=20$ мм – ширина кулачка.

Допускаемые напряжения смятия составляют 600...1200 МПа.

Напряжение смятия рассчитываемого вала ниже допустимых.

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

8 РАСЧЕТ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ

8.1 Расчет гильзы цилиндра.

На основании проведенного теплового расчета имеем: - диаметр цилиндра $D= 82$ мм: - максимальное давление в конце сгорания $p_z= p_{zmax} = 6,683$ МПа при $n=n_m=3700$ мин⁻¹; - материал гильзы цилиндра – чугун; $\alpha_c= 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К; $E=1,0 \cdot 10^5$ МПа и $\mu=0,25$. - Толщину стенки гильзы цилиндра выбирают конструктивно: $\delta_r=6$ мм.

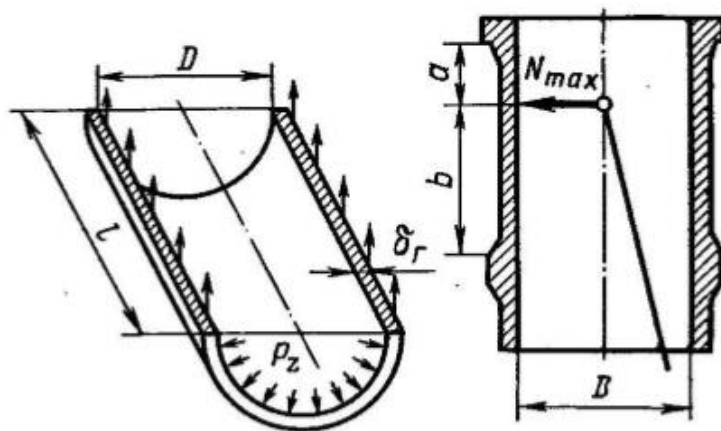


Рисунок 8.1 – Расчетная схема гильзы цилиндра.

Расчетная толщина стенки гильзы:

$$\delta_{r,p} = 0,5D \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0,4p_z}{\sigma_z - 1,3p_z}} - 1 \right) = 0,5 * 82 * \left(\sqrt{\frac{60 - 0,4 * 6,683}{60 - 1,3 * 6,683}} - 1 \right) = 4,13 \text{ мм}; \quad (8.1)$$

где $\sigma_z=60$ МПа – допустимое напряжение на растяжение для чугуна.

Толщину стенки гильзы выбирают с некоторым запасом прочности, так как $\delta_r > \delta_{r,p}$.

Напряжение растяжения в гильзе от действия максимального давления газов:

$$\sigma_p = \frac{p_z D}{2\delta_r} = \frac{6,683 * 82}{2 * 6} = 45,667 \text{ МПа}; \quad (8.2)$$

Температурные напряжения в гильзе:

$$\sigma_t = (E\alpha_{ц}\Delta T)/(2(1 - \mu)) = \frac{(1,0 \cdot 10^5 * 11 * 10^{-6} * 120)}{2 * (1 * 0,25)} = 88 \text{ МПа}, \quad (8.3)$$

где $\Delta T = 120 \text{ К}$ – температурный перепад между внутренней и наружной поверхностями гильзы.

Суммарные напряжения в гильзе от давления газов и перепада температур:

на наружной поверхности:

$$\sigma'_\varepsilon = \sigma_p + \sigma_t = 45,7 + 88 = 133,7 \text{ МПа};$$

на внутренней поверхности:

$$\sigma''_\varepsilon = \sigma_p - \sigma_t = 45,7 - 88 = 42,3 \text{ МПа};$$

8.2 Расчет шпильки головки блока двигателя.

На основании проведенного теплового расчета имеем:

- диаметр цилиндра $D = 82 \text{ мм}$;
- площадь поршня $F_n = 0,00528 \text{ м}^2$;
- максимальное давление в конце сгорания $p_z = p_{z\max} = 6,683 \text{ МПа}$ при $n = n_M = 3700 \text{ мин}^{-1}$;
- количество шпилек на один цилиндр $i_{шп} = 4$;
- номинальный диаметр шпильки $d = 12 \text{ мм}$; шаг резьбы $t = 1 \text{ мм}$; внутренний диаметр резьбы шпильки $d_b = d - 1,4 \cdot t = 12 - 1,4 \cdot 1 = 10,6 \text{ мм}$; материал шпильки – сталь 30Х.

По табл. 11.2 и 11.3 [2] для легированной стали 30Х определяем:

- пределы прочности $\sigma_b = 850 \text{ МПа}$,
- текучести $\sigma_T = 700 \text{ МПа}$,
- усталости при растяжении — сжатии $\sigma_{-1p} = 260 \text{ МПа}$;
- коэффициент приведения цикла при растяжении — сжатии $\alpha_\sigma = 0,14$.

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

Определяем по формулам (6.28), (6.29):

$$\beta_{\sigma} = \sigma_{-1p} / \sigma_T = 260 / 700 = 0,372;$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,372 - 0,14}{1 - 0,372} = 0,369;$$

Проекция поверхности камеры сгорания на площадь, перпендикулярную оси цилиндра при верхнем расположении клапанов:

$$F_k = 1,25 \cdot F_{\Pi} = 1,25 \cdot 0,00528 = 0,00658 \text{ м}^2. \quad (8.4)$$

Сила давления газов на одну шпильку:

$$P'_{zmax} = p_{zmax} \cdot F_k / i_{шп} = 6,683 \cdot 0,0166 / 4 = 0,010269 \text{ МН}. \quad (8.5)$$

Сила предварительной затяжки:

$$P_{\Pi} = m \cdot (1 - \chi) \cdot P'_{zmax} = 3(1 - 0,2) \cdot 0,0101118 = 0,0246456 \text{ МН}, \quad (8.6)$$

где $m=3$ – коэффициент затяжки шпильки для соединений с прокладками;
 $\chi = 0,2$ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Суммарная сила, растягивающая шпильку, без учета силы P_t :

$$P_{pmax} = P_{\Pi} + \chi \cdot P'_{zmax} = 0,02465 + 0,2 \cdot 0,010269 = 0,0267 \text{ МН}. \quad (8.7)$$

Минимальная сила, растягивающая шпильки:

$$P_{pmin} = P_{\Pi} = 0,02465 \text{ МН}. \quad (8.8)$$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в шпильке:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{pmax}}{F_{Op}} = \frac{P_{pmax}}{\frac{\pi d_B^2}{4}} = \frac{0,0267}{\frac{3,14 \cdot 0,0106^2}{4}} = 302,7 \text{ МПа}; \quad (8.9)$$

$$\sigma_{min} = \frac{P_{pmin}}{F_{Op}} = \frac{P_{pmin}}{\frac{\pi d_B^2}{4}} = \frac{0,02465}{\frac{3,14 \cdot 0,0106^2}{4}} = 279,5 \text{ МПа}; \quad (8.10)$$

где $F_{Op} = \pi d^2 / 4$ – площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы, м^2 .

Среднее напряжение и амплитуда цикла, МПа:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{302,7 + 279,5}{2} = 291,1 \text{ МПа}; \quad (8.11)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{302,7 - 279,5}{2} = 11,6 \text{ МПа}; \quad (8.12)$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a k_\sigma}{\varepsilon_m \varepsilon_\Pi} = \frac{11,6 * 3,22}{0,98 * 0,82} = 46,48 \text{ МПа}; \quad (8.13)$$

Так как $\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} = \frac{46,48}{291,1} = 0,160 < \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,372 - 0,14}{1 - 0,372} = 0,369$, то запасы

прочности определяется по пределу текучести:

$$\sigma_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ак} + \sigma_m} = \frac{700}{46,48 + 291,1} = 2,07; \quad (8.14)$$

9СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ.

9.1 Расчет системы подачи топлива.

Цикловая подача топлива:

$$V_{ц} = \frac{g_e N_e \tau 10^3}{120 n i \rho_T} = \frac{270,2 * 64,7 * 4 * 10^3}{120 * 5000 * 4 * 0,74} = 78,74 \text{ мм}^3 / \text{ЦИКЛ}, \quad (9.1)$$

где $\rho_T = 0,740 \text{ г/см}^3$ – плотность топлива;

Время истечения топлива:

$$\Delta t = \Delta \varphi / (6 \cdot n) = 0,0084 \text{ с} \quad (9.2)$$

Средняя скорость истечения топлива через сопловое отверстие форсунки:

$$w_a = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_\phi - p_u) \cdot 10^6} = 29 \text{ м/с}, \quad (9.3)$$

где $p_\phi = 0,4 \text{ МПа}$ – среднее давление впрыска топлива;

$p_u = 0,092 \text{ МПа}$ – среднее давление газа во впускном трубопроводе в период впрыска;

Площадь соплового отверстия форсунки:

$$f_c = \frac{V_u}{\mu_\phi \cdot w_a \cdot \Delta t \cdot 10^3} = 0,45 \text{ мм}^2 \quad (9.4)$$

где $\mu_\phi = 0,72$ – коэффициент расхода топлива;

Диаметр соплового отверстия форсунки (диаметр проходного сечения форсунки для обеспечения необходимой подачи):

$$d_c = \sqrt{4 \cdot f_c / \pi} = 0,573 \text{ мм} \quad (9.5)$$

9.2 Расчет масляного насоса.

Масляная система обеспечивает смазку деталей двигателя с целью уменьшения трения, предотвращения коррозии, удаления продуктов износа и частичное охлаждение его отдельных узлов.

Одним из основных элементов смазочной системы является масляный насос, который служит для подачи масла к трущимся поверхностям движущихся частей двигателя.

Расчёт масляного насоса заключается в определении размеров его шестерён. Этому расчёту предшествует определение циркуляционного расхода масла в системе.

Основные размеры шестерен масляного насоса. Общее количество теплоты, выделяемое топливом в течение 1 с, определяется по данным теплового расчета $Q_0 = 212,5$ кДж/с.

- Количество теплоты, отводимое маслом от двигателя:

$$Q_M = 0,026Q_0 = 0,026 \cdot 212,5 = 5,525 \text{ кДж/с.} \quad (9.6)$$

- Теплоемкость масла $c_M = 2,094$ кДж/(кг · К).
- Плотность масла $\rho_M = 900$ кг/м³.
- Температура нагрева масла в двигателе $\Delta T_M = 10$ К.

Циркуляционный расход масла:

$$V_{\text{ц}} = Q_M / (\rho_M c_M \Delta T_M) = 5,525 / (900 \cdot 2,094 \cdot 10) = 0,000293 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (9.7)$$

Циркуляционный расход с учетом стабилизации давления масла в системе:

$$V' = 2V_{\text{ц}} = 2 \cdot 0,000293 = 0,000686 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (9.8)$$

Объемный коэффициент подачи $\eta_H = 0,8$.

Расчетная производительность насоса:

$$V_p = V' / \eta_H = 0,000686 / 0,8 = 0,000857 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (9.9)$$

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

Модуль зацепления зуба $m = 5$ мм.

$$\text{Высота зуба } h = 2m = 2 \cdot 0,005 = 0,01 \text{ м.} \quad (9.10)$$

Число зубьев шестерни $z = 8$.

Диаметр начальной окружности шестерни:

$$D_0 = zm = 8 \cdot 0,005 = 0,04 \text{ м.} \quad (9.11)$$

Диаметр внешней окружности шестерни:

$$D = m(z + 2) = 0,005 \cdot (8 + 2) = 0,05 \text{ мм.} \quad (9.12)$$

Окружная скорость на внешнем диаметре шестерни $u_H = 8$ м/с.

Частота вращения шестерни (насоса):

$$n_H = u_H 60 / (\pi D) = 8 \cdot 60 / (3,14 \cdot 0,05) = 3057,3 \text{ мин}^{-1}. \quad (9.13)$$

Длина зуба шестерни:

$$b = \frac{60V_p}{2\pi m^2 z n_H} = \frac{60 \cdot 0,000857}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,005^2 \cdot 8 \cdot 3057,3} = 0,013 \text{ м.} \quad (9.14)$$

Рабочее давление масла в системе $p = 5 \cdot 10^5$ Па.

Механический КПД масляного насоса $\eta_{м.н} = 0,89$.

Мощность, затрачиваемая на привод насоса:

$$N_H = V_p p / (\eta_{м.н} \cdot 10^3) = 0,000857 \cdot 5 \cdot 10^5 / (0,89 \cdot 10^3) = 0,48 \text{ кВт.} \quad (9.15)$$

9.3 Расчет подшипников.

Расчет подшипников скольжения на основе гидродинамической теории смазки заключается в определении минимально допустимого зазора между валом и подшипником, при котором сохраняется надежное жидкостное трение.

На основании данных расчета коренных подшипников имеем: диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш} = 47,85$ мм; рабочая ширина шатунного вкладыша $l'_{ш.ш} = 28$ мм; среднее удельное давление на поверхности шатунной шейки $k_{ш.ш.ср} = 3,67$ МПа; частота вращения коленчатого вала $n = 5000$ мин⁻¹.

Диаметральный зазор для подшипника, залитого свинцовистой бронзой, принимаем:

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

$$\Delta = 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot d_{\text{к.ш}} = 0,0486 \text{ мм.}$$

Относительный зазор:

$$\chi = \Delta / d_{\text{к.ш}} = 0,00101 \text{ мм.}$$

Коэффициент, учитывающий геометрию коренной шейки:

$$c = 1 + d_{\text{к.ш}} / l'_{\text{к.ш}} = 2,71.$$

Минимальная толщина масляного слоя:

$$h_{\text{min}} = 55 \cdot 10^{-9} \mu n d_{\text{к.ш}} / (k_{\text{к.ш.ср}} \chi c) = 0,02 \text{ мм,}$$

где $\mu = 0,0136 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$ – принят по табл. 19.1 при $T = 373 \text{ К}$ (подшипник залит свинцовой бронзой).

Величина критического слоя масла:

$$h_{\text{кр}} = h_{\text{в}} + h_{\text{п}} = 0,0004 + 0,0007 = 0,002 \text{ мм,}$$

где $h_{\text{в}} = 0,0007$ – величина неровностей поверхности шейки после чистового шлифования, мм; $h_{\text{п}} = 0,0013$ – величина неровностей поверхности вкладыша после алмазного растачивания, мм.

Коэффициент запаса надежности подшипника:

$$K = h_{\text{min}} / h_{\text{кр}} = 10.$$

9.4 Расчет жидкостного насоса.

Охлаждение двигателя применяется в целях принудительного отвода теплоты от нагретых деталей для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя и его нормальной работы. Большая часть отводимой теплоты воспринимается системой охлаждения, меньшая – системой смазки и непосредственно окружающей средой.

Жидкостный насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции жидкости в системе охлаждения. В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости.

По данным теплового баланса количество теплоты, отводимой от двигателя жидкостью: $Q_B = 67516$ Дж/с; средняя теплоемкость жидкости $c_{ж} = 4187$ Дж/(кг · К); средняя плотность $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³. Напор, создаваемый насосом, принимается $p_{ж} 12000 =$ Па, частота вращения насоса $n_{в.н} = 4600$ мин⁻¹.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения:

$$G_{ж} = \frac{Q_B}{c_{ж} \rho_{ж} \Delta T_{ж}} = 0,00168 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\Delta T_{ж} = 9,8$ – температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции, К.

Расчетная производительность насоса:

$$G_{ж.р} = G_{ж}/\eta = 0,00206 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\eta = 0,82$ – коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{G_{ж.р}/(\pi c_1) + r_0^2} = 0,0215 \text{ м},$$

где $c_1 = 1,8$ – скорость жидкости на входе в насос, м/с; $r_0 = 0,01$ – радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{p_{ж}/(\rho_{ж} \eta_h)} = 14,7 \text{ м/с},$$

где $\alpha_2 = 10^\circ$, а $\beta_2 = 45^\circ$, $\eta_h = 0,65$ – гидравлический КПД насоса.

Радиус крыльчатки колеса на выходе:

$$r_2 = 30u_2/(\pi n_{в.н}) = 0,0304 \text{ м}.$$

Окружная скорость входа потока:

$$u_1 = u_2 r_1/r_2 = 10,4 \text{ м/с}.$$

Угол между скоростями c_1 и u_2 принимается $\alpha_1 = 90^\circ$, при этом:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1/u_1 = 1,8/10,4 = 0,173,$$

откуда $\beta_1 = 9^\circ 30'$.

Ширина лопатки на входе:

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_1 - z\delta_1/\sin\beta_1)c_1} = 0,018\text{м},$$

где $z = 4$ – число лопаток на крыльчатке насоса, $\delta_1 = 0,003$ – толщина лопаток у входа, м.

Радиальная скорость потока на выходе из колеса:

$$c_r = \frac{\rho_{ж} \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{ж} \eta_h u_2} = 2,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Ширина лопатки на выходе:

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_2 - z\delta_2/\sin\beta_2)c_r} = 0,0054\text{м},$$

где $\delta_2 = 0,003$ – толщина лопаток на выходе, м.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{в.н} = G_{ж.р} p_{ж} / 1000 \eta_m = 0,3 \text{ кВт},$$

где $\eta_m = 0,84$ – механический КПД жидкостного насоса.

9.5 Расчет жидкостного радиатора.

По данным теплового баланса количество теплоты, отводимой от двигателя и передаваемого от жидкости к охлаждающему воздуху: $Q_{возд} = Q_{ж} = 67516 \text{ Дж/с}$; средняя теплоемкости воздуха $c_{возд} = 1000 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; объемный расход жидкости, проходящей через радиатор, принимается $G_{ж} = 0,00168 \text{ м}^3/\text{с}$; средняя плотность жидкости $\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G'_{возд} = Q_{возд} / (c_{возд} \Delta T_{возд}) = 2,84 \text{ кг/с},$$

где $\Delta T_{возд} = 24$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора, К.

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор:

$$G'_{ж} = G_{ж} \rho_{ж} = 1,68 \text{ кг/с}.$$

Величина $T_{ср.возд}$ определена по формуле:

$$T_{ср.возд} = \frac{T_{возд.вх} + (T_{возд.вх} - \Delta T_{возд})}{2} = 325 \text{ К}$$

где $T_{возд.вх} = 313$ – расчётная температура воздуха перед радиатором, К.

Средняя температура жидкости в радиаторе:

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{T_{\text{ж.вх}} + (T_{\text{ж.вх}} - \Delta T_{\text{ж}})}{2} = 358,2\text{К},$$

где $T_{\text{ж.вх}} = 363$ – температура воды перед радиатором, К; $\Delta T_{\text{ж}} = 9,6$ – температурный перепад воды в радиаторе.

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_{\text{в}}}{K(T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.возд}})} = 11,39\text{м}^2,$$

где $K = 160$ – коэффициент теплопередачи для радиаторов грузовых автомобилей, Вт/(м² · К).

9.6 Расчет вентилятора.

По данным расчета жидкостного радиатора массовый расход воздуха, подаваемый вентилятором: $G'_{\text{возд}} = 0,056$ кг/с, а его средняя температура $T_{\text{ср.возд}} = 325$ К; напор, создаваемый вентилятором: $\Delta p_{\text{тр}} = 800$ Па.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе:

$$\rho_{\text{возд}} = P_0 \frac{10^6}{R_{\text{в}} T_{\text{ср.возд}}} = 1,07\text{кг/м}^3$$

Производительность вентилятора:

$$G_{\text{возд}} = G'_{\text{возд}} / \rho_{\text{возд}} = 0,057\text{ м}^3/\text{с}.$$

Фронтальная поверхность радиатора:

$$F_{\text{фр.рад}} = G_{\text{возд}} / w_{\text{возд}} = 0,00256\text{м}^2,$$

где $w_{\text{возд}} = 20$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения автомобиля, м/с.

Соответственно диаметр и окружная скорость вентилятора:

$$D_{\text{вент}} = 2\sqrt{F_{\text{фр.рад}}/\pi} = 0,0568\text{м}.$$

$$u = \psi_{\text{л}} \sqrt{\Delta p_{\text{тр}}/\rho_{\text{возд}}} = 93,4\text{ м/с},$$

где $\psi_{\text{л}} = 3,41$ – безразмерный коэффициент для плоских лопастей.

						Лист
					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Частота вращения вентилятора с отдельным приводом:

$$n_{\text{вент}} = 60u/\pi D_{\text{вент}} = 3077 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора:

$$N_{\text{вент}} = G_{\text{возд}} \Delta p_{\text{тр}} / (1000 \eta_{\text{в}}) = 110 \text{ Вт},$$

где $\eta_{\text{в}} = 0,38$ – КПД клепанного вентилятора.

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

10 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Главными направлениями развития двигателей внутреннего сгорания можно считать: улучшение топливной экономичности; уменьшение выбросов вредных веществ, содержащихся в отработавших газах; понижение уровня вибрации и шума. Перечисленные направления развития ДВС в значительной степени обеспечиваются совершенствованием протекания внутрицилиндровых процессов.

При эксплуатации транспортных средств 65...70% всего времени бензиновые двигатели работают на холостом ходе и частичных нагрузках. Данные режимы реализуются изменением положения дроссельной заслонки в системе впуска, т.е. количественным регулированием мощности. Дросселирование свежего приводит к увеличению энергии, затрачиваемой на смену рабочего тела и снижению полноты сгорания топлива, что негативно сказывается на топливной экономичности. Повышение энергетической эффективности рабочего цикла на холостом ходе и частичных нагрузках является залогом достижения высокой топливной экономичности бензинового ДВС.

Возможным способом достижения приемлемого, конкурентно-способного технического уровня отечественных бензиновых двигателей является снижение потерь на газообмен. Это обуславливает изменение способа регулирования мощности. Предлагается способ реализации частичных нагрузок изменением высоты подъема и продолжительности открытия впускных клапанов с полным открытием дросселя. Эффективность нового технического решения нуждается в тщательном анализе. В этой связи необходимо выполнить ряд теоретических исследований.

Целью работы является улучшение топливной экономичности двигателя 4Ч8,2/7,56 на режимах малых и частичных нагрузок изменением законов движения впускных клапанов с полным открытием дросселя при управлении мощностью энергетической установки.

