

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
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 автомобилей»

Допустить к защите
Заведующий кафедрой
Лазарев В.Е.

_____ 2019г.

Повышение технико-экономических показателей двигателя 4Ч8,2/7,56
внедрением газотурбинного наддува и изменением фаз газораспределения.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-13.03.03.2019.134 ПЗ ВКР

Руководитель проекта:

Мацулевич М.А.

_____ (должность)
_____ 2019 г.

Автор работы:

Смольников А.В.

Студент группы _____ П-408
_____ 2019 г.

Нормоконтролёр:

Клементьев В.В. (Ф.И.О)

_____ (должность)
_____ 2019 г.

Аннотация

Смольников А.В. «Повышение технико-экономических качеств двигателя 4С8,2/7,56 внедрением газотурбинного наддува и изменением фаз газораспределения.» Выпускная квалификационная работа – Челябинск: ЮУрГУ, П-408, 2019. – 136 страниц, библиография литературы – 15 наименований.

В данной работе предлагается в качестве прототипа выбрать двигатель 4С8,2/7,56 и форсировать его газотурбинным наддувом. При этом предполагается расчетным путем определить его внешнюю скоростную характеристику при различных параметрах газораспределения, таких как законы движения впускных и выпускных клапанов, углы опережения открытия и запаздывания закрытия впускных и выпускных клапанов и т.д. Также в рамках теоретического исследования выявлены фазы газораспределения и функции подъемов впускных и выпускных клапанов двигателя 4С8,2/7,56 при форсировании газотурбинным наддувом.

| | | | | | | | |
|------------------|-------------|-------------------|----------------|-------------|---|-------------|---------------|
| | | | | | <i>ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | | |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | | |
| <i>Разраб.</i> | | <i>Смольников</i> | | | <i>Лит.</i> | <i>Лист</i> | <i>Листов</i> |
| <i>Провер.</i> | | <i>Мацулевич</i> | | | | 4 | 136 |
| <i>Н. Контр.</i> | | <i>Клементьев</i> | | | <i>ЮУрГУ Кафедра ДВСиЭСА</i> | | |
| <i>Утв.</i> | | <i>Лазарев</i> | | | | | |

Оглавление

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 8 |
| 1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ..... | 9 |
| 1.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА..... | 9 |
| 1.2 ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ..... | 10 |
| 1.3 РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ВПУСКА | 13 |
| 1.4 РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ..... | 15 |
| 1.5 РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ | 17 |
| 1.6 РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ..... | 20 |
| 1.7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЦИКЛА | 22 |
| 1.8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ, ДИАМЕТРА ЦИЛИНДРА И ХОДА ПОРШНЯ..... | 23 |
| 2. ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА | 26 |
| 2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ..... | 26 |
| 2.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ..... | 28 |
| 3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ..... | 30 |
| 4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ..... | 32 |
| 5. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ | 36 |
| 5.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КРИВОШИПНО- ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ..... | 36 |
| 5.2 ПРОВЕРКА МОЩНОСТИ И РАСЧЕТ МАХОВИКА | 39 |
| 5.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ | 43 |
| 6 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ КШМ..... | 45 |
| 6.1 РАСЧЕТ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ..... | 45 |
| 6.1.1 РАСЧЕТ ПОРШНЯ | 45 |
| 6.1.2 РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА..... | 48 |
| 6.1.3 РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦА..... | 49 |
| 6.2 РАСЧЕТ ШАТУННОЙ ГРУППЫ | 51 |
| 6.2.1 РАСЧЕТ ПОРШНЕВОЙ ГОЛОВКИ ШАТУНА. | 51 |
| 6.2.2 РАСЧЕТ КРИВОШИПНОЙ ГОЛОВКИ ШАТУНА. | 56 |
| 6.2.3 РАСЧЕТ СТЕРЖНЯ ШАТУНА..... | 57 |

| | |
|--|-----|
| 6.2.4 РАСЧЕТ ШАТУННОГО БОЛТА..... | 58 |
| 6.3 РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА..... | 59 |
| 6.3.1 РАСЧЕТ КОРЕННОЙ ШЕЙКИ..... | 61 |
| 6.3.2 РАСЧЕТ ШАТУННОЙ ШЕЙКИ..... | 62 |
| 6.3.3 РАСЧЕТ ЩЕКИ..... | 65 |
| 7.1 ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКА..... | 68 |
| 7.2 РАСЧЕТ ПРУЖИНЫ ТОЛКАТЕЛЯ..... | 74 |
| 7.3 РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА..... | 77 |
| 8 РАСЧЕТ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ..... | 79 |
| 8.1 РАСЧЕТ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА..... | 79 |
| 8.2 РАСЧЕТ ШПИЛЬКИ ГОЛОВКИ БЛОКА ДВИГАТЕЛЯ..... | 80 |
| 9 СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ..... | 83 |
| 9.1 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА..... | 83 |
| 9.2 РАСЧЕТ МАСЛЯНОГО НАСОСА..... | 84 |
| 9.3 РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ..... | 85 |
| 9.4 РАСЧЕТ ЖИДКОСТНОГО НАСОСА..... | 86 |
| 9.5 РАСЧЕТ ЖИДКОСТНОГО РАДИАТОРА..... | 88 |
| 9.6 РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯТОРА..... | 89 |
| 10 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ..... | 91 |
| 10.1 РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ ДВИГАТЕЛЯ 4Ч8,2/7,56..... | 91 |
| 10.1.1 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЯ..... | 92 |
| 10.1.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ПОСТУПАЮЩЕГО В ПРОСТРАНСТВО СЖАТИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА..... | 93 |
| 10.1.3 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА..... | 95 |
| 10.1.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УТЕЧКИ РАБОЧЕГО ТЕЛА ЧЕРЕЗ НЕПЛОТНОСТИ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ..... | 96 |
| 10.1.5 СГОРАНИЕ..... | 97 |
| 10.1.6 МОДЕЛЬ ДЕТОНАЦИИ..... | 97 |
| 10.1.7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ОБРАЗУЮЩИХСЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ..... | 98 |
| 10.1.8 РАСЧЕТ КОМПОНЕНТОВ «ОБЪЕМ»..... | 101 |

| | |
|---|-----|
| 10.1.9 РАСЧЕТ КОМПОНЕНТОВ «ОГРАНИЧИТЕЛЬ»..... | 101 |
| 10.1.10 РАСЧЕТ КОМПОНЕНТА «ФОРСУНКА»..... | 102 |
| 10.1.11 РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ | 103 |
| 10.2 РЕЗУЛЬТАТЫ СИНТЕЗА РАБОЧИХ ЦИКЛОВ | 105 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ | 120 |
| БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК | 122 |

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|---|-------------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | <i>Лист</i> |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | 7 |

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.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|---|-------------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | <i>Лист</i> |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | 8 |

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 $\Delta T = 25 K$;
- 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 характера сгорания $m = 3$;
- 17 Продолжительность сгорания $\varphi_z = 60 \text{ }^\circ\text{ПКВ}$;
- 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) $\theta = 20 \text{ }^\circ\text{ПКВ}$;
- 23 Шаг расчета процесса сгорания $D_{FI} = 5 \text{ }^\circ\text{ПКВ}$;
- 24 Шаг расчета процесса сжатия и расширения $D_{AL} = 10 \text{ }^\circ\text{ПКВ}$.

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 $T_o = 293 K$.

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 10 |

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 11 |

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 опытными 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 $\varphi_z=45...55$ град ПКВ. $\varphi_z=50$ 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 $n_n = 1$.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 12 |

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:

$$T_k = T_o \left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{n_n - 1}{n_n}}, \quad K, \quad (1.3)$$

где T_o - температура окружающей среды при нормальных условиях;

p_k - давление перед впускными клапанами;

p_o - давление окружающей среды при нормальных условиях;

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

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

2. Температура воздуха охладителя наддувочного воздуха:

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------------|------|
| | | | | | ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 13 |

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

3. Давление рабочего тела в конце такта впуска:

$$P_a = \frac{1}{\varepsilon} \left([\varepsilon - 1] \eta_v P_k \frac{T_k + \Delta T}{T_k} + P_r \right), \text{ МПа}, \quad (1.5)$$

где ε - степень сжатия;

η_v - коэффициент наполнения;

ΔT - подогрев свежего заряда;

P_r - давление остаточных газов.

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

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:

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

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

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

6. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

В КИЛОМОЛЯХ:

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------------|------|
| | | | | | ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 14 |

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

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;

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------------|------|
| | | | | | ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 15 |

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:

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

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

Расчет процесса сжатия

Таблица 1

| 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 |

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:

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

$$L'_o = 14,828 \text{ кг*моль/кг.}$$

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.

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

6. 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:

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 19 |

$$\omega_0 = 6.908 \cdot (m+1) \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m (1-x_2), \quad (1.26)$$

$$\omega_0 = 6.908 \cdot (3+1) \left(\frac{10}{60}\right)^3 \cdot (1-0,0053) = 0,127$$

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 3. 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 4. 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:

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

(1.30)

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

1.7 Определение индикаторных показателей цикла

1 Удельная работа цикла:

$$l_i = l_{ay} + l_{yz} + l_{zb}, \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}, \quad (1.31)$$

где l_{zb} – удельная работа в процессе политропного расширения;

l_{yz} – удельная работа газов в процессе сгорания;

l_{ay} – удельная работа политропного процесса сжатия.

$$l_i = -0,298 + 0,506 + 0,864 = 1,073 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

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:

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

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

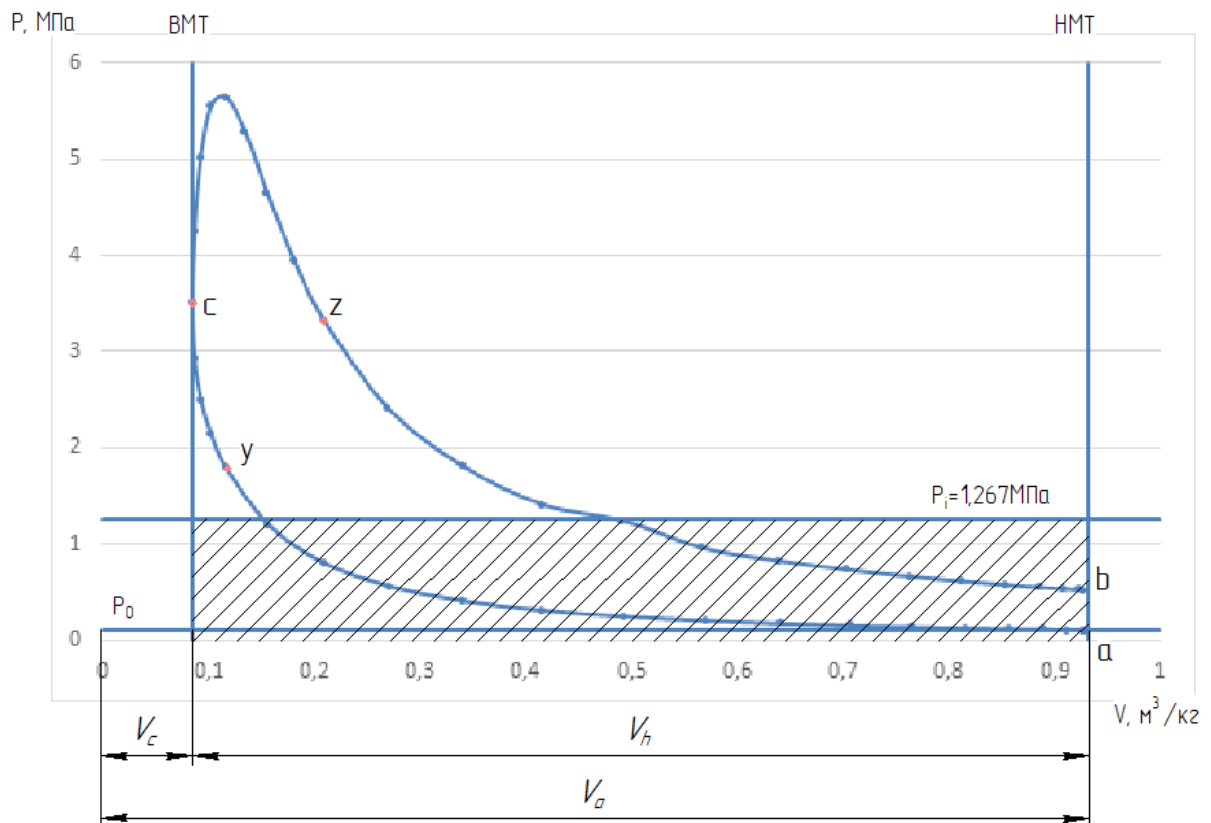


Рисунок 1 – P-V Диаграмма газов рабочего цикла бензинового двигателя

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:

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

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

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

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:

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

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

8. Диаметр цилиндра:

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

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

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

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

9. Ход поршня:

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

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

10. Объем цилиндра:

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

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 0,82^2 \cdot 0,756}{4} = 0,399, \text{ дм}^3.$$

11. Удельная литровая мощность:

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

$$N_l = \frac{72}{4 \cdot 0,399} = 45, \frac{\text{кВт}}{\text{л}}.$$

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:

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

где p_{emax} – максимальное значение среднего эффективного давления по внешней характеристике:

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

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:

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

$$N_e = \frac{0,986 * 0,399 * 4 * 5600}{30 * 4} = 72,24 \text{ кВт}.$$

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

i – число цилиндров;

τ – тактность двигателя.

5. Крутящий момент двигателя:

$$M = 9550 \frac{N_e}{n}, [\text{Нм}], \text{ Нм}. \quad (2.8)$$

$$M = 9550 \frac{72,24}{5600} = 123,19 \text{ Нм}.$$

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 топлива двигателем в час G_T может быть определен через цикловой расход топлива:

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

Цикловой расход топлива можно допустить пропорциональным среднему индикаторному давлению:

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

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

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

Величина циклового расхода топлива на номинальном режиме

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

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).

Таблица 2 – Определение показателей по внешней скоростной характеристике

| 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 | 0,281 | 0,696 | 4,070 | 48,584 | 0,605 | 1,332 | 327,203 |
| 1400 | 0,737 | 0,281 | 1,012 | 12,478 | 85,112 | 0,728 | 3,746 | 300,228 |
| 2000 | 0,986 | 0,281 | 1,261 | 23,849 | 113,868 | 0,782 | 6,688 | 280,414 |
| 2600 | 1,168 | 0,281 | 1,443 | 36,718 | 134,852 | 0,809 | 9,832 | 267,762 |
| 3200 | 1,283 | 0,281 | 1,558 | 49,619 | 148,065 | 0,823 | 13,014 | 262,272 |
| 3800 | 1,330 | 0,281 | 1,605 | 61,087 | 153,505 | 0,829 | 16,123 | 263,943 |
| 4400 | 1,309 | 0,281 | 1,584 | 69,658 | 151,173 | 0,826 | 19,001 | 272,775 |
| 5000 | 1,222 | 0,281 | 1,497 | 73,866 | 141,070 | 0,816 | 21,330 | 288,769 |
| 5600 | 0,986 | 0,281 | 1,267 | 72,247 | 123,195 | 0,795 | 22,536 | 311,925 |

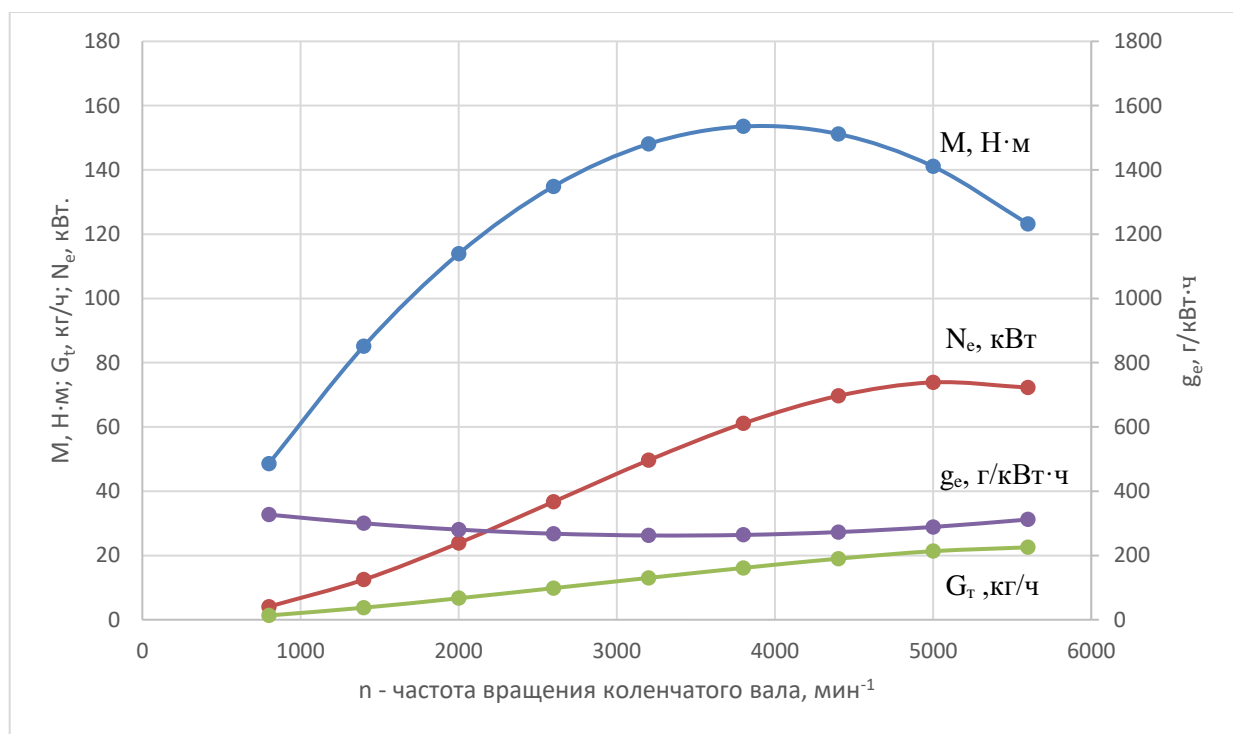


Рисунок 3- Показатели двигателя, определенные по внешней скоростной характеристике

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

ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

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:

$$Q_{\Gamma} = (G_T / 3,6) \{ M_2 [(m_{c_V})_{i_0}^{tr} + 8,315] t_r - M_1 [(m_{c_V})_{i_0}^{20} + 8,315] t_0 \}, \text{ Дж/с}, \quad (3.3)$$

где $(m_{c_V})_{i_0}^{tr}$ - теплоемкость отработавших газов,

$$(m_{c_V})_{i_0}^{tr} = 24,492 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)} [2, \text{с.59}];$$

$(m_{c_V})_{i_0}^{20}$ - теплоемкость свежего заряда:

$$(m_{c_V})_{i_0}^{20} = 22,154 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)} [2, \text{с.126}];$$

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:

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

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------------|------|
| | | | | | ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 30 |

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:

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

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 31 |

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 |

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

33

График перемещения поршня

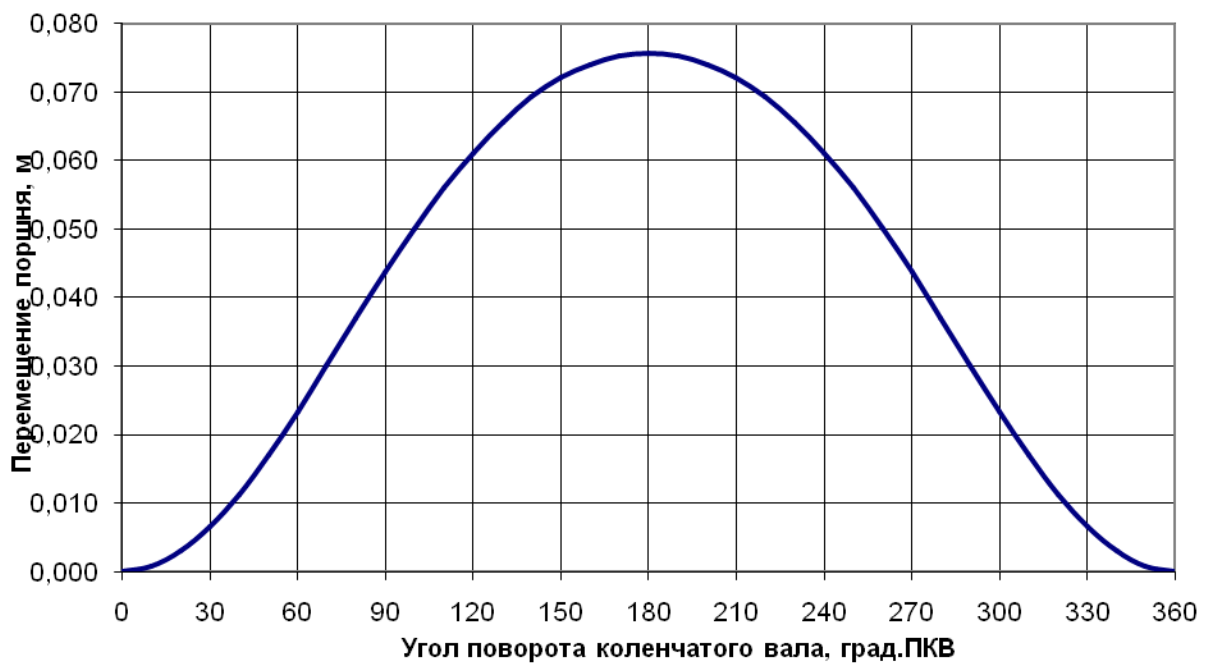
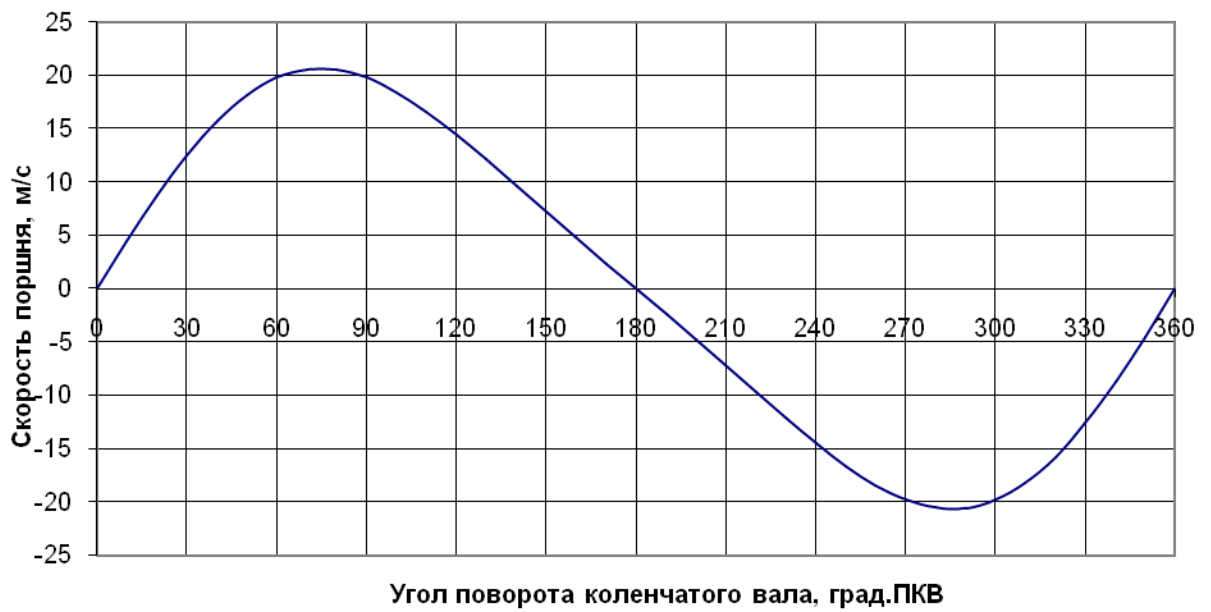


График скорости поршня



| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| 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

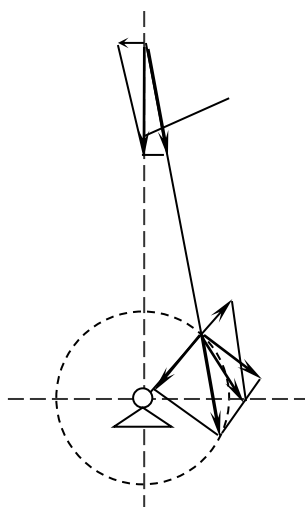


Рисунок 5.1 - Схема сил действующих в КШМ

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;

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

$m_{ш}$ – 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:

$$P_j = -m_1 j, \text{ Н}, \quad (5.3)$$

где j – ускорение движения поршня:

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

m_1 – масса поступательно движущихся частей:

$$m_1 = m_n + 0,275 \cdot m_{ш}, \text{ кг}. \quad (5.5)$$

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):

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

6. Тангенциальная сила:

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

7. Индикаторный крутящий момент одного цилиндра:

$$M_i = Tr, Н\cdot м, \quad (5.10)$$

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)

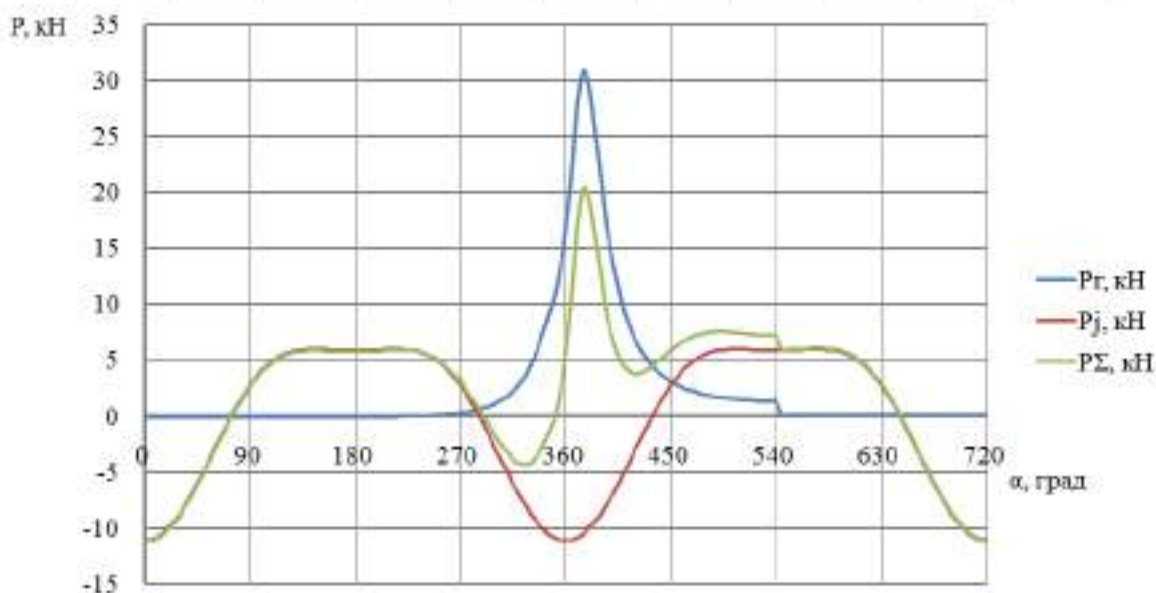


Рисунок 5.2 – Графики сил, действующих по оси цилиндров (P_z, P_j, P) в зависимости от угла ПКВ

Силы T, Tсумм, Tсумм.ср.

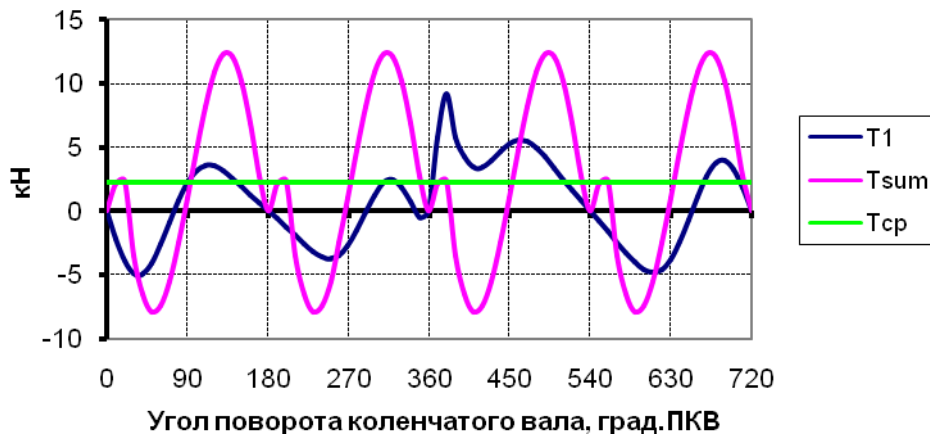


Рисунок 5.3 – Графики сил T в зависимости от угла ПКВ

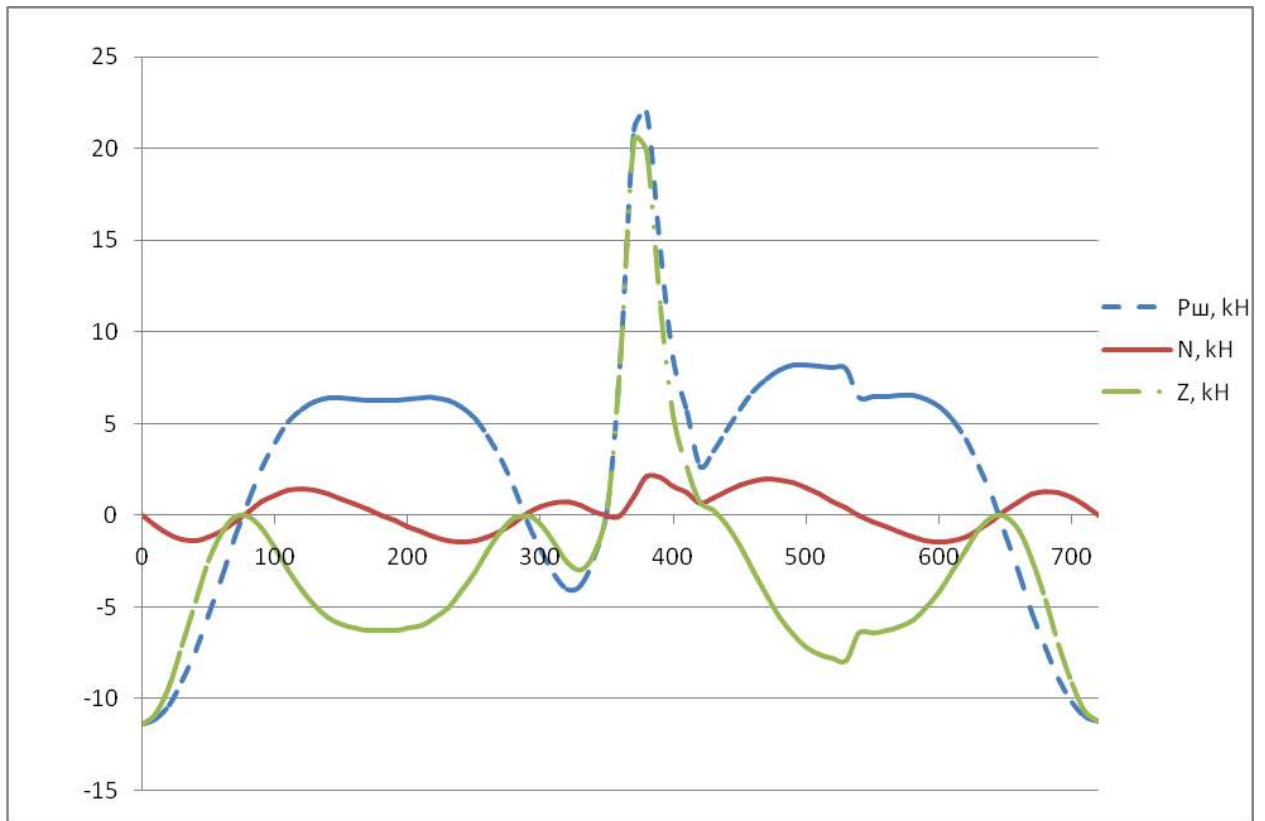


Рисунок 5.4 – графики сил P , N, Z

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

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

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 |

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

40

| | | | | | | | | |
|-----|---------|---------|----------|-------|-----------|--------|-------------|---------|
| 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 |

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

ЮЦРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

41

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 б).