Автором предлагается выполнить сравнительный анализ способов регулирования мощности (дросселированием свежего заряда на впуске и

									Лист
									87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУнГУ - 13.03.03.2019 133 ПЗ ВКР				

изменением закона движения впускных клапанов) двигателя 4Ч8,2/7,56 при этом ставятся следующие задачи:

1. Создать расширенную нульмерную модель двигателя 4Ч8,2/7,56;
2. Выявить оптимальные законы изменения высоты и продолжительности подъема впускных клапанов для рационального способа количественного регулирования мощности двигателя 4Ч 8,2/7,56 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и среднего эффективного давления цикла;
3. Найти и обосновать эффективную область регулирования мощности изменением высоты и продолжительности подъема впускных клапанов с раздросселированием свежего заряда на впуске;
4. Оценить топливную экономичность при управлении мощностью двигателя 4Ч 8,2/7,56 изменением высоты подъема и продолжительности открытия впускных клапанов с полным открытием дросселя.

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		88

10.1 Расчетная модель двигателя 4Ч8,2/7,56

Для проведения теоретических исследований в AVL BOOST была создана расширенная математическая модель двигателя 4Ч 8,2/7,56 (рис. 10.1).

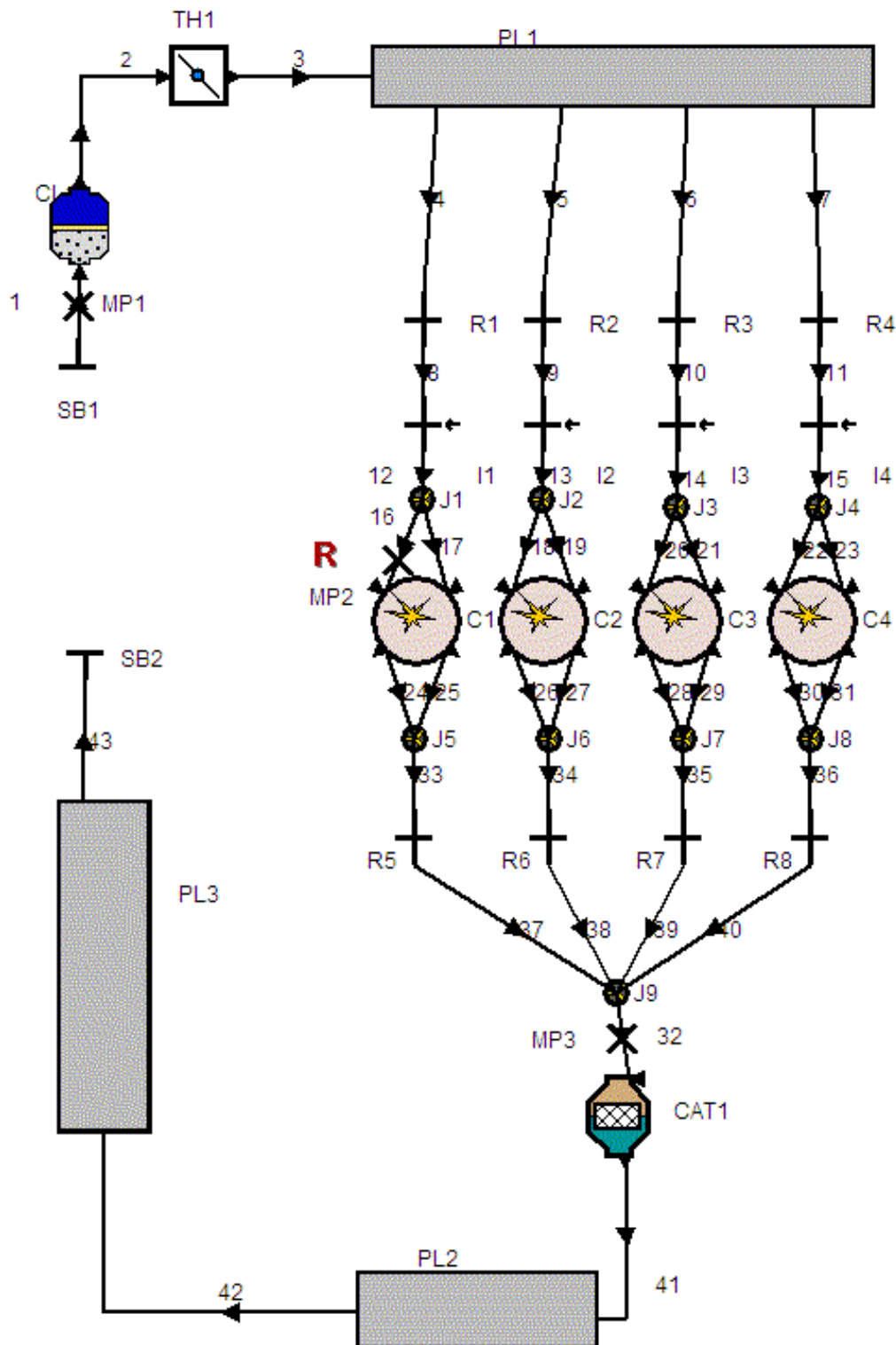


Рис 10.1 – Расширенная математическая модель двигателя 4Ч 8,2/7,56

10.2 Математическая модель теплового расчета двигателя

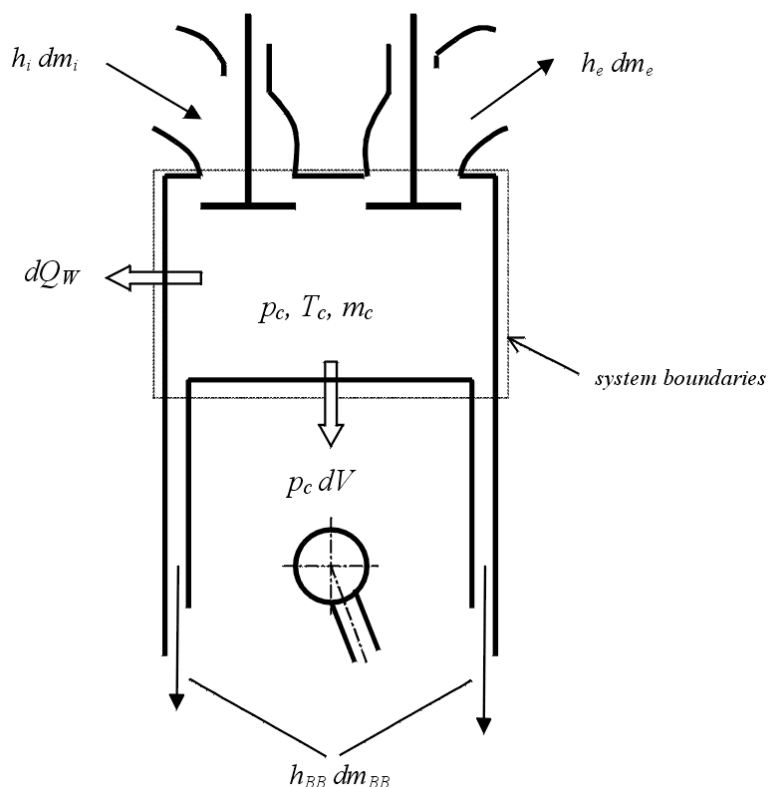


Рис. 10.2 – Обобщенная математическая модель надпоршневого пространства

Расчет термодинамического состояния рабочего тела внутри цилиндра основывается на первом законе термодинамики:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\varphi} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_F}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_w}{d\varphi} - h_{ym} \cdot \frac{dm_{ym}}{d\varphi} + \sum \frac{dm_{in}}{d\varphi} \cdot h_{in} - \sum \frac{dm_{ex}}{d\varphi} \cdot h_{ex} - q_{ucn} \cdot f \cdot \frac{dm_{ucn}}{dt} \quad (10.1)$$

Изменение массы рабочего тела в пространстве сжатия определяется соотношением

$$\frac{dm_{\Gamma}}{d\varphi} = \sum \frac{dm_{вп}}{d\varphi} - \sum \frac{dm_{вып}}{d\varphi} - \frac{dm_{ут}}{d\varphi} + \frac{dm_{исп}}{d\varphi} \quad (10.2)$$

где $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\varphi}$ – изменение внутренней энергии рабочего тела внутри цилиндра; $p_c \cdot \frac{dV}{d\varphi}$ – совершаемая работа; $\frac{dQ_F}{d\varphi}$ – функция тепловыделения (теплота подведенная к рабочему телу от сгорания топлива); $\sum \frac{dQ_w}{d\varphi}$ – тепловые потери в стенки пространства сжатия; $h_{ym} \cdot \frac{dm_{ym}}{d\varphi}$ – энтальпия рабочего тела, утекающего через неплотности; m_c – масса рабочего тела внутри пространства сжатия; u – удельная внутренняя энергия рабочего тела; p_c – давление рабочего тела в пространстве сжатия; V – объем цилиндра; φ – положение коленчатого вала; dm_{in} – масса рабочего тела, поступающего в пространство сжатия; dm_{ex} – масса рабочего тела, покидающего пространство сжатия; h_{in} – энтальпия поступающего в пространство сжатия рабочего тела; h_{ex} – энтальпия рабочего тела, покидающего пространство сжатия; $q_{исп}$ – теплота испарения топлива; f – доля теплоты парообразования от нагретого заряда; $m_{исп}$ – масса испарившегося топлива.

Используем уравнение состояния:

$$p_c = \frac{m_c \cdot R \cdot T_c}{V}. \quad (10.3)$$

Система уравнений решается методом Рунге-Кутты четвертого порядка.

Определение количества поступающего в пространство сжатия рабочего тела.

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \psi \quad (10.4)$$

где $\frac{dm}{dt}$ – массовый расход; A_{eff} – эффективная площадь потока; p_{01} – давление поступающего заторможенного потока; T_{01} – температура поступающего заторможенного потока; R_0 – газовая постоянная.

Для дозвукового течения коэффициент ψ определяется:

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (10.5)$$

Для сверхзвукового течения ψ определяется:

$$\psi = \psi_{max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}} \quad (10.6)$$

где p_2 – статическое давление вытекающего рабочего тела; k – отношение теплоемкостей рабочего тела.

Для определения действительной эффективной площади потока воспользуется уравнением:

$$A_{eff} = \mu\sigma \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (10.7)$$

где $\mu\sigma$ – коэффициент расхода; d – диаметр (рис. 10.2).

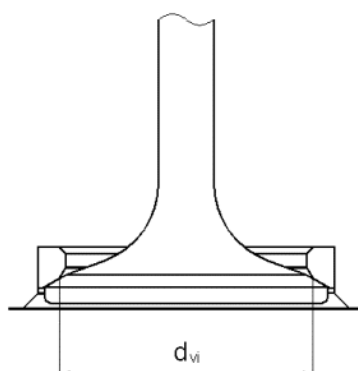


Рис. 10.3 – К расчету эффективной площади потока
в клапанном механизме

Функция перемещения поршня имеет следующий вид:

$$s = (r + l) \cdot \cos \gamma - r \cdot \cos(\gamma + \varphi) - l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\gamma + \varphi) - \frac{e}{l} \right)^2} \quad (10.8)$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{e}{r+l}\right) \quad (10.9)$$

где s – текущее расстояние от поршня до ВМТ; r – радиус кривошипа; l – длина шатуна; γ – угол между вертикальным положением кривошипа и положением кривошипа в верхней мертвой точке; e – величина дезаксиала; φ – угол поворота коленчатого вала относительно верхней мертвой точки.

Теплопередача

Теплопередача в стенки цилиндра, днища поршня и камеры сгорания определяются уравнением Ньютона-Рихмана. Уравнение в общем виде имеет вид:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}), \quad (10.10)$$

где Q_{wi} – количество теплоты, переданное в стенки элемента (цилиндра, поршня и головки цилиндра); A_i – площадь тепловоспринимающей

поверхности элемента; α_w – коэффициент теплоотдачи; T_c – температура рабочего тела внутри цилиндра; T_{wi} – температура стенки элемента.

Текущая температура стенки цилиндра определяется зависимостью:

$$T_L = T_{L_BMT} \cdot \frac{1 - e^{-c \cdot x}}{x \cdot c}, \quad (10.11)$$

$$c = \ln \left(\frac{T_{L_BMT}}{T_{L_HMT}} \right), \quad (10.12)$$

где T_L – текущая температура стенки цилиндра; T_{LBMT} – температура стенки цилиндра в ВМТ; T_{LHMT} – температура стенки цилиндра в НМТ; x – относительный ход поршня.

Коэффициент теплоотдачи по уравнению Г. Вошни имеет вид:

$$a_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left\{ c_1 \cdot C_{II} \cdot \left[1 + 2 \cdot \left(\frac{V_c}{V} \right)^2 \cdot p_i^{-0,2} \right] \right\}^{0,8} \quad (10.13)$$

$$c_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{C_B}{C_{II}} \quad (10.14)$$

где V_c – объем камеры сгорания; V – текущий объем надпошневого пространства; p_i – среднее индикаторное давление цикла; D – диаметр цилиндра; C_{II} – средняя скорость поршня; C_B – скорость вихря.

Для определения коэффициента теплоотдачи a_w в период газообмена применяется зависимость:

$$a_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot (c_3 \cdot C_{II})^{0,8}, \quad (10.15)$$

$$c_3 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{C_B}{C_{II}}. \quad (10.16)$$

Определение утечки рабочего тела через неплотности цилиндропоршневой группы.

Утечки рабочего тела из камеры сгорания определяются по уравнениям (10.4 –10.6). Эффективная площадь A_{eff} утекающего рабочего тела из пространства сжатия рассчитывается по уравнению:

$$A_{eff} = D \cdot \pi \cdot \delta, \quad (10.17)$$

где D – диаметр цилиндра; δ – зазор между поршнем и цилиндром.

Сгорание

$$\frac{dm_b \cdot u_b}{d\varphi} = -p_c \cdot \frac{dV_b}{d\varphi} + \frac{dQ_F}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_{wb}}{d\varphi} + h_u \cdot \frac{dm_b}{d\varphi} - h_{ym.b} \cdot \frac{dm_{ym.b}}{d\varphi}$$

(10.18)

$$\frac{dm_u \cdot u_u}{d\varphi} = -p_c \cdot \frac{dV_u}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_{wu}}{d\varphi} - h_u \cdot \frac{dm_b}{d\varphi} - h_{ym.u} \cdot \frac{dm_{ym.u}}{d\varphi}$$

(10.19)

$$\frac{dV_b}{d\varphi} + \frac{dV_u}{d\varphi} = \frac{dV}{d\varphi}$$

(10.20)

$$V_b + V_u = V \quad (10.21)$$

$$\frac{dQ_F}{d\varphi} = H_u \cdot m_{цикл} \cdot 6,908 \cdot \left(\frac{m+1}{\varphi_z}\right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m \cdot e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}$$

(10.22)

где H_u – низшая теплота сгорания топлива; $m_{цикл}$ – цикловая подача топлива; m – показатель характера сгорания; φ – текущий угол поворота коленчатого вала от начала сгорания; φ_z – продолжительность сгорания.

Модель Детонации

Для бензиновых двигателей с внешним смесеобразованием и выбранной двухзонной моделью детонации прогнозируется минимальное октановое число, необходимое для работы без нарушения сгорания. Порог для возникновения детонации превышен, если интеграл (10.23) для несгоревшей зоны рабочего тела до окончания сгорания больше единицы, т.е.:

$$\int_0^{t_z} \frac{1}{\tau_i(t)} dt \leq 1, \quad (10.23)$$

где $\tau_i(t)$ – период задержки воспламенения рабочего тела в несгоревшей зоне камеры сгорания; t_z – продолжительность сгорания.

Задержка воспламенения рабочего тела в несгоревшей зоне камеры сгорания описывается уравнением:

$$\tau_i(t) = A \cdot \left(\frac{OЧ}{100} \right)^a \cdot p^{-n} \cdot e^{\frac{B}{T}}$$

(10.24)

где $A = 17,68$ мс; $a = 3,402$; $n = 1,7$; $B = 3800$ К.

Расчет программного элемента «Объем»

$$\frac{d(m_{pl} \cdot u)}{d\alpha} = -P_{pl} \cdot \frac{dV}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e + \frac{dQ_{reac}}{d\alpha} \quad (10.35)$$

где, m_{pl} – масса рабочего тела, содержащаяся в компоненте объем; u – удельная внутренняя энергия рабочего тела; P_{pl} – давление в компоненте объеме; V – объем; Q_w – тепловые потери в стенки компонента объем; α – угол поворота коленчатого вала; dm_i – масса рабочего тела, поступившего в объем; dm_e – масса элемента, покинувшее компонент объем; h_i – энтальпия элемента, поступившего в компонент объем; h_e – энтальпия элемента, покинувшего компонент объем; Q_{reac} – источник энтальпии вследствие химических реакций.

Теплообмен внутри объема

$$\alpha = 0,018 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_0 \cdot \rho \cdot u_{ch}^{0,8} \cdot L_{ch}^{-0,2} \cdot 0,2 \cdot (0,127 + 1,3 \cdot T \cdot 10^{-4}) \quad (10.36)$$

$$L_{ch} = \sqrt[3]{V} \quad (10.37)$$

$$u_{ch} = \frac{1}{n} \cdot \sum_n u_{pipe} \cdot \frac{A_{pipe}}{L_{ch}^2} \quad (10.38)$$

Расчет программного элемента «Трубопровод»

Уравнение сохранения.

Система уравнений сохранения, описывающая течение в трубопроводе задается хорошо известным “уравнением Эйлера”

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} = S(U) \quad (10.39)$$

где (U) представляет вектор положения (состояния)

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot c_v \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \\ \rho \cdot w_j \end{pmatrix} \quad (10.40)$$

и (F) является вектором потока (плотности потока)

$$F = \begin{pmatrix} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 + p \\ u \cdot (E + p) \\ \rho \cdot u \cdot w_j \end{pmatrix} \quad (41)$$

где

$$E = \rho \cdot \bar{c}_v \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (10.42)$$

Характеристики выброса справа включают два условия другого источника:

$$S(U) = S_A(F(U)) + S_R(U) \quad (10.43)$$

Данные источники, вызванные осевыми изменениями в поперечном сечении трубы

$$S_A(F(U)) = \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} \cdot F \quad (10.44)$$

и источниками с учетом однородных химических реакций, условий тепло- и массообмена между газовой и твердой фазами и источниками трения.

Данные слагаемое уравнения (номер ур.) записывается:

$$S_R(U) = \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{F_R}{v} \\ \frac{qw}{v} \\ MW_j \cdot \left(\sum_i^{hom} v_{i,j} \cdot r_i \right) \end{pmatrix} \quad (10.45)$$

Трение.

Сила пристеночного трения можно определить из фактора пристеночного трения λ_f :

$$\frac{F_R}{V} = \varphi \cdot \frac{\lambda_f}{2 \cdot d_{hyd}} \cdot \rho \cdot u \cdot |u| \quad (10.46)$$

Фактор φ называется фактором трения Фаннинга, который учитывает отклонения поперечного сечения каналов от круглой формы. Значения фактора Фаннинга для различных форм каналов приведены в таблице

Таблица 10.2.3 Значение фактора Фанинга

Форма поперечного сечения канала	Значение фактора Фаннинга
Круглая	1
Квадратная	0,89
Равносторонний треугольник	0,83
Синусоидальный (отношение развернутой высоты к развернутой ширине 0,425)	0,69

Фактор трения λ_f , как правило, описывается как функция числа Рейнольдса

$$Re = \frac{d_{hyd} \cdot u}{\nu} \quad (10.47)$$

и изменения в зависимости от режима потока (ламинарное, переходное или турбулентное):

$$\begin{aligned} Re \leq Re_{lam} & \left| \lambda_f = \lambda_{f, lam} \right. \\ Re_{turb} \leq Re & \left| \lambda_f = \lambda_{f, turb} \right. \\ Re_{lam} \leq Re \leq Re_{turb} & \left| \lambda_f = \lambda_{f, lam} \left(1 - \frac{Re - Re_{lam}}{Re_{turb} - Re_{lam}}\right) + \lambda_{f, turb} \left(\frac{Re - Re_{lam}}{Re_{turb} - Re_{lam}}\right) \right. \end{aligned} \quad (10.48)$$

Границы для участка перехода от ламинарного до турбулентного установлены числом Рейнольдса $Re_{lam} = 2300$ и $Re_{turb} = 5000$. В турбулентной области $\lambda_{f, turb}$ можно рассматривать как неизменное введенное значение, либо определить, используя заданные значения шероховатости поверхности. В ламинарной области $\lambda_{f, lam}$ определяется уравнением:

$$\begin{aligned} \lambda_{f, lam} &= a \cdot Re^b \\ a &= 64 \\ b &= -1 \end{aligned} \quad (10.49)$$

где a – введенное, пользователем значение. При моделировании газообмена, согласно закону Хагена-Пуазейля для потока ламинарной трубки, $b = -1$ и не может быть изменено пользователем.

Изгибы каналов

В математической модели учтено влияние изгиба канала на потери на трение. В изогнутой части канала потери на трение потока рабочего тела о стенки увеличиваются в зависимости от коэффициента потерь, ζ .

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (10.50)$$

Коэффициент потерь ζ является функцией угла изгиба и отношения между радиусом изгиба и диаметром трубы. По этой причине необходимо определить радиус изгиба по длине трубы. Радиус изгиба определяется как радиус изгиба осевой линии трубы.

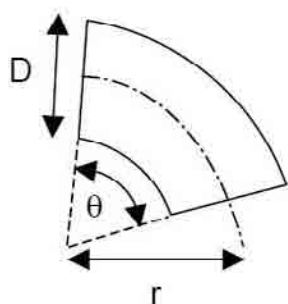


Рисунок 10.4 – К определению угла изгиба и отношения между радиусом изгиба и диаметром канала

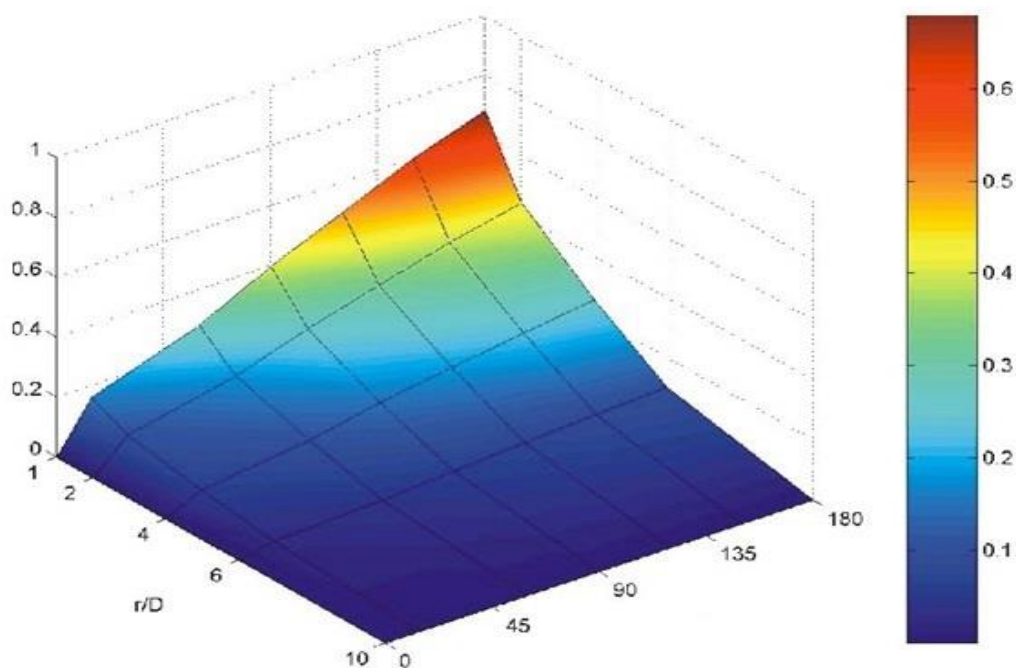


Рисунок 10.5 – угла изгиба и отношения между радиусом изгиба и диаметром канала на величину коэффициента потерь ζ

Теплопередача газ–стенка канала

Конвективный теплообмен между отработанным газом и стенкой трубы моделируется подходом Нуссельта:

$$F_B = 1 + \frac{21}{R_e^{0.14}} \cdot \frac{d_{hyd}}{d_B} \quad (10.51)$$

На основании работы Lienhard [P3] в программном комплексе BOOST предлагаются следующие подходы к определению числа Нуссельта:

$$Nu = \frac{d_{hyd}}{\lambda_g} \cdot \frac{0.019}{2} \cdot \rho \cdot u \cdot c_p \quad (10.52)$$

Поправки для пульсирующего потока и изгибов каналов:

Чтобы учесть влияние пульсаций потока и/или изгибов каналов на теплообмен с газом/стенкой канала, число Нуссельта дополняется двумя дополнительными факторами:

$$Nu = Nu \cdot F_p \cdot F_B \quad (10.53)$$

F_p представляет собой дополнительный повышающий коэффициент (коэффициент пульсации, определяется на основании работы Wendland [P6]), чтобы учесть влияние пульсации отработавших газов двигателя. Фактор F_B учитывает условия повышенной теплопередачи в изогнутых участках каналов. В связи с этим используется следующая корреляция (см. Liu and Hoffmann [P4])

$$F_B = 1 + \frac{21}{R_e^{0.14}} \cdot \frac{d_{hyd}}{d_B} \quad (10.54)$$

где d_{hyd} – диаметр канала, а d_B – радиус изгиба канала.

Расчет программного элемента «Ограничитель»

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		101

Моделирование состояния рабочего тела, проходящего через ограничение потока (и поворотный клапан) основано на уравнениях энергии, неразрывности и зависимости для изоэнтропического изменения состояния:

$$G = A_{geo} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \psi \quad (10.55)$$

дозвуковое течение

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (10.56)$$

сверхзвуковое течение

$$\psi = \psi_{max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}}, \quad (10.57)$$

где G – массовый расход рабочего тела через компонент; A_{geo} – эффективная площадь потока рабочего тела; p_{01} – давление поступающего заторможенного потока рабочего тела; T_{01} – температура поступающего заторможенного потока рабочего тела; R_0 – газовая постоянная; p_2 – статическое давление вытекающего рабочего тела; k – отношение теплоемкостей рабочего тела.

Расчет программного элемента «Форсунка»

$$G = C_{evap} \cdot k_q \cdot A_p \cdot P_g \cdot \left(\frac{y_{q.sat} - y_q}{1 - y_{q.sat}} \right) \cdot MW_q \quad (10.58)$$

$$sh = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Sh^{0.22} \quad (10.59)$$

Расчет механических потерь в двигателе внутреннего сгорания

Суммарное среднее давление механических потерь складывается из:

$$P_m = P_{\text{коленвала}} + P_{\text{порш.гр.}} + P_{\text{клап.мех}} + P_{\text{вспом.мех.}} \quad (10.60)$$

Среднее давление механических потерь на трение вращения коленчатого вала определяется ($P_{\text{коленвала}}$):

$$P_{\text{коленвала}} = C_{cb} \cdot \left(\frac{n \cdot d_k^3 \cdot L_k \cdot i_k}{D^2 \cdot S \cdot i_u} \right) + C_{cs} \cdot \left(\frac{d_k}{D^2 \cdot S \cdot i_k} \right) + C_{td} \cdot \left(\frac{n^2 \cdot d^2 \cdot i_u}{i_k} \right), \quad (10.61)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; D – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м; d_k – диаметр коренной шейки коленчатого вала, м; L_k – длина коренной шейки коленчатого вала, м; i_k – количество коренных шеек; i_u – количество цилиндров; C_{cb} – коэффициент гидродинамических потерь в коренных подшипниках, $\text{Па}/\text{мин}^{-1} \cdot \text{м}$; C_{cs} – коэффициент потерь на трение в уплотнении коренных подшипниках, $\text{Па} \cdot \text{м}^2$; C_{td} – коэффициент потерь на трение за счет вязкой диссипации $\text{Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2 \cdot \text{мин}^{-1}$.

Среднее давление механических потерь на трение в поршневой группе ($P_{\text{порш.гр.}}$) определяется по уравнению:

$$P_{\text{порш.гр.}} = C_{pb} \cdot \left(\frac{n \cdot d_{ш}^3 \cdot L_{ш} \cdot i_{ш}}{D^2 \cdot S \cdot i_u} \right) + C_{ps} \cdot \left(\frac{S \cdot n}{30 \cdot D} \right) + C_{pr} \cdot \left(1 + \frac{1000}{n} \right) \cdot \left(\frac{1}{D^2} \right) \cdot C_0 \cdot \frac{P_i}{P_a} \cdot \left(0,088 \cdot r_c + 0,182 \cdot r_c^{\left(\frac{1,33-0,0238 \cdot S \cdot n}{30} \right)} \right) \quad (10.62)$$

где $d_{ш}$ – диаметр шатунной шейки коленчатого вала, м; $L_{ш}$ – длина шатунной шейки коленчатого вала, м; $i_{ш}$ – количество шатунных шеек; C_{pb} – коэффициент гидродинамических потерь в шатунных подшипниках,

Па/мин⁻¹·м; C_{ps} – коэффициент гидродинамических потерь в сопряжении юбка поршня – стенка цилиндра; C_{pr} – коэффициент гидродинамических потерь в сопряжении поршневое кольцо – стенка цилиндра; C_0 – трения кольца при воздействии давления газов на него; P_i – ; P_a – ; r_c – .

Среднее давление механических потерь на трение в механизме газораспределения ($p_{\text{клат.мех.}}$) определяется зависимостью:

$$p = C_{vB} \cdot \left(\frac{n \cdot i_{n.pв.}}{D^2 \cdot S \cdot i_{\psi}} \right) + C_{v0} + C_{vH} \cdot \left(\frac{L_{кл}^{1.5} \cdot n^{0.5} \cdot i_{кл}}{D \cdot S \cdot i_{\psi}} \right) + C_{vM} \cdot \left(1 + \frac{1000}{n} \right) \cdot \frac{L_{кл} \cdot i_{кл}}{S \cdot i_{\psi}} + P_{\text{толкателя}}$$

(10.63)

где $i_{n.pв.}$ – количество подшипников на распределительном вале; $L_{кл}$ – максимальная высота подъема клапана, м; $i_{кл}$ – количество клапанов; C_{vb} – коэффициент гидродинамических потерь в подшипниках распределительного вала, Па·м³/мин⁻¹; C_{v0} – ; C_{vh} – ; C_{vm} – ; $p_{\text{толкателя}}$ – потери в толкателе.

Потери на трение толкателя определяются зависимостью:

– для плоского

$$P_{\text{толкателя}} = C_{vf} \cdot \left(1 + \frac{1000}{n} \right) \cdot \frac{i_{кл}}{S \cdot i_{\psi}}$$

(10.64)

– для роликового

$$P_{\text{толкателя}} = C_{vr} \cdot \left(\frac{n \cdot i_{кл}}{S \cdot i_{\psi}} \right)$$

(10.65)

где C_{vf} – постоянная для плоского толкателя, Па·м; C_{vr} – постоянная для роликового толкателя, Па·м.

Среднее давление механических потерь на привод вспомогательных агрегатов (масляный и водяной насосы) находится по формуле:

$$P_{\text{вспом.мех.}} = 6,23 \cdot 10^{-3} + 5,22 \cdot n - 1,79 \cdot 10^{-4} \cdot n^2.$$

(10.66)

10.3. Анализ технико-экономических показателей двигателя 4Ч 8,2/7,56 при различных способах регулирования его мощности

Особенности протекания газообмена с малыми нагрузками при глубоком дросселировании свежего заряда существенно ухудшают топливную экономичность двигателей с искровым зажиганием. Для комплексного анализа такого влияния проведено теоретическое исследование. С помощью программы AVL BOOST смоделированы 60 нагрузочных характеристик с различными частотами вращения коленчатого вала ($n = 840, 990, 1170, 1380, 1650, 1950, 2130, 2730, 3210, 3840, 4530, 5000 \text{ мин}^{-1}$). Для каждой из частот вращения коленчатого вала двигателя определялись нагрузочные характеристики с различным дросселированием свежего заряда во впускной системе (открытие дроссельной заслонки изменялось в пределах от 1 до 9 градусов), и раздросселированием свежего заряда, изменением продолжительности и высоты подъема впускных клапанов. Чтобы реализовать циклы с низким средним эффективным давлением при полном открытии дросселя высота подъема впускных клапанов ($h_{\text{кл}}$) ограничивалась 1, 2, 3 и 4 мм, а продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$) составляла:

- для $h_{\text{кл}} = 1$ соответствовала 100, 120, 135, 150 и 160 град ПКВ;
- для $h_{\text{кл}} = 2$ соответствовала 100, 110, 120, 150 и 160 град ПКВ;
- для $h_{\text{кл}} = 3$ соответствовала 90, 100, 120, 150 и 160 град ПКВ;
- для $h_{\text{кл}} = 4$ соответствовала 140, 150, 160 и 170 град ПКВ.

Для моделирования закона движения впускных клапанов была выбрана методика «Полидайн». Перемещение клапана в математическом виде записывается:

$$h = h_{\text{макс}} \cdot \left[1 + C_2 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^2 + C_P \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^P + C_q \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^q + C_r \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^r + C_S \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^S \right]$$

Расчет законов движения впускных и выпускных клапанов был выполнен по программе, разработанной на кафедре ДВС ЮУрГУ (рабочее окно программы приведено на рис. 10.3.1).

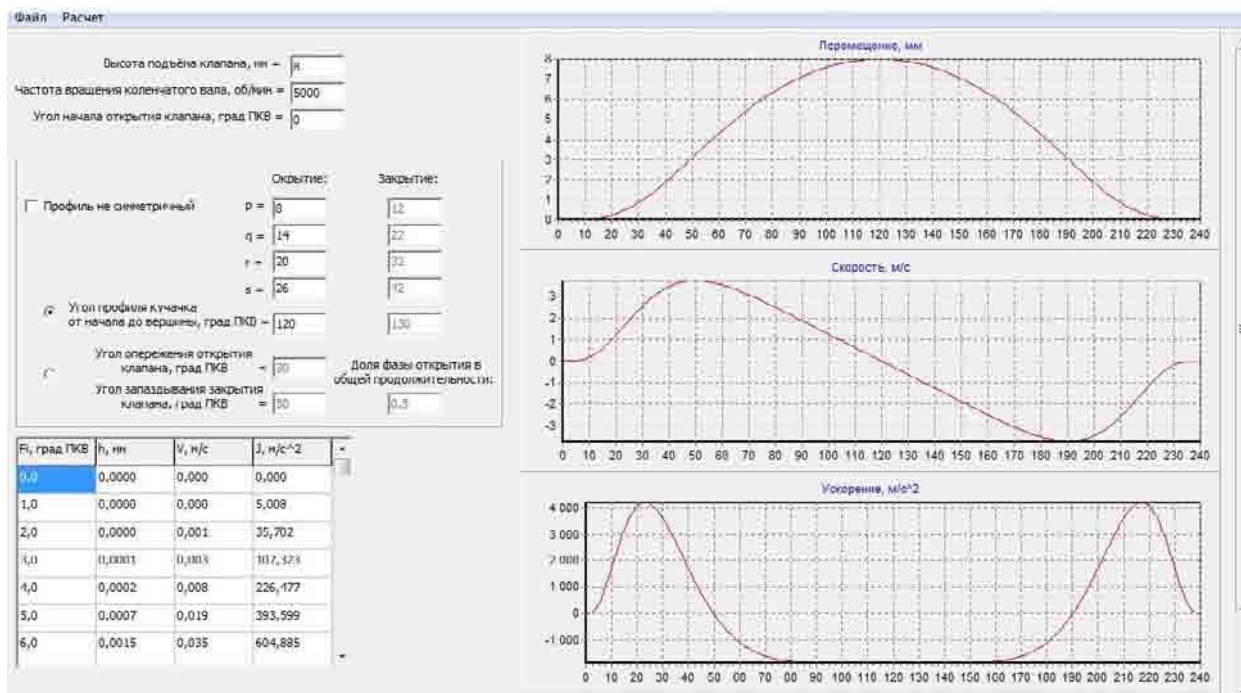


Рис. 10.3.1 – Рабочее окно программы синтеза законов движения клапана по методике «Полидайн»

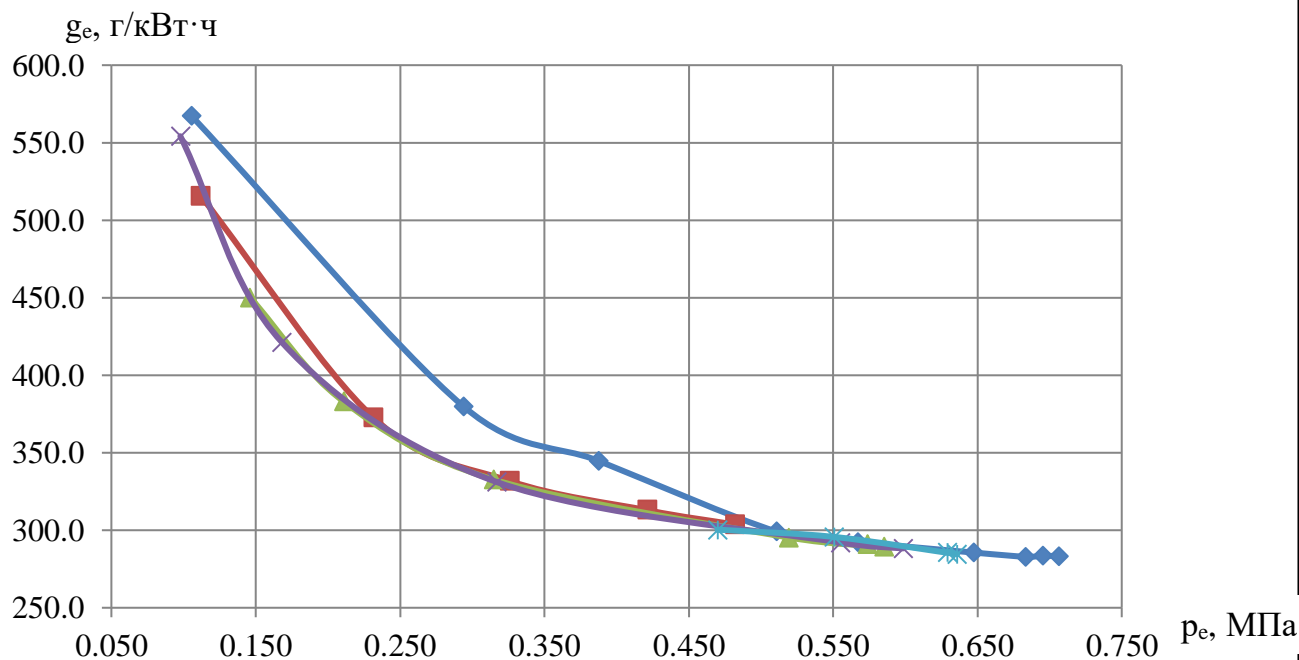


Рис. 10.3.2 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 840 \text{ мин}^{-1}$ идросселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов (— $d/3$, — $h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.1 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 840 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 135$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
P_e , МПа	0,112	0,232	0,326	0,422	0,482
N_e , кВт	1,268	2,622	3,690	4,770	5,456
g_e , г/кВт·ч	515,5	372,4	331,7	312,8	303,6
g_i , г/кВт·ч	321,7	285,3	270,8	265,1	261,6
η_v	0,185	0,281	0,360	0,440	0,492
M , Н·м	14,415	29,810	41,951	54,229	62,029
G_t , кг/ч	0,654	0,977	1,224	1,492	1,656

Таблица 10.3.2 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 840 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 2$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 110$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
P_e , МПа	0,146	0,211	0,315	0,519	0,585
N_e , кВт	1,650	2,386	3,559	5,872	6,618
g_e , г/кВт·ч	450,3	383,1	332,7	295,4	289,6
g_i , г/кВт·ч	305,7	286,7	269,7	256,4	254,5
η_v	0,212	0,264	0,347	0,518	0,575
M , Н·м	18,760	27,128	40,461	66,755	75,243
G_t , кг/ч	0,743	0,914	1,184	1,734	1,917

Таблица 10.3.3 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 840 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 3$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 90$	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
P_e , МПа	0,098	0,168	0,317	0,555	0,599
N_e , кВт	1,106	1,902	3,585	6,278	6,771
g_e , г/кВт·ч	554,1	421,2	331,1	292,1	288,3
g_i , г/кВт·ч	327,9	298,2	268,6	255,5	253,9
η_v	0,174	0,230	0,348	0,547	0,585
M , Н·м	12,577	21,624	40,763	71,374	76,984
G_t , кг/ч	0,613	0,801	1,187	1,834	1,952

Таблица 10.3.4 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 840 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 4$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ			
	$\varphi_{\text{кл}} = 140$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$	$\varphi_o = 30, \varphi_{\text{кл}} = 170$
P_e , МПа	0,470	0,551	0,636	0,629

Ne, кВт	5,316	6,228	7,194	7,116
ge, г/кВт·ч	300,4	295,7	284,5	285,9
gi, г/кВт·ч	257,4	258,0	252,0	252,7
η_v	0,476	0,544	0,616	0,611
M, Н·м	60,436	70,811	81,788	80,905
Gt, кг/ч	1,597	1,842	2,047	2,035

Таблица 10.3.5 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 840 мин^{-1} и дросселировании потока свежего заряда на впуске

Pe, МПа	0,105	0,294	0,388	0,511	0,567	0,647	0,683	0,695	0,706
Ne, кВт	1,193	3,326	4,383	5,776	6,417	7,321	7,729	7,864	7,992
ge, г/кВт·ч	567,4	379,8	344,7	299,2	292,5	285,6	282,9	283,5	283,3
gi, г/кВт·ч	340,6	282,7	287,1	258,2	255,3	252,5	251,4	252,3	252,4
η_v	0,196	0,346	0,452	0,522	0,568	0,633	0,663	0,678	0,687
M, Н·м	13,559	37,815	49,835	65,662	72,956	83,229	87,873	89,408	90,859
Gt, кг/ч	0,677	1,263	1,511	1,728	1,877	2,091	2,187	2,229	2,264

Для нагрузочной характеристики ДВС при частоте вращения коленчатого вала 840 мин^{-1} можно установить, что при $P_e = 0,1 \dots 0,45 \text{ МПа}$ наблюдается снижение эффективного удельного расхода топлива g_e на $15 \dots 60 \text{ г/кВт·ч}$.