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,

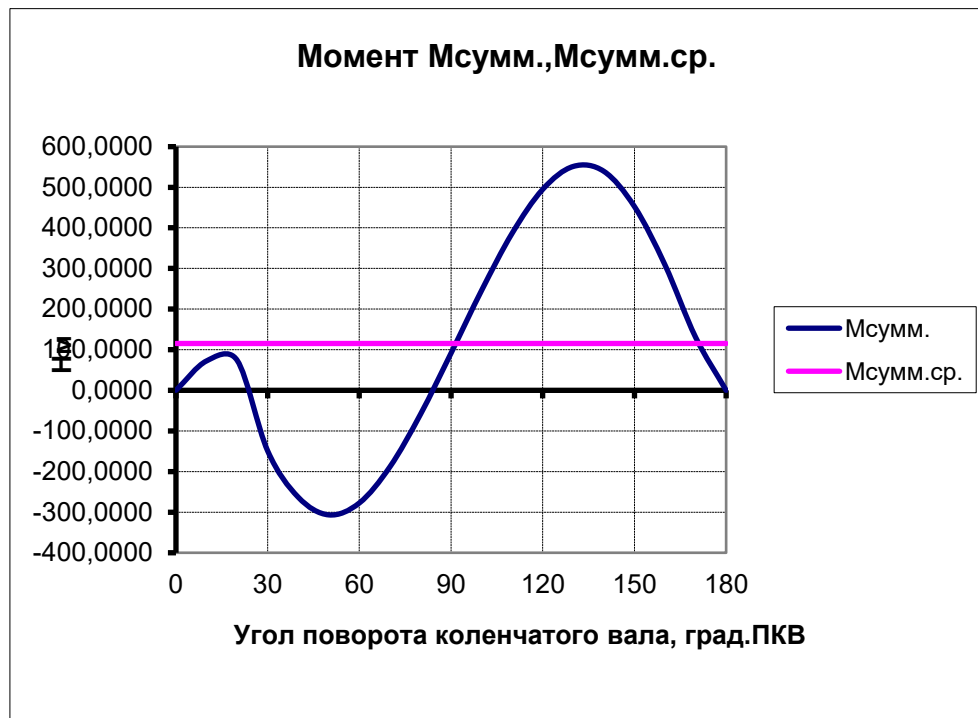


Рисунок 5.5 – Диаграмма суммарного крутящего момента

5. Момент инерции маховика составляет:

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

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:

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

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.

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

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:

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

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

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

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

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 $n_{x.x.\max} = (1,05 - 1,2)n = 5500$ 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;

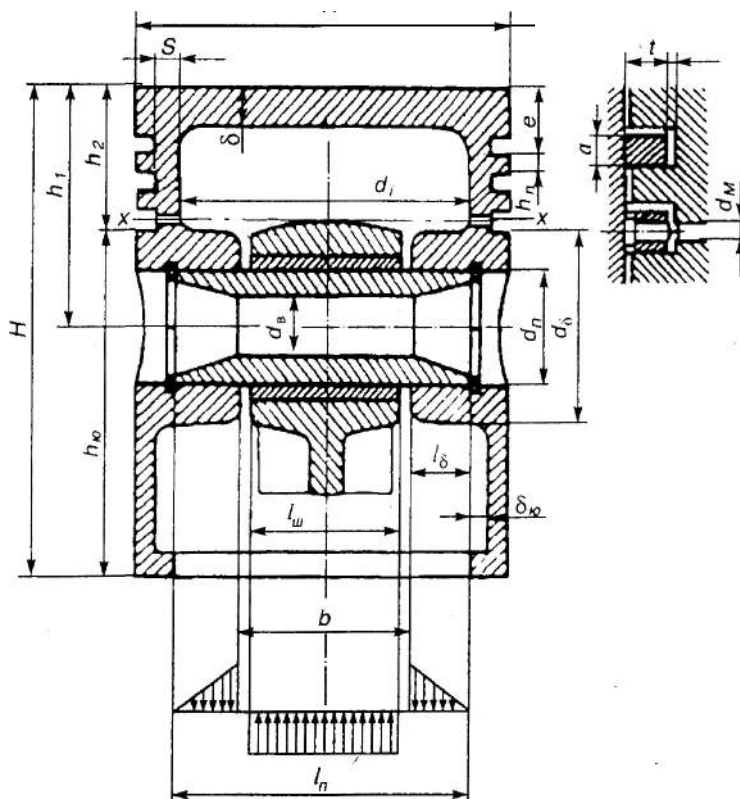


Рисунок 6.1 – Поперечный разрез поршня

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

ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

45

Таблица 5 – Основные размеры поршня

| | |
|------------------------------------|-------------------------|
| Толщина днища поршня | $\delta=6,35$ мм |
| Высота поршня | $H=65,13$ мм |
| Высота юбки поршня | $h_{\text{ю}}=46,2$ 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 | $l_{\text{п}}=63,84$ мм |
| Толщина первой кольцевой перемычки | $h_{\text{п}}=3,51$ 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 | $n_{\text{М}}=10$ |
| Диаметр маслоотводящих отверстий | $d_{\text{М}}=1,0$ мм |
| Внутренний радиус днища | $r_i=29,64$ мм |
| Высота жарового пояса | $e=7,5$ мм |

Напряжение изгиба в днище поршня:

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

Напряжение сжатия в сечении х-х

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

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

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

$F_{\text{х-х}}$ – площадь сечения х-х:

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

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

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:

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

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

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

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

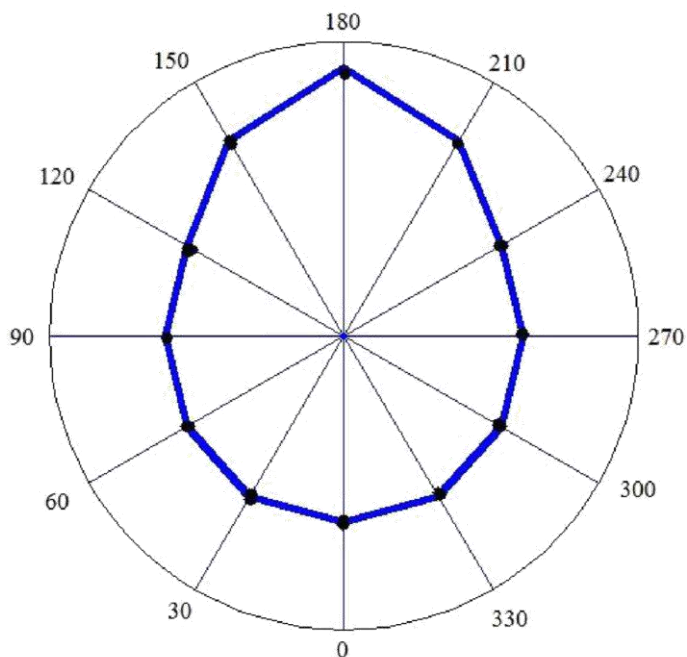


Рисунок 6.2 – Эпюра давлений компрессионного кольца

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) |

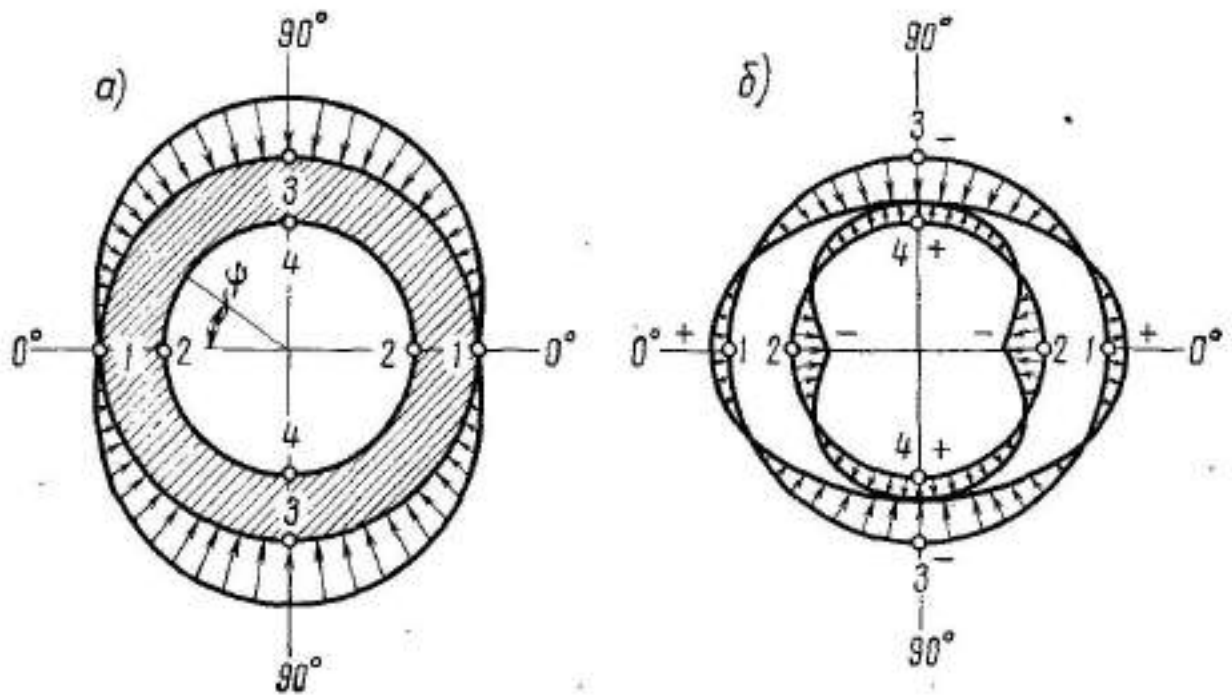


Рисунок 6.3 – Расчетная схема поршневого пальца

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

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.

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

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

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

Удельное давление пальца на бобышки

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

Напряжение изгиба пальца

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

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, $\psi=0^\circ$)

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

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

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

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

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

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, $\psi=90^\circ$)

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

$$\sigma_{i0^\circ} = 138,641 \text{ МПа}$$

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 $m_{пг}=0,562$ кг, масса шатунной группы $m_{шг}=0,701$ кг, максимальную частоту вращения при холостом ходе $n_{х.х.}=5500$ об/мин, ход поршня $S=75,6$ мм; площадь поршня $F_{пг}=0,00528 \text{ м}^2$; $\lambda=0,3123$. Из расчета поршневой группы имеем: диаметр поршневого пальца $d_{пг}=22$ мм и длину поршневой головки шатуна $l_{шг}=29$ 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 $s_b=(d-d_{пг})/2=(24-21,8)/2=1,09$ мм. Материал шатуна – сталь 40Х; $E_{шг}=2,2 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_r=1 \cdot 10^{-5}$ 1/К, $\mu_{шг}=0,3$. 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 $\alpha_\sigma=0,17$.

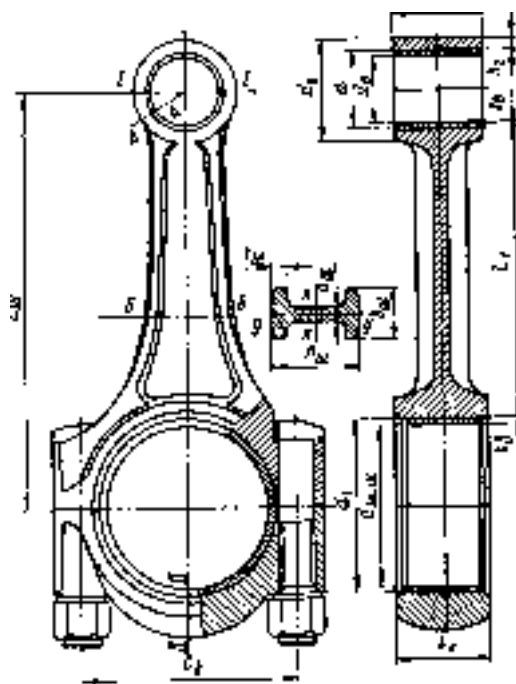


Рисунок 6.4 – Расчетная схема шатуна

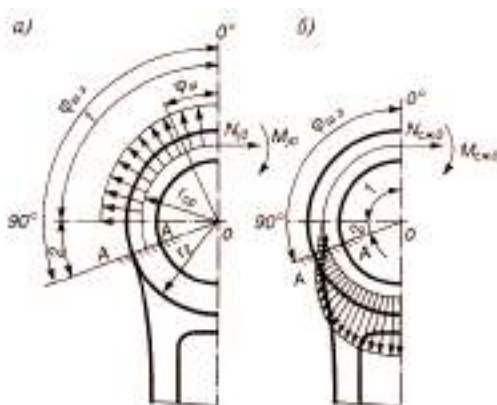


Рисунок 6.5– Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна

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

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

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

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

Расчет сечения I-I

Максимальное напряжение пульсирующего цикла

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

$$\sigma_{\max} = 58,2 \text{ МПа}$$

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

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

Среднее напряжение и амплитуда напряжений

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

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

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; ; $\varepsilon_{м} = 0,7$ определяется по таблице 48 (максимальный размер сечения) [2]; $\varepsilon_{п} = 2$ 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 го-

ловки 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

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

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

$\Delta_{т} = d \cdot (\alpha_{B} - \alpha_{Г}) \cdot \Delta T = 0,0211 \text{ мм}$; $\Delta T = 110 \text{ К}$ средняя температура подогрева головки и втулки;

удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------------|------|
| | | | | | ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 53 |

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{(d_r^2 + d^2)/(d_r^2 - d^2) + \mu}{E_u} + \frac{(d^2 + d_n^2)/(d^2 - d_n^2) - \mu}{E_6} \right]} \quad (6.38)$$

$$p = 21,284 \text{ МПа}$$

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; $r_{cp}=(d_r+d)/4=13,55 \text{ мм}$

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:

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

где $K=E_{ш} \cdot F_{\Gamma} / (E_{ш} \cdot F_{\Gamma} + E_{В} \cdot F_{В})=0,852$;

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

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

суммарная сила, сжимающая головку:

$$P_{сж} = (p_{з0} - p_0) \cdot F_n - m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = 25805,178 \text{ Н} \quad (6.47)$$

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

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

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

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

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

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

– по таблице 53 [2].

напряжение на внешней волокне от сжимающей силы

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

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:

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

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

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

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

пределу усталости:

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

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 $m_p=0,562$ 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 $c_b=82,2$ 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

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

где $r_1=0,5(d_{шш}+2 \cdot t_b)=0,0253$ 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

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

$$\sigma_{из} = 511,757 \text{ МПа}$$

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

6.2.3 Расчет стержня шатуна.

Из динамического расчета имеем: $P_{сж}=P_{\Gamma}+P_j=0,0247\text{МН}$ при $\varphi=370^0$; $P_p=P_{\Gamma}+P_j=-0,011\text{ МН}$ при $\varphi=0^0$; длину шатуна $L_{ш}=121\text{ мм}$. По таблице 55 [2] принимаем: $h_{ш}=20,475$; $b_{ш}=20,216$; $\alpha_{ш}=4$; $t_{ш}=4$. Из расчетов поршневой и кривошипной головок: $d=24\text{мм}$; $d_1=46\text{ мм}$; характеристика прочности материала шатуна (сталь 40Х).

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:

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

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

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

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 57 |

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

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

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]; $\varepsilon_n = 2$ определяется по таблице 49 [2] с учетом поверхностного упрочнения стержня шатуна азотированием.

Так как $\frac{\sigma_{акх}}{\sigma_{мх}} = 1,717 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4044$ (см. расчет поршневой головки шатуна) и $\sigma_{аку} / \sigma_{му} = 1,720 > 0,4044$, то запасы прочности в сечении В-В определяются по пределу усталости:

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

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

6.2.4 Расчет шатунного болта.

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

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

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

Сила предварительной затяжки

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

Суммарная сила, растягивающая болт

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

где $X = 0,2$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте:

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 58 |

$$\sigma_{\max} = 4p_B / (\pi \cdot d_g^2) = 315,474 \text{ МПа} \quad (6.70)$$

$$\sigma_{\min} = 4p_{np} / (\pi \cdot d_g^2) = 286,794 \text{ МПа} \quad (6.71)$$

где $d_B = d - 1.4 \cdot t = 8,6 \text{ мм}$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

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

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

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

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

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

ются по пределу усталости:

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

6.3 Расчет коленчатого вала

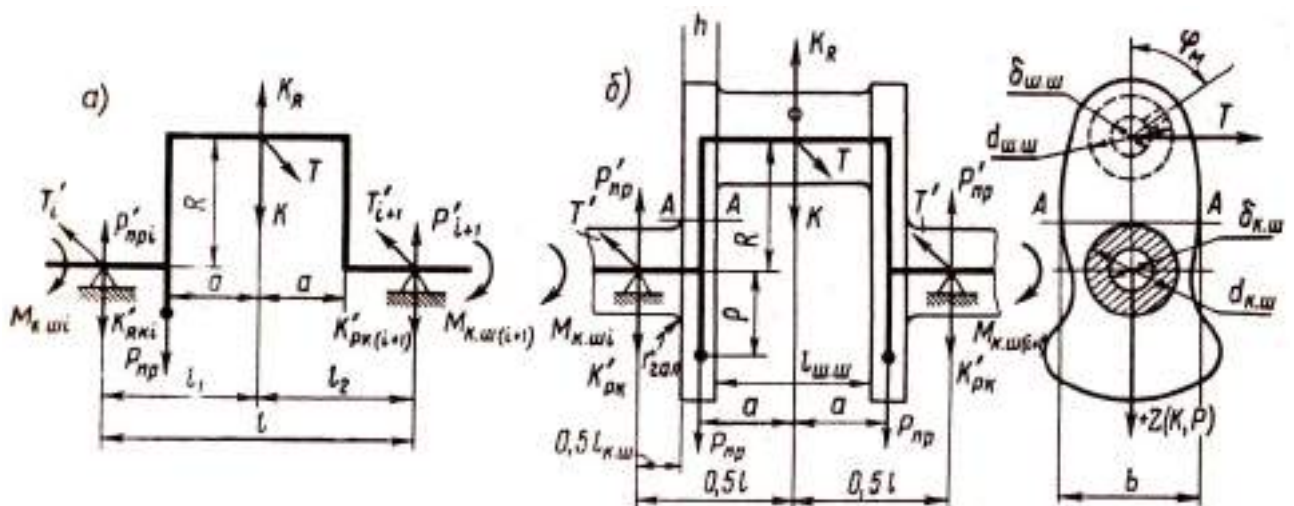


Рисунок 6.6 – Расчетная схема коленчатого вала

Выбор исходных данных.

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

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

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

Определение свойств материала вала.

Материал вала – ВЧ-60.

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

При изгибе:

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

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:

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

Удельное давление на поверхности:

-шатунных шеек

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

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

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 60 |

$l'_{ш.ш}=(1/2)(l_{ш.ш}-(2 \cdot r_{гал.}+(2...3)мм))=10,5$ 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 $R_{к.ш. ср.} = 5,97$ кН и $R_{к.ш. max.} = 20,5$ кН – максимальная нагрузка на 4 наиболее нагруженную шейку; $l'_{к.ш.} = l_{к.ш.} - (2 \cdot r_{гал.} + (2...3)мм) = 21$ 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:

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

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

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

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 $\sigma_B = 800$ МПа и $\alpha_{к\sigma} = 3,0$; $\varepsilon_{м\tau} = 0,62$ определяется по таблице 48 [1] при $d_{к.ш.} = 50$ 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:

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

6.3.2 Расчет шатунной шейки

Момент сопротивления шатунной шейки кручению

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

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

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

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

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

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

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

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

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

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

по пределу усталости:

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

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

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

Где

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

$$l = l_{к.ш} + l_{ш.ш} + 2h = 90\text{мм};$$

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

Для среднего сечения В-В

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

Где

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

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

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

Расчеты моментов приведены в таблице.

Таблица 8– Расчет нагрузок, действующих на шатунную шейку.

| φ° | Тл, кН | Тп, кН | ТΣ', кН | МТ(І-І), Нм | МТ(В-В), 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 І-І

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

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

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

в сечении В-В

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

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

Среднее напряжение и амплитуда напряжений:

Для сечения I-I

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

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

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

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

для сечения В-В

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

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

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

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:

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

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

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла щеки:

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

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

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:

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

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

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

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

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

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

Максимальное и минимальное нормальные напряжения щеки:

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

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

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

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

$$M_{щ.щ. \min} = 0,25 \cdot [K_{\text{сумmin}} + K_{\text{сумR}}] \cdot l_{к.щ} = -160,92 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (6.95)$$

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

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

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

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 66 |

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

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

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 $\sigma_m < 0$, то запасы прочности болта определяется по пределу усталости:

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

Общий запас прочности шатунной шейки

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 67 |

7 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМА ГАЗО-РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

7.1 Профилирование кулачка

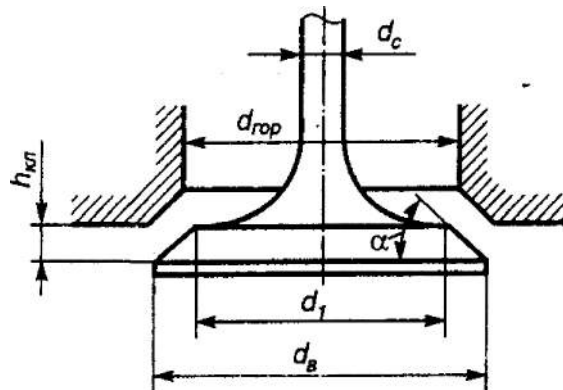


Рис. 7.1 – Расчетная схема проходного сечения в клапане

1. Основные размеры проходных сечений в горловинах и клапанах.

Площадь проходного сечения клапана:

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

Диаметры клапанов:

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

Площадь проходного сечения седла горловины:

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

Диаметр горловины клапана:

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

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

$$h_{\text{кл.мах}} = 0,24 \cdot d_{\text{гор}} = 0,3 \cdot 0,0252 = 0,00756 \text{ м}. \quad (7.4)$$

Максимальный подъём толкателя клапана:

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

где $l_{\text{т}}=40,5$ мм; $l_{\text{кл}}=49,8$ 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 $r_0 = 15 \text{ мм}$.

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 $\Delta s = 0,3 \text{ мм}$ – величина зазора, включающего в себя температурный зазор и упругие деформации ГРМ; $\omega_{Т0к} = 0,015 \text{ мм/град}$ – 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:

$$r_k = r_0 - \Delta s = 15,1 - 0,3 = 14,87 \text{ мм} \quad (7.8)$$

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:

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

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

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

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 сбега кулачка:

$$\begin{aligned} h_0 &= \Delta s \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi_{k0}\right) = 0,3 \left(1 - \cos \frac{\pi}{2 \cdot 0,548}\right) \varphi_{k0} \\ \omega_{T0} &= \Delta s \cdot \omega_k \cdot \frac{\pi}{2\Phi_0} \sin \frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi_{k0} = 0,3 \cdot 104,7 \frac{\pi}{2 \cdot 0,548} \sin \frac{\pi}{2 \cdot 0,548} \varphi_{k0} \\ j_{T0} &= \Delta s \cdot \omega_k^2 \left(\frac{\pi}{2\Phi_0}\right) \cos \frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi_{k0} = 0,3 \cdot 104,7^2 \left(\frac{\pi}{2 \cdot 0,548}\right)^2 \cdot \cos \frac{\pi}{2 \cdot 0,548} \varphi_{k0} \end{aligned} \quad (7.9)$$

Участок положительных ускорений:

$$\begin{aligned} h_1 &= \Delta s + C_{11}\varphi_{r1} - C_{12} \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{k1} = 0,3 + 8,759409\varphi_{k1} - 0,905676 \sin \frac{\pi}{0,36} \varphi_{k1} \\ \omega_{T1} &= \omega_k \left(C_{11} - C_{12} \frac{\pi}{\Phi_1} \cos \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{k1} \right) = 104,7 \left(8,759409 - 0,905676 \frac{\pi}{0,36} \cos \frac{\pi}{0,36} \varphi_{k1} \right) \\ j_{T1} &= \omega_k^2 \left[C_{12} \left(\frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{k1} \right] = 104,7^2 \left[0,905676 \left(\frac{\pi}{0,36} \right)^2 \sin \frac{\pi}{0,36} \varphi_{k1} \right] \end{aligned} \quad (7.10)$$

Первый участок отрицательных ускорений:

$$\begin{aligned} h_2 &= h_{1K} + C_{21}\varphi_{K2} + C_{22} \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \varphi_{K2} = 3,453387 + 15,269536\varphi_{K2} + 0,106203 \sin \frac{\pi}{2 \cdot 0,12} \varphi_{K2} \\ h_{1K} &= \Delta s + C_{11}\Phi_1 = 0,3 + 8,759409 \cdot 0,36 = 3,453387 \text{ мм} \\ \omega_{T2} &= \omega_k \left(C_{21} + C_{22} \frac{\pi}{2\Phi_2} \cos \frac{\pi}{2\Phi_2} \varphi_{K2} \right) = 104,7 \left(15,269536 + 0,106203 \frac{\pi}{2 \cdot 0,12} \cos \frac{\pi}{2 \cdot 0,12} \varphi_{K2} \right) \\ j_{T2} &= \omega_k^2 \left[-C_{22} \left(\frac{\pi}{2\Phi_2} \right)^2 \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \varphi_{K2} \right] = 104,7^2 \left[-0,106203 \left(\frac{\pi}{2 \cdot 0,12} \right)^2 \sin \frac{\pi}{2 \cdot 0,12} \varphi_{K2} \right] \end{aligned} \quad (7.11)$$

Второй участок отрицательных ускорений:

$$h_3 = h_{2k} + C_{31}(\Phi_3 - \varphi_{к3})^4 - C_{32}(\Phi_3 - \varphi_{к3})^2 + C_{33} = 5,39 + 2,524725(0,6 - \varphi_{к3})^4 - 14,542415(0,6 - \varphi_{к3})^2 + 4,908065$$

$$h_{2K} = \Delta s + C_{11}\Phi_1 + C_{21}\Phi_2 + C_{22} = 0,3 + 8,759409 \cdot 0,36 + 15,269536 \cdot 0,12 + 0,106203 = 5,39 \text{ мм} \quad (7.12)$$

$$\omega_{T3} = \omega_K \left[-4C_{31}(\Phi_3 - \varphi_{к3})^3 + 2C_{32}(\Phi_3 - \varphi_{к3}) \right] = 104,7 \left[\begin{matrix} -4 \cdot 2,524725(0,6 - \varphi_{к3})^3 + \\ + 2 \cdot 14,542415(0,6 - \varphi_{к3}) \end{matrix} \right]$$

$$j_{T3} = \omega_K^2 \left[12C_{31}(\Phi_3 - \varphi_{к3})^2 - 2C_{32} \right] = 104,7^2 \left[12 \cdot 2,524725(0,6 - \varphi_{к3})^2 - 2 \cdot 14,542415 \right]$$

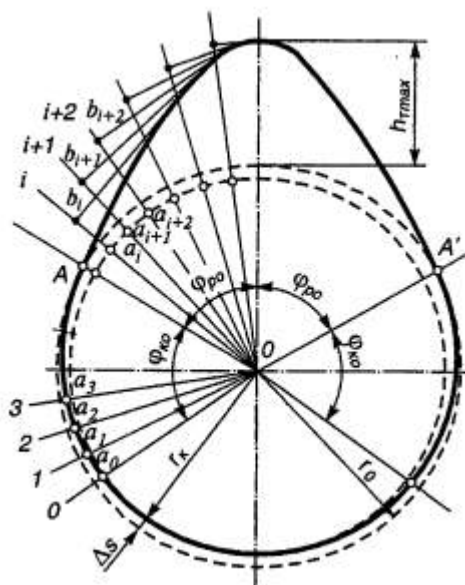


Рис. 7.2- Построение профиля безударного кулачка

Подставляя в (7.9), (7.10), (7.11) и (7.12) разные значения угла поворота кулачка находим текущие значения перемещения толкателя, скорости и ускорения. Данные расчетов сводим в таблицу 1.

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

ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

72

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

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

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

- наружная пружина:

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

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

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:

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

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------------|------|
| | | | | | ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 75 |

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

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

$$n_{c.в.} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot \delta_{np.в.}}{i_{p.в.} \cdot D_{np.в.}^2} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot 2,2}{7,4 \cdot 25^2} = 10322$$

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

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

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

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.

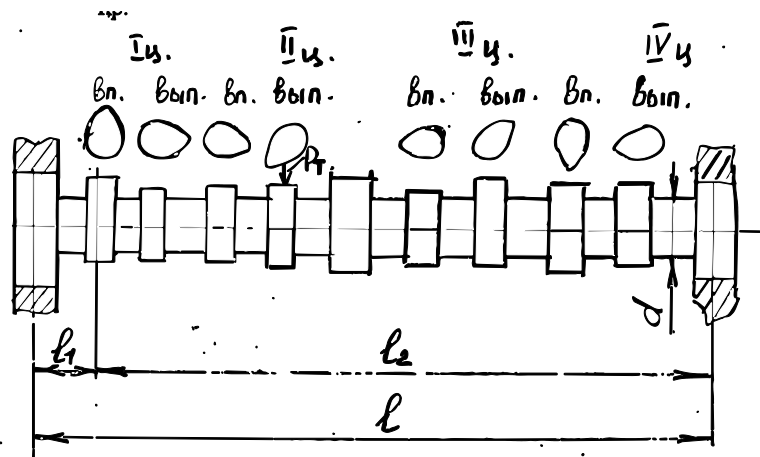


Рис. 7.3 – Расчетная схема распределительного вала

Максимальная сила, действующая на распределительный вал:

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

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

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

Стрела прогиба распределительного вала:

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

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

77

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.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 78 |

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.

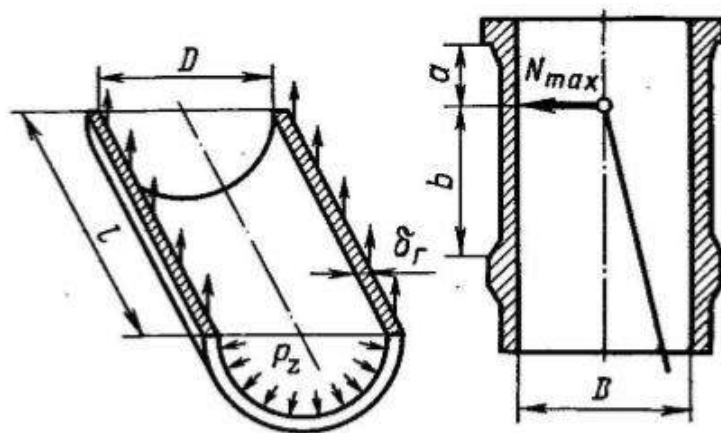


Рисунок 8.1 – Расчетная схема гильзы цилиндра.

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:

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

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 $\alpha_\sigma = 0,14$.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 80 |

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:

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

Сила предварительной затяжки:

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

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 :

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

Минимальная сила, растягивающая шпильки:

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

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 прочно-

сти определяется по пределу текучести:

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

9 СИСТЕМЫ 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.

Расчет 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:

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

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:

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

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.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 86 |

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:

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

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:

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

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:

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

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: $Q_{возд} = Q_{ж} = 67516$ Дж/с; средняя теплоемкости воздуха $c_{возд} = 1000$ Дж/(кг · К); объемный расход жидкости, проходящей через радиатор, принимается $G_{ж} = 0,00168$ м³/с; средняя плотность жидкости $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³.

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 $T_{\text{возд.вх}}=313$ – 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

$T_{\text{ср.возд}} = 325\text{К}$; напор, создаваемый вентилятором: $\Delta p_{\text{тр}} = 800\text{Па}$.

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:

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

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

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 89 |

где $\psi_d = 3,41$ – безразмерный коэффициент для плоских лопастей.

Частота вращения вентилятора с отдельным приводом:

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

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора:

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

где $\eta_v = 0,38$ – КПД клепанного вентилятора.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 90 |

10 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

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

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

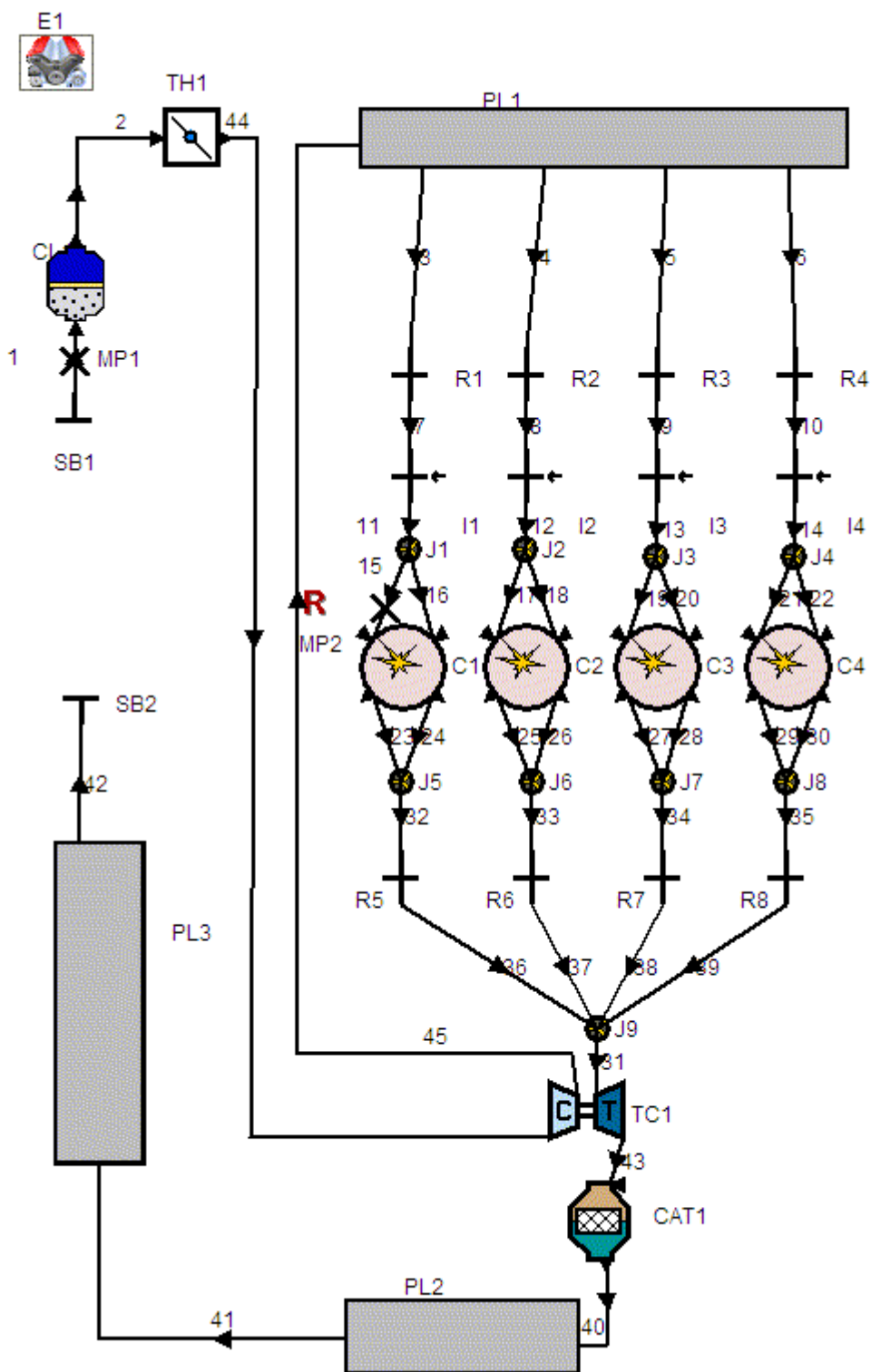


Рис 10.1 – Модель двигателя 4Ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом

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

ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

10.1.1 Математическая модель теплового расчета двигателя

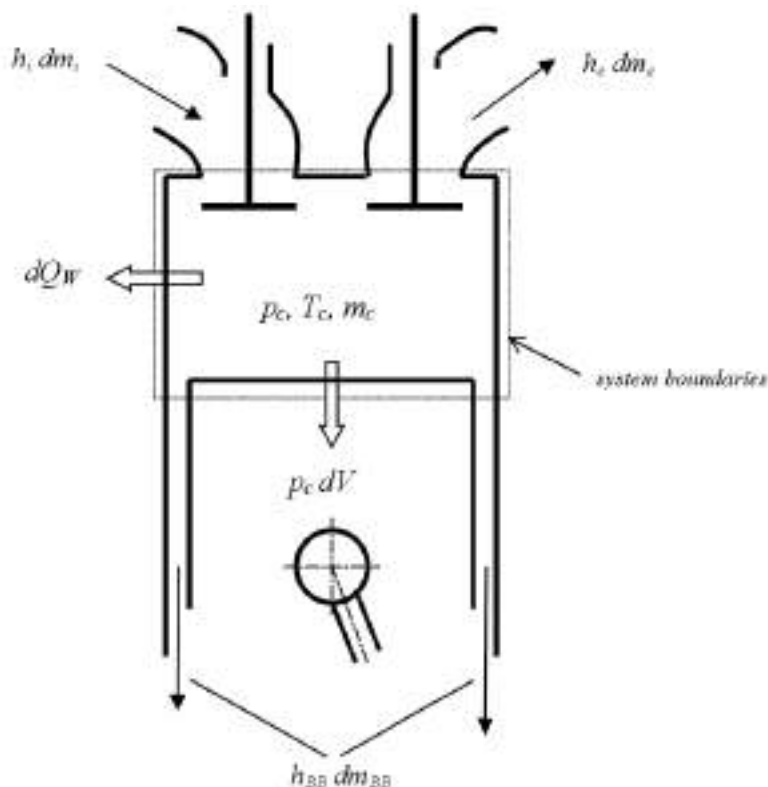


Рис. 10.2 – Обобщенная математическая модель надпоршневого пространства

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

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \sum \frac{dm_{en}}{d\varphi} - \sum \frac{dm_{вып}}{d\varphi} - \frac{dm_{ym}}{d\varphi} + \frac{dm_{ucn}}{d\varphi} \quad (10.2)$$

где $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\varphi}$ – изменение внутренней энергии рабочего тела внутри цилиндра; $p_c \cdot \frac{dV}{d\varphi}$ – 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.

10.1.2 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

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

Для сверхзвукового течения

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

где p_2 – статическое давление вытекающего газа; k – отношение теплоемкостей.

Действительную эффективную площадь потока можно определить:

$$A_{eff} = \mu \sigma \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (10.7)$$

где $\mu \sigma$ – коэффициент расхода; d – диаметр (рис. 2).

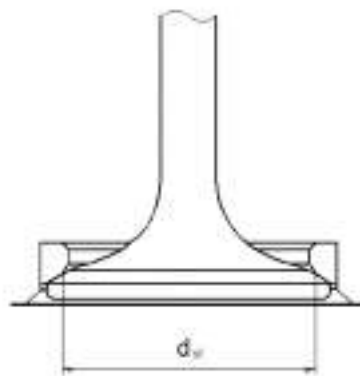


Рис. 10.3 – К расчету газодинамических явлений в клапанном механизме

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

ЮЧрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

94

Продувка (перекрытие клапанов)

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 – положение поршня относительно верхней мертвой точки; 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.

10.1.3 Теплопередача

Теплопередача в стенки камеры сгорания, цилиндра, днища поршня определяются уравнением Ньютона-Рихмана. Уравнение в общем виде приведено ниже:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}), \quad (10.10)$$

где Q_{wi} – количество теплоты, переданное в стенки элемента (головки цилиндра, цилиндра, поршня); A_i – площадь тепловоспринимающей поверхности элемента (головки цилиндра, цилиндра, поршня); α_w – коэффициент теплоотдачи; T_c – температура рабочего тела внутри цилиндра; T_{wi} – температура стенки элемента (головки цилиндра, цилиндра, поршня).

Текущая температура стенки цилиндров определяется:

$$T_L = T_{L_ВМТ} \cdot \frac{1 - e^{-c \cdot x}}{c \cdot x}, \quad (10.11)$$

$$c = \ln \left(\frac{T_{L_BMT}}{T_{L_HMT}} \right), \quad (10.12)$$

где T_L – текущая температура; T_{L_BMT} – температура стенки цилиндра в ВМТ; T_{L_HMT} – температура стенки цилиндра в НМТ; x – относительный ход поршня.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по уравнению Г. Вошни:

$$a_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left\{ c_1 \cdot C_{II} \cdot \left[1 + 2 \cdot \left(\frac{V_c}{V} \right)^2 \cdot p_i^{-0,2} \right] \right\}^{0,8} \quad (10.13)$$

$$c_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{C_B}{C_{II}} \quad (10.14)$$

где V_c – объем камеры сгорания; V – текущий объем пространства сжатия; 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 процессе газообмена используется формула:

$$a_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot (c_3 \cdot C_{II})^{0,8}, \quad (10.15)$$

$$c_3 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{C_B}{C_{II}}. \quad (10.16)$$

10.1.4 Определение утечки рабочего тела через неплотности

цилиндропоршневой группы.

Утечки рабочего тела из пространства сжатия определяются по уравнениям (4 – 6). Эффективная площадь потока A_{eff} утекающего рабочего тела рассчитывается по зависимости:

$$A_{eff} = D \cdot \pi \cdot \delta, \quad (10.17)$$

где D – диаметр цилиндра; δ – зазор между поршнем и цилиндром.

10.1.5 Сгорание

$$\frac{dm_b \cdot u_b}{d\varphi} = -p_c \cdot \frac{dV_b}{d\varphi} + \frac{dQ_F}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_{wb}}{d\varphi} + h_u \cdot \frac{dm_b}{d\varphi} - h_{ym.b} \cdot \frac{dm_{ym.b}}{d\varphi} \quad (10.18)$$

$$\frac{dm_u \cdot u_u}{d\varphi} = -p_c \cdot \frac{dV_u}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_{wu}}{d\varphi} - h_u \cdot \frac{dm_b}{d\varphi} - h_{ym.u} \cdot \frac{dm_{ym.u}}{d\varphi} \quad (10.19)$$

$$\frac{dV_b}{d\varphi} + \frac{dV_u}{d\varphi} = \frac{dV}{d\varphi} \quad (10.20)$$

$$V_b + V_u = V \quad (10.21)$$

$$\frac{dQ_F}{d\varphi} = Nu \cdot m_{цикл} \cdot 6,908 \cdot \left(\frac{m+1}{\varphi_z} \right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^m \cdot e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}} \quad (10.22)$$

где Nu – 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.

10.1.6 Модель Детонации

Для бензиновых двигателей с внешним смесеобразованием моделью детонации прогнозируется минимальное октановое число, необходимое для работы без нарушения сгорания. Порог для возникновения детонации превышен, если интеграл (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 $\tau_i(t)$ – задержка воспламенения рабочего тела в несгоревшей зоне камеры сгорания; tZ – продолжительность сгорания.

Задержка воспламенения рабочего тела в несгоревшей зоне камеры сгорания определяется полуэмпирическим уравнением:

$$\tau_i(t) = A \cdot \left(\frac{OЧ}{100} \right)^a \cdot p^{-n} \cdot e^{\frac{B}{T}} \quad (10.24)$$

где $A = 17,68$ мс; $a = 3,402$; $n = 1,7$; $B = 3800$ К.

10.1.7 Определение вредных веществ образующихся в камере

сгорания двигателя

Оксиды азота (NOx)

| | Реакция | $k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-T_{A_i}}{T}\right)}$ | k_0 | a | T_{A_i} , К |
|----|------------------------|---|----------------------|--------|---------------|
| R1 | $N_2 + O = NO + O$ | $r_1 = k_1 \cdot C_{N_2} \cdot C_O$ | $4,93 \cdot 10^{13}$ | 0,0472 | 38048,01 |
| R2 | $O_2 + N = NO + O$ | $r_2 = k_2 \cdot C_{O_2} \cdot C_N$ | $1,48 \cdot 10^8$ | 1,5 | 2859,01 |
| R3 | $N + OH = NO + H$ | $r_3 = k_3 \cdot C_N \cdot C_{OH}$ | $4,22 \cdot 10^{13}$ | 0 | 0 |
| R4 | $N_2O + O = NO + NO$ | $r_4 = k_4 \cdot C_{N_2O} \cdot C_O$ | $4,58 \cdot 10^{13}$ | 0 | 12130,6 |
| R5 | $O_2 + N_2 = N_2O + O$ | $r_5 = k_5 \cdot C_{N_2} \cdot C_{O_2}$ | $2,28 \cdot 10^{10}$ | 0,825 | 50569,7 |
| R6 | $OH + N_2 = N_2O + H$ | $r_6 = k_6 \cdot C_{OH} \cdot C_{N_2}$ | $9,14 \cdot 10^7$ | 1,148 | 36190,66 |

Все реакции в степени γ_i имеют единицу измерения (моль/см³ с). Концентрация N_2O рассчитывается в соответствии с:

$$C_{N_2O} = 1,1802 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,6125} \cdot e^{\left(\frac{9471,6}{T}\right)} \cdot C_{N_2} \cdot \sqrt{p_{O_2}} \quad (10.25)$$

Окончательная стадия образования/распада NO в [моль/см³с] рассчитывается как:

$$r_{NO} = C_{PostProcMult} \cdot C_{KineticMult} \cdot 2,0 \cdot (1 - \alpha^2) \cdot \frac{r_1}{1 + \alpha \cdot AK_2} \cdot \frac{r_4}{1 + AK_4} \quad (10.26)$$

где: $\alpha = \frac{C_{NO,act}}{C_{NO,eq}} \cdot \frac{1}{C_{PostProcMult}}$, $AK_2 = \frac{r_1}{r_2 + r_3}$, $AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6}$.

Монооксид углерода (CO)

| | Реакция | Скорость протекания реакции |
|----|-----------------------|---|
| R1 | $CO + OH = CO_2 + H$ | $r_1 = 6,76 \cdot 10^{10} \cdot e^{\left(\frac{T}{1102,0}\right)} \cdot C_{CO} \cdot C_{OH}$ |
| R2 | $CO + O_2 = CO_2 + O$ | $r_2 = 2,51 \cdot 10^{12} \cdot e^{\left(\frac{-24055,0}{T}\right)} \cdot C_{CO} \cdot C_{O_2}$ |

$$r_{CO} = C_{const} \cdot (r_1 + r_2) \cdot (1 - \alpha) \quad (10.27)$$

где $\alpha = \frac{C_{CO,act}}{C_{CO,eq}}$.

Образование не сгоревших углеводородов (CH)

В двигателе с искровым зажиганием образование несгоревших углеводородов имеет различные пути. Полное описание процесса их формирования пока отсутствует. Тем не менее, в программном комплексе AVL Boost предложена феноменологическая модель, которая учитывает основные механизмы формирования углеводородов в зависимости от рабочего цикла и параметров двигателя.

В двигателях с искровым зажиганием можно выделить следующие основные источники несгоревших углеводородов:

1. Часть заряда, которая заняла объемы зазоров (между поршнем, цилиндром и поршневыми кольцами) не сгорает, так как происходит гашение пламени.

2. Пары топлива, впитывающиеся в слой масла и отложения на стенках цилиндра во время впуска и сжатия. При снижении давления в цилиндре во время такта расширения происходит последующая десорбция, по этой причине сгорание топлива не полное.

3. Гашение пламени в пристеночной области камеры сгорания.

4. Случайные пропуски воспламенения.

5. Для двигателей с впрыском топлива во впускной коллектор в период перекрытия клапанов пары топлива могут перетекать в систему выпуска отработавших газов.

$$m = \frac{p \cdot V \cdot M}{R \cdot T} \quad (10.28)$$

$$\frac{\partial w_F}{\partial t} - D \cdot \frac{\partial^2 w_F}{\partial r^2} = 0 \quad (10.29)$$

$$D = 7,4 \cdot 10^{-8} \cdot M^{0,5} \cdot T \cdot v_f^{-0,6} \cdot \mu^{-1}, \quad (10.30)$$

где M – молекулярный вес масла [г/моль]; T – температура масла [К]; v_f – молярный объем топлива при нормальных условиях кипения [см³/моль]; μ – вязкость масла [сантипуаз].

$$F_{prob} = F \cdot C_1 \cdot e^{\{-(q_{EVO}-q_{90})/(-0,35[q_{90}-q_0])\}} \quad (10.31)$$

$$C_1 = 0,0032 + \frac{(\phi - 1)}{22}, \quad (10.32)$$

$$C1 = 0,003 + [1,1 \cdot (\phi - 1)]^4 \quad (10.33)$$

$$\frac{dC_{CH}}{dt} = -F_{Ox} \cdot A_{Ox} \cdot C_{O_2} \cdot C_{CH} \cdot e^{-\frac{T_{Ox}}{T}}, \quad (10.34)$$

где C_{CH} – концентрация углеводородов [кмоль/м³]; C_{O_2} – концентрация кислорода [кмоль/м³]; F_{Ox} – настраиваемый параметр; T_{Ox} – температура активации, по умолчанию в программе $T_{Ox} = 18790.0$ [К]; A_{Ox} – фактор частоты соударений, по умолчанию в программе $A_{Ox} = 7.7E12$ [м³·с / кмоль].

10.1.8 Расчет компонентов «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 РТ, содержащаяся в объеме; u – удельная внутренняя энергия РТ; P_{pl} – давление в объеме; V – объем; Q_w – тепловые потери в стенки объема; α – угол поворота коленчатого вала; dm_i – масса элемента, поступившего в объем; dm_e – масса элемента, покинувшего объем; h_i – энтальпия элемента, поступившего в объем; h_e – энтальпия элемента, покинувшего объем; Q_{reac} – источник энтальпии вследствие химических реакций.

Теплообмен внутри объема

$$\alpha = 0,018 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_0 \cdot \rho \cdot u_{ch}^{0,8} \cdot L_{ch}^{-0,2} \cdot 0,2 \cdot (0,127 + 1,3 \cdot T \cdot 10^{-4}) \quad (10.36)$$

$$L_{ch} = \sqrt[3]{V} \quad (10.37)$$

$$u_{ch} = \frac{1}{n} \cdot \sum_n u_{pipe} \cdot \frac{A_{pipe}}{L_{ch}^2} \quad (10.38)$$

10.1.9 Расчет компонентов «Ограничитель»

Моделирование потока через ограничение потока (и поворотный клапан) основано на уравнении энергии, уравнении неразрывности и формулы для изоэнтропического изменения состояния:

$$G = A_{geo} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \psi \quad (10.39)$$

для дозвукового течения

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (10.40)$$

для сверхзвукового течения

$$\psi = \psi_{max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}}, \quad (10.41)$$

где G – массовый расход; A_{geo} – эффективная площадь потока; p_{01} – давление поступающего заторможенного потока; T_{01} – температура поступающего заторможенного потока; R_0 – газовая постоянная; p_2 – статическое давление вытекающего газа; k – отношение теплоемкостей.

10.1.10 Расчет компонента «Форсунка»

$$G = C_{evap} \cdot k_q \cdot A_p \cdot P_g \cdot \left(\frac{y_{q,sat} - y_q}{1 - y_{q,sat}} \right) \cdot MW_q \quad (10.42)$$

$$sh = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Sh^{0.22} \quad (10.43)$$

10.1.11 Расчет механических потерь

Суммарное среднее давление механических потерь складывается из:

$$P_m = P_{\text{коленвала}} + P_{\text{порш.гр.}} + P_{\text{клап.мех}} + P_{\text{вспом.мех.}} \quad (10.44)$$

Среднее давление механических потерь на трение вращения коленчатого вала определяется ($P_{\text{коленвала}}$):

$$P_{\text{коленвала}} = C_{cb} \cdot \left(\frac{n \cdot d_k^3 \cdot L_k \cdot i_k}{D^2 \cdot S \cdot i_u} \right) + C_{CS} \cdot \left(\frac{d_k}{D^2 \cdot S \cdot i_k} \right) + C_{td} \cdot \left(\frac{n^2 \cdot d^2 \cdot i_u}{i_k} \right), \quad (10.45)$$

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, Па/мин⁻¹·м; C_{CS} – коэффициент потерь на трение в уплотнении коренных подшипниках, Па·м²; C_{td} – коэффициент потерь на трение за счет вязкой диссипации Па·с²/м²·мин⁻¹.

Среднее давление механических потерь на трение в поршневой группе ($P_{\text{порш.гр.}}$) определяется по уравнению:

$$P_{\text{порш.гр.}} = C_{pb} \cdot \left(\frac{n \cdot d_{ш}^3 \cdot L_{ш} \cdot i_{ш}}{D^2 \cdot S \cdot i_u} \right) + C_{ps} \cdot \left(\frac{S \cdot n}{30 \cdot D} \right) + C_{pr} \cdot \left(1 + \frac{1000}{n} \right) \cdot \left(\frac{1}{D^2} \right) \cdot C_0 \cdot \frac{P_i}{P_a} \cdot \left(0,088 \cdot r_c + 0,182 \cdot r_c^{\left(1,33 - 0,0238 \frac{S \cdot n}{30} \right)} \right) \quad (10.46)$$

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 (рклап.мех.) определяется зависимостью:

$$p = C_{vB} \cdot \left(\frac{n \cdot i_{n.pв.}}{D^2 \cdot S \cdot i_{ц}} \right) + C_{v0} + C_{vH} \cdot \left(\frac{L_{кл}^{1.5} \cdot n^{0.5} \cdot i_{кл}}{D \cdot S \cdot i_{ц}} \right) + C_{vM} \cdot \left(1 + \frac{1000}{n} \right) \cdot \frac{L_{кл} \cdot i_{кл}}{S \cdot i_{ц}} + p_{толкателя} \quad (10.47)$$

где $i_{п.рв.}$ – 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} – ; $p_{толкателя}$ – потери в толкателе.

Потери на трение толкателя определяются зависимостью:

– для плоского

$$p_{толкателя} = C_{vf} \cdot \left(1 + \frac{1000}{n} \right) \cdot \frac{i_{кл}}{S \cdot i_{ц}} \quad (10.48)$$

– для роликового

$$p_{толкателя} = C_{vr} \cdot \left(\frac{n \cdot i_{кл}}{S \cdot i_{ц}} \right) \quad (10.49)$$

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:

$$p_{вспом.мех.} = 6,23 \cdot 10^{-3} + 5,22 \cdot n - 1,79 \cdot 10^{-4} \cdot n^2. \quad (10.50)$$

10.2 Результаты синтеза рабочих циклов

Совершенствование бензиновых двигателей внутреннего сгорания связано с повышением топливной экономичности, увеличением мощности, снижением массогабаритных показателей и др. Для массово выпускаемых двигателей номинальная частота вращения коленчатого вала (n) составляет 4500...6000 мин⁻¹, а её дальнейшее повышение не является целесообразным, поскольку возрастают инерционные нагрузки, механические потери, скорость изнашивания цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ). К перспективным направлениям развития бензиновых двигателей можно отнести их форсирование газотурбинным наддувом.

В программе AVL Boost была создана модель двигателя 4Ч 8,2/7,56 с газотурбинным наддувом.

Исходные данные, изменяемые по частоте вращения при синтезе рабочих циклов, сведены в таблицу 10.1.