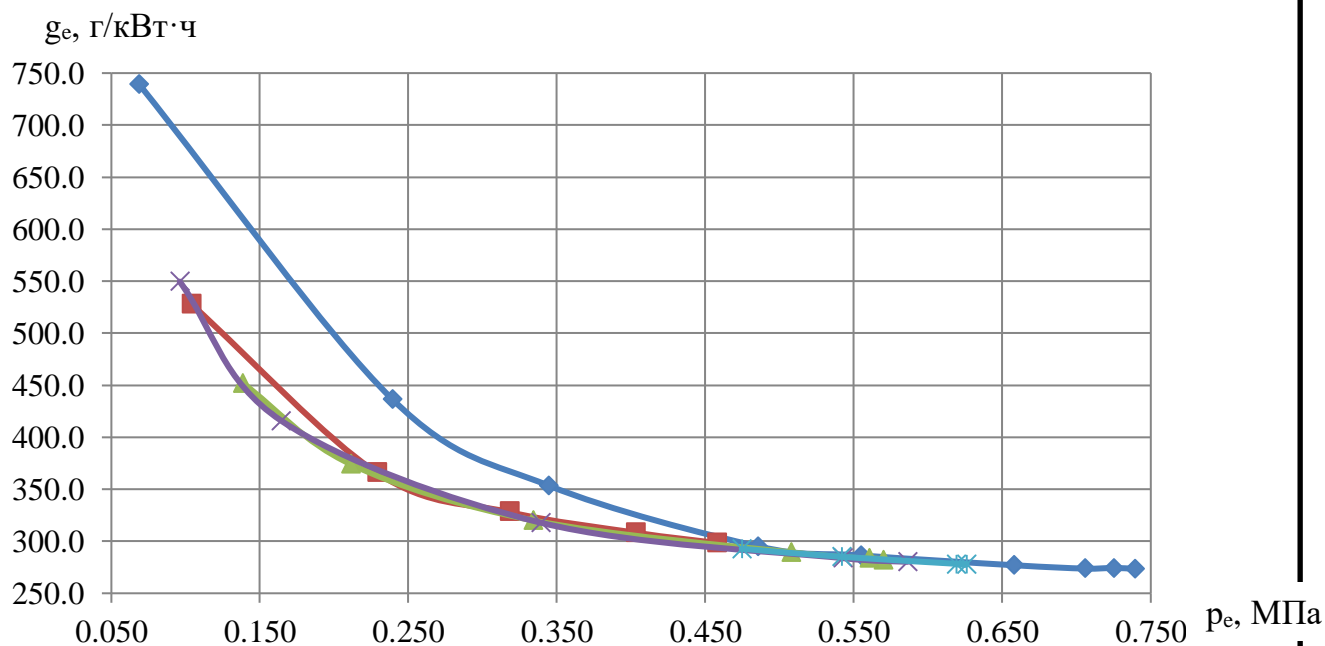


Рис. 10.3.3 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 990 \text{ мин}^{-1}$ и дросселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов (— д/з, — $h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.6 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 990 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\phi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\phi_{\text{кл}} = 100$	$\phi_{\text{кл}} = 120$	$\phi_{\text{кл}} = 135$	$\phi_{\text{кл}} = 150$	$\phi_{\text{кл}} = 160$

Р _е , МПа	0,104	0,229	0,318	0,403	0,458
Ne, кВт	1,389	3,056	4,245	5,378	6,107
g _e , г/кВт·ч	527,5	365,5	327,9	308,2	298,2
g _i , г/кВт·ч	319,7	279,0	266,5	259,5	255,3
η _v	0,177	0,276	0,348	0,417	0,462
M, Н·м	13,397	29,482	40,947	51,875	58,909
Gt, кг/ч	0,733	1,117	1,392	1,657	1,821

Таблица 10.3.7 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 990 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске (h_{ккл} = 2 мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов (φ _{ккл}), град ПКВ				
	φ _{ккл} = 100	φ _{ккл} = 110	φ _{ккл} = 120	φ _{ккл} = 150	φ _{ккл} = 160
Р _е , МПа	0,138	0,211	0,334	0,508	0,570
Ne, кВт	1,844	2,815	4,456	6,769	7,597
g _e , г/кВт·ч	452,127	374,1	320,0	289,3	282,3
g _i , г/кВт·ч	301,285	279,8	261,7	249,5	247,3
η _v	0,203	0,260	0,356	0,498	0,550
M, Н·м	17,785	27,157	42,986	65,296	73,284
Gt, кг/ч	0,834	1,053	1,426	1,958	2,145

Таблица 10.3.8 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 990 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске (h_{ккл} = 3 мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов (φ _{ккл}), град ПКВ				
	φ _{ккл} = 90	φ _{ккл} = 100	φ _{ккл} = 120	φ _{ккл} = 150	φ _{ккл} = 160
Р _е , МПа	0,096	0,164	0,339	0,543	0,586
Ne, кВт	1,280	2,192	4,524	7,234	7,816
g _e , г/кВт·ч	549,6	415,8	317,8	283,7	280,3
g _i , г/кВт·ч	322,1	292,1	260,5	247,5	246,2
η _v	0,171	0,224	0,361	0,525	0,562
M, Н·м	12,349	21,148	43,644	69,785	75,400
Gt, кг/ч	0,704	0,912	1,438	2,053	2,191

Таблица 10.3.9 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 990 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске (h_{ккл} = 4 мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов (φ _{ккл}), град ПКВ			
	φ _{ккл} = 140	φ _{ккл} = 150	φ _{ккл} = 160	φ _о = 30, φ _{ккл} = 170
Р _е , МПа	0,474	0,542	0,626	0,619
Ne, кВт	6,326	7,223	8,346	8,250
g _e , г/кВт·ч	292,8	285,0	277,8	277,8
g _i , г/кВт·ч	251,1	248,1	245,6	244,9
η _v	0,470	0,525	0,594	0,589

M, Н·м	61,020	69,674	80,513	79,580
Gt, кг/ч	1,852	2,059	2,318	2,291

Таблица 10.3.10 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 990 мин^{-1} и дросселировании потока свежего заряда на впуске

P_e , МПа	0,069	0,239	0,344	0,485	0,555	0,658	0,705	0,725	0,739
N_e , кВт	0,915	3,187	4,592	6,469	7,396	8,771	9,405	9,665	9,857
g_e , г/кВт·ч	739,3	436,8	353,6	295,2	286,4	276,9	273,7	274,4	273,5
g_i , г/кВт·ч	367,0	282,4	289,0	253,1	249,3	245,2	243,9	245,0	244,6
η_v	0,166	0,300	0,413	0,493	0,548	0,629	0,667	0,686	0,698
M, Н·м	8,827	30,740	44,297	62,400	71,345	84,614	90,725	93,233	95,084
Gt, кг/ч	0,676	1,392	1,624	1,910	2,118	2,429	2,575	2,652	2,695

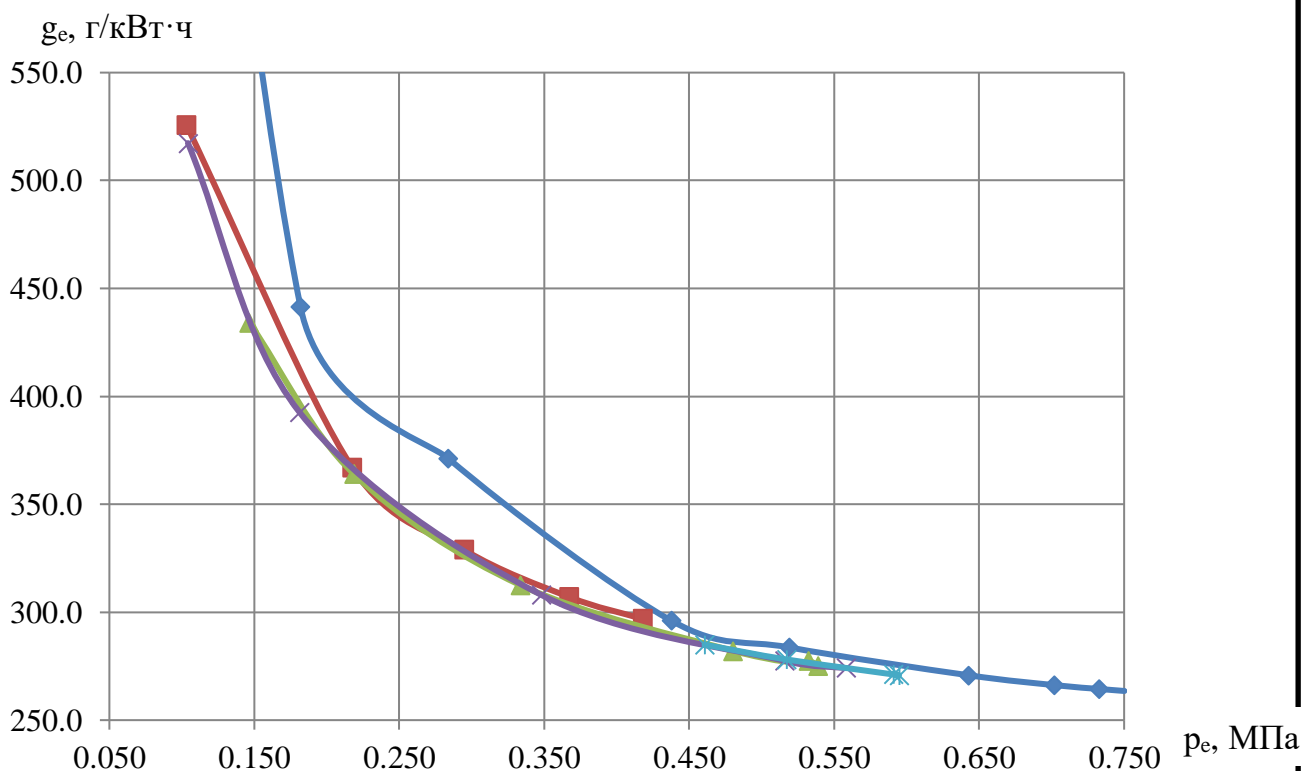


Рис. 10.3.4 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 1170 \text{ мин}^{-1}$ и дросселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов

Таблица 10.3.11 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1170 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{квл} = 1 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\phi_{квл}$), град ПКВ				
	$\phi_{квл} = 100$	$\phi_{квл} = 120$	$\phi_{квл} = 135$	$\phi_{квл} = 150$	$\phi_{квл} = 160$
P_e , МПа	0,103	0,218	0,295	0,368	0,418
N_e , кВт	1,628	3,432	4,646	5,791	6,587
g_e , г/кВт·ч	525,5	366,7	328,8	307,0	296,8
g_i , г/кВт·ч	315,0	275,6	262,9	254,4	250,6

η_v	0,175	0,263	0,323	0,380	0,421
M, H·м	13,285	28,010	37,925	47,272	53,763
Gt, кг/ч	0,855	1,258	1,528	1,778	1,955

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		111

Таблица 10.3.12 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1170 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 2$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\phi_{кл}$), град ПКВ				
	$\phi_{кл} = 100$	$\phi_{кл} = 110$	$\phi_{кл} = 120$	$\phi_{кл} = 150$	$\phi_{кл} = 160$
Р _е , МПа	0,146	0,218	0,333	0,480	0,539
Ne, кВт	2,308	3,443	5,255	7,565	8,486
ge, г/кВт·ч	434,3	364,1	312,6	282,1	275,2
gi, г/кВт·ч	292,8	273,3	254,8	242,3	239,3
η_v	0,207	0,262	0,350	0,464	0,512
M, Н·м	18,836	28,099	42,890	61,748	69,268
Gt, кг/ч	1,002	1,254	1,642	2,134	2,336

Таблица 10.3.13 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1170 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 3$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\phi_{кл}$), град ПКВ				
	$\phi_{кл} = 90$	$\phi_{кл} = 100$	$\phi_{кл} = 120$	$\phi_{кл} = 150$	$\phi_{кл} = 160$
Р _е , МПа	0,104	0,181	0,348	0,516	0,558
Ne, кВт	1,642	2,855	5,481	8,124	8,797
ge, г/кВт·ч	517,3	392,6	308,0	277,5	274,1
gi, г/кВт·ч	310,6	281,7	252,8	240,4	238,9
η_v	0,174	0,232	0,360	0,490	0,526
M, Н·м	13,400	23,300	44,740	66,310	71,807
Gt, кг/ч	0,849	1,121	1,688	2,254	2,412

Таблица 10.3.14 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1170 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 4$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\phi_{кл}$), град ПКВ			
	$\phi_{кл} = 140$	$\phi_{кл} = 150$	$\phi_{кл} = 160$	$\phi_o = 30, \phi_{кл} = 170$
Р _е , МПа	0,461	0,517	0,595	0,591
Ne, кВт	7,256	8,150	9,370	9,307
ge, г/кВт·ч	285,0	278,1	270,8	271,3
gi, г/кВт·ч	243,0	240,5	237,5	237,8
η_v	0,447	0,492	0,555	0,551
M, Н·м	59,227	66,525	76,484	75,964
Gt, кг/ч	2,068	2,267	2,538	2,525

Таблица 10.3.15 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1170 мин⁻¹ и дросселировании потока свежего заряда на впуске

Р _е , МПа	0,036	0,182	0,284	0,438	0,519	0,642	0,702	0,732	0,750
Ne, кВт	0,562	2,864	4,468	6,895	8,176	10,121	11,059	11,541	11,820
ge, г/кВт·ч	1200,8	441,6	371,4	296,1	283,7	270,8	266,2	264,5	263,5
gi, г/кВт·ч	405,1	292,6	292,4	250,1	244,7	238,9	236,8	236,0	235,7
η_v	0,140	0,252	0,361	0,447	0,509	0,603	0,648	0,672	0,686
M, Н·м	4,591	23,378	36,472	56,279	66,735	82,612	90,267	94,200	96,483
Gt, кг/ч	0,675	1,265	1,659	2,042	2,320	2,741	2,944	3,052	3,115

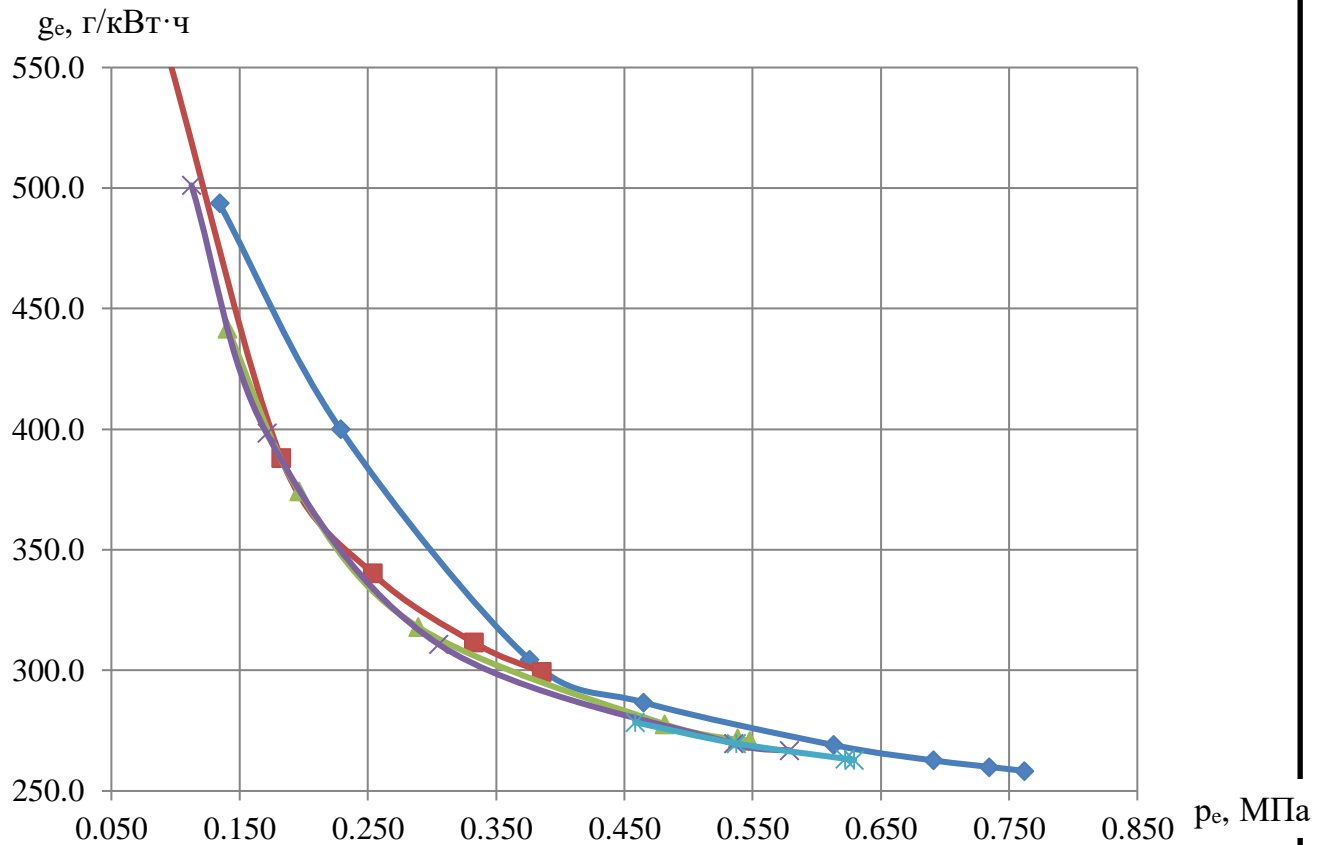


Рис. 10.3.5 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 1380 \text{ мин}^{-1}$ и дресселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов

(— $d/3$, $h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.16 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1380 мин^{-1} и дресселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\phi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\phi_{\text{кл}} = 100$	$\phi_{\text{кл}} = 120$	$\phi_{\text{кл}} = 135$	$\phi_{\text{кл}} = 150$	$\phi_{\text{кл}} = 160$
P_e , МПа	0,095	0,183	0,254	0,333	0,386
N_e , кВт	1,757	3,394	4,720	6,193	7,173
g_e , г/кВт·ч	554,5	387,7	340,1	311,4	299,1
g_i , г/кВт·ч	316,5	276,7	262,5	252,9	248,6
η_v	0,168	0,234	0,288	0,350	0,392
M , Н·м	12,156	23,484	32,661	42,856	49,642
G_t , кг/ч	0,974	1,316	1,605	1,928	2,146

Таблица 10.3.17 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1380 мин^{-1} и дресселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\phi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\phi_{\text{кл}} = 100$	$\phi_{\text{кл}} = 110$	$\phi_{\text{кл}} = 120$	$\phi_{\text{кл}} = 150$	$\phi_{\text{кл}} = 160$
P_e , МПа	0,141	0,196	0,289	0,481	0,548
N_e , кВт	2,612	3,648	5,374	8,940	10,179
g_e , г/кВт·ч	441,7	374,2	318,0	277,7	270,7

Продолжение таблицы 10.3.17

g_i , г/кВт·ч	291,0	271,5	251,4	237,8	235,0
η_v	0,202	0,243	0,311	0,459	0,512
M , Н·м	18,076	25,249	37,193	61,867	70,440
Gt , кг/ч	1,154	1,365	1,709	2,483	2,755

Таблица 10.3.18 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1380 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 3$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ				
	$\varphi_{кл} = 90$	$\varphi_{кл} = 100$	$\varphi_{кл} = 120$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$
P_e , МПа	0,112	0,171	0,305	0,535	0,579
N_e , кВт	2,090	3,179	5,667	9,948	10,755
g_e , г/кВт·ч	501,1	398,4	310,9	269,6	266,9
g_i , г/кВт·ч	305,5	278,9	248,3	233,7	233,1
η_v	0,181	0,223	0,322	0,500	0,534
M , Н·м	14,463	21,997	39,215	68,844	74,429
Gt , кг/ч	1,047	1,266	1,762	2,682	2,870

Таблица 10.3.19 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1380 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 4$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ			
	$\varphi_{кл} = 140$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$	$\varphi_o = 30, \varphi_{кл} = 170$
P_e , МПа	0,458	0,537	0,629	0,622
N_e , кВт	8,519	9,978	11,691	11,556
g_e , г/кВт·ч	278,5	269,7	262,9	263,4
g_i , г/кВт·ч	236,5	233,5	231,6	231,5
η_v	0,439	0,501	0,573	0,568
M , Н·м	58,950	69,053	80,902	79,972
Gt , кг/ч	2,372	2,692	3,073	3,044

Таблица 10.3.20 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1380 мин⁻¹ и дросселировании потока свежего заряда на впуске

P_e , МПа	0,008	0,134	0,229	0,376	0,465	0,613	0,691	0,734	0,762
N_e , кВт	0,146	2,492	4,249	6,987	8,633	11,389	12,843	13,648	14,158
g_e , г/кВт·ч	4646,8	493,7	400,0	304,5	286,8	269,1	262,7	260,0	258,3
g_i , г/кВт·ч	458,9	314,3	291,8	250,5	243,2	235,6	232,7	231,6	230,8
η_v	0,118	0,213	0,309	0,395	0,461	0,573	0,631	0,664	0,685
M , Н·м	1,011	17,248	29,403	48,350	59,742	78,817	88,874	94,447	97,975
Gt , кг/ч	0,679	1,231	1,699	2,127	2,476	3,065	3,373	3,548	3,657