Таблица 10.1

| n , мин ⁻¹ | α | θ , град ПКВ | φ_z , град ПКВ | p_k , МПа |
|-------------------------|----------|---------------------|------------------------|-------------|
| 840 | 0,912 | -9 | 45 | 1,05 |
| 990 | 0,912 | -5,5 | 45 | 1,10 |
| 1170 | 0,912 | 4 | 45 | 1,15 |
| 1380 | 0,912 | 4 | 45 | 1,20 |
| 1650 | 0,912 | 8,5 | 45 | 1,25 |
| 1950 | 0,901 | 9 | 46 | 1,30 |
| 2310 | 0,901 | 7,5 | 47 | 1,35 |
| 2730 | 0,893 | 10,5 | 48 | 1,40 |
| 3210 | 0,893 | 12,5 | 49 | 1,45 |
| 3840 | 0,893 | 11,5 | 50 | 1,50 |
| 4530 | 0,847 | 12 | 50 | 1,50 |
| 5000 | 0,832 | 16,5 | 50 | 1,50 |

Перемещение клапана:

$$h = h_{\text{макс}} \cdot \left[1 + C_2 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^2 + C_P \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^P + C_q \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^q + C_r \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^r + C_S \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^S \right]$$

Скорость клапана:

$$V = h_{\text{макс}} \cdot \left(\frac{\omega}{\varphi_{P0}} \right) \cdot \left[2 \cdot C_2 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right) + p \cdot C_P \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{P-1} + q \cdot C_q \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{q-1} + r \cdot C_r \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{r-1} + s \cdot C_S \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{S-1} \right]$$

Ускорение клапана:

$$J = h_{\text{макс}} \cdot \left(\frac{\omega}{\varphi_{P0}} \right)^2 \cdot \left[2 \cdot C_2 + p \cdot (p-1) \cdot C_P \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{P-2} + q \cdot (q-1) \cdot C_q \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{q-2} + r \cdot (r-1) \cdot C_r \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{r-2} + s \cdot (s-1) \cdot C_S \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{P0}} \right)^{S-2} \right]$$

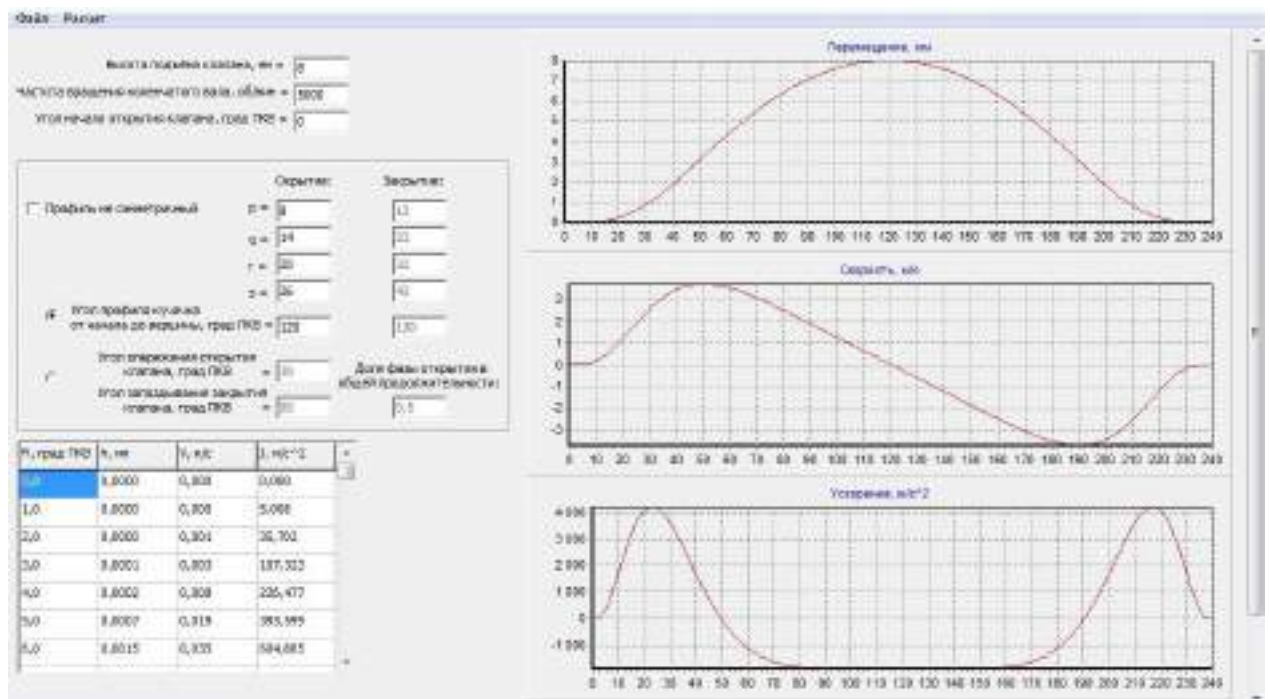


Рис. 10.1 – Главное окно программы

По разработанной программе смоделированы два впускных (рис. 10.2 и 10.3) и три выпускных (рис. 10.4 и 10.5) законов движения клапанов. Характеристики профилей следующие: для впускных клапанов продолжительность открытия 240 и 260 град. ПКВ, высота подъема 7,62 мм; для выпускных

клапанов продолжительность открытия 240, 260 и 280 град. ПКВ, высота подъема 7,67 мм.

При расчетах

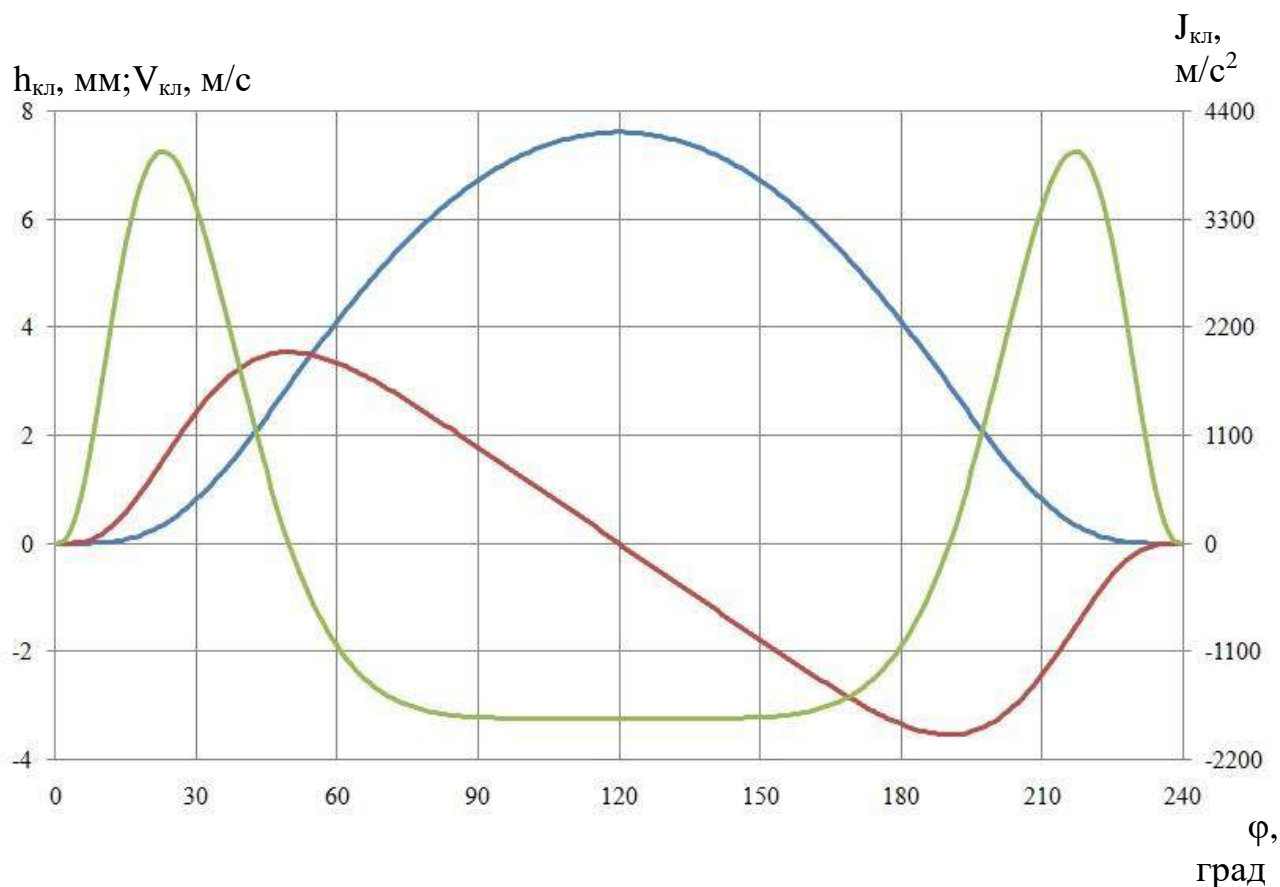


Рис. 10.2 – Перемещение, скорость и ускорение впускного клапана (h_{кл} = 7,62, ф_{кл} = 240 град ПКВ)

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

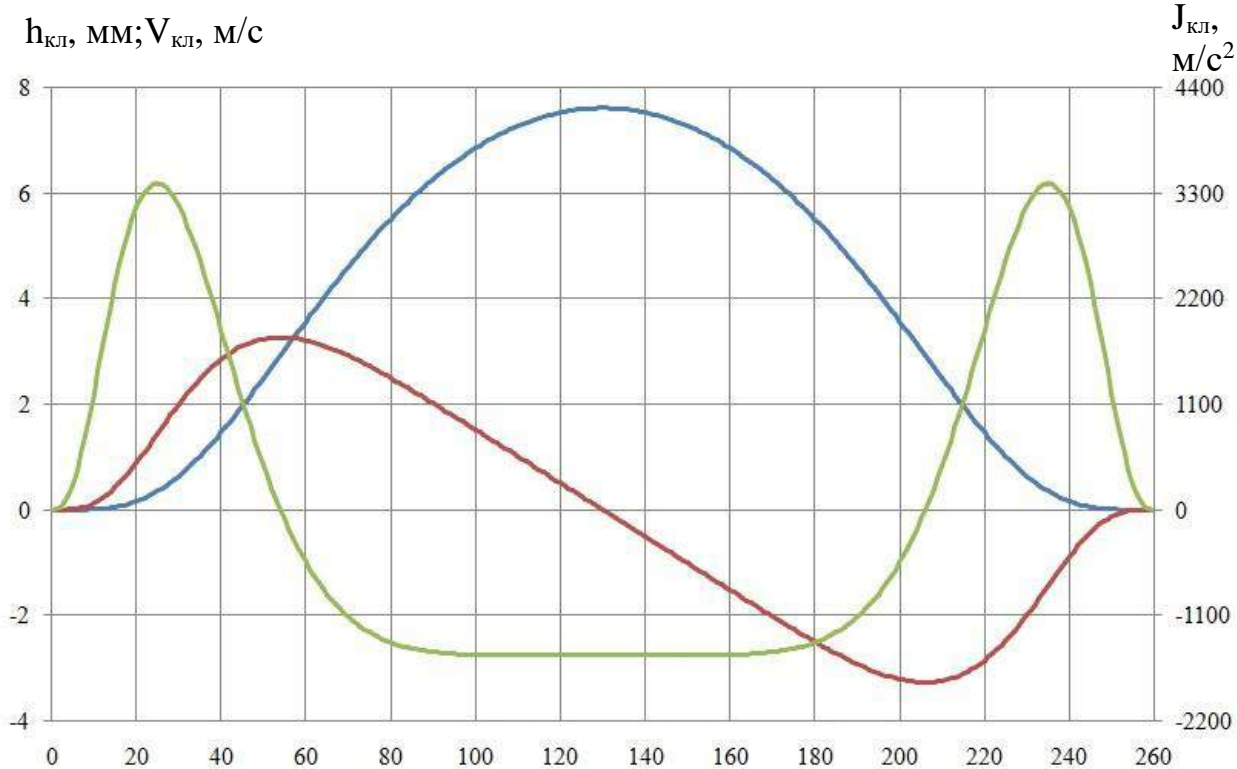


Рис. 10.3 – Перемещение, скорость и ускорение впускного клапана
($h_{кв} = 7,62$, $\varphi_{кв} = 260$ град ПКВ)

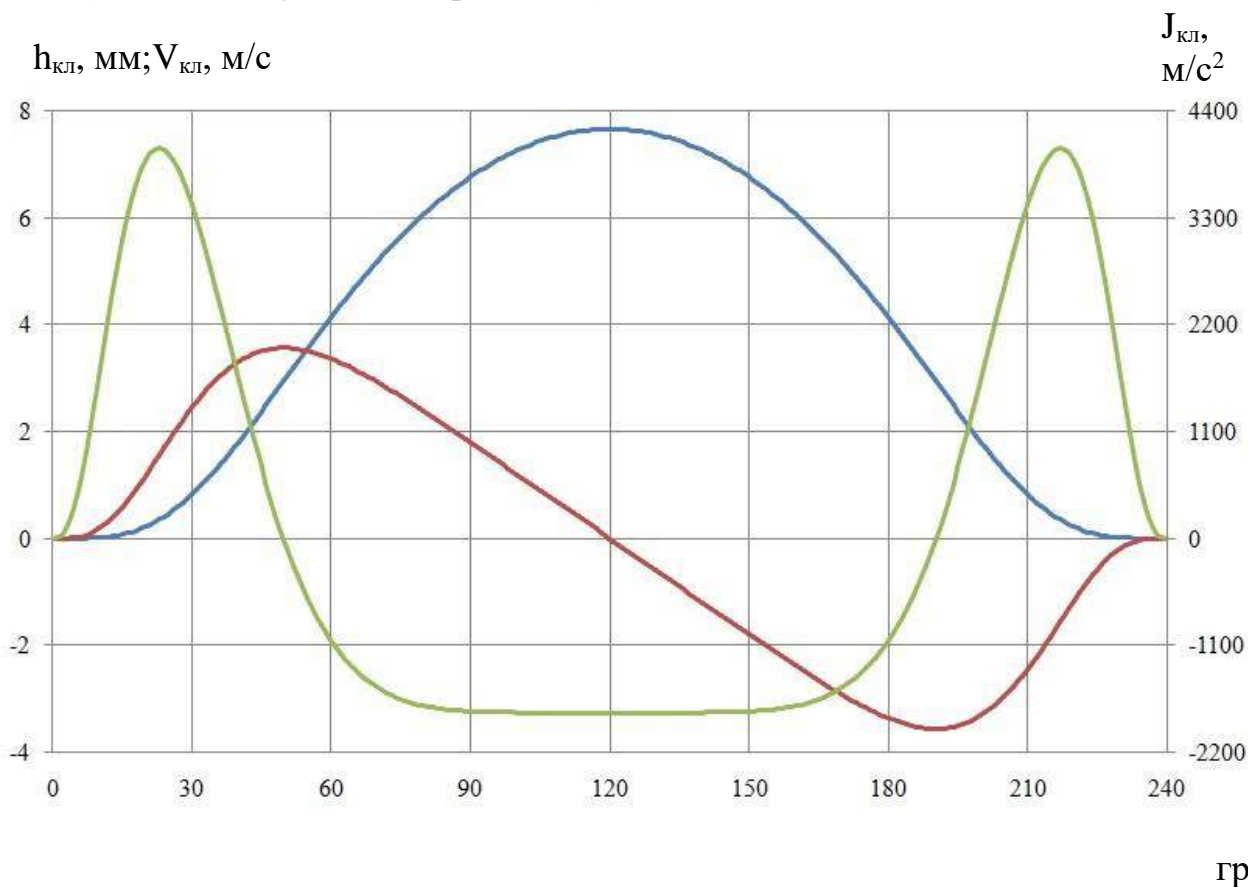


Рис. 10.4 – Перемещение, скорость и ускорение выпускного клапана
($h_{кв} = 7,67$, $\varphi_{кв} = 240$ град ПКВ)

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

ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

108

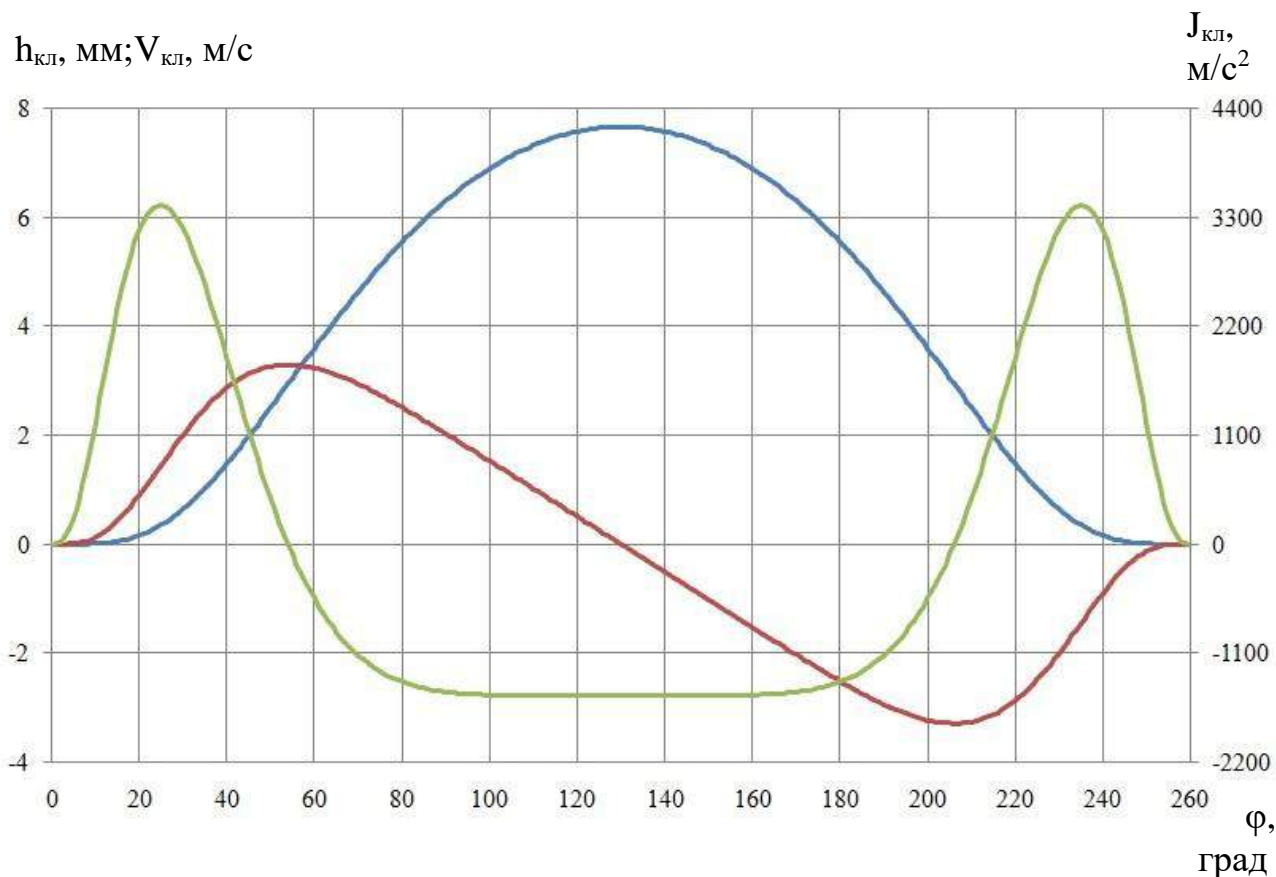


Рис. 10.5 – Перемещение, скорость и ускорение выпускного клапана
($h_{кл} = 7,67$, $\phi_{кл} = 260$ град ПКВ)

Для определения оптимальных углов опережения открытия впускных и выпускных клапанов выполнена серия расчетов результаты, которых сведены в таблицу 10.2. Параметрическое исследование выполнялась для законов с продолжительностью подъема 240 градусов поворота коленчатого вала, как для впускных, так и для выпускных клапанов. В качестве определяющих параметров выбраны эффективная мощность (рис. 10.6), крутящий момент (10.7) и эффективный удельный расход топлива двигателем (10.8).

Из анализа полученных результатов выявлено, что наилучшая эффективная мощность, крутящий момент и топливная экономичность достигаются в интервале углов опережения открытия впускных клапанов 20...25 град ПКВ до верхней мертвой точки не зависимо от углов опережения открытия выпускных клапанов. Приемлемому углу опережения открытия

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

выпускных клапанов соответствует значению 33 град ПКВ до нижней мертвой точки.

Таблица 10.2

| фвп. о.о., град ПКВ | фвып. о.о., град ПКВ | | | | | | | | |
|------------------------------|----------------------|-------|-------|--------|--------|--------|-------------|--------|--------|
| | 23 | 33 | 43 | 23 | 33 | 43 | 23 | 33 | 43 |
| | Ne, кВт | | | M, Н·м | | | ge, г/кВт·ч | | |
| -10 | 57,76 | 58,16 | 58,73 | 171,83 | 173,02 | 174,71 | 262,04 | 260,08 | 259,45 |
| 0 | 62,95 | 63,13 | 62,66 | 187,26 | 187,8 | 186,42 | 261,01 | 259,11 | 258,85 |
| 10 | 66,44 | 67,23 | 66,5 | 197,65 | 200 | 197,84 | 260,67 | 258,6 | 258,41 |
| 20 | 68,25 | 69,39 | 68,97 | 203,04 | 206,43 | 205,17 | 260,64 | 258,55 | 258,25 |
| 30 | 68,29 | 69,44 | 69,2 | 203,17 | 206,60 | 205,86 | 260,93 | 259,06 | 258,71 |
| 40 | 66,92 | 67,95 | 67,84 | 199,07 | 202,14 | 201,83 | 262,25 | 260,55 | 260,06 |
| 50 | 64,65 | 65,66 | 65,54 | 192,34 | 195,33 | 194,98 | 264,49 | 263,05 | 262,44 |

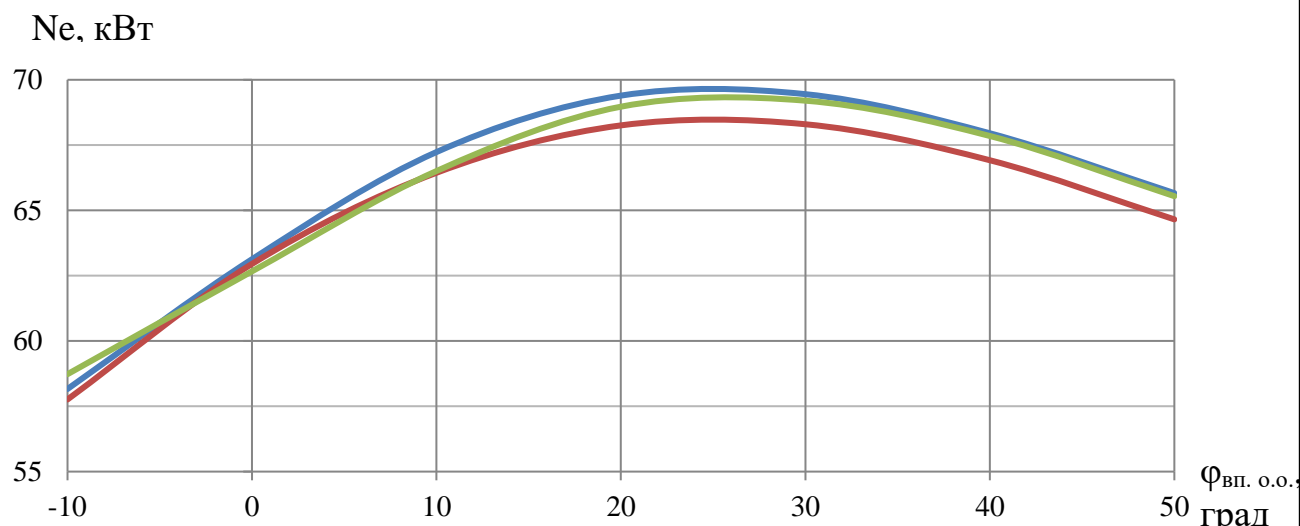


Рис. 10.6 – Зависимость эффективной мощности от угла опережения открытия выпускных клапанов при частоте вращения коленчатого вала двигателя 3210 мин⁻¹

(— фвып. о.о. = 23 град ПКВ; — фвып. о.о. = 33 град ПКВ; — фвып. о.о. = 43 град ПКВ)

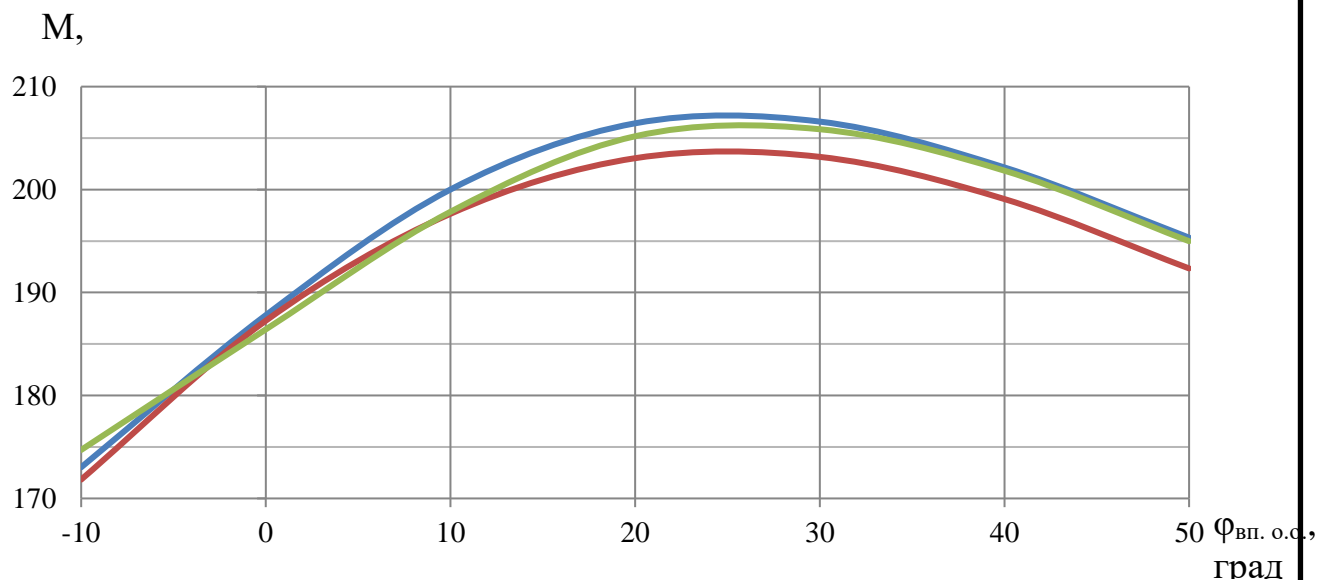


Рис. 10.7 – Зависимость крутящего момента от угла опережения открытия впускных клапанов при частоте вращения коленчатого вала двигателя 3210 мин^{-1}

(— фвып. о.о. = 23 град ПКВ; — фвып. о.о. = 33 град ПКВ;
 — фвып. о.о. = 43 град ПКВ)

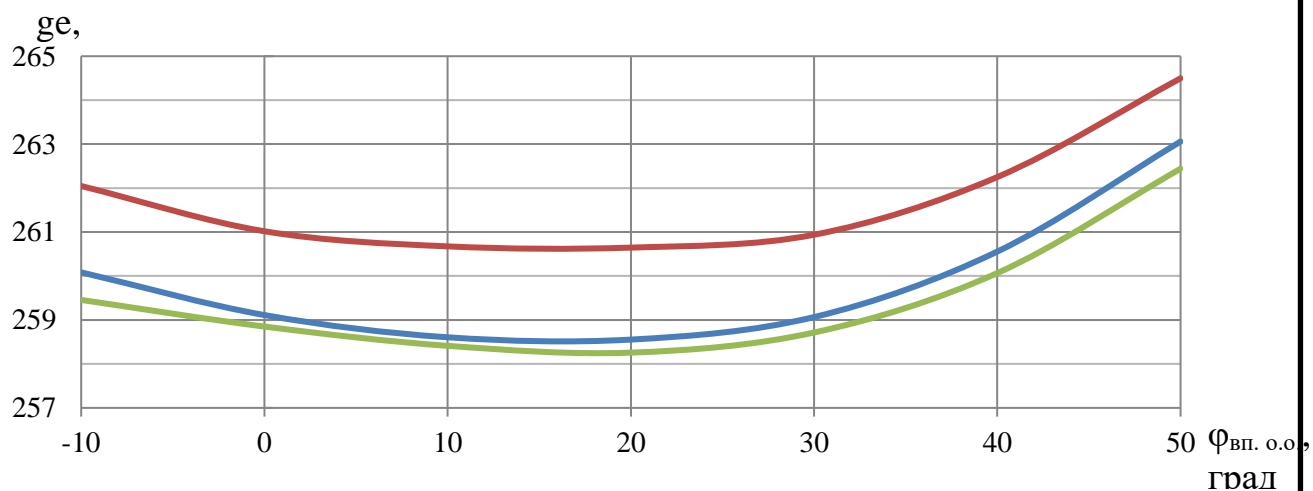


Рис. 10.8 – Зависимость эффективного удельного расхода топлива от угла опережения открытия впускных клапанов при частоте вращения коленчатого вала двигателя 3210 мин^{-1} (— фвып. о.о. = 23 град ПКВ;
 — фвып. о.о. = 33 град ПКВ; — фвып. о.о. = 43 град ПКВ)

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

Используя данные параметрических исследований, сформированы три различных варианта фаз газораспределения двигателя 4Ч 8,2/7,56. Первый вариант фаз газораспределения, приведенный в таблице 10.3, является стандартным для двигателя прототипа, а со второго по четвертый опытные.

Таблица 10.3

| Варианты фаз газораспределения | Впускные клапаны | | | Выпускные клапаны | | | фпер. кл., град ПКВ |
|--------------------------------|-------------------|-------------------|---------------|--------------------|--------------------|---------------|---------------------|
| | фвп о.о, град ПКВ | фвп з.з, град ПКВ | фкл, град ПКВ | фвып о.о, град ПКВ | фвып з.з, град ПКВ | фкл, град ПКВ | |
| 1 (Штатный) | 30 | 58 | 268 | 53 | 24 | 257 | 54 |
| 2 (Опытный) | 20 | 40 | 240 | 33 | 27 | 240 | 47 |
| 3 (Опытный) | 20 | 40 | 240 | 72 | 28 | 280 | 48 |
| 4 (Опытный) | 20 | 60 | 260 | 33 | 47 | 260 | 67 |

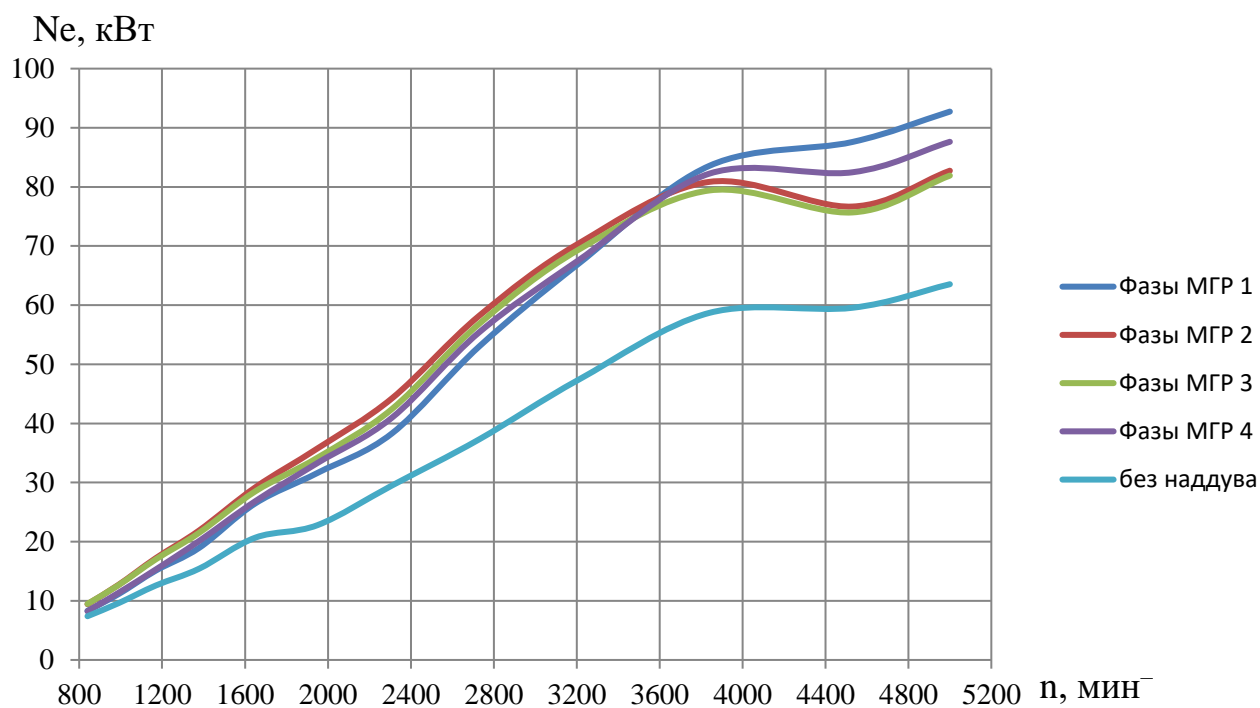


Рис. 10.9 – Зависимость эффективной мощности от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

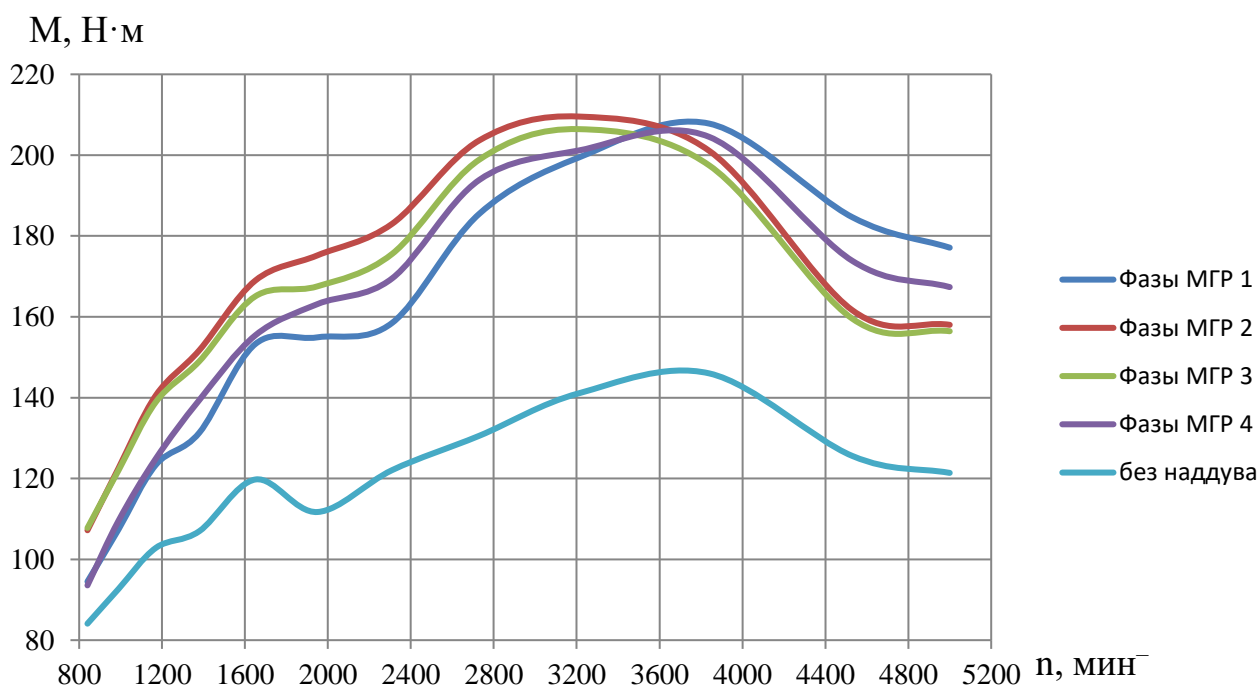


Рис. 10.10 – Зависимость крутящего момента от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

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

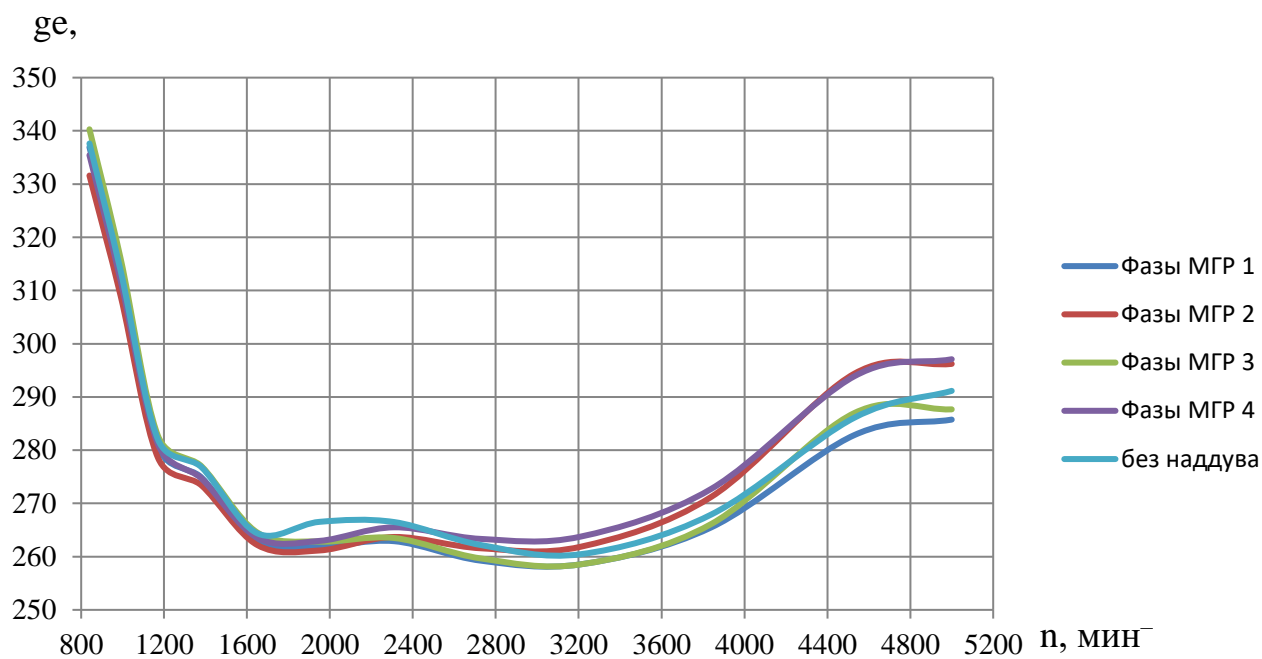


Рис. 10.11 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

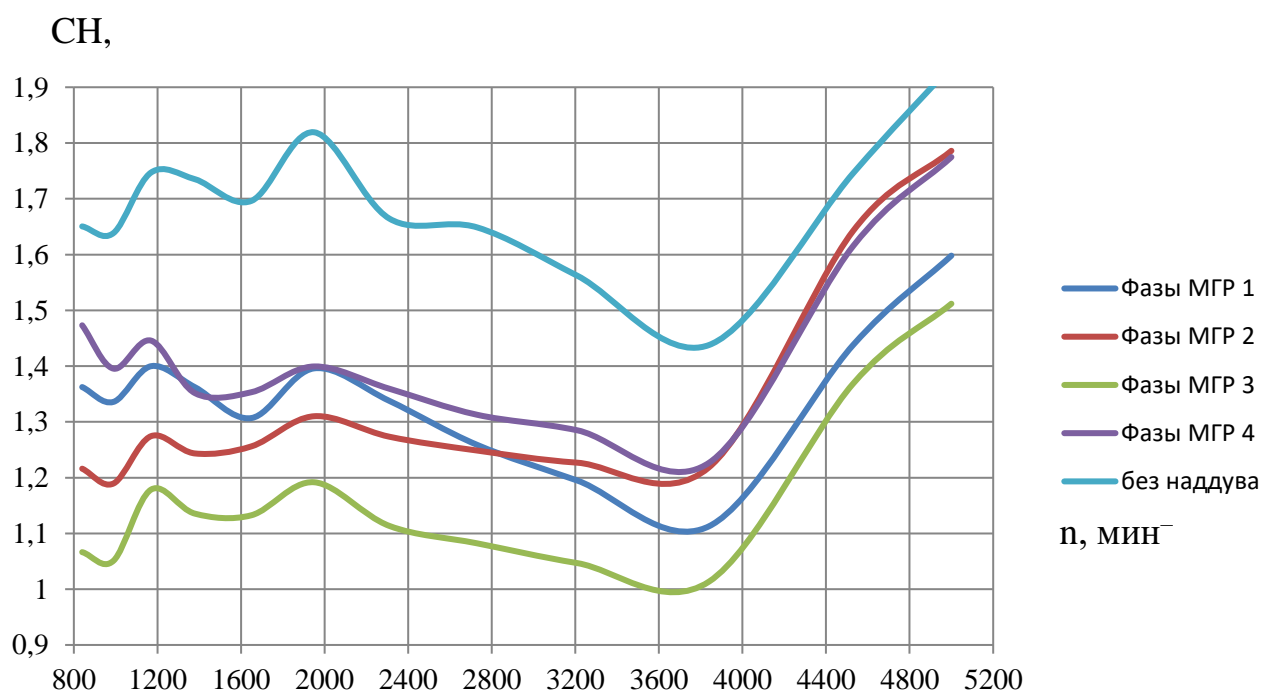


Рис. 10.12 – Зависимость выбросов СН от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

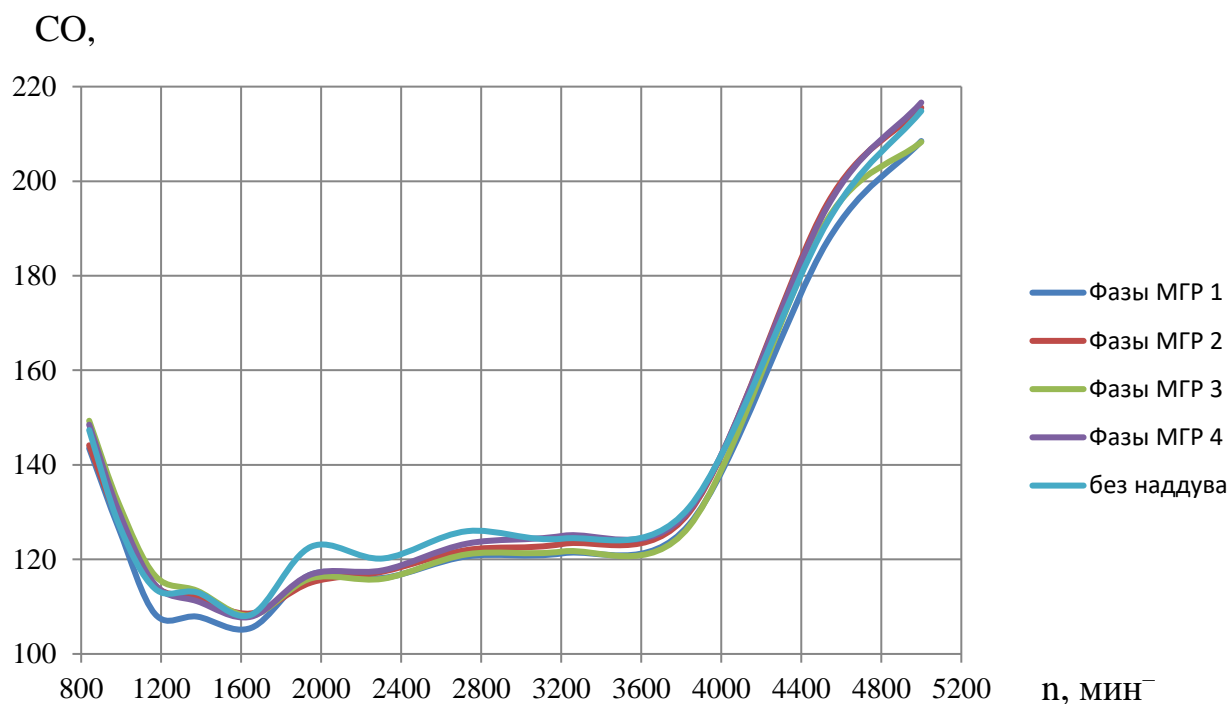


Рис. 10.13 – Зависимость выбросов CO от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

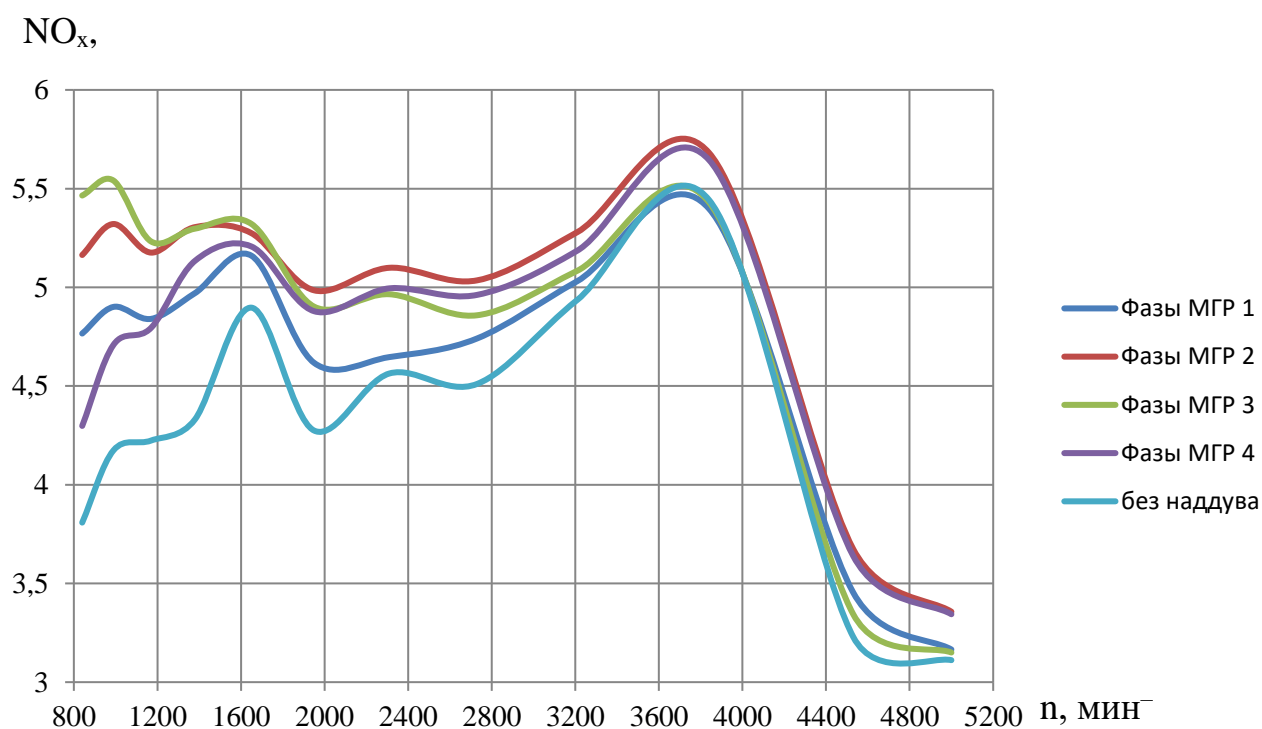


Рис. 10.14 – Зависимость выбросов NO_x от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

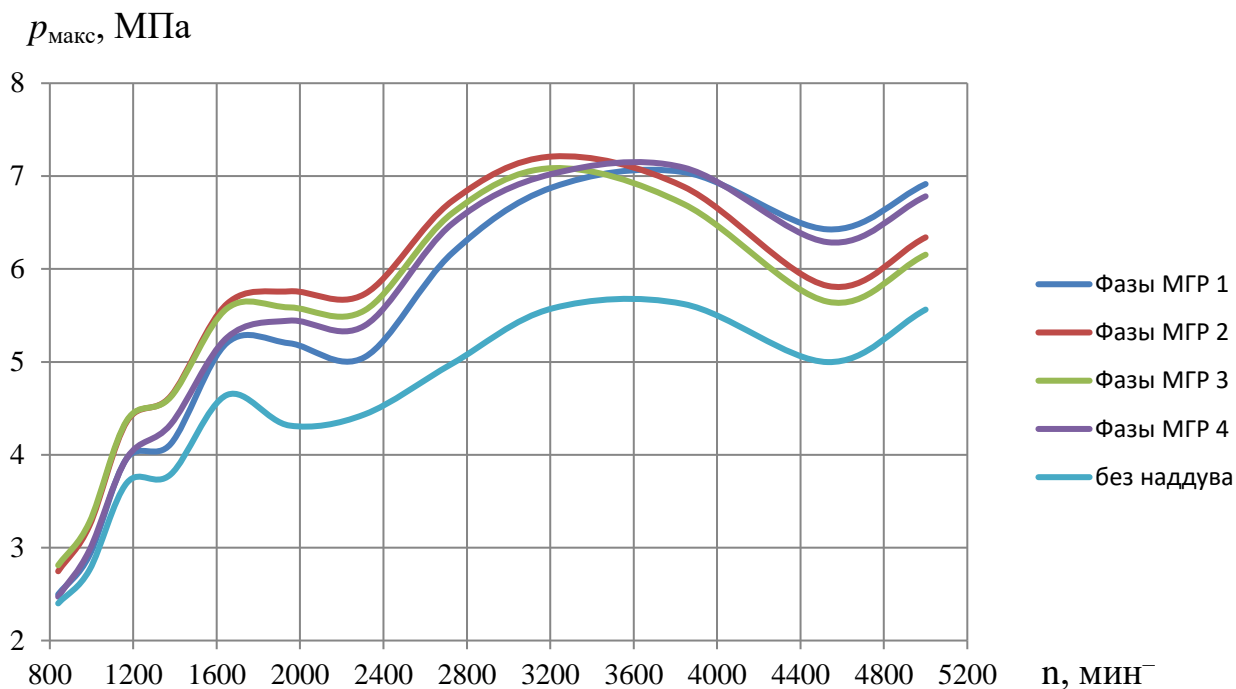


Рис. 10.15 – Зависимость максимального давления рабочего тела в камере сгорания от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

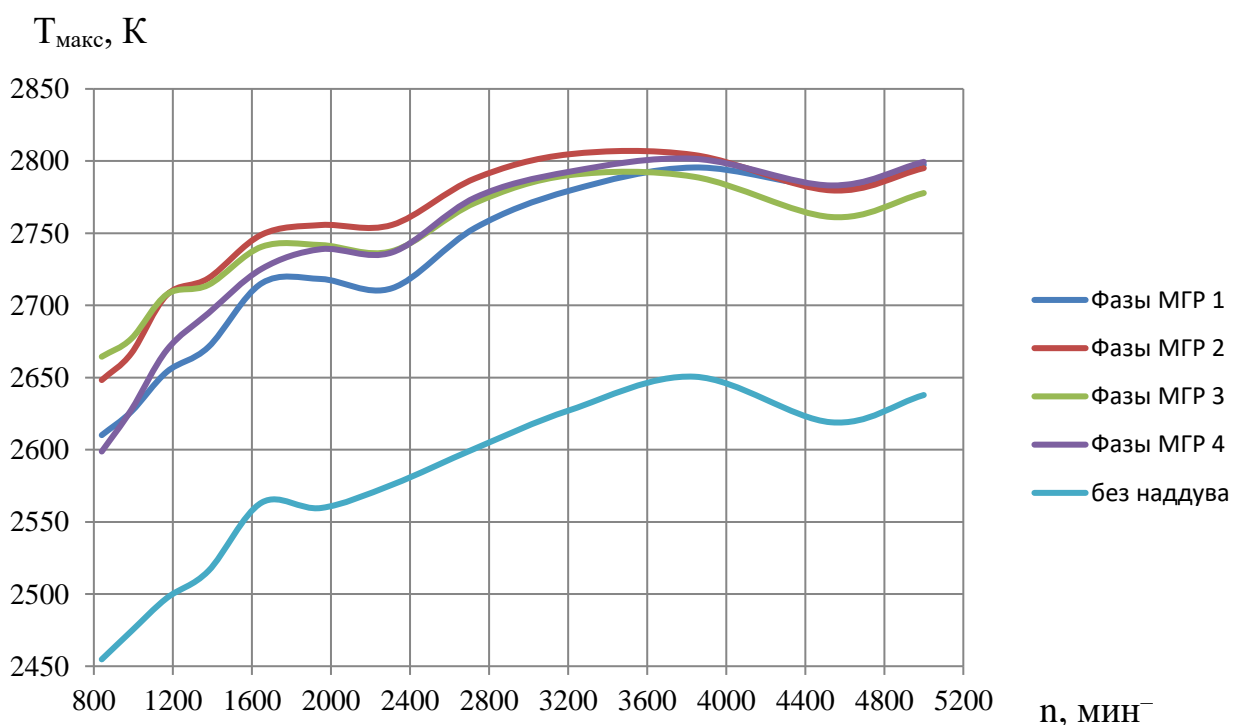


Рис. 10.16 – Зависимость максимальной температуры рабочего тела в камере сгорания от частоты вращения при различных законах перемещения впускного и выпускного клапанов

Из анализа полученных данных можно отметить, что эффективная мощность и крутящий момент двигателя для опытных фаз газораспределения имеют большие значения от 5 до 15 %. Однако на режиме номинальной мощности для всех опытных фаз газораспределения имеется её снижение на 5...12% относительно стандартного двигателя прототипа форсированного газотурбинным наддувом. Снижение удельного эффективного расхода топлива наблюдается в области низких частот вращения от 840 до 2000 мин⁻¹ и составляет 0,5...4 г/кВт·ч в сравнении с двигателем прототипом. При увеличении частоты вращения до номинальной (5000 мин⁻¹) происходит повышение удельного эффективного расхода топлива на 4% относительно двигателя прототипа с газотурбинным наддувом, что составляет 12 г/кВт·ч. Сравнение ряда параметров изложено в таблице 10,4.

Из результатов расчета можно отметить некоторое ухудшение показателей токсичности отработавших газов, таких как монооксид углерода и оксиды азота. Удельный расход монооксида углерода до нейтрализатора для двигателя прототипа, форсированного газотурбинным наддувом, является самым низким. К переходу на другие законы движения впускных и выпускных клапанов повышение удельного расхода монооксида углерода составляет от 0,5 до 7% (не более 8 г/кВт·ч). Аналогичная ситуация наблюдается с образованием оксидов азота. Для вариантов фаз газораспределения № 2 и 3 по всей внешней скоростной характеристике происходит увеличение удельного расхода оксидов азота до нейтрализатора от 0,5 до 14,7 % и составляет 0,05...0,7 г/кВт·ч. Изменение выбросов несгоревших углеводородов по внешней скоростной характеристике имеет иную закономерность. Для варианта фаз газораспределения № 2 в области частот вращения коленчатого вала двигателя 840...2800 мин⁻¹ происходит снижение содержания несгоревших углеводородов в отработавших газах ДВС перед нейтрализатором до 10 %. При дальнейшем увеличении частоты вращения коленчатого вала происходит постепенное увеличение выбросов несгоревших углеводородов с ОГ до 11%. Для варианта №3 фаз газораспределения

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|---|-------------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | <i>Лист</i> |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | 117 |

снижение выбросов СН в отработавших газах до нейтрализатора составляет от 5 до 22 % во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала. Варианту №4 фаз газораспределения соответствует увеличение выбросов СН в отработавших газах до нейтрализатора на 1...12 % для всего интервала п.

Таблица 10.4

| Параметр | Вариант фаз газораспределения | | | | |
|-----------------------|-------------------------------|-------|-------|-------|-------------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | Без наддува |
| Ne, кВт | 92,7 | 82,7 | 81,9 | 87,6 | 63,5 |
| Mmax, Н·м | 207,8 | 209,6 | 206,4 | 204,5 | 146 |
| nm, мин ⁻¹ | 3840 | 3210 | 3210 | 3840 | 3840 |
| Km | 1,173 | 1,326 | 1,320 | 1,222 | 1,203 |
| Kn | 1,302 | 1,558 | 1,558 | 1,302 | 1,302 |
| ge min, г/кВт·ч | 258,6 | 261,6 | 258,6 | 263 | 260,5 |
| pmax, МПа | 7,042 | 7,211 | 7,086 | 7,091 | 5,623 |
| Tmax, К | 2797 | 2805 | 2790 | 2802 | 2638 |

При создании двигателя внутреннего сгорания с высоким крутящим моментом при низкой частоте вращения коленчатого вала больше всего подходит вариант фаз газораспределения №2. В диапазоне частот вращения от 840 до 3400 мин⁻¹ наблюдается более высокий крутящий момент на 10...25 Н·м, что в среднем выше на 17,1 Н·м по сравнению с вариантом фаз газораспределения №1. Варианту № 2 фаз газораспределения соответствует наибольший коэффициент приспособляемости по крутящему моменту $K_m = 1,326$, это на 13% выше, чем у двигателя прототипа, форсированного газотурбинным наддувом. Столь высокое значение коэффициента приспособляемости по крутящему моменту для варианта №2 фаз газораспределения получается за счет значительного уменьшения крутящего момента на режиме номинальной мощности. При этом падение крутящего

момента происходит от 209,6 Н·м (максимальное значение) до 158,0 Н·м (значение крутящего момента при номинальной мощности двигателя).

Из анализа изменения эффективной мощности двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала при различных вариантах фаз газораспределения можно отметить, что для варианта №2 существует несколько экстремумов. Первый экстремум функции эффективной мощности достигается при частоте вращения коленчатого вала 3850 мин⁻¹, а $N_e = 80,9$ кВт (110 л.с.). После этого происходит некоторое снижение эффективной мощности до 76,7 кВт (104,3 л.с.), которая соответствует частоте вращения коленчатого вала $n = 4550$ мин⁻¹. При дальнейшем увеличении частоты вращения коленчатого вала до номинального значения в 5000 мин⁻¹ наблюдается рост эффективной мощности до 82,7 кВт (112,5 л.с.).

Необходимо отметить, что при частоте вращения коленчатого вала 3850 мин⁻¹ двигатель развивает эффективную мощность $N_e = 80,9$ кВт (110 л.с.), а при $n = 5000$ мин⁻¹ эффективная мощность равна 82,7 кВт (112,5 л.с.). Из этого следует, что увеличение частоты вращения более чем на 1000 мин⁻¹ привело к повышению эффективной мощности лишь на 1,8 кВт. Учитывая вышеизложенное, целесообразно ограничить частоту вращения коленчатого вала двигателя на уровне 4200 мин⁻¹. При такой частоте вращения коленчатого вала двигателя коэффициент приспособляемости по крутящему моменту будет находиться в интервале 1,16...1,17 ед.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Совершенствование бензиновых двигателей внутреннего сгорания связано с повышением топливной экономичности, увеличением мощности, снижением массогабаритных показателей и др. Для массово выпускаемых двигателей номинальная частота вращения коленчатого вала (n) составляет 4500...6000 мин⁻¹, а её дальнейшее повышение не является целесообразным, поскольку возрастают инерционные нагрузки, механические потери, скорость изнашивания цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ). К перспективным направлениям развития отечественных бензиновых двигателей можно отнести их форсирование газотурбинным наддувом.