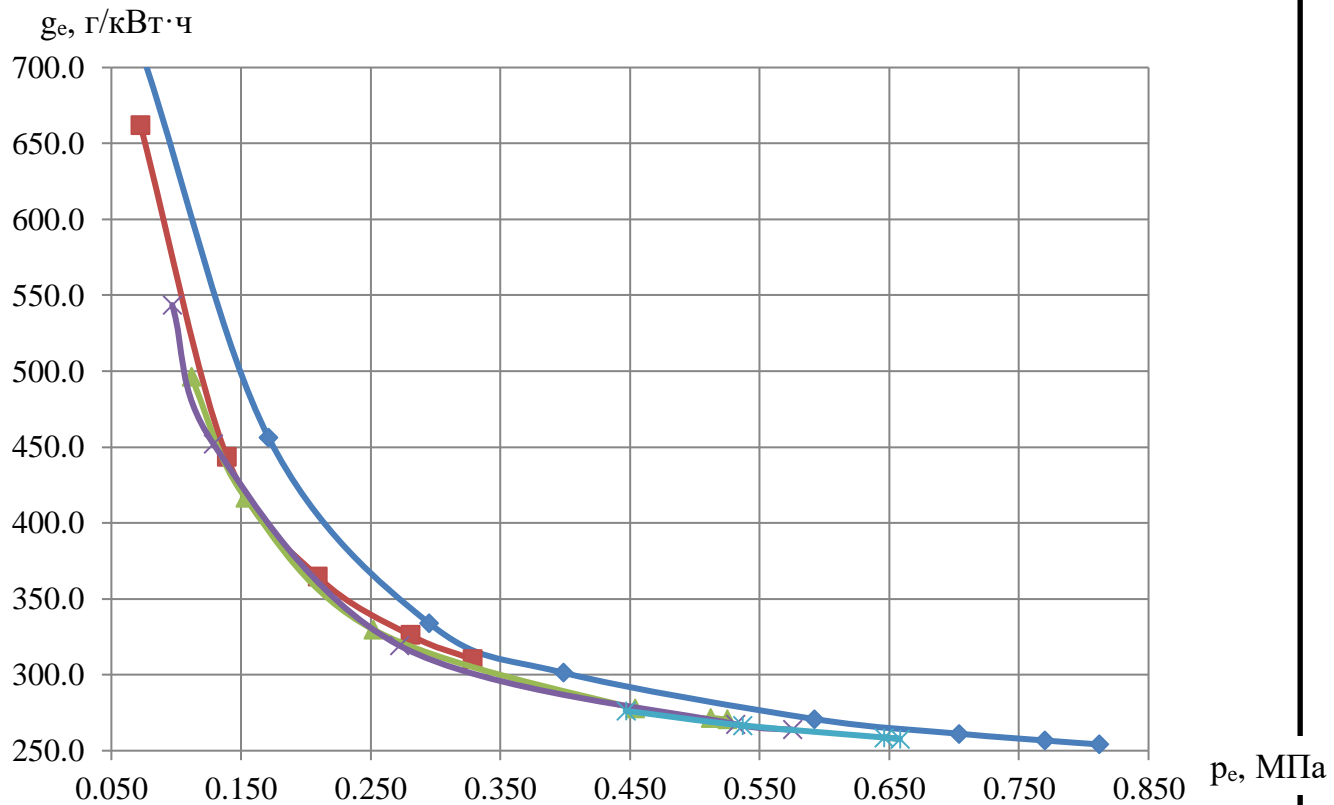


Рис. 10.3.6 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 1650 \text{ мин}^{-1}$ идросселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов

(— $d/3$, $h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.21 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1650 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\phi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\phi_{\text{кл}} = 100$	$\phi_{\text{кл}} = 120$	$\phi_{\text{кл}} = 135$	$\phi_{\text{кл}} = 150$	$\phi_{\text{кл}} = 160$
p_e , МПа	0,073	0,139	0,209	0,281	0,329
N_e , кВт	1,612	3,094	4,649	6,247	7,306
g_e , г/кВт·ч	661,7	443,1	364,6	325,8	310,1
g_i , г/кВт·ч	327,4	287,1	266,1	253,9	249,2
η_v	0,153	0,200	0,254	0,310	0,347
M , Н·м	9,328	17,909	26,908	36,157	42,285
G_t , кг/ч	1,066	1,371	1,695	2,035	2,266

Таблица 10.3.22 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1650 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\phi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\phi_{\text{кл}} = 100$	$\phi_{\text{кл}} = 110$	$\phi_{\text{кл}} = 120$	$\phi_{\text{кл}} = 150$	$\phi_{\text{кл}} = 160$
p_e , МПа	0,111	0,153	0,252	0,454	0,525
N_e , кВт	2,477	3,403	5,593	10,090	11,662
g_e , г/кВт·ч	496,4	416,8	329,9	277,8	270,6
g_i , г/кВт·ч	295,8	277,8	251,1	234,7	232,5

Продолжение таблицы 10.3.22

η_v	0,179	0,208	0,280	0,435	0,492
M, Н·м	14,337	19,694	32,372	58,399	67,496
Gt, кг/ч	1,230	1,418	1,845	2,803	3,155

Таблица 10.3.23 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1650 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{квл} = 3$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{квл}$), град ПКВ				
	$\varphi_{квл} = 90$	$\varphi_{квл} = 100$	$\varphi_{квл} = 120$	$\varphi_{квл} = 150$	$\varphi_{квл} = 160$
Р _е , МПа	0,097	0,129	0,272	0,531	0,575
Ne, кВт	2,154	2,858	6,043	11,808	12,784
ge, г/кВт·ч	543,5	452,2	319,3	267,4	263,9
gi, г/кВт·ч	306,5	284,6	247,1	230,4	229,2
η_v	0,168	0,189	0,294	0,492	0,527
M, Н·м	12,466	16,544	34,974	68,343	73,989
Gt, кг/ч	1,171	1,292	1,930	3,158	3,373

Таблица 10.3.24 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1650 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{квл} = 4$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{квл}$), град ПКВ			
	$\varphi_{квл} = 140$	$\varphi_{квл} = 150$	$\varphi_{квл} = 160$	$\varphi_o = 30, \varphi_{квл} = 170$
Р _е , МПа	0,447	0,537	0,658	0,646
Ne, кВт	9,926	11,929	14,627	14,349
ge, г/кВт·ч	276,3	266,7	257,8	258,7
gi, г/кВт·ч	232,3	229,6	227,1	227,3
η_v	0,427	0,496	0,589	0,580
M, Н·м	57,452	69,043	84,656	83,053
Gt, кг/ч	2,742	3,181	3,771	3,712

Таблица 10.3.25 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1650 мин⁻¹ и дросселировании потока свежего заряда на впуске

Р _е , МПа	-0,029	0,077	0,171	0,295	0,399	0,592	0,704	0,770	0,812
Ne, кВт	-0,645	1,704	3,803	6,553	8,855	13,153	15,640	17,109	18,034
ge, г/кВт·ч	0,0	701,5	456,5	334,1	301,4	270,9	261,2	256,7	254,2
gi, г/кВт·ч	674,2	337,8	311,4	261,1	248,4	235,3	230,9	228,8	227,5
η_v	0,000	0,178	0,258	0,338	0,414	0,556	0,639	0,687	0,718
M, Н·м	-3,733	9,864	22,009	37,929	51,254	76,128	90,520	99,027	104,380
Gt, кг/ч	0,000	1,195	1,736	2,189	2,669	3,563	4,085	4,392	4,583

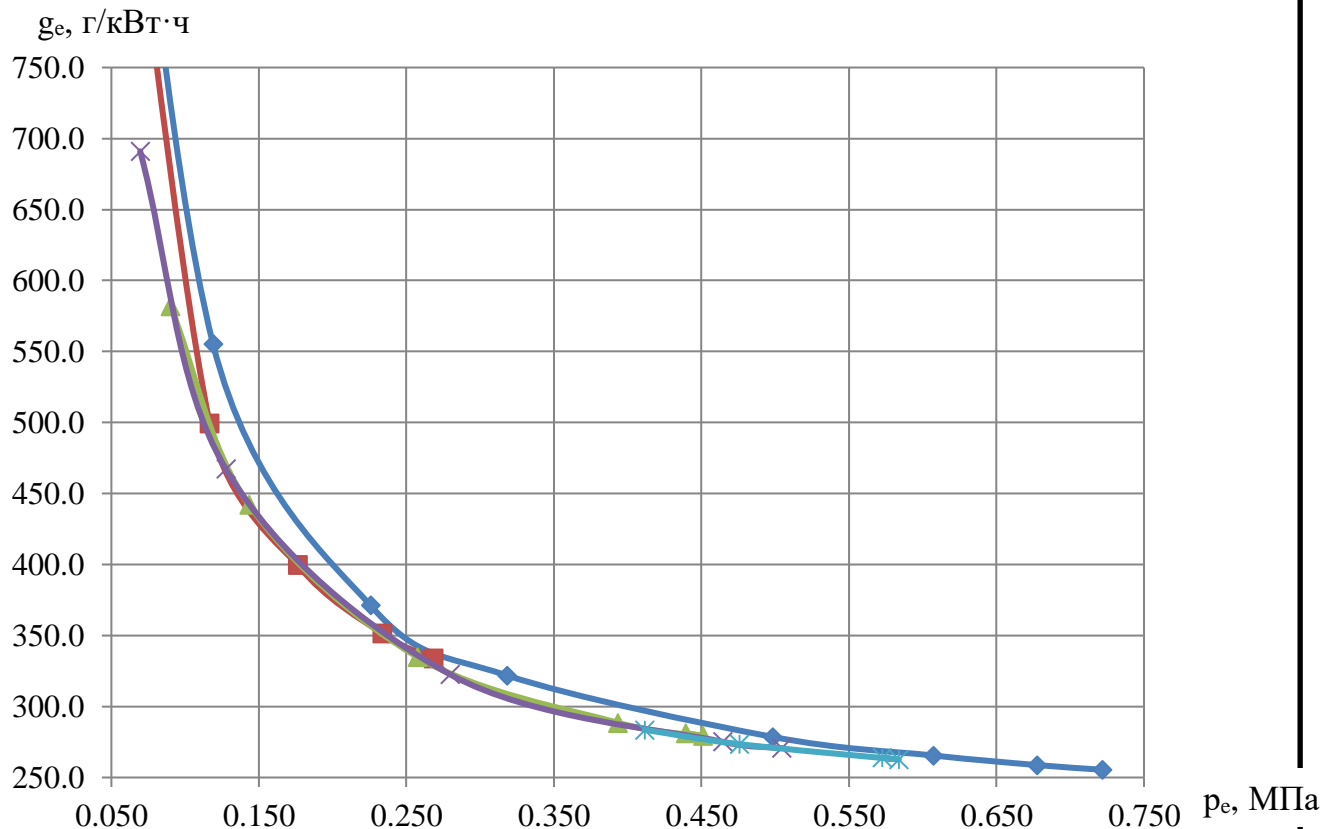


Рис. 10.3.7 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 1950 \text{ мин}^{-1}$ идросселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов

— (— $d/3$, $h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.26 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1950 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 135$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
p_e , МПа	0,038	0,117	0,177	0,234	0,269
N_e , кВт	1,007	3,065	4,641	6,148	7,061
g_e , г/кВт·ч	1099,2	499,0	399,2	351,0	333,3
g_i , г/кВт·ч	362,9	296,6	273,7	259,6	254,5
η_v	0,135	0,191	0,236	0,279	0,306
M , Н·м	4,931	15,012	22,727	30,111	34,579
G_t , кг/ч	1,107	1,530	1,852	2,158	2,353

Таблица 3.27 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1950 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 110$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
p_e , МПа	0,090	0,143	0,257	0,393	0,451
N_e , кВт	2,366	3,759	6,757	10,327	11,844
g_e , г/кВт·ч	581,9	442,3	335,0	288,6	279,4

Продолжение таблицы 10.3.27

g_i , г/кВт·ч	308,9	282,7	252,6	236,7	233,8
η_v	0,171	0,209	0,292	0,392	0,437
M , Н·м	11,588	18,408	33,093	50,574	58,005
Gt , кг/ч	1,377	1,663	2,263	2,980	3,310

Таблица 10.3.28 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1950 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 3$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ				
	$\varphi_{кл} = 90$	$\varphi_{кл} = 100$	$\varphi_{кл} = 120$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$
P_e , МПа	0,070	0,128	0,280	0,464	0,504
N_e , кВт	1,826	3,350	7,341	12,189	13,241
g_e , г/кВт·ч	691,0	467,3	322,6	275,2	270,8
g_i , г/кВт·ч	323,9	286,9	248,0	231,4	230,0
η_v	0,154	0,194	0,307	0,444	0,475
M , Н·м	8,942	16,406	35,951	59,693	64,845
Gt , кг/ч	1,262	1,565	2,368	3,354	3,585

Таблица 3.29 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1950 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 4$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ			
	$\varphi_{кл} = 140$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$	$\varphi_o = 30, \varphi_{кл} = 170$
P_e , МПа	0,411	0,475	0,584	0,573
N_e , кВт	10,801	12,485	15,332	15,037
g_e , г/кВт·ч	283,6	273,5	262,7	263,9
g_i , г/кВт·ч	233,7	230,2	227,2	227,5
η_v	0,404	0,452	0,533	0,525
M , Н·м	52,896	61,144	75,086	73,643
Gt , кг/ч	3,063	3,415	4,027	3,968

Таблица 10.3.30 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1950 мин⁻¹ и дросселировании потока свежего заряда на впуске

P_e , МПа	-0,051	0,040	0,119	0,226	0,318	0,498	0,607	0,677	0,722
N_e , кВт	-1,344	1,059	3,123	5,924	8,353	13,079	15,948	17,785	18,947
g_e , г/кВт·ч	0,0	1138,9	555,2	371,2	321,9	278,6	265,5	258,8	255,5
g_i , г/кВт·ч	0,0	379,5	327,7	269,5	252,6	235,4	229,8	226,7	225,2
η_v	0,000	0,150	0,217	0,285	0,351	0,480	0,559	0,608	0,640
M , Н·м	0,000	5,187	15,297	29,013	40,906	64,054	78,104	87,103	92,790
Gt , кг/ч	0,000	1,206	1,734	2,199	2,689	3,644	4,234	4,602	4,840

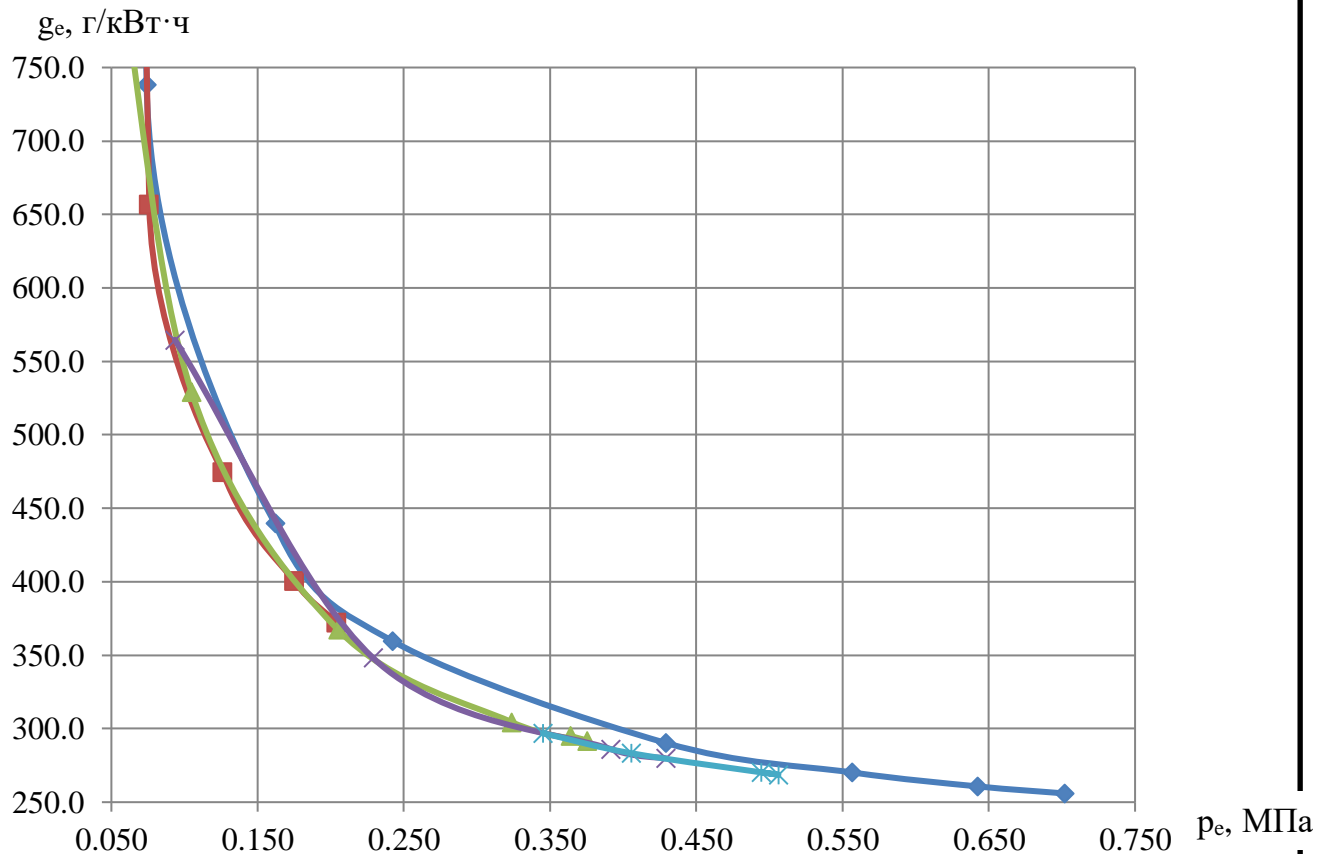


Рис. 10.3.8 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 2310 \text{ мин}^{-1}$ идросселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов

— (— $d/3$, $h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.31 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2310 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 135$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
p_e , МПа	0,005	0,076	0,126	0,175	0,204
N_e , кВт	0,163	2,362	3,930	5,444	6,349
g_e , г/кВт·ч	6741,0	656,4	474,1	400,4	372,1
g_i , г/кВт·ч	399,3	310,5	282,4	267,6	260,4
η_v	0,113	0,163	0,200	0,236	0,259
M , Н·м	0,672	9,764	16,248	22,508	26,249
Gt , кг/ч	1,096	1,550	1,863	2,180	2,363

Таблица 10.3.32 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2310 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 110$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
p_e , МПа	0,056	0,105	0,205	0,324	0,375
N_e , кВт	1,731	3,263	6,372	10,068	11,667
g_e , г/кВт·ч	817,8	529,0	367,5	304,5	291,8

Продолжение таблицы 10.3.32

g_i , г/кВт·ч	324,2	290,9	256,9	238,1	234,3
η_v	0,148	0,183	0,254	0,341	0,380
M , Н·м	7,157	13,491	26,344	41,622	48,234
Gt , кг/ч	1,416	1,726	2,342	3,066	3,405

Таблица 10.3.33 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2310 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 3$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ				
	$\varphi_{кл} = 90$	$\varphi_{кл} = 100$	$\varphi_{кл} = 120$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$
P_e , МПа	0,036	0,093	0,229	0,391	0,429
N_e , кВт	1,106	2,905	7,120	12,177	13,350
g_e , г/кВт·ч	1157,0	564,7	348,2	286,1	279,8
g_i , г/кВт·ч	344,1	295,0	250,6	231,8	229,8
η_v	0,132	0,172	0,270	0,389	0,417
M , Н·м	4,570	12,011	29,435	50,342	55,193
Gt , кг/ч	1,279	1,641	2,479	3,484	3,736

Таблица 10.3.34 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2310 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 4$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ			
	$\varphi_{кл} = 140$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$	$\varphi_o = 30, \varphi_{кл} = 170$
P_e , МПа	0,345	0,405	0,506	0,494
N_e , кВт	10,736	12,613	15,744	15,372
g_e , г/кВт·ч	297,0	283,3	268,7	270,4
g_i , г/кВт·ч	234,5	230,3	226,2	226,7
η_v	0,354	0,399	0,473	0,465
M , Н·м	44,386	52,143	65,089	63,552
Gt , кг/ч	3,188	3,573	4,230	4,157

Таблица 10.3.35 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2310 мин⁻¹ и дросселировании потока свежего заряда на впуске

P_e , МПа	-0,073	0,004	0,074	0,162	0,242	0,429	0,557	0,642	0,702
N_e , кВт	-2,259	0,136	2,305	5,034	7,530	13,346	17,315	19,979	21,826
g_e , г/кВт·ч	0,0	9271,1	738,1	439,7	359,8	290,3	270,2	260,7	256,0
g_i , г/кВт·ч	1915,3	450,0	338,6	283,2	261,3	237,5	229,6	225,5	223,6
η_v	0,000	0,126	0,183	0,240	0,297	0,431	0,522	0,583	0,624
M , Н·м	-9,337	0,563	9,531	20,813	31,129	55,175	71,583	82,595	90,232
Gt , кг/ч	0,000	1,264	1,702	2,213	2,709	3,875	4,679	5,209	5,587

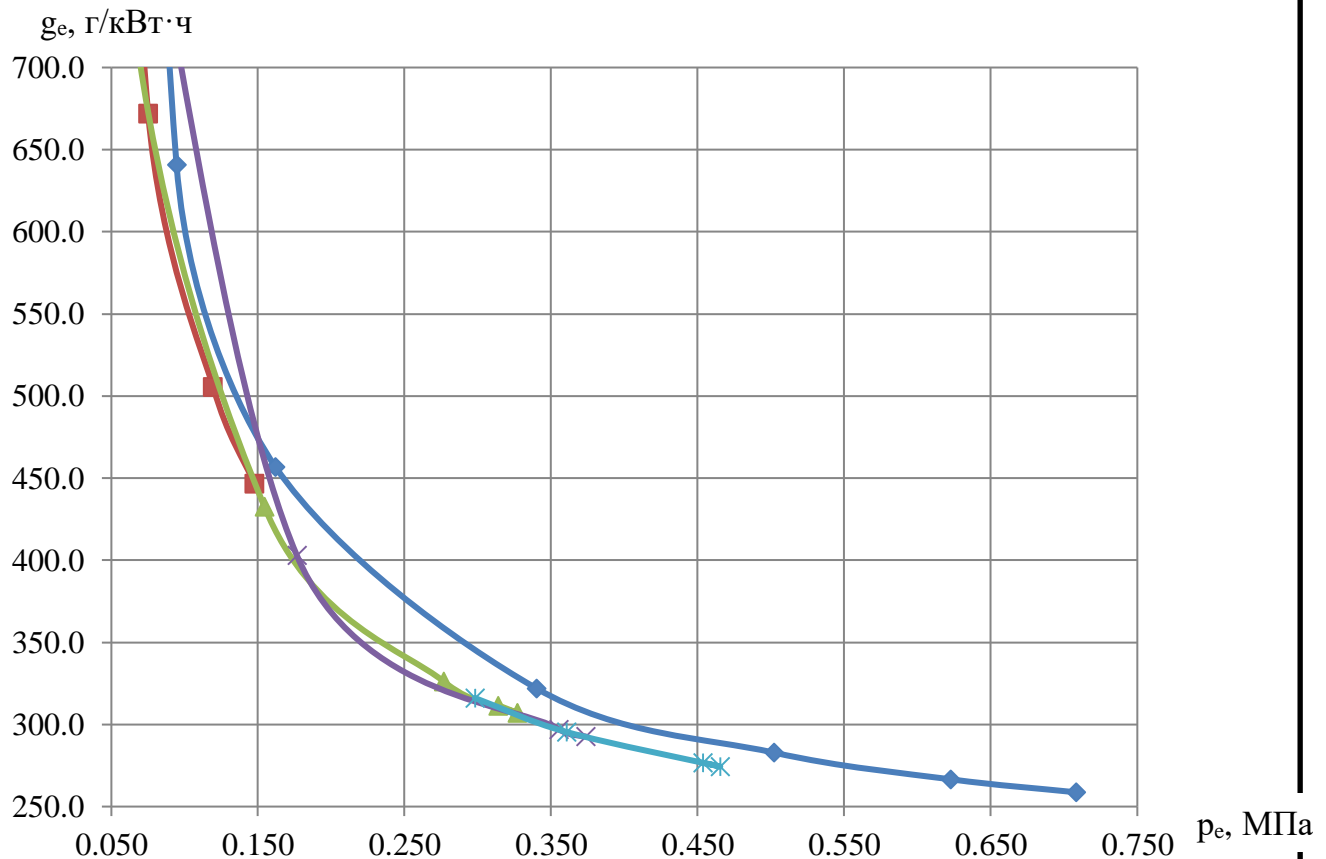


Рис. 10.3.9 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 2730 \text{ мин}^{-1}$ и дресселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов
 (— $d/3$, $h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.36 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2730 мин^{-1} и раздресселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 135$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
p_e , МПа	-0,035	0,029	0,075	0,120	0,148
N_e , кВт	-1,281	1,068	2,762	4,395	5,431
g_e , г/кВт·ч	0,0	1417,0	671,7	505,3	446,3
g_i , г/кВт·ч	509,8	341,4	302,1	284,4	273,3
η_v	0,089	0,135	0,167	0,200	0,221
M , Н·м	-4,482	3,735	9,662	15,374	18,998
G_t , кг/ч	0,000	1,513	1,855	2,221	2,424