В результате выполненного теоретического исследования форсирования двигателя 4Ч8,2/7,56 газотурбинным наддувом сделаны следующие выводы:

1. Получены сравнительные данные для трех опытных вариантов фаз газораспределения при форсировании двигателя 4Ч 8,2/7,56 газотурбинным наддувом и выполнен их анализ;
2. Определены выгодные законы движения впускного и выпускного клапанов для двигателя 4Ч 8,2/7,56 форсированного газотурбинным наддувом;
3. Разработана программа синтеза перемещения, скорости и ускорения клапана по методике «полидайн» с возможностью задания ассиметричных законов подъема и посадки последнего;
4. Использование варианта №2 фаз газораспределения для интервала частот вращения коленчатого вала от 840 до 3400 мин⁻¹ позволяет увеличить крутящий момент двигателя на 10...25 Н·м (в среднем составляет 17,1 Н·м);

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 120 |

5. Установлено, что при использовании фаз газораспределения по варианту №2 целесообразно ограничить частоту вращения коленчатого вала двигателя на уровне 4200 мин⁻¹.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|---|-------------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | <i>Лист</i> |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | 121 |

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов / Р.З. Кавтарадзе. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008 – 720 с.: ил.
2. Кулешов А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания Дизель-РК. Описание математических моделей, решение оптимальных задач. / А.С. Кулешов. – М:МГТУ им. Баумана, 2004 – 123 с.
3. Культин Н.Б. Основы программирования в Delphi 7 / Н.Б. Культин. – СПб.: БВХ-Петербург. – 2003. – 608 с.
4. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин. М.: Машиностроение – 1983. – 372 с
5. Тер-Мкртчян, Г.Г. Методические указания к выпускной квалификационной работе бакалавра «Оптимизация фаз газораспределения двигателя внутреннего сгорания» / Г.Г. Тер-Мкртчян, Е.Е. Старков. – М.: МАДИ, 2015. – 36 с.
6. Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф., Зайченко Е.Н., Аршинов Л.С. Автомобильный двигатели с турбонаддувом. – М.: «Машино-строение», 1991.
7. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарофонтов, В. В. Клеменьтев – Челябинск: Издательство ЮУрГУ. 2004. – 344с.
8. AVL boost theory – manual.
9. Heywood J.V. Internal combustion engine fundamentals / J.V. Heywood. – McGraw-Hill Book Co. – 1988.
10. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учеб. / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 319 с.: ил.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 122 |

11. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие для студентов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.
12. Системы управления бензиновыми двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 432 с.: ил.
13. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
14. Краев В.М. Теплообмен и гидродинамика турбулентных течений в условиях гидродинамической нестационарности. / Изв. вузов. Авиационная техника. 2005. №3, стр. 39-42.
15. Бухаркин В.Б., Краев В.М. Влияние гидродинамической нестационарности на теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубе// Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: тр. XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева, 23-27 мая 2005г, Калуга, Россия. М.: МЭИ, 2005. С.71-74.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|---|------|
| | | | | | <i>ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР</i> | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 123 |

ПРИЛОЖЕНИЕ «А»

Перемещение, скорость и ускорение впускного и выпускного клапанов
с продолжительностью открытия 240 град ПКВ

| Fi, град ПКВ | Выпускной клапан | | | Впускной клапан | | |
|--------------|------------------|--------|---------------------|-----------------|--------|---------------------|
| | h, мм | V, м/с | J, м/с ² | h, мм | V, м/с | J, м/с ² |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 1 | 0 | 0 | 4,801 | 0 | 0 | 4,77 |
| 2 | 0 | 0,001 | 34,229 | 0 | 0,001 | 34,006 |
| 3 | 0,0001 | 0,003 | 102,896 | 0,0001 | 0,003 | 102,225 |
| 4 | 0,0002 | 0,008 | 217,135 | 0,0002 | 0,008 | 215,719 |
| 5 | 0,0006 | 0,018 | 377,363 | 0,0006 | 0,018 | 374,903 |
| 6 | 0,0015 | 0,034 | 579,934 | 0,0015 | 0,033 | 576,153 |
| 7 | 0,003 | 0,057 | 818,587 | 0,0029 | 0,056 | 813,251 |
| 8 | 0,0054 | 0,088 | 1085,55 | 0,0053 | 0,088 | 1078,47 |
| 9 | 0,009 | 0,129 | 1372,37 | 0,0089 | 0,129 | 1363,42 |
| 10 | 0,0141 | 0,18 | 1670,52 | 0,014 | 0,179 | 1659,63 |
| 11 | 0,0211 | 0,241 | 1971,86 | 0,0209 | 0,239 | 1959,01 |
| 12 | 0,0303 | 0,312 | 2268,9 | 0,0301 | 0,309 | 2254,11 |
| 13 | 0,042 | 0,392 | 2554,98 | 0,0417 | 0,389 | 2538,33 |
| 14 | 0,0565 | 0,482 | 2824,42 | 0,0561 | 0,479 | 2806,01 |
| 15 | 0,0742 | 0,58 | 3072,52 | 0,0737 | 0,576 | 3052,49 |
| 16 | 0,0952 | 0,686 | 3295,56 | 0,0946 | 0,682 | 3274,07 |
| 17 | 0,12 | 0,799 | 3490,74 | 0,1192 | 0,794 | 3467,98 |
| 18 | 0,1486 | 0,919 | 3656,15 | 0,1476 | 0,913 | 3632,32 |
| 19 | 0,1813 | 1,043 | 3790,69 | 0,1801 | 1,036 | 3765,98 |
| 20 | 0,2182 | 1,171 | 3893,92 | 0,2167 | 1,163 | 3868,54 |
| 21 | 0,2594 | 1,302 | 3966,05 | 0,2577 | 1,294 | 3940,19 |
| 22 | 0,305 | 1,435 | 4007,78 | 0,303 | 1,426 | 3981,65 |
| 23 | 0,3551 | 1,569 | 4020,26 | 0,3527 | 1,559 | 3994,05 |
| 24 | 0,4096 | 1,703 | 4004,98 | 0,4069 | 1,692 | 3978,87 |
| 25 | 0,4686 | 1,836 | 3963,7 | 0,4655 | 1,824 | 3937,86 |
| 26 | 0,5319 | 1,967 | 3898,38 | 0,5285 | 1,954 | 3872,96 |
| 27 | 0,5996 | 2,095 | 3811,12 | 0,5957 | 2,082 | 3786,27 |
| 28 | 0,6716 | 2,221 | 3704,09 | 0,6672 | 2,206 | 3679,95 |
| 29 | 0,7476 | 2,342 | 3579,53 | 0,7428 | 2,327 | 3556,19 |
| 30 | 0,8277 | 2,459 | 3439,63 | 0,8223 | 2,443 | 3417,21 |
| 31 | 0,9115 | 2,571 | 3286,56 | 0,9056 | 2,554 | 3265,14 |
| 32 | 0,999 | 2,678 | 3122,44 | 0,9925 | 2,661 | 3102,08 |
| 33 | 1,09 | 2,779 | 2949,26 | 1,0829 | 2,761 | 2930,04 |
| 34 | 1,1842 | 2,875 | 2768,95 | 1,1765 | 2,856 | 2750,9 |
| 35 | 1,2816 | 2,964 | 2583,28 | 1,2732 | 2,944 | 2566,44 |

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

ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

124

| | | | | | | |
|----|--------|-------|----------|--------|-------|----------|
| 36 | 1,3818 | 3,047 | 2393,92 | 1,3728 | 3,027 | 2378,32 |
| 37 | 1,4846 | 3,123 | 2202,41 | 1,4749 | 3,103 | 2188,05 |
| 38 | 1,5899 | 3,194 | 2010,11 | 1,5795 | 3,173 | 1997,01 |
| 39 | 1,6974 | 3,257 | 1818,31 | 1,6864 | 3,236 | 1806,45 |
| 40 | 1,807 | 3,315 | 1628,11 | 1,7952 | 3,293 | 1617,5 |
| 41 | 1,9184 | 3,366 | 1440,51 | 1,9059 | 3,344 | 1431,12 |
| 42 | 2,0313 | 3,411 | 1256,38 | 2,0181 | 3,389 | 1248,19 |
| 43 | 2,1457 | 3,45 | 1076,46 | 2,1317 | 3,427 | 1069,45 |
| 44 | 2,2612 | 3,483 | 901,397 | 2,2465 | 3,46 | 895,521 |
| 45 | 2,3778 | 3,51 | 731,713 | 2,3623 | 3,487 | 726,943 |
| 46 | 2,4952 | 3,532 | 567,843 | 2,4789 | 3,509 | 564,141 |
| 47 | 2,6132 | 3,548 | 410,128 | 2,5961 | 3,525 | 407,455 |
| 48 | 2,7316 | 3,559 | 258,829 | 2,7138 | 3,536 | 257,142 |
| 49 | 2,8504 | 3,565 | 114,13 | 2,8318 | 3,542 | 113,386 |
| 50 | 2,9693 | 3,567 | -23,852 | 2,9499 | 3,543 | -23,697 |
| 51 | 3,0881 | 3,564 | -155,06 | 3,068 | 3,54 | -154,049 |
| 52 | 3,2068 | 3,556 | -279,491 | 3,1859 | 3,533 | -277,669 |
| 53 | 3,3252 | 3,545 | -397,188 | 3,3035 | 3,522 | -394,599 |
| 54 | 3,4431 | 3,53 | -508,236 | 3,4206 | 3,507 | -504,923 |
| 55 | 3,5604 | 3,511 | -612,756 | 3,5372 | 3,488 | -608,761 |
| 56 | 3,6771 | 3,489 | -710,896 | 3,6532 | 3,466 | -706,262 |
| 57 | 3,793 | 3,464 | -802,834 | 3,7683 | 3,441 | -797,6 |
| 58 | 3,908 | 3,436 | -888,763 | 3,8825 | 3,413 | -882,97 |
| 59 | 4,022 | 3,405 | -968,898 | 3,9958 | 3,383 | -962,582 |
| 60 | 4,135 | 3,371 | -1043,46 | 4,108 | 3,349 | -1036,66 |
| 61 | 4,2468 | 3,335 | -1112,69 | 4,2191 | 3,313 | -1105,44 |
| 62 | 4,3573 | 3,297 | -1176,83 | 4,3289 | 3,276 | -1169,16 |
| 63 | 4,4665 | 3,257 | -1236,12 | 4,4374 | 3,236 | -1228,06 |
| 64 | 4,5744 | 3,215 | -1290,81 | 4,5446 | 3,194 | -1282,39 |
| 65 | 4,6808 | 3,171 | -1341,15 | 4,6503 | 3,15 | -1332,4 |
| 66 | 4,7858 | 3,125 | -1387,38 | 4,7546 | 3,105 | -1378,33 |
| 67 | 4,8892 | 3,078 | -1429,74 | 4,8573 | 3,058 | -1420,42 |
| 68 | 4,991 | 3,03 | -1468,48 | 4,9584 | 3,01 | -1458,9 |
| 69 | 5,0912 | 2,981 | -1503,81 | 5,058 | 2,961 | -1494,01 |
| 70 | 5,1897 | 2,93 | -1535,98 | 5,1558 | 2,911 | -1525,96 |
| 71 | 5,2865 | 2,878 | -1565,18 | 5,252 | 2,859 | -1554,98 |
| 72 | 5,3815 | 2,826 | -1591,64 | 5,3465 | 2,807 | -1581,27 |
| 73 | 5,4748 | 2,772 | -1615,55 | 5,4391 | 2,754 | -1605,02 |
| 74 | 5,5663 | 2,718 | -1637,11 | 5,53 | 2,7 | -1626,44 |
| 75 | 5,656 | 2,663 | -1656,49 | 5,6191 | 2,646 | -1645,69 |
| 76 | 5,7439 | 2,607 | -1673,86 | 5,7064 | 2,59 | -1662,95 |

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

125

| | | | | | | |
|-----|--------|-------|----------|--------|-------|----------|
| 77 | 5,8298 | 2,551 | -1689,4 | 5,7918 | 2,535 | -1678,39 |
| 78 | 5,9139 | 2,495 | -1703,26 | 5,8754 | 2,479 | -1692,16 |
| 79 | 5,9962 | 2,438 | -1715,58 | 5,9571 | 2,422 | -1704,4 |
| 80 | 6,0765 | 2,38 | -1726,5 | 6,0368 | 2,365 | -1715,25 |
| 81 | 6,1548 | 2,323 | -1736,15 | 6,1147 | 2,308 | -1724,83 |
| 82 | 6,2313 | 2,265 | -1744,65 | 6,1907 | 2,25 | -1733,27 |
| 83 | 6,3058 | 2,206 | -1752,1 | 6,2647 | 2,192 | -1740,68 |
| 84 | 6,3784 | 2,148 | -1758,62 | 6,3368 | 2,134 | -1747,16 |
| 85 | 6,449 | 2,089 | -1764,3 | 6,407 | 2,076 | -1752,8 |
| 86 | 6,5177 | 2,03 | -1769,22 | 6,4752 | 2,017 | -1757,69 |
| 87 | 6,5844 | 1,971 | -1773,48 | 6,5415 | 1,958 | -1761,92 |
| 88 | 6,6491 | 1,912 | -1777,13 | 6,6058 | 1,9 | -1765,55 |
| 89 | 6,7119 | 1,853 | -1780,26 | 6,6681 | 1,841 | -1768,66 |
| 90 | 6,7726 | 1,793 | -1782,93 | 6,7285 | 1,782 | -1771,3 |
| 91 | 6,8314 | 1,734 | -1785,18 | 6,7869 | 1,723 | -1773,55 |
| 92 | 6,8882 | 1,674 | -1787,08 | 6,8433 | 1,664 | -1775,43 |
| 93 | 6,943 | 1,615 | -1788,67 | 6,8978 | 1,604 | -1777,01 |
| 94 | 6,9959 | 1,555 | -1789,99 | 6,9503 | 1,545 | -1778,32 |
| 95 | 7,0467 | 1,496 | -1791,08 | 7,0008 | 1,486 | -1779,41 |
| 96 | 7,0956 | 1,436 | -1791,97 | 7,0493 | 1,426 | -1780,29 |
| 97 | 7,1424 | 1,376 | -1792,7 | 7,0959 | 1,367 | -1781,01 |
| 98 | 7,1873 | 1,316 | -1793,28 | 7,1405 | 1,308 | -1781,59 |
| 99 | 7,2302 | 1,256 | -1793,75 | 7,1831 | 1,248 | -1782,05 |
| 100 | 7,2711 | 1,197 | -1794,11 | 7,2237 | 1,189 | -1782,42 |
| 101 | 7,31 | 1,137 | -1794,4 | 7,2623 | 1,129 | -1782,7 |
| 102 | 7,3469 | 1,077 | -1794,62 | 7,299 | 1,07 | -1782,92 |
| 103 | 7,3818 | 1,017 | -1794,78 | 7,3337 | 1,011 | -1783,08 |
| 104 | 7,4147 | 0,957 | -1794,91 | 7,3663 | 0,951 | -1783,21 |
| 105 | 7,4456 | 0,898 | -1795 | 7,3971 | 0,892 | -1783,3 |
| 106 | 7,4745 | 0,838 | -1795,06 | 7,4258 | 0,832 | -1783,36 |
| 107 | 7,5015 | 0,778 | -1795,11 | 7,4526 | 0,773 | -1783,41 |
| 108 | 7,5264 | 0,718 | -1795,14 | 7,4773 | 0,713 | -1783,44 |
| 109 | 7,5493 | 0,658 | -1795,16 | 7,5001 | 0,654 | -1783,46 |
| 110 | 7,5703 | 0,598 | -1795,17 | 7,5209 | 0,594 | -1783,47 |
| 111 | 7,5892 | 0,539 | -1795,18 | 7,5397 | 0,535 | -1783,48 |
| 112 | 7,6062 | 0,479 | -1795,19 | 7,5566 | 0,476 | -1783,48 |
| 113 | 7,6211 | 0,419 | -1795,19 | 7,5714 | 0,416 | -1783,49 |
| 114 | 7,6341 | 0,359 | -1795,19 | 7,5843 | 0,357 | -1783,49 |
| 115 | 7,6451 | 0,299 | -1795,19 | 7,5952 | 0,297 | -1783,49 |
| 116 | 7,654 | 0,239 | -1795,19 | 7,6041 | 0,238 | -1783,49 |
| 117 | 7,661 | 0,18 | -1795,19 | 7,6111 | 0,178 | -1783,49 |

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

ЮЦРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

126

| | | | | | | |
|-----|--------|--------|----------|--------|--------|----------|
| 118 | 7,666 | 0,12 | -1795,19 | 7,616 | 0,119 | -1783,49 |
| 119 | 7,669 | 0,06 | -1795,19 | 7,619 | 0,059 | -1783,49 |
| 120 | 7,67 | 0 | -1795,19 | 7,62 | 0 | -1783,49 |
| 121 | 7,669 | -0,06 | -1795,19 | 7,619 | -0,059 | -1783,49 |
| 122 | 7,666 | -0,12 | -1795,19 | 7,616 | -0,119 | -1783,49 |
| 123 | 7,661 | -0,18 | -1795,19 | 7,6111 | -0,178 | -1783,49 |
| 124 | 7,654 | -0,239 | -1795,19 | 7,6041 | -0,238 | -1783,49 |
| 125 | 7,6451 | -0,299 | -1795,19 | 7,5952 | -0,297 | -1783,49 |
| 126 | 7,6341 | -0,359 | -1795,19 | 7,5843 | -0,357 | -1783,49 |
| 127 | 7,6211 | -0,419 | -1795,19 | 7,5714 | -0,416 | -1783,49 |
| 128 | 7,6062 | -0,479 | -1795,19 | 7,5566 | -0,476 | -1783,48 |
| 129 | 7,5892 | -0,539 | -1795,18 | 7,5397 | -0,535 | -1783,48 |
| 130 | 7,5703 | -0,598 | -1795,17 | 7,5209 | -0,594 | -1783,47 |
| 131 | 7,5493 | -0,658 | -1795,16 | 7,5001 | -0,654 | -1783,46 |
| 132 | 7,5264 | -0,718 | -1795,14 | 7,4773 | -0,713 | -1783,44 |
| 133 | 7,5015 | -0,778 | -1795,11 | 7,4526 | -0,773 | -1783,41 |
| 134 | 7,4745 | -0,838 | -1795,06 | 7,4258 | -0,832 | -1783,36 |
| 135 | 7,4456 | -0,898 | -1795 | 7,3971 | -0,892 | -1783,3 |
| 136 | 7,4147 | -0,957 | -1794,91 | 7,3663 | -0,951 | -1783,21 |
| 137 | 7,3818 | -1,017 | -1794,78 | 7,3337 | -1,011 | -1783,08 |
| 138 | 7,3469 | -1,077 | -1794,62 | 7,299 | -1,07 | -1782,92 |
| 139 | 7,31 | -1,137 | -1794,4 | 7,2623 | -1,129 | -1782,7 |
| 140 | 7,2711 | -1,197 | -1794,11 | 7,2237 | -1,189 | -1782,42 |
| 141 | 7,2302 | -1,256 | -1793,75 | 7,1831 | -1,248 | -1782,05 |
| 142 | 7,1873 | -1,316 | -1793,28 | 7,1405 | -1,308 | -1781,59 |
| 143 | 7,1424 | -1,376 | -1792,7 | 7,0959 | -1,367 | -1781,01 |
| 144 | 7,0956 | -1,436 | -1791,97 | 7,0493 | -1,426 | -1780,29 |
| 145 | 7,0467 | -1,496 | -1791,08 | 7,0008 | -1,486 | -1779,41 |
| 146 | 6,9959 | -1,555 | -1789,99 | 6,9503 | -1,545 | -1778,32 |
| 147 | 6,943 | -1,615 | -1788,67 | 6,8978 | -1,604 | -1777,01 |
| 148 | 6,8882 | -1,674 | -1787,08 | 6,8433 | -1,664 | -1775,43 |
| 149 | 6,8314 | -1,734 | -1785,18 | 6,7869 | -1,723 | -1773,55 |
| 150 | 6,7726 | -1,793 | -1782,93 | 6,7285 | -1,782 | -1771,3 |
| 151 | 6,7119 | -1,853 | -1780,26 | 6,6681 | -1,841 | -1768,66 |
| 152 | 6,6491 | -1,912 | -1777,13 | 6,6058 | -1,9 | -1765,55 |
| 153 | 6,5844 | -1,971 | -1773,48 | 6,5415 | -1,958 | -1761,92 |
| 154 | 6,5177 | -2,03 | -1769,22 | 6,4752 | -2,017 | -1757,69 |
| 155 | 6,449 | -2,089 | -1764,3 | 6,407 | -2,076 | -1752,8 |
| 156 | 6,3784 | -2,148 | -1758,62 | 6,3368 | -2,134 | -1747,16 |
| 157 | 6,3058 | -2,206 | -1752,1 | 6,2647 | -2,192 | -1740,68 |
| 158 | 6,2313 | -2,265 | -1744,65 | 6,1907 | -2,25 | -1733,27 |

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

127

| | | | | | | |
|-----|--------|--------|----------|--------|--------|----------|
| 159 | 6,1548 | -2,323 | -1736,15 | 6,1147 | -2,308 | -1724,83 |
| 160 | 6,0765 | -2,38 | -1726,5 | 6,0368 | -2,365 | -1715,25 |
| 161 | 5,9962 | -2,438 | -1715,58 | 5,9571 | -2,422 | -1704,4 |
| 162 | 5,9139 | -2,495 | -1703,26 | 5,8754 | -2,479 | -1692,16 |
| 163 | 5,8298 | -2,551 | -1689,4 | 5,7918 | -2,535 | -1678,39 |
| 164 | 5,7439 | -2,607 | -1673,86 | 5,7064 | -2,59 | -1662,95 |
| 165 | 5,656 | -2,663 | -1656,49 | 5,6191 | -2,646 | -1645,69 |
| 166 | 5,5663 | -2,718 | -1637,11 | 5,53 | -2,7 | -1626,44 |
| 167 | 5,4748 | -2,772 | -1615,55 | 5,4391 | -2,754 | -1605,02 |
| 168 | 5,3815 | -2,826 | -1591,64 | 5,3465 | -2,807 | -1581,27 |
| 169 | 5,2865 | -2,878 | -1565,18 | 5,252 | -2,859 | -1554,98 |
| 170 | 5,1897 | -2,93 | -1535,98 | 5,1558 | -2,911 | -1525,96 |
| 171 | 5,0912 | -2,981 | -1503,81 | 5,058 | -2,961 | -1494,01 |
| 172 | 4,991 | -3,03 | -1468,48 | 4,9584 | -3,01 | -1458,9 |
| 173 | 4,8892 | -3,078 | -1429,74 | 4,8573 | -3,058 | -1420,42 |
| 174 | 4,7858 | -3,125 | -1387,38 | 4,7546 | -3,105 | -1378,33 |
| 175 | 4,6808 | -3,171 | -1341,15 | 4,6503 | -3,15 | -1332,4 |
| 176 | 4,5744 | -3,215 | -1290,81 | 4,5446 | -3,194 | -1282,39 |
| 177 | 4,4665 | -3,257 | -1236,12 | 4,4374 | -3,236 | -1228,06 |
| 178 | 4,3573 | -3,297 | -1176,83 | 4,3289 | -3,276 | -1169,16 |
| 179 | 4,2468 | -3,335 | -1112,69 | 4,2191 | -3,313 | -1105,44 |
| 180 | 4,135 | -3,371 | -1043,46 | 4,108 | -3,349 | -1036,66 |
| 181 | 4,022 | -3,405 | -968,898 | 3,9958 | -3,383 | -962,582 |
| 182 | 3,908 | -3,436 | -888,763 | 3,8825 | -3,413 | -882,97 |
| 183 | 3,793 | -3,464 | -802,834 | 3,7683 | -3,441 | -797,6 |
| 184 | 3,6771 | -3,489 | -710,896 | 3,6532 | -3,466 | -706,262 |
| 185 | 3,5604 | -3,511 | -612,756 | 3,5372 | -3,488 | -608,761 |
| 186 | 3,4431 | -3,53 | -508,236 | 3,4206 | -3,507 | -504,923 |
| 187 | 3,3252 | -3,545 | -397,188 | 3,3035 | -3,522 | -394,599 |
| 188 | 3,2068 | -3,556 | -279,491 | 3,1859 | -3,533 | -277,669 |
| 189 | 3,0881 | -3,564 | -155,06 | 3,068 | -3,54 | -154,049 |
| 190 | 2,9693 | -3,567 | -23,852 | 2,9499 | -3,543 | -23,697 |
| 191 | 2,8504 | -3,565 | 114,13 | 2,8318 | -3,542 | 113,386 |
| 192 | 2,7316 | -3,559 | 258,829 | 2,7138 | -3,536 | 257,142 |
| 193 | 2,6132 | -3,548 | 410,128 | 2,5961 | -3,525 | 407,455 |
| 194 | 2,4952 | -3,532 | 567,843 | 2,4789 | -3,509 | 564,141 |
| 195 | 2,3778 | -3,51 | 731,713 | 2,3623 | -3,487 | 726,943 |
| 196 | 2,2612 | -3,483 | 901,397 | 2,2465 | -3,46 | 895,521 |
| 197 | 2,1457 | -3,45 | 1076,46 | 2,1317 | -3,427 | 1069,45 |
| 198 | 2,0313 | -3,411 | 1256,38 | 2,0181 | -3,389 | 1248,19 |
| 199 | 1,9184 | -3,366 | 1440,51 | 1,9059 | -3,344 | 1431,12 |

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

ЮЦРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

128

| | | | | | | |
|-----|--------|--------|---------|--------|--------|---------|
| 200 | 1,807 | -3,315 | 1628,11 | 1,7952 | -3,293 | 1617,5 |
| 201 | 1,6974 | -3,257 | 1818,31 | 1,6864 | -3,236 | 1806,45 |
| 202 | 1,5899 | -3,194 | 2010,11 | 1,5795 | -3,173 | 1997,01 |
| 203 | 1,4846 | -3,123 | 2202,41 | 1,4749 | -3,103 | 2188,05 |
| 204 | 1,3818 | -3,047 | 2393,92 | 1,3728 | -3,027 | 2378,32 |
| 205 | 1,2816 | -2,964 | 2583,28 | 1,2732 | -2,944 | 2566,44 |
| 206 | 1,1842 | -2,875 | 2768,95 | 1,1765 | -2,856 | 2750,9 |
| 207 | 1,09 | -2,779 | 2949,26 | 1,0829 | -2,761 | 2930,04 |
| 208 | 0,999 | -2,678 | 3122,44 | 0,9925 | -2,661 | 3102,08 |
| 209 | 0,9115 | -2,571 | 3286,56 | 0,9056 | -2,554 | 3265,14 |
| 210 | 0,8277 | -2,459 | 3439,63 | 0,8223 | -2,443 | 3417,21 |
| 211 | 0,7476 | -2,342 | 3579,53 | 0,7428 | -2,327 | 3556,19 |
| 212 | 0,6716 | -2,221 | 3704,09 | 0,6672 | -2,206 | 3679,95 |
| 213 | 0,5996 | -2,095 | 3811,12 | 0,5957 | -2,082 | 3786,27 |
| 214 | 0,5319 | -1,967 | 3898,38 | 0,5285 | -1,954 | 3872,96 |
| 215 | 0,4686 | -1,836 | 3963,7 | 0,4655 | -1,824 | 3937,86 |
| 216 | 0,4096 | -1,703 | 4004,98 | 0,4069 | -1,692 | 3978,87 |
| 217 | 0,3551 | -1,569 | 4020,26 | 0,3527 | -1,559 | 3994,05 |
| 218 | 0,305 | -1,435 | 4007,78 | 0,303 | -1,426 | 3981,65 |
| 219 | 0,2594 | -1,302 | 3966,05 | 0,2577 | -1,294 | 3940,19 |
| 220 | 0,2182 | -1,171 | 3893,92 | 0,2167 | -1,163 | 3868,54 |
| 221 | 0,1813 | -1,043 | 3790,69 | 0,1801 | -1,036 | 3765,98 |
| 222 | 0,1486 | -0,919 | 3656,15 | 0,1476 | -0,913 | 3632,32 |
| 223 | 0,12 | -0,799 | 3490,74 | 0,1192 | -0,794 | 3467,98 |
| 224 | 0,0952 | -0,686 | 3295,56 | 0,0946 | -0,682 | 3274,07 |
| 225 | 0,0742 | -0,58 | 3072,52 | 0,0737 | -0,576 | 3052,49 |
| 226 | 0,0565 | -0,482 | 2824,42 | 0,0561 | -0,479 | 2806,01 |
| 227 | 0,042 | -0,392 | 2554,98 | 0,0417 | -0,389 | 2538,33 |
| 228 | 0,0303 | -0,312 | 2268,9 | 0,0301 | -0,309 | 2254,11 |
| 229 | 0,0211 | -0,241 | 1971,86 | 0,0209 | -0,239 | 1959,01 |
| 230 | 0,0141 | -0,18 | 1670,52 | 0,014 | -0,179 | 1659,63 |
| 231 | 0,009 | -0,129 | 1372,37 | 0,0089 | -0,129 | 1363,42 |
| 232 | 0,0054 | -0,088 | 1085,55 | 0,0053 | -0,088 | 1078,47 |
| 233 | 0,003 | -0,057 | 818,587 | 0,0029 | -0,056 | 813,251 |
| 234 | 0,0015 | -0,034 | 579,934 | 0,0015 | -0,033 | 576,153 |
| 235 | 0,0006 | -0,018 | 377,363 | 0,0006 | -0,018 | 374,903 |
| 236 | 0,0002 | -0,008 | 217,135 | 0,0002 | -0,008 | 215,719 |
| 237 | 0,0001 | -0,003 | 102,896 | 0,0001 | -0,003 | 102,225 |
| 238 | 0 | -0,001 | 34,229 | 0 | -0,001 | 34,006 |
| 239 | 0 | 0 | 4,801 | 0 | 0 | 4,77 |
| 240 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

129

ПРИЛОЖЕНИЕ «А»

Перемещение, скорость и ускорение впускного и выпускного клапанов
с продолжительностью открытия 260 град ПКВ

| Fi, град ПКВ | Выпускной клапна | | | Впускной клапан | | |
|--------------|------------------|--------|---------------------|-----------------|--------|---------------------|
| | h, мм | V, м/с | J, м/с ² | h, мм | V, м/с | J, м/с ² |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 1 | 0 | 0 | 3,246 | 0 | 0 | 3,225 |
| 2 | 0 | 0 | 23,351 | 0 | 0 | 23,198 |
| 3 | 0 | 0,002 | 70,828 | 0 | 0,002 | 70,366 |
| 4 | 0,0002 | 0,005 | 150,826 | 0,0002 | 0,005 | 149,842 |
| 5 | 0,0004 | 0,012 | 264,53 | 0,0004 | 0,012 | 262,805 |
| 6 | 0,001 | 0,023 | 410,298 | 0,001 | 0,023 | 407,623 |
| 7 | 0,0021 | 0,04 | 584,558 | 0,0021 | 0,04 | 580,748 |
| 8 | 0,0038 | 0,063 | 782,515 | 0,0037 | 0,062 | 777,414 |
| 9 | 0,0063 | 0,092 | 998,699 | 0,0063 | 0,092 | 992,189 |
| 10 | 0,01 | 0,129 | 1227,38 | 0,0099 | 0,129 | 1219,38 |
| 11 | 0,015 | 0,174 | 1462,9 | 0,0149 | 0,173 | 1453,36 |
| 12 | 0,0217 | 0,227 | 1699,84 | 0,0216 | 0,225 | 1688,76 |
| 13 | 0,0303 | 0,288 | 1933,26 | 0,0301 | 0,286 | 1920,66 |
| 14 | 0,041 | 0,356 | 2158,72 | 0,0407 | 0,353 | 2144,65 |
| 15 | 0,0541 | 0,431 | 2372,38 | 0,0537 | 0,429 | 2356,92 |
| 16 | 0,0698 | 0,514 | 2571,02 | 0,0693 | 0,51 | 2554,26 |
| 17 | 0,0884 | 0,603 | 2752,01 | 0,0878 | 0,599 | 2734,07 |
| 18 | 0,11 | 0,697 | 2913,32 | 0,1093 | 0,692 | 2894,33 |
| 19 | 0,1349 | 0,797 | 3053,48 | 0,134 | 0,791 | 3033,57 |
| 20 | 0,1632 | 0,9 | 3171,51 | 0,1621 | 0,894 | 3150,84 |
| 21 | 0,195 | 1,008 | 3266,92 | 0,1937 | 1,001 | 3245,63 |
| 22 | 0,2304 | 1,118 | 3339,61 | 0,2289 | 1,111 | 3317,84 |
| 23 | 0,2695 | 1,23 | 3389,83 | 0,2678 | 1,222 | 3367,73 |
| 24 | 0,3124 | 1,344 | 3418,14 | 0,3104 | 1,335 | 3395,86 |
| 25 | 0,3591 | 1,458 | 3425,36 | 0,3568 | 1,448 | 3403,04 |
| 26 | 0,4096 | 1,572 | 3412,52 | 0,4069 | 1,562 | 3390,28 |
| 27 | 0,4639 | 1,685 | 3380,81 | 0,4608 | 1,674 | 3358,77 |
| 28 | 0,5219 | 1,797 | 3331,52 | 0,5185 | 1,785 | 3309,8 |
| 29 | 0,5836 | 1,907 | 3266,06 | 0,5798 | 1,895 | 3244,77 |
| 30 | 0,649 | 2,015 | 3185,89 | 0,6448 | 2,001 | 3165,12 |
| 31 | 0,7179 | 2,119 | 3092,48 | 0,7132 | 2,105 | 3072,32 |
| 32 | 0,7903 | 2,221 | 2987,33 | 0,7851 | 2,206 | 2967,86 |
| 33 | 0,8659 | 2,318 | 2871,9 | 0,8603 | 2,303 | 2853,17 |
| 34 | 0,9448 | 2,412 | 2747,62 | 0,9386 | 2,396 | 2729,71 |
| 35 | 1,0267 | 2,501 | 2615,88 | 1,02 | 2,485 | 2598,83 |
| 36 | 1,1115 | 2,586 | 2478,01 | 1,1042 | 2,569 | 2461,85 |
| 37 | 1,199 | 2,666 | 2335,26 | 1,1912 | 2,649 | 2320,04 |