Таблица 10.3.37 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2730 мин^{-1} и раздресселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 110$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
p_e , МПа	0,012	0,058	0,154	0,277	0,327
N_e , кВт	0,437	2,133	5,673	10,173	12,025

Продолжение таблицы 10.3.37

ge, г/кВт·ч	3145,8	807,0	432,8	326,2	307,2
gi, г/кВт·ч	363,2	311,8	268,3	242,0	236,4
η_v	0,122	0,153	0,221	0,309	0,346
M, Н·м	1,530	7,462	19,845	35,586	42,066
Gt, кг/ч	1,376	1,721	2,455	3,318	3,694

Таблица 10.3.38 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2730 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 3$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ				
	$\varphi_{кл} = 90$	$\varphi_{кл} = 100$	$\varphi_{кл} = 120$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$
Pe, МПа	-0,006	0,046	0,176	0,355	0,373
Ne, кВт	-0,231	1,710	6,488	13,058	13,730
ge, г/кВт·ч	0,0	945,6	403,0	297,1	292,7
gi, г/кВт·ч	396,7	318,4	259,3	232,9	231,4
η_v	0,108	0,144	0,236	0,363	0,377
M, Н·м	-0,808	5,980	22,696	45,680	48,031
Gt, кг/ч	0,000	1,617	2,615	3,880	4,019

Таблица 10.3.39 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2730 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 4$ мм)

Наименование	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ			
	$\varphi_{кл} = 140$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$	$\varphi_o = 30, \varphi_{кл} = 170$
Pe, МПа	0,298	0,361	0,465	0,453
Ne, кВт	10,955	13,256	17,111	16,670
ge, г/кВт·ч	316,1	295,4	274,4	276,7
gi, г/кВт·ч	237,8	231,6	225,5	226,2
η_v	0,322	0,367	0,443	0,435
M, Н·м	38,323	46,370	59,858	58,314
Gt, кг/ч	3,463	3,916	4,695	4,613

Таблица 10.3.40 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2730 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске

Pe, МПа	-0,099	-0,037	0,025	0,094	0,162	0,340	0,502	0,623	0,708
Ne, кВт	-3,655	-1,364	0,937	3,472	5,951	12,507	18,454	22,888	26,032
ge, г/кВт·ч	0,0	0,0	1993,2	640,9	456,9	321,9	282,9	266,6	258,7
gi, г/кВт·ч	0,0	608,0	425,8	319,1	286,0	248,4	234,3	227,6	224,3
η_v	0,000	0,000	0,154	0,202	0,250	0,378	0,494	0,578	0,639
M, Н·м	-12,785	-4,773	3,276	12,147	20,816	43,750	64,555	80,066	91,064
Gt, кг/ч	0,000	0,000	1,867	2,225	2,719	4,026	5,220	6,102	6,735

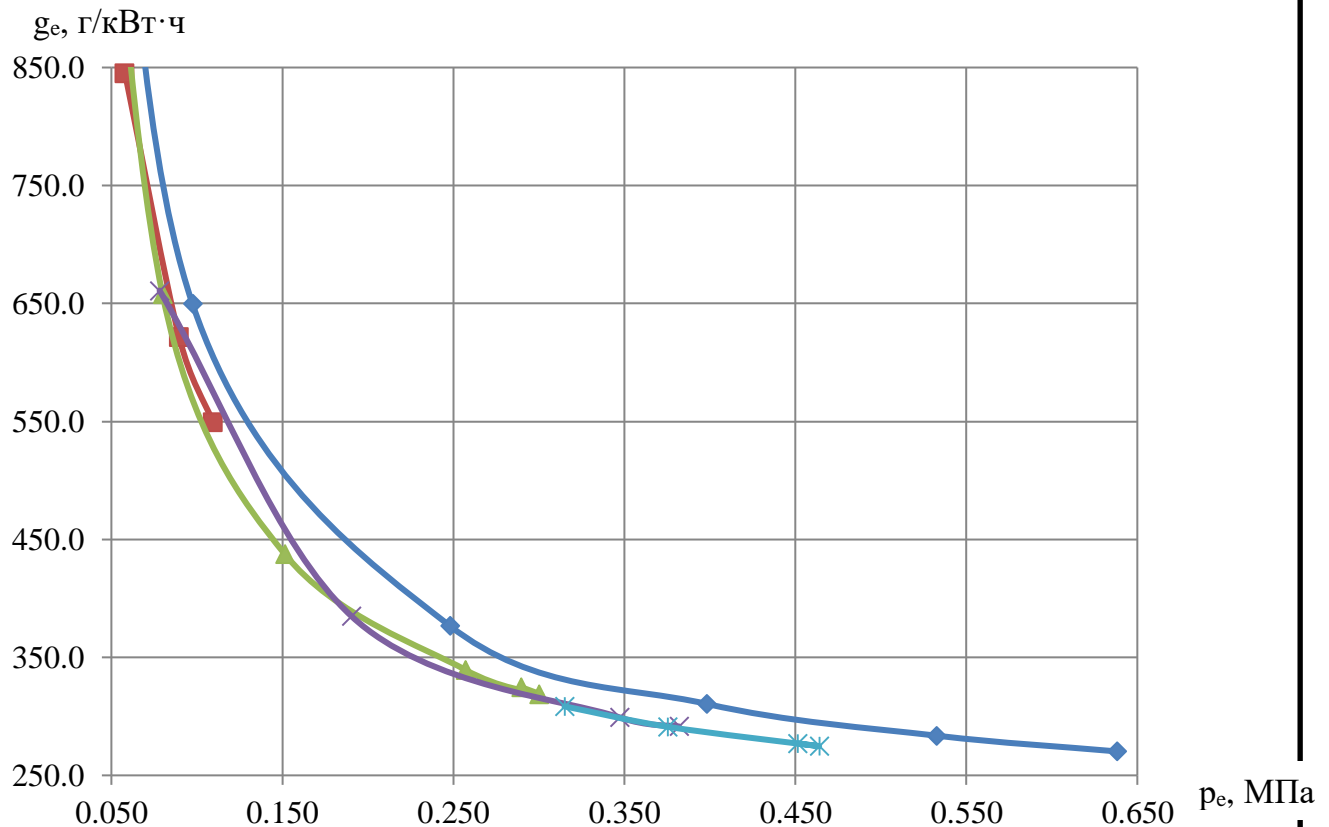


Рис. 10.3.10 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 3210 \text{ мин}^{-1}$ идросселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов

(— $d/3$, $h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}$, — $h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.41 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 3210 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 135$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
p_e , МПа	-0,032	0,022	0,058	0,090	0,110
N_e , кВт	0	0,963	2,508	3,878	4,735
g_e , г/кВт·ч	0,0	1875,1	844,9	621,2	549,1
g_i , г/кВт·ч	0	342,7	309,5	292,2	285,1
η_v	0,096	0,133	0,159	0,182	0,197
M , Н·м	0	2,865	7,460	11,536	14,086
G_t , кг/ч	0,000	1,806	2,119	2,409	2,600

Таблица 10.3.42 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 3210 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 110$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
p_e , МПа	0,035	0,080	0,151	0,257	0,300
N_e , кВт	1,517	3,453	6,545	11,112	12,971
g_e , г/кВт·ч	1253,1	657,9	437,5	339,4	318,9

Продолжение таблицы 10.3.42

g_i , г/кВт·ч	324,4	289,9	260,3	241,3	235,7
η_v	0,140	0,171	0,220	0,296	0,328
M , Н·м	4,515	10,273	19,473	33,059	38,591
Gt , кг/ч	1,902	2,272	2,864	3,772	4,137

Таблица 10.3.43 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 3210 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 3$ мм)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ				
	$\varphi_{кл} = 90$	$\varphi_{кл} = 100$	$\varphi_{кл} = 120$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$
P_e , МПа	0,024	0,078	0,190	0,347	0,382
N_e , кВт	1,022	3,380	8,234	15,008	16,508
g_e , г/кВт·ч	1752,7	660,9	384,8	299,2	291,4
g_i , г/кВт·ч	335,2	288,3	249,2	229,0	227,4
η_v	0,131	0,167	0,245	0,357	0,383
M , Н·м	3,041	10,056	24,497	44,651	49,114
Gt , кг/ч	1,791	2,234	3,169	4,490	4,811

Таблица 10.3.44 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 3210 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 4$ мм)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ			
	$\varphi_{кл} = 140$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$	$\varphi_o = 30, \varphi_{кл} = 170$
P_e , МПа	0,315	0,375	0,464	0,451
N_e , кВт	13,615	16,221	20,054	19,514
g_e , г/кВт·ч	308,5	291,2	274,8	277,1
g_i , г/кВт·ч	230,2	226,1	222,4	222,9
η_v	0,332	0,376	0,442	0,433
M , Н·м	40,505	48,260	59,661	58,056
Gt , кг/ч	4,200	4,724	5,510	5,407

Таблица 10.3.45 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 3210 мин⁻¹ и дросселировании потока свежего заряда на впуске

Параметр	Положение дроссельной заслонки ($\varphi_{дз}$), град								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_e , МПа	-0,121	-0,071	-0,018	0,041	0,097	0,248	0,398	0,533	0,638
N_e , кВт	-5,235	-3,086	-0,787	1,769	4,210	10,717	17,207	23,023	27,583
g_e , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	1266,6	649,8	376,8	310,6	283,6	270,3
g_i , г/кВт·ч	0,0	953,0	512,1	360,2	314,1	263,0	243,2	234,0	229,0
η_v	0,000	0,000	0,000	0,171	0,212	0,321	0,429	0,526	0,601
M , Н·м	-15,575	-9,181	-2,340	5,263	12,525	31,885	51,192	68,495	82,061
Gt , кг/ч	0,000	0,000	0,000	2,240	2,736	4,038	5,345	6,530	7,456

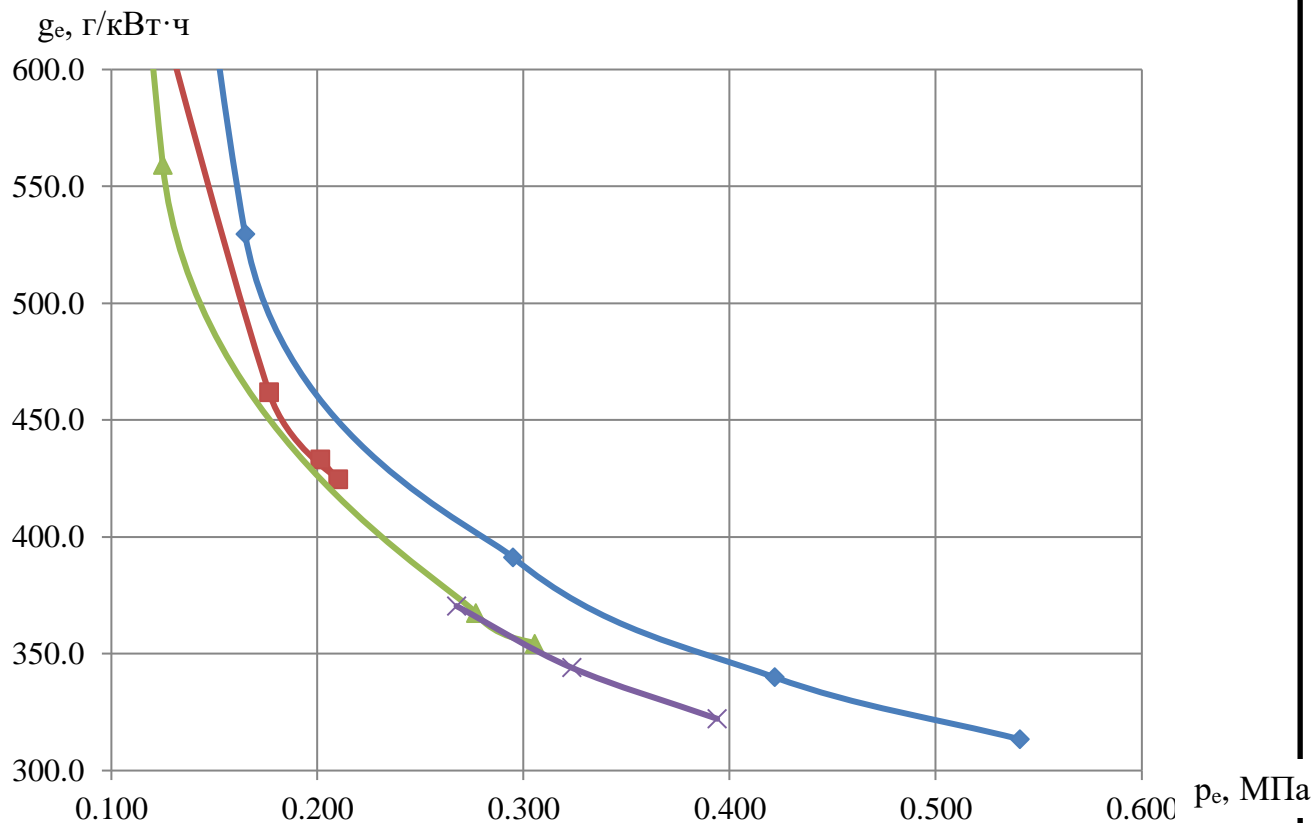


Рис. 10.3.11 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 3840 \text{ мин}^{-1}$ и дресселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов

— ($d/3$, $h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$, $h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}$, $h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.46 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 3840 мин^{-1} и дресселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 135$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
Pe, МПа	-0,074	-0,032	-0,002	0,027	0,045
Ne, кВт	-3,827	-1,646	-0,092	1,371	2,307
ge, г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	1921,1	1216,7
gi, г/кВт·ч	757,3	474,2	404,3	368,3	346,4
η_v	0,077	0,106	0,127	0,148	0,160
M, Н·м	-9,517	-4,094	-0,230	3,409	5,737
Gt, кг/ч	0,000	0,000	0,000	2,634	2,807

Таблица 10.3.47 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 3840 мин^{-1} и дресселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 110$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
Pe, МПа	-0,017	0,019	0,077	0,177	0,210
Ne, кВт	-0,887	0,990	3,977	9,133	10,876
ge, г/кВт·ч	0,0	2531,7	778,5	461,6	424,4

Продолжение таблицы 10.3.47

g_i , г/кВт·ч	421,4	368,8	314,3	279,9	273,6
η_v	0,114	0,137	0,176	0,246	0,271
M , Н·м	-2,207	2,461	9,891	22,713	27,049
Gt , кг/ч	0,000	2,505	3,096	4,215	4,616

Таблица 10.3.48 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 3840 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{квл} = 3$ мм)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{квл}$), град ПКВ				
	$\varphi_{квл} = 90$	$\varphi_{квл} = 100$	$\varphi_{квл} = 120$	$\varphi_{квл} = 150$	$\varphi_{квл} = 160$
P_e , МПа	-0,023	0,019	0,125	0,277	0,305
N_e , кВт	-1,211	0,970	6,461	14,308	15,795
g_e , г/кВт·ч	0,0	2488,7	559,2	367,4	354,4
g_i , г/кВт·ч	431,3	357,4	292,1	258,5	255,8
η_v	0,108	0,135	0,207	0,312	0,334
M , Н·м	-3,012	2,413	16,070	35,583	39,281
Gt , кг/ч	0,000	2,415	3,613	5,257	5,598

Таблица 10.3.49 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 3840 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{квл} = 4$ мм)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{квл}$), град ПКВ			
	$\varphi_{квл} = 140$	$\varphi_{квл} = 150$	$\varphi_{квл} = 160$	$\varphi_o = 30, \varphi_{квл} = 170$
P_e , МПа	0,267	0,323	0,394	0,384
N_e , кВт	13,832	16,719	20,371	19,840
g_e , г/кВт·ч	370,4	344,0	322,2	325,1
g_i , г/кВт·ч	257,3	251,6	247,2	247,7
η_v	0,304	0,344	0,394	0,387
M , Н·м	34,399	41,579	50,663	49,341
Gt , кг/ч	5,123	5,752	6,563	6,450

Таблица 10.3.50 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 3840 мин⁻¹ и дросселировании потока свежего заряда на впуске

Параметр	Положение дроссельной заслонки ($\varphi_{дз}$), град								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_e , МПа	-0,153	-0,106	-0,064	-0,014	0,035	0,165	0,295	0,422	0,541
N_e , кВт	-7,909	-5,501	-3,304	-0,699	1,815	8,526	15,237	21,803	27,959
g_e , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	0,0	1690,7	529,5	391,4	340,0	313,4
g_i , г/кВт·ч	0,0	4361,1	670,8	483,9	395,7	309,3	278,2	263,5	254,7
η_v	0,000	0,000	0,000	0,000	0,176	0,267	0,357	0,447	0,530
M , Н·м	-19,669	-13,682	-8,217	-1,738	4,515	21,205	37,895	54,223	69,533
Gt , кг/ч	0,000	0,000	0,000	0,000	3,069	4,515	5,964	7,412	8,763

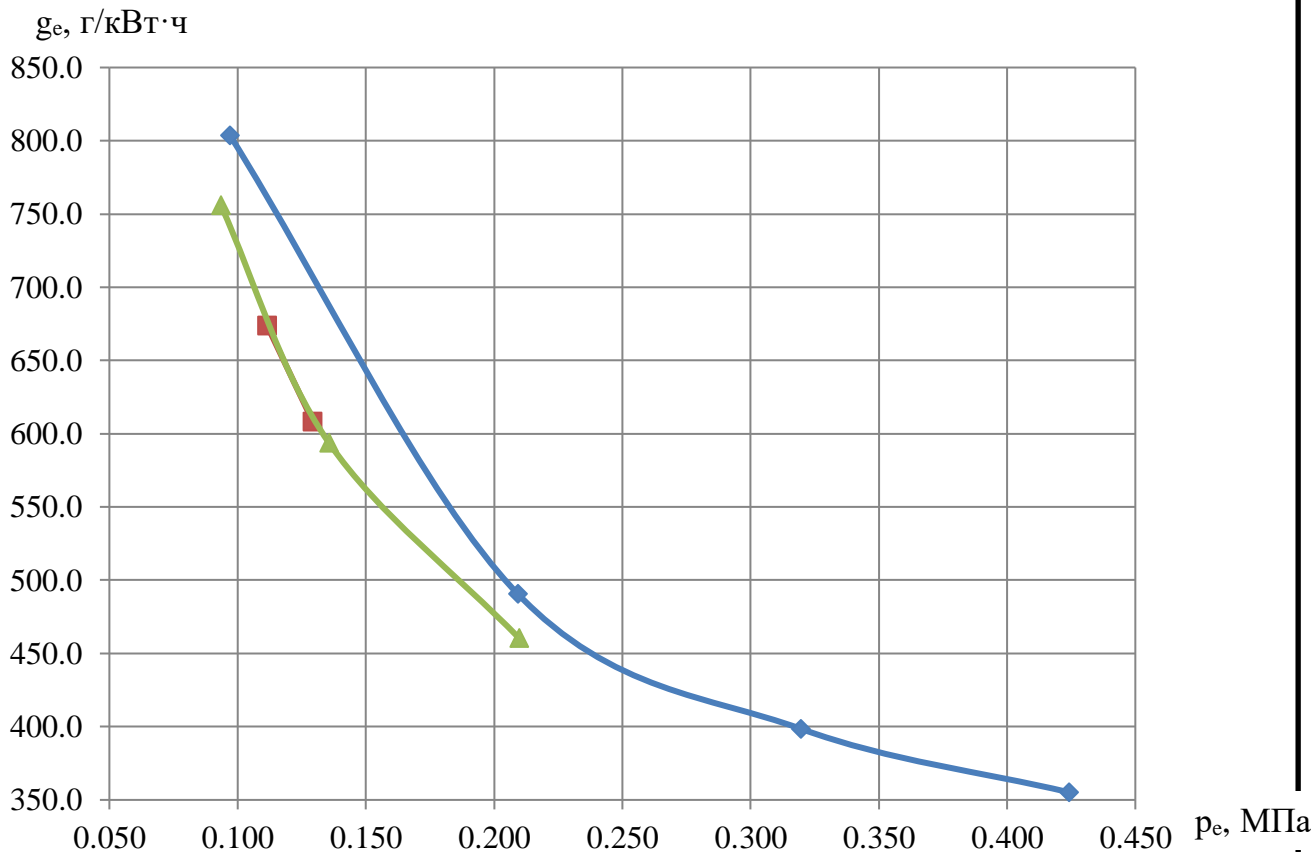


Рис. 10.3.12 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 4530 \text{ мин}^{-1}$ и дресселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов