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

ЮУрГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

130

| | | | | | | |
|----|--------|-------|----------|--------|-------|----------|
| 38 | 1,2892 | 2,742 | 2188,82 | 1,2808 | 2,724 | 2174,55 |
| 39 | 1,3818 | 2,812 | 2039,79 | 1,3728 | 2,794 | 2026,5 |
| 40 | 1,4766 | 2,878 | 1889,2 | 1,467 | 2,859 | 1876,88 |
| 41 | 1,5736 | 2,938 | 1737,97 | 1,5633 | 2,919 | 1726,64 |
| 42 | 1,6724 | 2,994 | 1586,95 | 1,6615 | 2,974 | 1576,61 |
| 43 | 1,7731 | 3,044 | 1436,93 | 1,7615 | 3,024 | 1427,56 |
| 44 | 1,8753 | 3,09 | 1288,59 | 1,8631 | 3,069 | 1280,19 |
| 45 | 1,979 | 3,13 | 1142,53 | 1,9661 | 3,11 | 1135,08 |
| 46 | 2,0839 | 3,166 | 999,288 | 2,0704 | 3,145 | 992,774 |
| 47 | 2,19 | 3,197 | 859,334 | 2,1757 | 3,176 | 853,732 |
| 48 | 2,297 | 3,223 | 723,06 | 2,282 | 3,202 | 718,347 |
| 49 | 2,4048 | 3,245 | 590,798 | 2,3891 | 3,224 | 586,947 |
| 50 | 2,5133 | 3,262 | 462,82 | 2,4969 | 3,241 | 459,803 |
| 51 | 2,6223 | 3,276 | 339,345 | 2,6052 | 3,254 | 337,133 |
| 52 | 2,7316 | 3,285 | 220,541 | 2,7138 | 3,264 | 219,103 |
| 53 | 2,8412 | 3,291 | 106,528 | 2,8227 | 3,269 | 105,834 |
| 54 | 2,951 | 3,292 | -2,611 | 2,9317 | 3,271 | -2,594 |
| 55 | 3,0607 | 3,29 | -106,836 | 3,0407 | 3,269 | -106,139 |
| 56 | 3,1703 | 3,285 | -206,137 | 3,1496 | 3,264 | -204,793 |
| 57 | 3,2797 | 3,277 | -300,536 | 3,2583 | 3,255 | -298,577 |
| 58 | 3,3887 | 3,265 | -390,08 | 3,3666 | 3,244 | -387,537 |
| 59 | 3,4973 | 3,251 | -474,841 | 3,4745 | 3,23 | -471,745 |
| 60 | 3,6054 | 3,234 | -554,909 | 3,5819 | 3,213 | -551,292 |
| 61 | 3,7129 | 3,214 | -630,393 | 3,6887 | 3,193 | -626,284 |
| 62 | 3,8196 | 3,192 | -701,416 | 3,7947 | 3,171 | -696,843 |
| 63 | 3,9256 | 3,167 | -768,111 | 3,9 | 3,147 | -763,104 |
| 64 | 4,0308 | 3,141 | -830,623 | 4,0045 | 3,12 | -825,208 |
| 65 | 4,135 | 3,112 | -889,104 | 4,108 | 3,092 | -883,308 |
| 66 | 4,2382 | 3,081 | -943,712 | 4,2106 | 3,061 | -937,56 |
| 67 | 4,3404 | 3,049 | -994,609 | 4,3121 | 3,029 | -988,125 |
| 68 | 4,4414 | 3,015 | -1041,96 | 4,4125 | 2,995 | -1035,17 |
| 69 | 4,5414 | 2,98 | -1085,93 | 4,5118 | 2,96 | -1078,85 |
| 70 | 4,6401 | 2,943 | -1126,68 | 4,6098 | 2,923 | -1119,34 |
| 71 | 4,7375 | 2,904 | -1164,38 | 4,7066 | 2,886 | -1156,79 |
| 72 | 4,8337 | 2,865 | -1199,2 | 4,8022 | 2,846 | -1191,38 |
| 73 | 4,9285 | 2,825 | -1231,29 | 4,8964 | 2,806 | -1223,26 |
| 74 | 5,022 | 2,783 | -1260,81 | 4,9892 | 2,765 | -1252,59 |
| 75 | 5,114 | 2,741 | -1287,91 | 5,0807 | 2,723 | -1279,52 |
| 76 | 5,2047 | 2,697 | -1312,75 | 5,1707 | 2,68 | -1304,19 |
| 77 | 5,2938 | 2,653 | -1335,46 | 5,2593 | 2,636 | -1326,76 |
| 78 | 5,3815 | 2,608 | -1356,19 | 5,3465 | 2,591 | -1347,35 |
| 79 | 5,4677 | 2,563 | -1375,07 | 5,4321 | 2,546 | -1366,11 |
| 80 | 5,5524 | 2,517 | -1392,23 | 5,5162 | 2,5 | -1383,16 |

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

131

| | | | | | | |
|-----|--------|-------|----------|--------|-------|----------|
| 81 | 5,6355 | 2,47 | -1407,79 | 5,5987 | 2,454 | -1398,61 |
| 82 | 5,717 | 2,423 | -1421,87 | 5,6798 | 2,407 | -1412,6 |
| 83 | 5,797 | 2,375 | -1434,58 | 5,7592 | 2,36 | -1425,22 |
| 84 | 5,8754 | 2,327 | -1446,02 | 5,8371 | 2,312 | -1436,59 |
| 85 | 5,9521 | 2,279 | -1456,3 | 5,9133 | 2,264 | -1446,81 |
| 86 | 6,0273 | 2,23 | -1465,51 | 5,988 | 2,215 | -1455,96 |
| 87 | 6,1008 | 2,181 | -1473,74 | 6,061 | 2,167 | -1464,14 |
| 88 | 6,1727 | 2,132 | -1481,08 | 6,1324 | 2,118 | -1471,42 |
| 89 | 6,2429 | 2,082 | -1487,6 | 6,2022 | 2,069 | -1477,9 |
| 90 | 6,3115 | 2,033 | -1493,37 | 6,2703 | 2,019 | -1483,64 |
| 91 | 6,3784 | 1,983 | -1498,47 | 6,3368 | 1,97 | -1488,7 |
| 92 | 6,4437 | 1,933 | -1502,96 | 6,4017 | 1,92 | -1493,16 |
| 93 | 6,5072 | 1,883 | -1506,9 | 6,4648 | 1,87 | -1497,07 |
| 94 | 6,5692 | 1,832 | -1510,34 | 6,5263 | 1,82 | -1500,49 |
| 95 | 6,6294 | 1,782 | -1513,34 | 6,5862 | 1,77 | -1503,47 |
| 96 | 6,688 | 1,731 | -1515,93 | 6,6444 | 1,72 | -1506,05 |
| 97 | 6,7448 | 1,681 | -1518,18 | 6,7009 | 1,67 | -1508,28 |
| 98 | 6,8 | 1,63 | -1520,11 | 6,7557 | 1,62 | -1510,2 |
| 99 | 6,8535 | 1,579 | -1521,76 | 6,8088 | 1,569 | -1511,84 |
| 100 | 6,9053 | 1,529 | -1523,16 | 6,8603 | 1,519 | -1513,23 |
| 101 | 6,9554 | 1,478 | -1524,35 | 6,9101 | 1,468 | -1514,42 |
| 102 | 7,0038 | 1,427 | -1525,35 | 6,9582 | 1,418 | -1515,41 |
| 103 | 7,0505 | 1,376 | -1526,19 | 7,0046 | 1,367 | -1516,24 |
| 104 | 7,0956 | 1,325 | -1526,89 | 7,0493 | 1,317 | -1516,94 |
| 105 | 7,1389 | 1,274 | -1527,46 | 7,0924 | 1,266 | -1517,51 |
| 106 | 7,1805 | 1,224 | -1527,93 | 7,1337 | 1,216 | -1517,97 |
| 107 | 7,2205 | 1,173 | -1528,32 | 7,1734 | 1,165 | -1518,35 |
| 108 | 7,2587 | 1,122 | -1528,62 | 7,2114 | 1,114 | -1518,66 |
| 109 | 7,2952 | 1,071 | -1528,87 | 7,2477 | 1,064 | -1518,9 |
| 110 | 7,3301 | 1,02 | -1529,06 | 7,2823 | 1,013 | -1519,09 |
| 111 | 7,3632 | 0,969 | -1529,21 | 7,3152 | 0,962 | -1519,24 |
| 112 | 7,3947 | 0,918 | -1529,33 | 7,3465 | 0,912 | -1519,36 |
| 113 | 7,4244 | 0,867 | -1529,42 | 7,376 | 0,861 | -1519,45 |
| 114 | 7,4525 | 0,816 | -1529,48 | 7,4039 | 0,81 | -1519,51 |
| 115 | 7,4788 | 0,765 | -1529,53 | 7,43 | 0,76 | -1519,56 |
| 116 | 7,5034 | 0,714 | -1529,56 | 7,4545 | 0,709 | -1519,59 |
| 117 | 7,5264 | 0,663 | -1529,59 | 7,4773 | 0,659 | -1519,62 |
| 118 | 7,5476 | 0,612 | -1529,6 | 7,4984 | 0,608 | -1519,63 |
| 119 | 7,5672 | 0,561 | -1529,61 | 7,5178 | 0,557 | -1519,64 |
| 120 | 7,585 | 0,51 | -1529,62 | 7,5356 | 0,507 | -1519,65 |
| 121 | 7,6012 | 0,459 | -1529,62 | 7,5516 | 0,456 | -1519,65 |
| 122 | 7,6156 | 0,408 | -1529,63 | 7,566 | 0,405 | -1519,66 |
| 123 | 7,6284 | 0,357 | -1529,63 | 7,5786 | 0,355 | -1519,66 |

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

132

| | | | | | | |
|-----|--------|--------|----------|--------|--------|----------|
| 124 | 7,6394 | 0,306 | -1529,63 | 7,5896 | 0,304 | -1519,66 |
| 125 | 7,6488 | 0,255 | -1529,63 | 7,5989 | 0,253 | -1519,66 |
| 126 | 7,6564 | 0,204 | -1529,63 | 7,6065 | 0,203 | -1519,66 |
| 127 | 7,6624 | 0,153 | -1529,63 | 7,6124 | 0,152 | -1519,66 |
| 128 | 7,6666 | 0,102 | -1529,63 | 7,6166 | 0,101 | -1519,66 |
| 129 | 7,6692 | 0,051 | -1529,63 | 7,6192 | 0,051 | -1519,66 |
| 130 | 7,67 | 0 | -1529,63 | 7,62 | 0 | -1519,66 |
| 131 | 7,6692 | -0,051 | -1529,63 | 7,6192 | -0,051 | -1519,66 |
| 132 | 7,6666 | -0,102 | -1529,63 | 7,6166 | -0,101 | -1519,66 |
| 133 | 7,6624 | -0,153 | -1529,63 | 7,6124 | -0,152 | -1519,66 |
| 134 | 7,6564 | -0,204 | -1529,63 | 7,6065 | -0,203 | -1519,66 |
| 135 | 7,6488 | -0,255 | -1529,63 | 7,5989 | -0,253 | -1519,66 |
| 136 | 7,6394 | -0,306 | -1529,63 | 7,5896 | -0,304 | -1519,66 |
| 137 | 7,6284 | -0,357 | -1529,63 | 7,5786 | -0,355 | -1519,66 |
| 138 | 7,6156 | -0,408 | -1529,63 | 7,566 | -0,405 | -1519,66 |
| 139 | 7,6012 | -0,459 | -1529,62 | 7,5516 | -0,456 | -1519,65 |
| 140 | 7,585 | -0,51 | -1529,62 | 7,5356 | -0,507 | -1519,65 |
| 141 | 7,5672 | -0,561 | -1529,61 | 7,5178 | -0,557 | -1519,64 |
| 142 | 7,5476 | -0,612 | -1529,6 | 7,4984 | -0,608 | -1519,63 |
| 143 | 7,5264 | -0,663 | -1529,59 | 7,4773 | -0,659 | -1519,62 |
| 144 | 7,5034 | -0,714 | -1529,56 | 7,4545 | -0,709 | -1519,59 |
| 145 | 7,4788 | -0,765 | -1529,53 | 7,43 | -0,76 | -1519,56 |
| 146 | 7,4525 | -0,816 | -1529,48 | 7,4039 | -0,81 | -1519,51 |
| 147 | 7,4244 | -0,867 | -1529,42 | 7,376 | -0,861 | -1519,45 |
| 148 | 7,3947 | -0,918 | -1529,33 | 7,3465 | -0,912 | -1519,36 |
| 149 | 7,3632 | -0,969 | -1529,21 | 7,3152 | -0,962 | -1519,24 |
| 150 | 7,3301 | -1,02 | -1529,06 | 7,2823 | -1,013 | -1519,09 |
| 151 | 7,2952 | -1,071 | -1528,87 | 7,2477 | -1,064 | -1518,9 |
| 152 | 7,2587 | -1,122 | -1528,62 | 7,2114 | -1,114 | -1518,66 |
| 153 | 7,2205 | -1,173 | -1528,32 | 7,1734 | -1,165 | -1518,35 |
| 154 | 7,1805 | -1,224 | -1527,93 | 7,1337 | -1,216 | -1517,97 |
| 155 | 7,1389 | -1,274 | -1527,46 | 7,0924 | -1,266 | -1517,51 |
| 156 | 7,0956 | -1,325 | -1526,89 | 7,0493 | -1,317 | -1516,94 |
| 157 | 7,0505 | -1,376 | -1526,19 | 7,0046 | -1,367 | -1516,24 |
| 158 | 7,0038 | -1,427 | -1525,35 | 6,9582 | -1,418 | -1515,41 |
| 159 | 6,9554 | -1,478 | -1524,35 | 6,9101 | -1,468 | -1514,42 |
| 160 | 6,9053 | -1,529 | -1523,16 | 6,8603 | -1,519 | -1513,23 |
| 161 | 6,8535 | -1,579 | -1521,76 | 6,8088 | -1,569 | -1511,84 |
| 162 | 6,8 | -1,63 | -1520,11 | 6,7557 | -1,62 | -1510,2 |
| 163 | 6,7448 | -1,681 | -1518,18 | 6,7009 | -1,67 | -1508,28 |
| 164 | 6,688 | -1,731 | -1515,93 | 6,6444 | -1,72 | -1506,05 |
| 165 | 6,6294 | -1,782 | -1513,34 | 6,5862 | -1,77 | -1503,47 |
| 166 | 6,5692 | -1,832 | -1510,34 | 6,5263 | -1,82 | -1500,49 |

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

133

| | | | | | | |
|-----|--------|--------|----------|--------|--------|----------|
| 167 | 6,5072 | -1,883 | -1506,9 | 6,4648 | -1,87 | -1497,07 |
| 168 | 6,4437 | -1,933 | -1502,96 | 6,4017 | -1,92 | -1493,16 |
| 169 | 6,3784 | -1,983 | -1498,47 | 6,3368 | -1,97 | -1488,7 |
| 170 | 6,3115 | -2,033 | -1493,37 | 6,2703 | -2,019 | -1483,64 |
| 171 | 6,2429 | -2,082 | -1487,6 | 6,2022 | -2,069 | -1477,9 |
| 172 | 6,1727 | -2,132 | -1481,08 | 6,1324 | -2,118 | -1471,42 |
| 173 | 6,1008 | -2,181 | -1473,74 | 6,061 | -2,167 | -1464,14 |
| 174 | 6,0273 | -2,23 | -1465,51 | 5,988 | -2,215 | -1455,96 |
| 175 | 5,9521 | -2,279 | -1456,3 | 5,9133 | -2,264 | -1446,81 |
| 176 | 5,8754 | -2,327 | -1446,02 | 5,8371 | -2,312 | -1436,59 |
| 177 | 5,797 | -2,375 | -1434,58 | 5,7592 | -2,36 | -1425,22 |
| 178 | 5,717 | -2,423 | -1421,87 | 5,6798 | -2,407 | -1412,6 |
| 179 | 5,6355 | -2,47 | -1407,79 | 5,5987 | -2,454 | -1398,61 |
| 180 | 5,5524 | -2,517 | -1392,23 | 5,5162 | -2,5 | -1383,16 |
| 181 | 5,4677 | -2,563 | -1375,07 | 5,4321 | -2,546 | -1366,11 |
| 182 | 5,3815 | -2,608 | -1356,19 | 5,3465 | -2,591 | -1347,35 |
| 183 | 5,2938 | -2,653 | -1335,46 | 5,2593 | -2,636 | -1326,76 |
| 184 | 5,2047 | -2,697 | -1312,75 | 5,1707 | -2,68 | -1304,19 |
| 185 | 5,114 | -2,741 | -1287,91 | 5,0807 | -2,723 | -1279,52 |
| 186 | 5,022 | -2,783 | -1260,81 | 4,9892 | -2,765 | -1252,59 |
| 187 | 4,9285 | -2,825 | -1231,29 | 4,8964 | -2,806 | -1223,26 |
| 188 | 4,8337 | -2,865 | -1199,2 | 4,8022 | -2,846 | -1191,38 |
| 189 | 4,7375 | -2,904 | -1164,38 | 4,7066 | -2,886 | -1156,79 |
| 190 | 4,6401 | -2,943 | -1126,68 | 4,6098 | -2,923 | -1119,34 |
| 191 | 4,5414 | -2,98 | -1085,93 | 4,5118 | -2,96 | -1078,85 |
| 192 | 4,4414 | -3,015 | -1041,96 | 4,4125 | -2,995 | -1035,17 |
| 193 | 4,3404 | -3,049 | -994,609 | 4,3121 | -3,029 | -988,125 |
| 194 | 4,2382 | -3,081 | -943,712 | 4,2106 | -3,061 | -937,56 |
| 195 | 4,135 | -3,112 | -889,104 | 4,108 | -3,092 | -883,308 |
| 196 | 4,0308 | -3,141 | -830,623 | 4,0045 | -3,12 | -825,208 |
| 197 | 3,9256 | -3,167 | -768,111 | 3,9 | -3,147 | -763,104 |
| 198 | 3,8196 | -3,192 | -701,416 | 3,7947 | -3,171 | -696,843 |
| 199 | 3,7129 | -3,214 | -630,393 | 3,6887 | -3,193 | -626,284 |
| 200 | 3,6054 | -3,234 | -554,909 | 3,5819 | -3,213 | -551,292 |
| 201 | 3,4973 | -3,251 | -474,841 | 3,4745 | -3,23 | -471,745 |
| 202 | 3,3887 | -3,265 | -390,08 | 3,3666 | -3,244 | -387,537 |
| 203 | 3,2797 | -3,277 | -300,536 | 3,2583 | -3,255 | -298,577 |
| 204 | 3,1703 | -3,285 | -206,137 | 3,1496 | -3,264 | -204,793 |
| 205 | 3,0607 | -3,29 | -106,836 | 3,0407 | -3,269 | -106,139 |
| 206 | 2,951 | -3,292 | -2,611 | 2,9317 | -3,271 | -2,594 |
| 207 | 2,8412 | -3,291 | 106,528 | 2,8227 | -3,269 | 105,834 |
| 208 | 2,7316 | -3,285 | 220,541 | 2,7138 | -3,264 | 219,103 |
| 209 | 2,6223 | -3,276 | 339,345 | 2,6052 | -3,254 | 337,133 |

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

ЮЧРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

134

| | | | | | | |
|-----|--------|--------|---------|--------|--------|---------|
| 210 | 2,5133 | -3,262 | 462,82 | 2,4969 | -3,241 | 459,803 |
| 211 | 2,4048 | -3,245 | 590,798 | 2,3891 | -3,224 | 586,947 |
| 212 | 2,297 | -3,223 | 723,06 | 2,282 | -3,202 | 718,347 |
| 213 | 2,19 | -3,197 | 859,334 | 2,1757 | -3,176 | 853,732 |
| 214 | 2,0839 | -3,166 | 999,288 | 2,0704 | -3,145 | 992,774 |
| 215 | 1,979 | -3,13 | 1142,53 | 1,9661 | -3,11 | 1135,08 |
| 216 | 1,8753 | -3,09 | 1288,59 | 1,8631 | -3,069 | 1280,19 |
| 217 | 1,7731 | -3,044 | 1436,93 | 1,7615 | -3,024 | 1427,56 |
| 218 | 1,6724 | -2,994 | 1586,95 | 1,6615 | -2,974 | 1576,61 |
| 219 | 1,5736 | -2,938 | 1737,97 | 1,5633 | -2,919 | 1726,64 |
| 220 | 1,4766 | -2,878 | 1889,2 | 1,467 | -2,859 | 1876,88 |
| 221 | 1,3818 | -2,812 | 2039,79 | 1,3728 | -2,794 | 2026,5 |
| 222 | 1,2892 | -2,742 | 2188,82 | 1,2808 | -2,724 | 2174,55 |
| 223 | 1,199 | -2,666 | 2335,26 | 1,1912 | -2,649 | 2320,04 |
| 224 | 1,1115 | -2,586 | 2478,01 | 1,1042 | -2,569 | 2461,85 |
| 225 | 1,0267 | -2,501 | 2615,88 | 1,02 | -2,485 | 2598,83 |
| 226 | 0,9448 | -2,412 | 2747,62 | 0,9386 | -2,396 | 2729,71 |
| 227 | 0,8659 | -2,318 | 2871,9 | 0,8603 | -2,303 | 2853,17 |
| 228 | 0,7903 | -2,221 | 2987,33 | 0,7851 | -2,206 | 2967,86 |
| 229 | 0,7179 | -2,119 | 3092,48 | 0,7132 | -2,105 | 3072,32 |
| 230 | 0,649 | -2,015 | 3185,89 | 0,6448 | -2,001 | 3165,12 |
| 231 | 0,5836 | -1,907 | 3266,06 | 0,5798 | -1,895 | 3244,77 |
| 232 | 0,5219 | -1,797 | 3331,52 | 0,5185 | -1,785 | 3309,8 |
| 233 | 0,4639 | -1,685 | 3380,81 | 0,4608 | -1,674 | 3358,77 |
| 234 | 0,4096 | -1,572 | 3412,52 | 0,4069 | -1,562 | 3390,28 |
| 235 | 0,3591 | -1,458 | 3425,36 | 0,3568 | -1,448 | 3403,04 |
| 236 | 0,3124 | -1,344 | 3418,14 | 0,3104 | -1,335 | 3395,86 |
| 237 | 0,2695 | -1,23 | 3389,83 | 0,2678 | -1,222 | 3367,73 |
| 238 | 0,2304 | -1,118 | 3339,61 | 0,2289 | -1,111 | 3317,84 |
| 239 | 0,195 | -1,008 | 3266,92 | 0,1937 | -1,001 | 3245,63 |
| 240 | 0,1632 | -0,9 | 3171,51 | 0,1621 | -0,894 | 3150,84 |
| 241 | 0,1349 | -0,797 | 3053,48 | 0,134 | -0,791 | 3033,57 |
| 242 | 0,11 | -0,697 | 2913,32 | 0,1093 | -0,692 | 2894,33 |
| 243 | 0,0884 | -0,603 | 2752,01 | 0,0878 | -0,599 | 2734,07 |
| 244 | 0,0698 | -0,514 | 2571,02 | 0,0693 | -0,51 | 2554,26 |
| 245 | 0,0541 | -0,431 | 2372,38 | 0,0537 | -0,429 | 2356,92 |
| 246 | 0,041 | -0,356 | 2158,72 | 0,0407 | -0,353 | 2144,65 |
| 247 | 0,0303 | -0,288 | 1933,26 | 0,0301 | -0,286 | 1920,66 |
| 248 | 0,0217 | -0,227 | 1699,84 | 0,0216 | -0,225 | 1688,76 |
| 249 | 0,015 | -0,174 | 1462,9 | 0,0149 | -0,173 | 1453,36 |
| 250 | 0,01 | -0,129 | 1227,38 | 0,0099 | -0,129 | 1219,38 |
| 251 | 0,0063 | -0,092 | 998,699 | 0,0063 | -0,092 | 992,189 |
| 252 | 0,0038 | -0,063 | 782,515 | 0,0037 | -0,062 | 777,414 |

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

ЮЦРГУ – 13.03.03.2019.134.ПЗ ВКР

Лист

135

| | | | | | | |
|-----|--------|--------|---------|--------|--------|---------|
| 253 | 0,0021 | -0,04 | 584,558 | 0,0021 | -0,04 | 580,748 |
| 254 | 0,001 | -0,023 | 410,298 | 0,001 | -0,023 | 407,623 |
| 255 | 0,0004 | -0,012 | 264,53 | 0,0004 | -0,012 | 262,805 |
| 256 | 0,0002 | -0,005 | 150,826 | 0,0002 | -0,005 | 149,842 |
| 257 | 0 | -0,002 | 70,828 | 0 | -0,002 | 70,366 |
| 258 | 0 | 0 | 23,351 | 0 | 0 | 23,198 |
| 259 | 0 | 0 | 3,246 | 0 | 0 | 3,225 |
| 260 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

13.03.03.2019.134.00.01 СБ

Перв. примен.

Справ. №

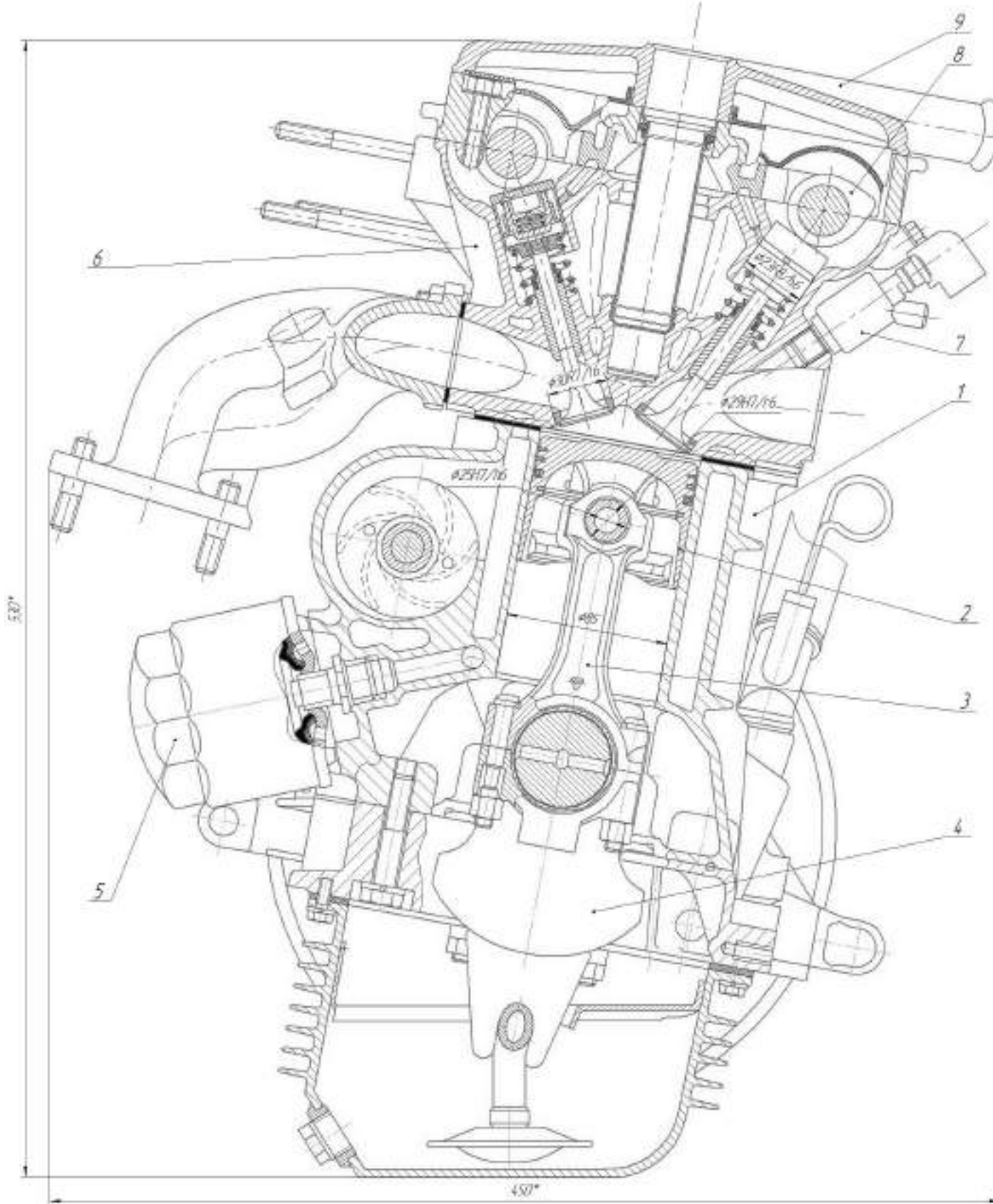
Подп. и дата

Инд. № дюрл.