— (— $d/3, h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}, h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.51 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 4530 мин^{-1} и дресселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 135$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
pe, МПа	-0,139	-0,107	-0,083	-0,059	-0,043
Ne, кВт	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
ge, г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
gi, г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
η_v	0,046	0,068	0,085	0,102	0,114
M, Н·м	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Gt, кг/ч	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

Таблица 10.3.52 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 4530 мин^{-1} и дресселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 110$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
pe, МПа	-0,107	-0,081	-0,035	0,044	0,075
Ne, кВт	0,000	0,000	0,000	2,662	4,569
ge, г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	1389,3	900,0

Продолжение таблицы 10.3.52

g_i , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	357,9	334,0
η_v	0,067	0,085	0,115	0,170	0,192
M , Н·м	0,000	0,000	0,000	5,612	9,631
Gt , кг/ч	0,000	0,000	0,000	3,698	4,112

Таблица 10.3.53 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 4530 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 3$ мм)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ				
	$\varphi_{кл} = 90$	$\varphi_{кл} = 100$	$\varphi_{кл} = 120$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$
P_e , МПа	-0,116	-0,082	-0,004	0,112	0,129
N_e , кВт	0,000	0,000	0,000	6,803	7,892
g_e , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	673,7	608,1
g_i , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	315,1	305,8
η_v	0,060	0,082	0,136	0,215	0,228
M , Н·м	0,000	0,000	0,000	14,343	16,638
Gt , кг/ч	0,000	0,000	0,000	4,583	4,799

Таблица 10.3.54 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 4530 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 4$ мм)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ			
	$\varphi_{кл} = 140$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$	$\varphi_o = 30, \varphi_{кл} = 170$
P_e , МПа	0,093	0,136	0,210	0,200
N_e , кВт	5,699	8,267	12,794	12,223
g_e , г/кВт·ч	756,1	594,0	460,5	472,5
g_i , г/кВт·ч	319,2	304,7	284,8	286,7
η_v	0,202	0,231	0,283	0,277
M , Н·м	12,014	17,427	26,972	25,767
Gt , кг/ч	4,309	4,910	5,891	5,775

Таблица 10.3.55 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 4530 мин⁻¹ и дросселировании потока свежего заряда на впуске

Параметр	Положение дроссельной заслонки ($\varphi_{дз}$), град								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_e , МПа	-0,170	-0,140	-0,097	-0,056	-0,014	0,097	0,209	0,319	0,424
N_e , кВт	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	5,914	12,759	19,486	25,877
g_e , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	803,9	490,8	398,6	355,2
g_i , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	343,9	301,2	281,0	269,2
η_v	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,225	0,301	0,377	0,449
M , Н·м	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	12,468	26,897	41,079	54,552
Gt , кг/ч	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	4,754	6,262	7,768	9,191

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		129

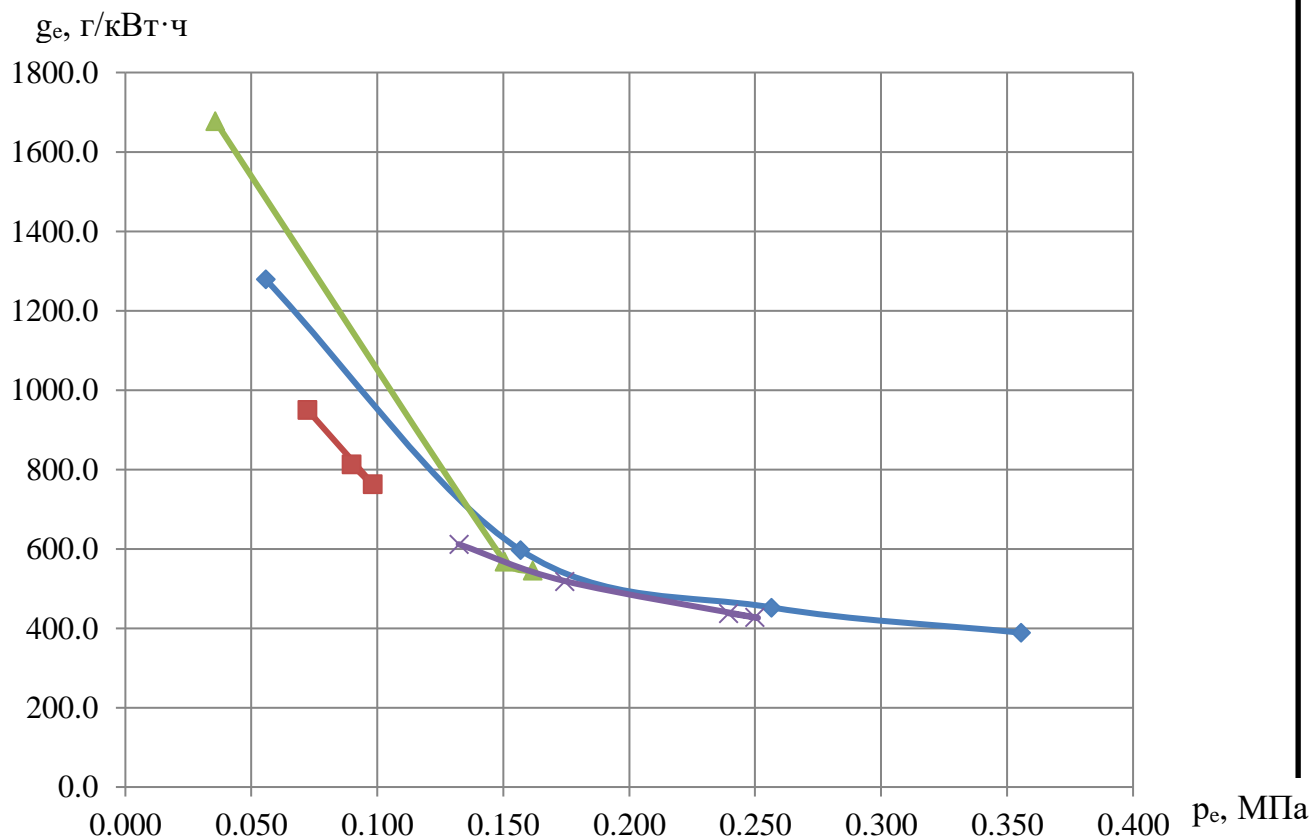


Рис. 10.3.13 – Сравнение эффективного удельного расхода топлива от нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ идросселировании свежего заряда на впуске заслонкой и различными законами движения впускных клапанов

— (~~д/с~~, $h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$, $h_{\text{кл}} = 3 \text{ мм}$, $h_{\text{кл}} = 4 \text{ мм}$)

Таблица 10.3.56 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 5000 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм}$)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 135$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
P_e , МПа	-0,133	-0,098	-0,074	-0,052	-0,038
N_e , кВт	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
g_e , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
g_i , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
η_v	0,058	0,081	0,098	0,114	0,124
M , Н·м	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
G_t , кг/ч	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

Таблица 10. 3.57 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 5000 мин^{-1} и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{\text{кл}} = 2 \text{ мм}$)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{\text{кл}}$), град ПКВ				
	$\varphi_{\text{кл}} = 100$	$\varphi_{\text{кл}} = 110$	$\varphi_{\text{кл}} = 120$	$\varphi_{\text{кл}} = 150$	$\varphi_{\text{кл}} = 160$
P_e , МПа	-0,089	-0,060	-0,003	0,072	0,098
N_e , кВт	0,000	0,000	0,000	4,870	6,623
g_e , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	949,5	761,7

Продолжение таблицы 10.3.57

g_i , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	330,1	318,6
η_v	0,086	0,105	0,144	0,195	0,213
M , Н·м	0,000	0,000	0,000	9,302	12,650
Gt , кг/ч	0,000	0,000	0,000	4,624	5,045

Таблица 10.3.58 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 5000 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 3$ мм)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ				
	$\varphi_{кл} = 90$	$\varphi_{кл} = 100$	$\varphi_{кл} = 120$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$
P_e , МПа	-0,093	-0,056	0,036	0,150	0,162
N_e , кВт	0,000	0,000	2,401	10,133	10,881
g_e , г/кВт·ч	0,0	0,0	1678,0	568,8	544,8
g_i , г/кВт·ч	0,0	0,0	349,2	297,7	294,0
η_v	0,081	0,105	0,168	0,246	0,254
M , Н·м	0,000	0,000	4,586	19,353	20,783
Gt , кг/ч	0,000	0,000	4,029	5,763	5,928

Таблица 10.3.59 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 5000 мин⁻¹ и раздросселировании потока свежего заряда на впуске ($h_{кл} = 4$ мм)

Параметр	Продолжительность открытия впускных клапанов ($\varphi_{кл}$), град ПКВ			
	$\varphi_{кл} = 140$	$\varphi_{кл} = 150$	$\varphi_{кл} = 160$	$\varphi_o = 30, \varphi_{кл} = 170$
P_e , МПа	0,132	0,174	0,250	0,239
N_e , кВт	8,906	11,744	16,818	16,118
g_e , г/кВт·ч	611,8	518,9	427,9	437,8
g_i , г/кВт·ч	299,4	289,0	274,6	276,4
η_v	0,233	0,262	0,313	0,306
M , Н·м	17,011	22,431	32,123	30,786
Gt , кг/ч	5,449	6,094	7,196	7,057

Таблица 10.3.60 – Нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 5000 мин⁻¹ и дросселировании потока свежего заряда на впуске

Параметр	Положение дроссельной заслонки ($\varphi_{дз}$), град								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_e , МПа	-0,185	-0,156	-0,119	-0,083	-0,045	0,056	0,157	0,256	0,356
N_e , кВт	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	3,748	10,559	17,266	23,940
g_e , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	1278,9	597,1	452,5	388,7
g_i , г/кВт·ч	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	366,8	315,3	291,3	276,9
η_v	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,203	0,272	0,341	0,409
M , Н·м	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	7,160	20,168	32,977	45,724
Gt , кг/ч	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	4,794	6,305	7,813	9,306

После обработки полученных нагрузочных характеристик были сформированы зависимости высоты подъема (рис. 10.3.14 и таблица 10.3.61) и продолжительности открытия (рис. 10.3.15 и таблица 10.3.62) впускных клапанов от среднего эффективного давления цикла P_e и частоты вращения n , которые представлены в графическом виде как поверхности.

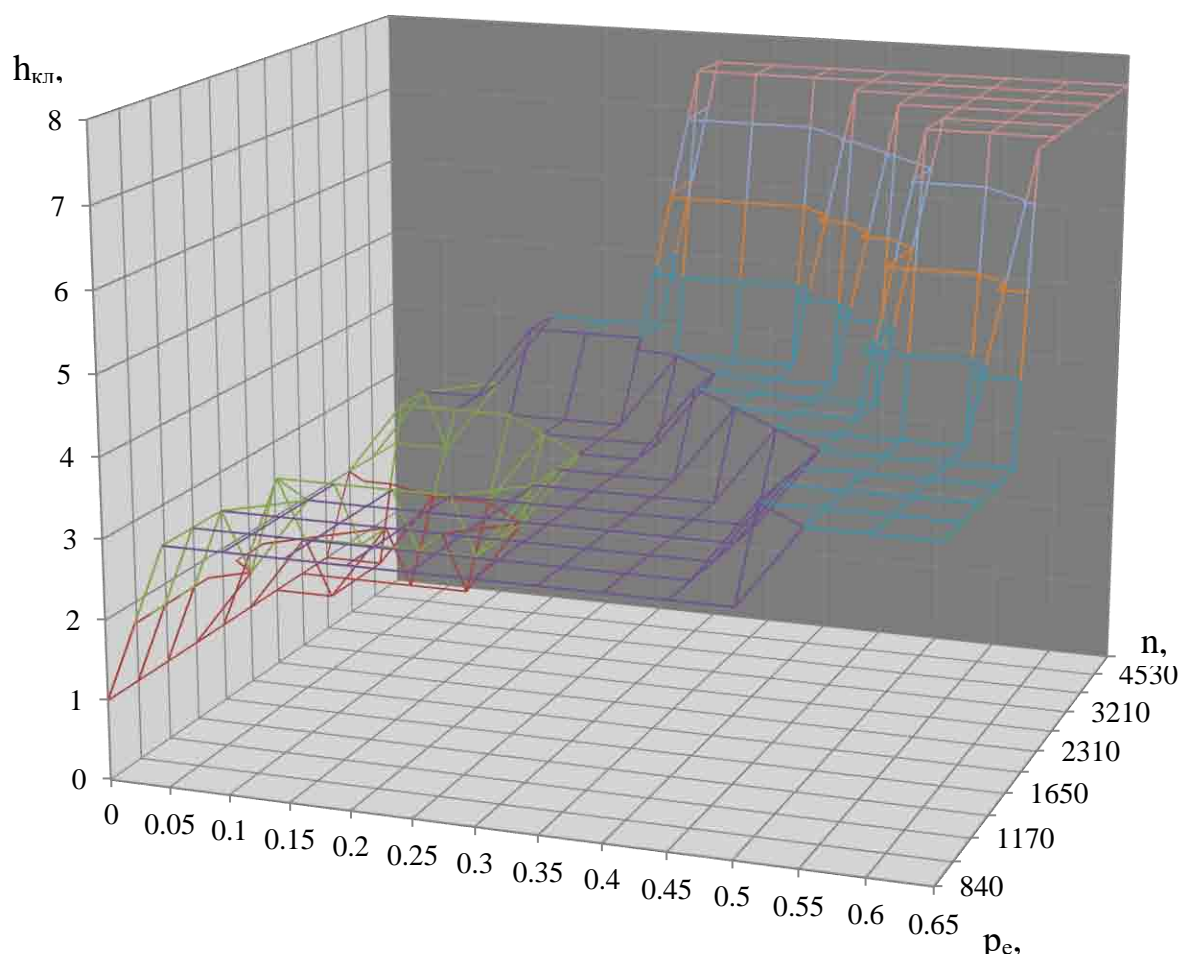


Рис. 10.3.14 – Зависимость высоты подъема впускных клапанов при раздросселировании свежего заряда на впуске от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя

Таблица 10.3.61 – Зависимость высоты подъема впускных клапанов от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала.

n, мин ⁻¹	Среднее эффективное давление цикла (P_e), МПа													
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
840	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4
990	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4
1170	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4
1380	1	2	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4
1650	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4
1950	1	2	2	2	2	3	3	3	3	4	4	4	4	7,62

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		133

Продолжение таблицы 10.3.61

2310	1	1	2	2	2	3	3	3	4	4	4	7,62	7,62	7,62
2730	1	1	1	1	2	3	3	4	4	4	4	7,62	7,62	7,62
3210	1	1	2	2	3	3	3	4	4	4	7,62	7,62	7,62	7,62
3840	2	3	3	3	3	3	4	4	4	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62
4530	2	3	3	4	4	4	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62
5000	2	2	3	4	4	4	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62

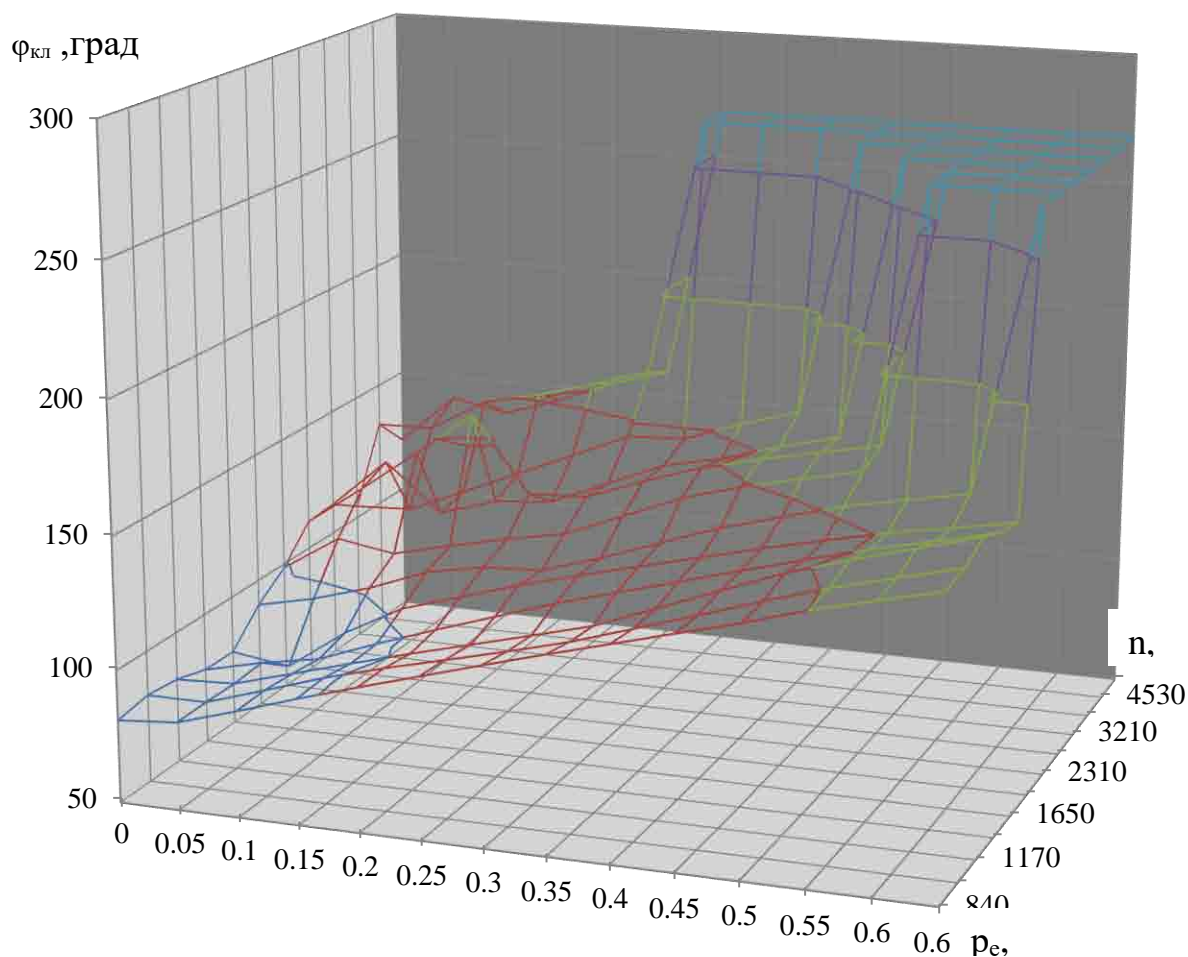


Рис.10.3.15 – Зависимость продолжительности открытия впускных клапанов при раздроселировании свежего заряда на впуске от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя

Таблица 10.3.62 – Зависимость продолжительности открытия впускных клапанов от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала.

n, мин ⁻¹	Среднее эффективное давление цикла (P _е), МПа													
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
840	81,3	83,2	90,1	97,4	104,3	111	117,7	124,2	130,5	136,8	143	150	155,8	161,6
990	83,3	83,3	90,5	97,9	104,1	109,8	115,5	121,6	128,9	136,3	143,8	151	156,9	162,8

Продолжение таблицы 10.3.62

1170	82	83	89,5	96	102,3	108,3	114,3	120,4	129,3	138,3	147	154,2	160,7	167,1
1380	78,5	83,8	87,9	96,4	104,3	111,8	119,3	125,9	132,4	138,9	145,3	151,4	156,8	162,3
1650	78,3	75,2	91	103	110	117	123,2	129	134,8	140,6	145,9	151,1	155,2	159,3
1950	90,2	95,2	101,9	110,6	114,98	116,1	123,3	131,5	139,6	146	152,3	156,9	161,5	268
2310	98,5	112,7	109	114,5	119,5	123,9	133,1	142,4	149,1	154,4	159,4	268	268	268
2730	110,9	126,8	143,4	160,8	131,2	132,3	140,7	148,3	153,8	158,5	163,3	268	268	268
3210	111,8	131,6	112,8	119,8	121,8	131,4	141	145,8	152,8	158,4	268	268	268	268
3840	104,7	105,8	115,3	125	134,8	144,7	145,8	153,8	160,9	268	268	268	268	268
4530	133,5	134	147	152	158,7	165,4	268	268	268	268	268	268	268	268
5000	121,2	141,1	136,8	144,2	153,4	160	268	268	268	268	268	268	268	268

По результатам обработки полученных данных удельного эффективного расхода топлива с учетом предложенных законах изменения высоты подъема и продолжительности подъема впускных клапанов определена процентная доля улучшения топливной экономичности. На рис. 10.3.16 отражено улучшение топливной экономичности при опытном способе регулирования мощностью ДВС по отношению к дросселированию свежего заряда в системе впуска от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя.

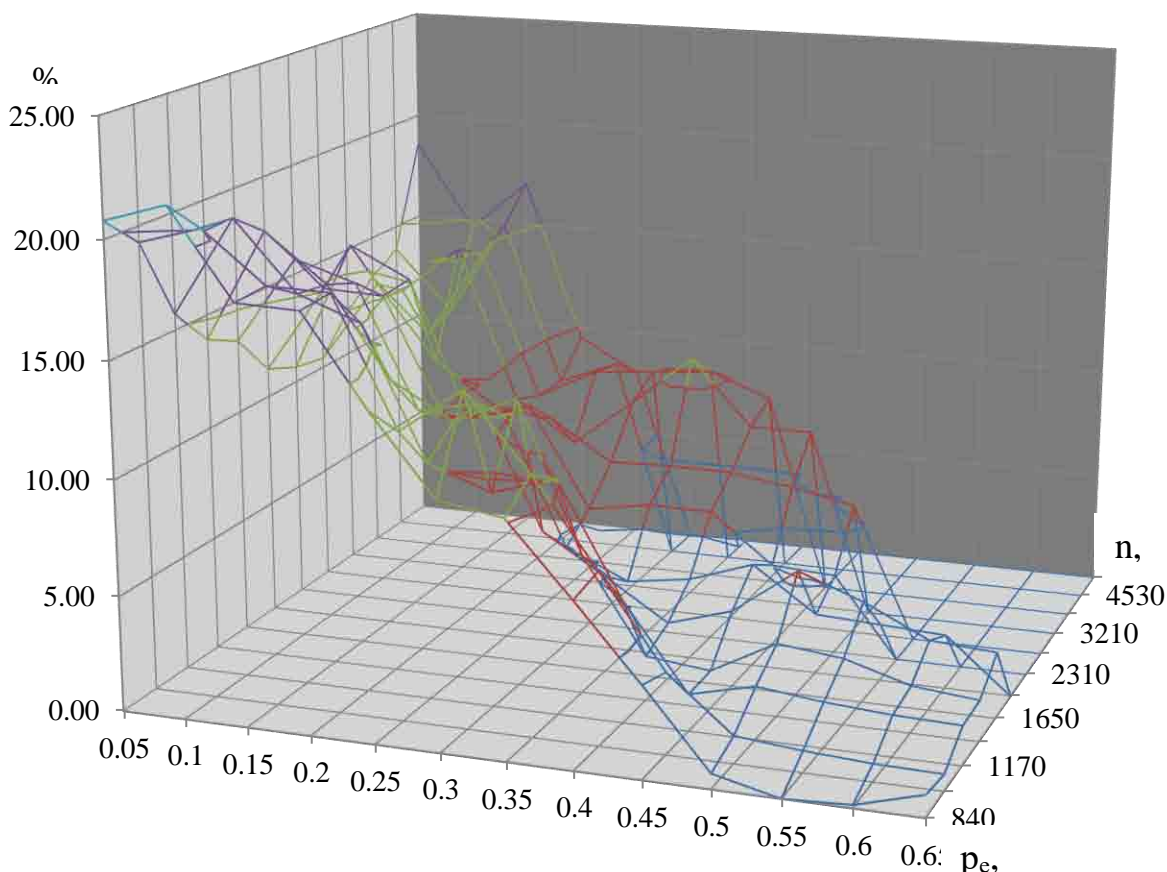


Рис.10.3.16 – Процент снижения эффективного удельного расхода топлива при опытном способе управления мощностью ДВС по отношению к дросселированию свежего заряда на впуске от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя

Установлено, что при управлении мощностью ДВС изменением высоты подъема и продолжительности открытия впускных клапанов с раздросселированием свежего заряда на впуске для интервала среднего эффективного давления цикла $p_e = 0,05...0,15$ МПа наблюдается снижение эффективного удельного расхода топлива на 90 г/кВт·ч (в процентном соотношении равно 15,4%) в сравнении с дросселированием СЗ. Для опытного способа регулирования мощности при $p_e = 0,15...0,4$ МПа снижение эффективного удельного расхода топлива составляет 30,9 г/кВт·ч и соответствует 8,8%. Для опытного способа регулирования мощности при $p_e = 0,4...0,65$ МПа снижение эффективного удельного расхода топлива находится в интервале 4,3...11,8 г/кВт·ч, что в среднем на 2,5% ниже, чем для режимов дросселирования.

Из анализа имеющихся данных можно отметить, что разницы эффективных удельных расходов топлива между дросселированием свежего заряда на впуске и раздросселированием свежего заряда при изменении высоты подъема и продолжительности открытия впускных клапанов с увеличением среднего эффективного давления p_e сокращается. Данный факт связан с необходимостью изменения положения дроссельной заслонки для классического количественного способа регулирования мощности бензинового двигателя, что положительно сказывается на протекании процесса газообмена. Снижение дросселирования свежего заряда на впуске уменьшает потери энергии на смену рабочего тела в цилиндрах двигателя, количественно приближая их к значениям для предлагаемого способа регулирования мощностью.

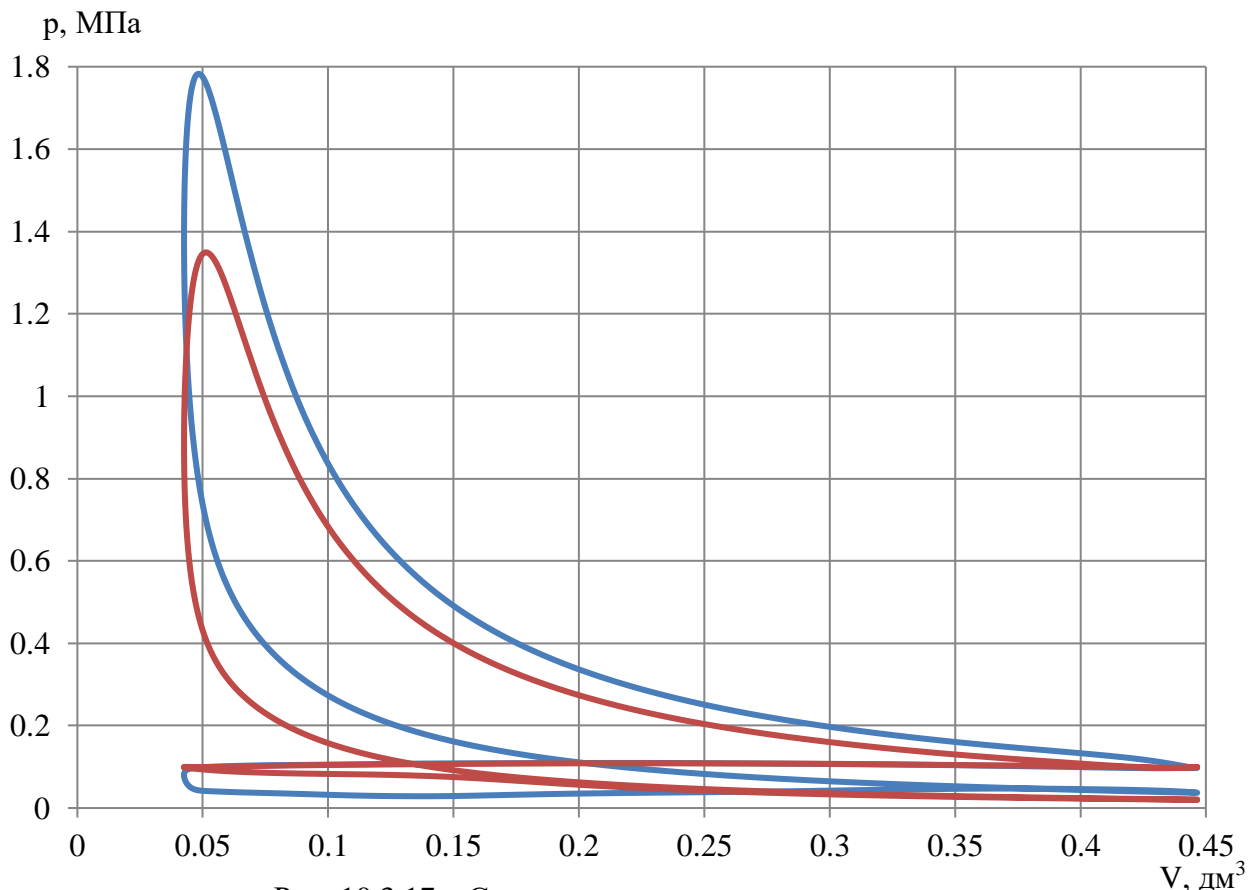


Рис. 10.3.17 – Сравнение индикаторных диаграмм

(— дросселирование свежего заряда, — опытный способ управления мощностью)

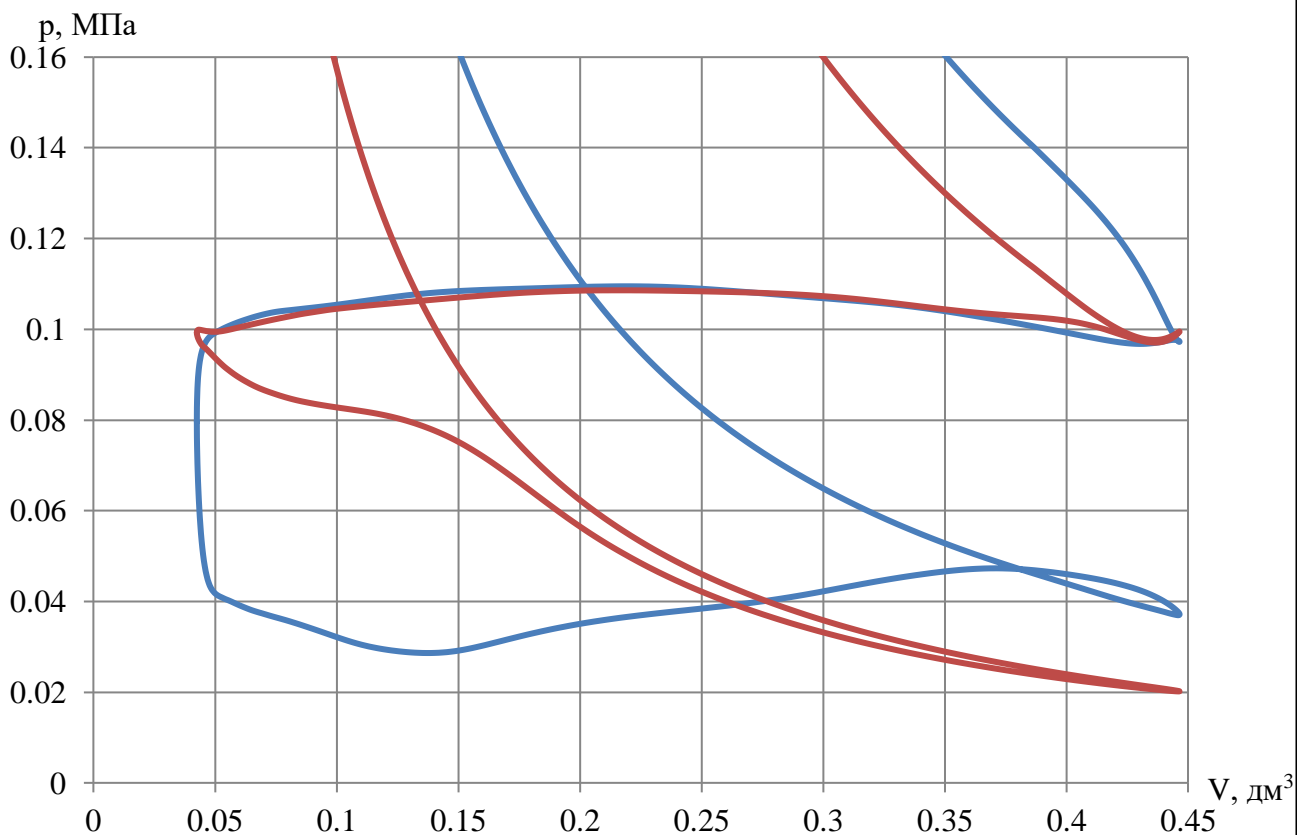


Рис. 10.3.18 – Сравнение процессов смены рабочего тела при различном регулировании мощности ДВС

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

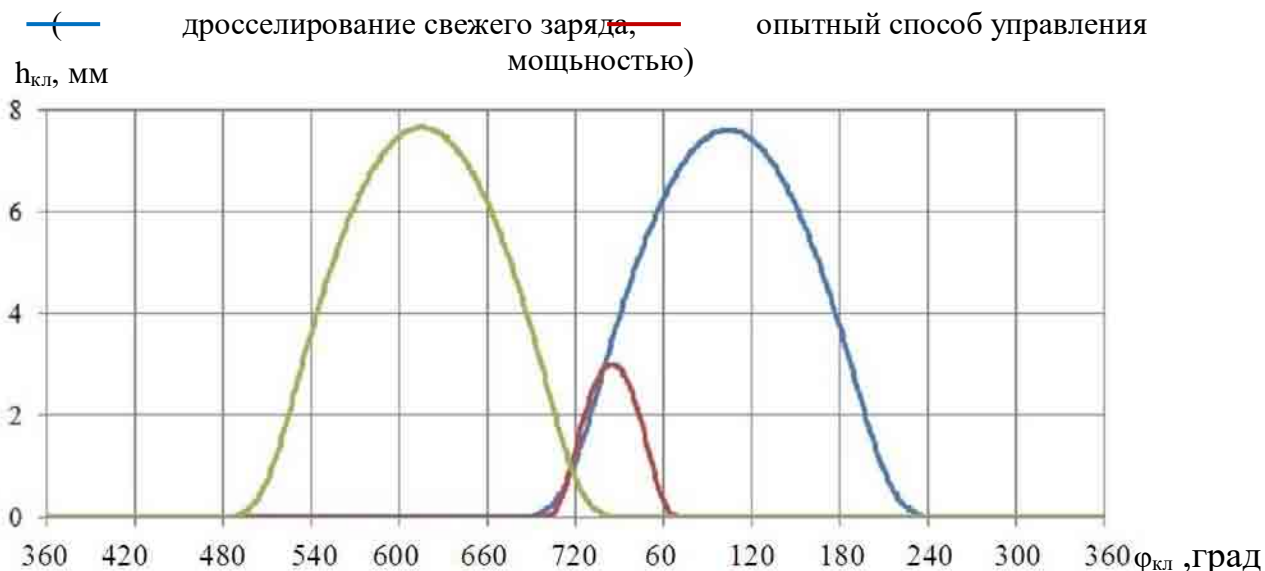


Рис. 10.3.19 – Зависимость перемещения выпускного и впускных клапанов при различном способе регулирования мощности

(— Вып.; — Вп. при дросселировании СЗ; — Вп. опытный способ регулирования мощностью)

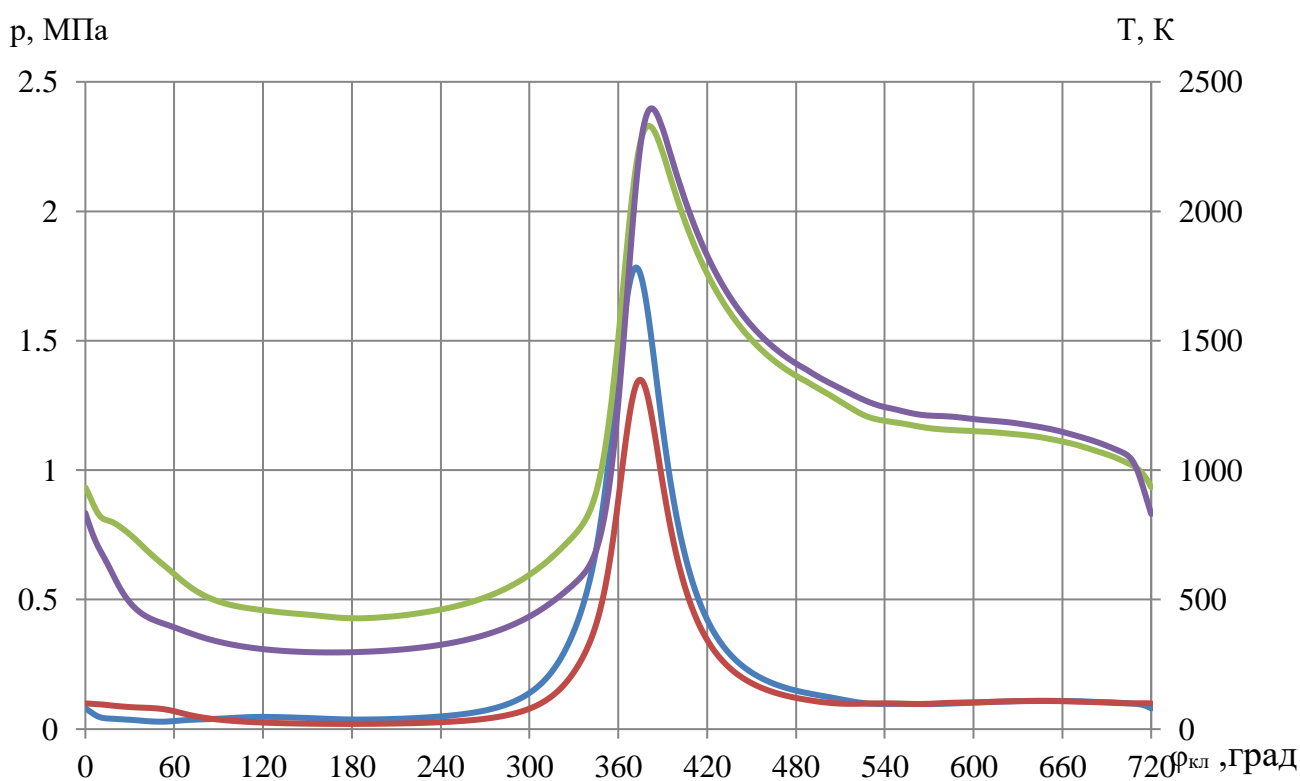


Рис. – 10.3.20 – Сравнение индикаторных диаграмм рабочих циклов при различных способах управления мощностью

(дросселирование: — p, — T;
 опытный способ: — p, — T)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Одной из особенностей эксплуатации автомобильного бензинового двигателя 4Ч 8,2/7,56 является работа в широком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала и нагрузки. При улучшении эксплуатационных качеств двигателя 4Ч 8,2/7,56 заслуживает внимания повышение его топливной экономичности. Основными причинами повышенного расхода топлива отечественных бензиновых двигателей в условиях эксплуатации являются повышенная работа совершения газообмена при дросселировании свежего заряда на впуске и снижение полноты сгорания топлива.

В данной работе повышение топливной экономичности на частичных режимах работы бензинового двигателя достигается внедрением рационального способа количественного регулирования мощности, что подразумевает изменение высоты подъема и продолжительности открытия впускных клапанов с полным открытием дросселя.

По итогу выполненного теоретического исследования сформированы следующие выводы:

1. Получены и обработаны сравнительные данные для рационального способа количественного регулирования мощности 4Ч 8,2/7,56;
2. Определены законы изменения высоты подъема и продолжительности открытия впускных клапанов при опытном способе управления мощностью двигателя 4Ч 8,2/7,56 с раздросселированием свежего заряда на впуске в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и среднего эффективного давления цикла;
3. Установлено, что при рациональном способе количественного регулирования мощности для интервала среднего эффективного давления цикла $P_e = 0,05...0,15$ МПа наблюдается снижение эффективного удельного расхода топлива на 90 г/кВт·ч (в процентном соотношении равно 15,4%) в сравнении с дросселированием СЗ. Для

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		139

управления мощностью ДВС изменением высоты подъема и продолжительности открытия впускных клапанов с раздросселированием свежего заряда на впуске при $P_e = 0,15 \dots 0,4$ МПа снижение эффективного удельного расхода топлива составляет $30,9$ г/кВт·ч и соответствует $8,8\%$. Для опытного способа регулирования мощности при $P_e = 0,4 \dots 0,65$ МПа снижение эффективного удельного расхода топлива находится в интервале $4,3 \dots 11,8$ г/кВт·ч, что в среднем на $2,5\%$ ниже, чем для режимов дросселирования.

					ЮУнГУ - 13 03 03 2019 133 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		140

Библиографический список

1. Белов П.М. Двигатели армейских машин. Часть первая. Теория / П.М. Белов – М., Воениздат, 1971 – 512 стр.
2. Дмитриевский, А.В. Топливная экономичность бензиновых двигателей. / А.В. Дмитриевский, Е.В. Шатров. – М.: Машиностроение, 1985. – 208 с.
3. Зеер В.А. Влияние способа отключения части цилиндров на показатели поршневых двигателей./ В.А. Зеер // Вестник КрасГАУ – 2007 г., №2 – стр. 233 - 237.
4. Мищенко Н.И. Автомобильные двигатели с отключением цилиндров. Конструкции, анализ / Н.И. Мищенко, В.С. Шляхов, В.Л. Супрун, А.Г. Подлесный // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт.: Севастополь. – 2011. – Вип. 122 – С.163 – 166.
5. Сафонов А.С. Химмотология горюче-смазочных материалов. / А.С, Сафонов, А.И. Ушаков, В.В. Гришин. – НПКИЦ, 2007., – 488 с.
6. Твег Р. Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт: практическое пособие. / Р. Твег. – М.: Издательство «За рулем». – 2004.
7. Фарафонов М.Ф. Автомобильные двигатели. Уч. пособие для студентов заочников / М.Ф. Фарафонов – Челябинск: ЧГТУ 1990. – 70 с.
8. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарофонов, В. В. Клеменьтев – Челябинск: Издательство ЮУрГУ. 2004. – 344с.
9. Fontana G. Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine / G. Fontana, E. Galloni // Applied Energy – 2009. – Vol. 86. – P. 96–105
10. Kutlar O.A. Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load / O. A. Kutlar, H. Arslan, A. T. Calik // Energy Conversion and

Management, Original Research Article. – 2005. – Issue 20, Vol. 46. – P. 3202 – 3220.

11. Sher E. Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine – a theoretical study / E. Sher , T. Bar-Kohany // Energy – 2002. – Vol. 27. – P. 757–775.
12. http://autodata.ru/article/all/sistema_valvematic/
13. <http://carguts.ru/articles/valvematic/>
14. А.С. СССР №503999. Устройство для гидравлического привода клапанов двигателей внутреннего сгорания ; Алтайский политехн. ин-т /Гриценко Н.Д., Никитин В.М., Мельников В.Ф. опубл. в Б.И. 1976, №7.
15. Патент США № 2602434, Барнаби Дж., опубл. 8 июля 1952г.
16. Патент ФРГ № 1210243сМюллер- Борнер Р., опубл. 11 августа 1966 г.