Взам. инв. №

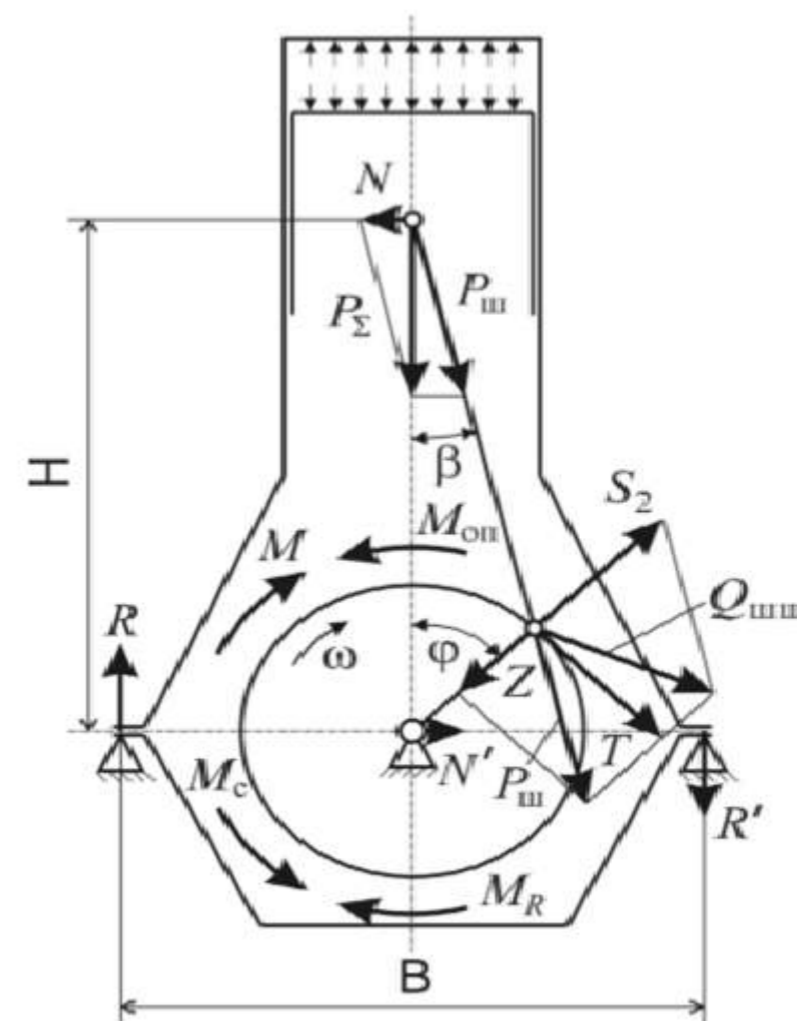
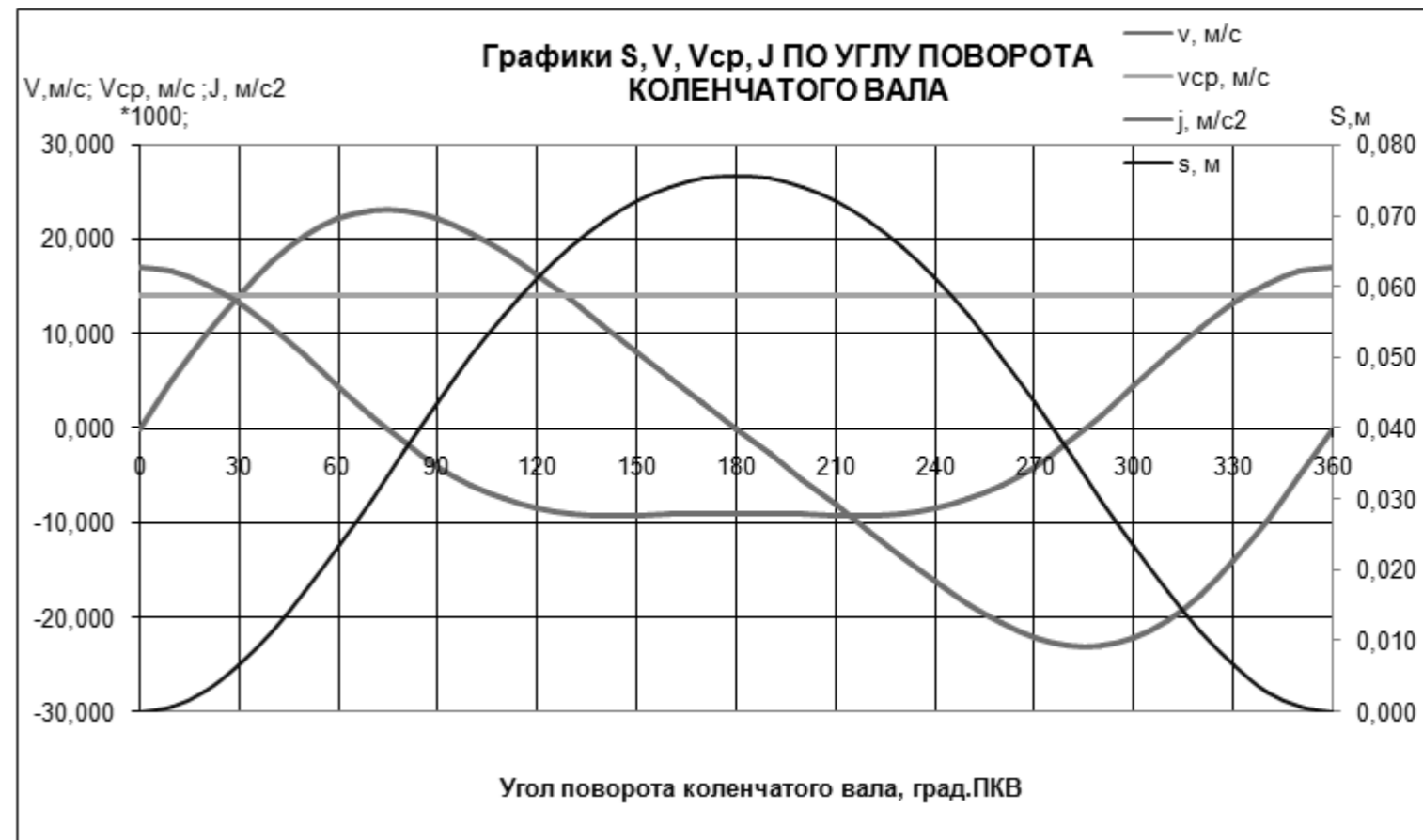
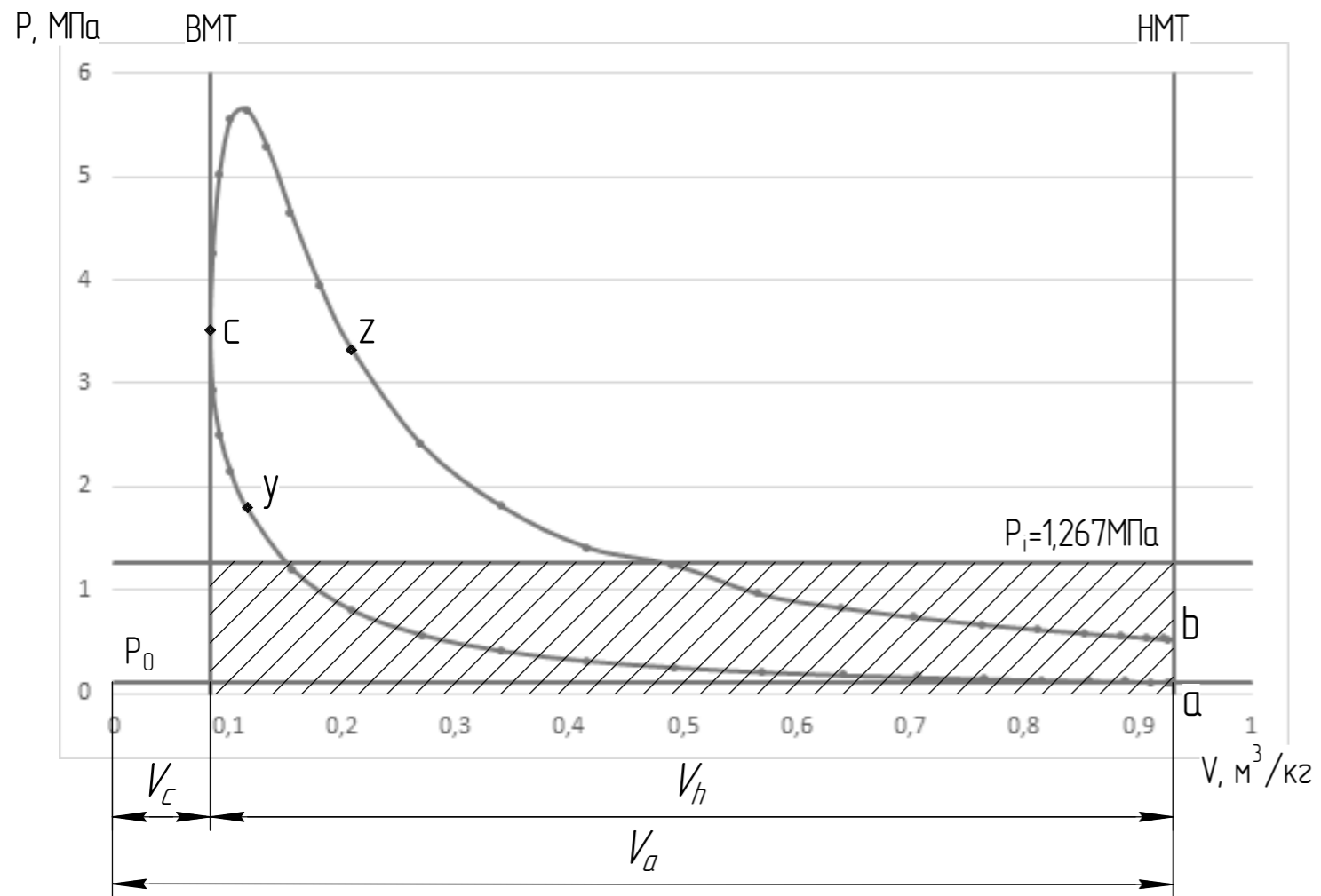
Подп. и дата

Инд. № подл.

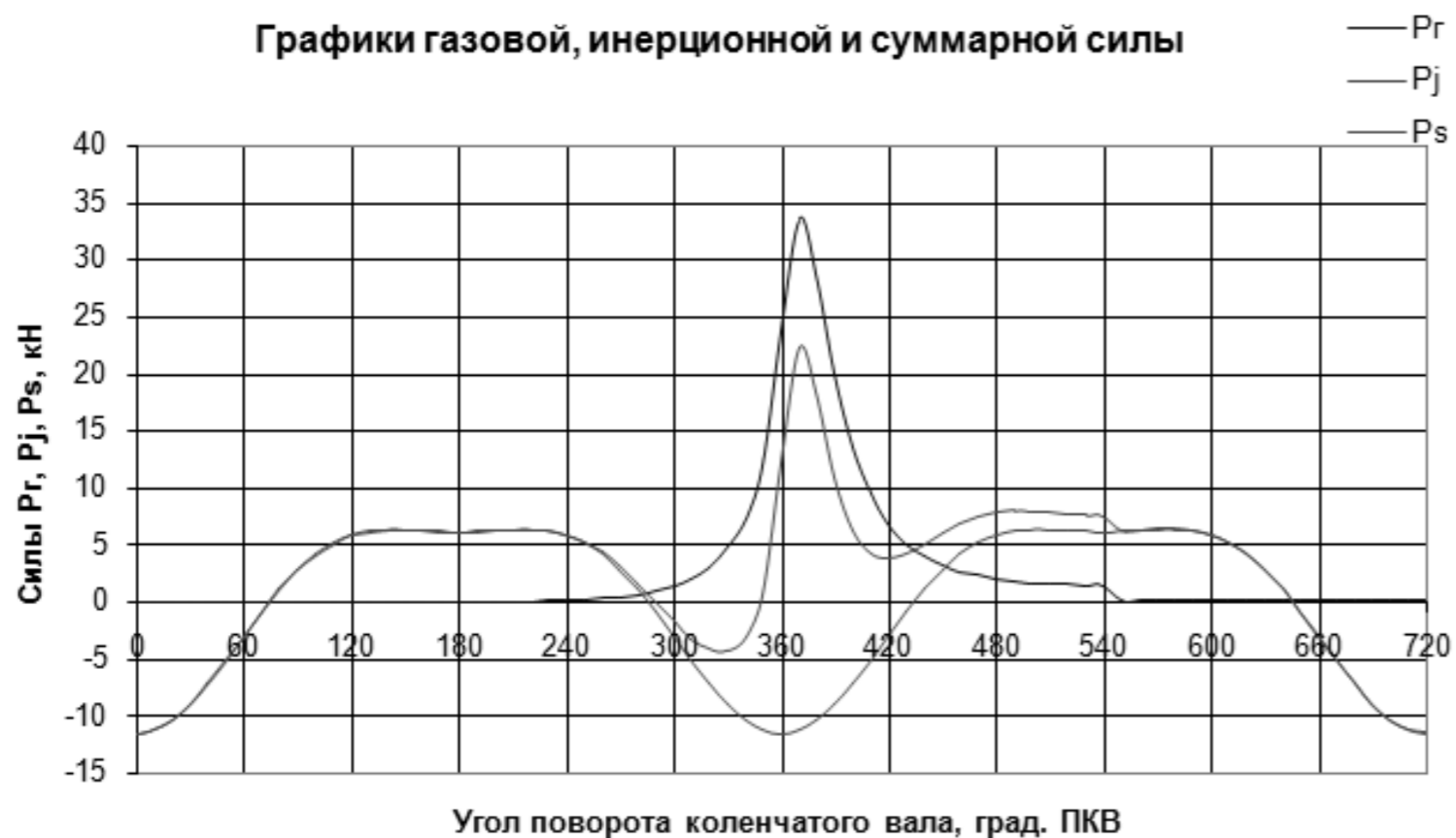


| Формат | Зона | Поз. | Обозначение | Наименование | Кол. | Примечание |
|--------|------|------|----------------|--------------------------|------|------------|
| | | | | <u>Документация</u> | | |
| | | | ВГЛТЧ.00.01.00 | Блок цилиндров | 1 | |
| | | | | <u>Сборочные единицы</u> | | |
| | | 1 | ВГЛТЧ.00.01.00 | Блок цилиндров | 1 | |
| | | 2 | ВГЛТЧ.00.02.00 | Поршень | 4 | |
| | | 3 | ВГЛТЧ.00.03.00 | Шатун | 4 | |
| | | 4 | ВГЛТЧ.00.04.00 | Коленчатый вал | 1 | |
| | | 5 | ВГЛТЧ.00.05.00 | Фильтр масляный | 1 | |
| | | 6 | ВГЛТЧ.00.06.00 | Головка блока цилиндров | 1 | |
| | | 7 | ВГЛТЧ.00.07.00 | Форсунка | 4 | |
| | | 8 | ВГЛТЧ.00.08.00 | Вал распределительный | 2 | |
| | | 9 | ВГЛТЧ.00.09.00 | Крышка | 1 | |

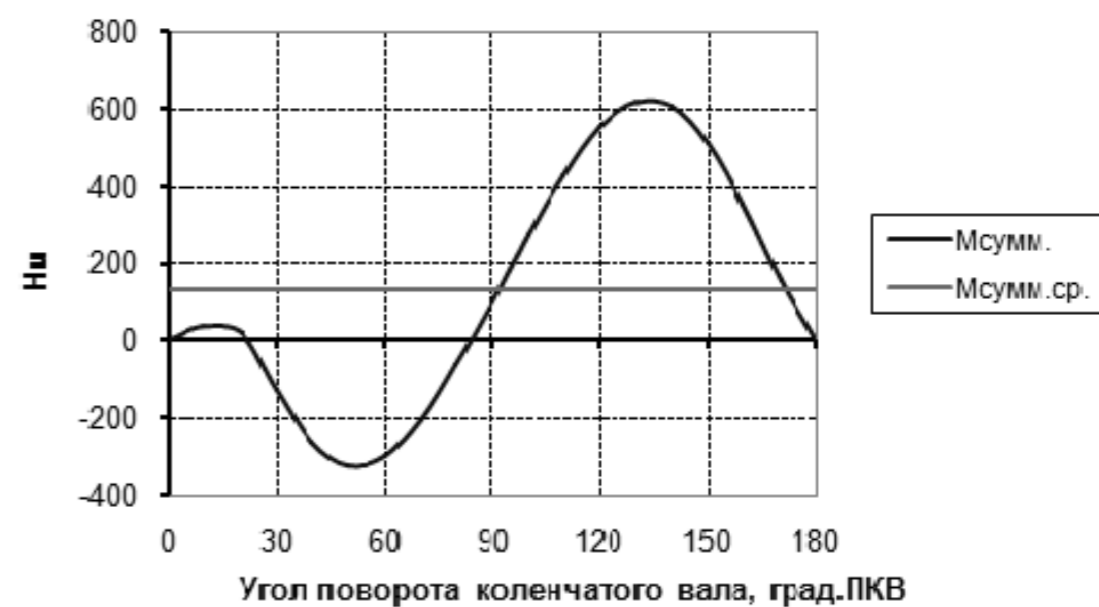
| | | | | | | | | |
|-----------|------------|-------|------|--------------------------------|--|----------------------|--------|---------|
| | | | | 13.03.03.2019.134.00.01 СБ | | | | |
| Изм./Лист | № докум. | Подп. | Дата | Разрез двигателя 448,2/7,56 | | Лит. | Масса | Масштаб |
| Разраб. | Смольников | | | | | | | 1:2,5 |
| Пров. | Мацулевич | | | | | Лист | Листов | 1 |
| Т.контр. | | | | | | Кафедра ДВС и ЭСА | | |
| Н.контр. | Клементьев | | | | | Формат А3 | | |
| Утв. | Лазарев | | | | | Копировал | | |



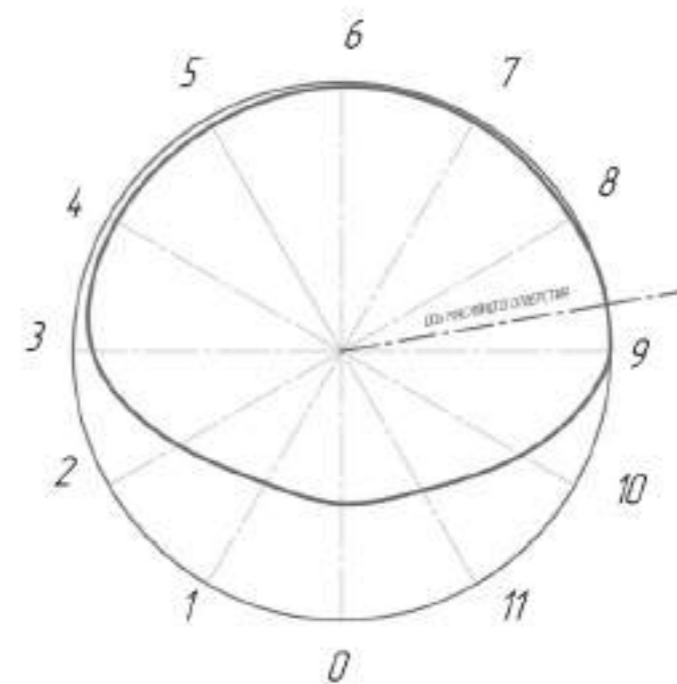
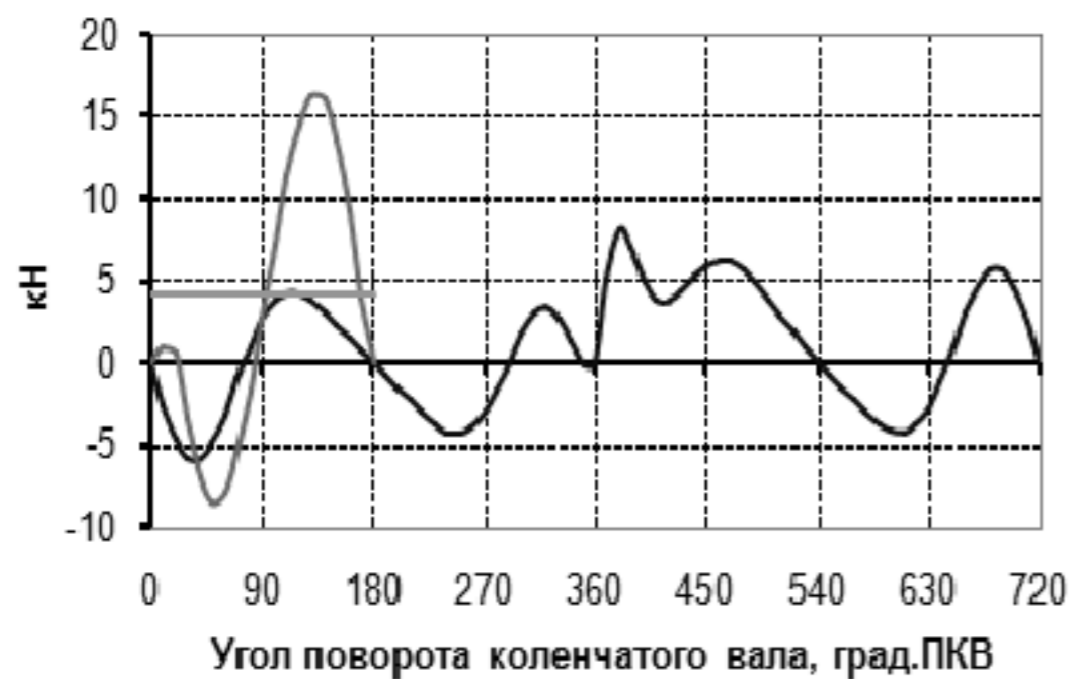
Графики газовой, инерционной и суммарной силы

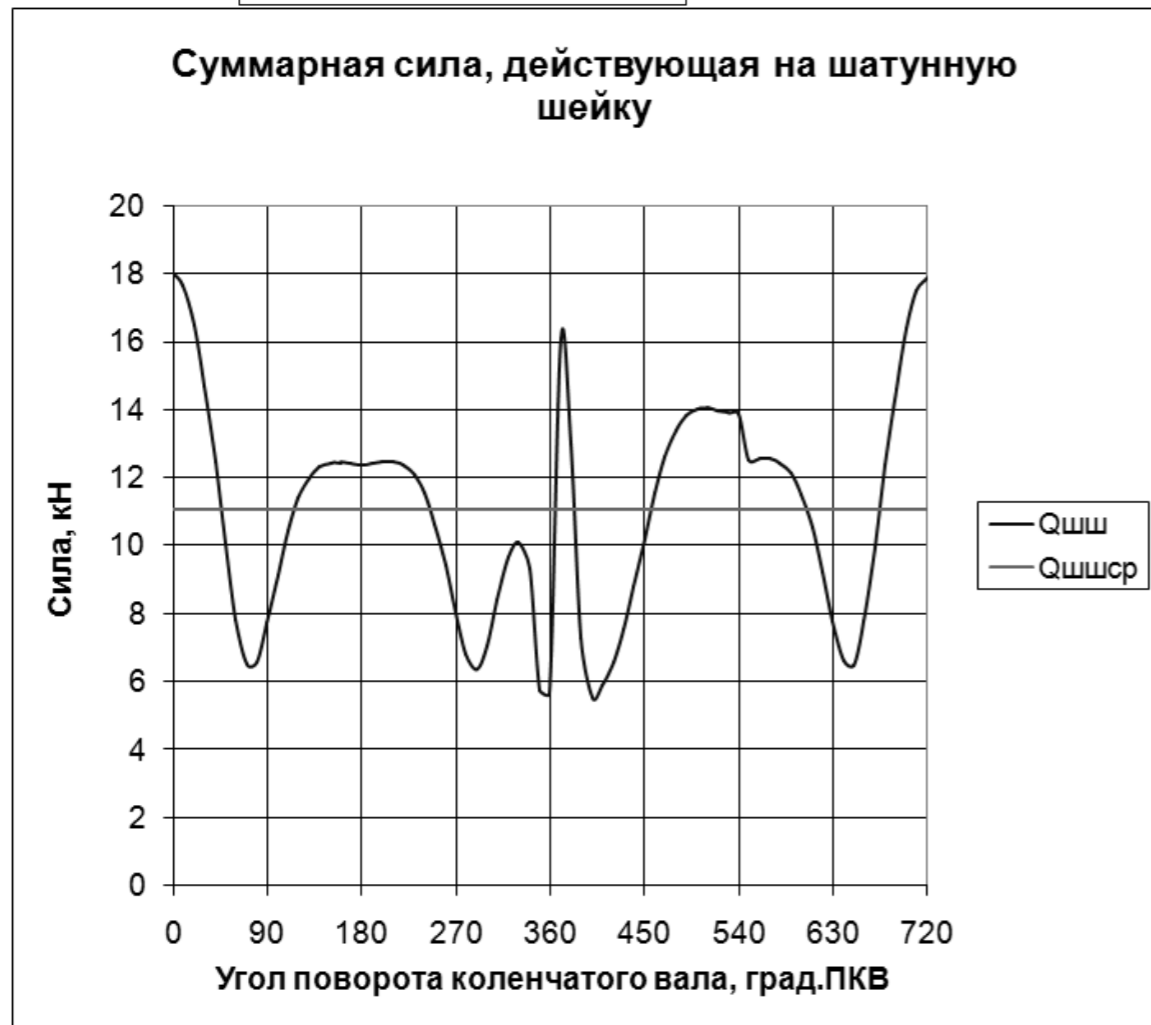
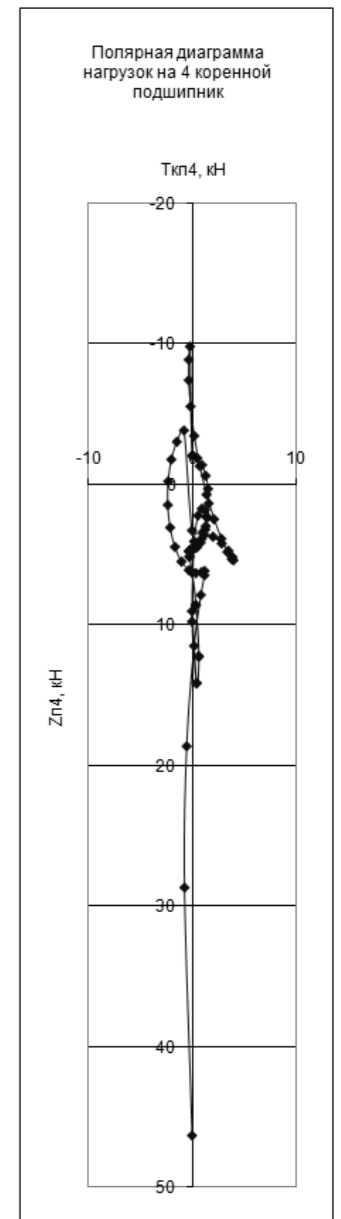
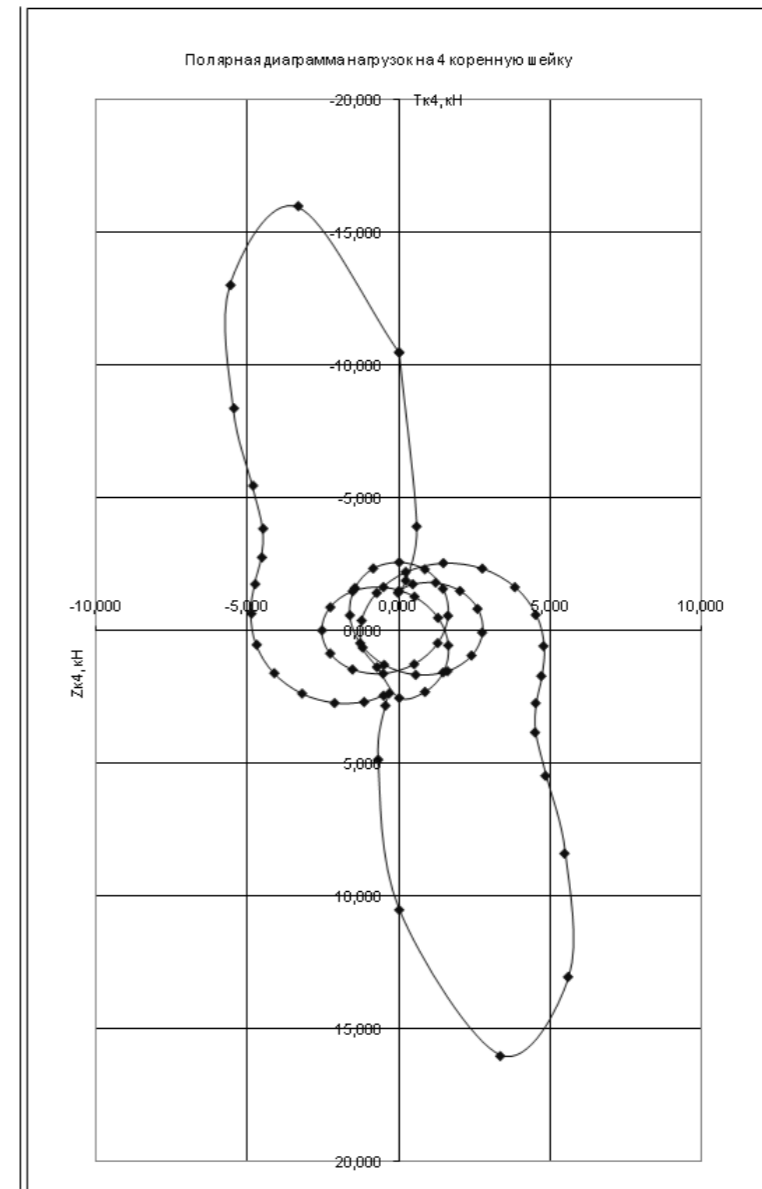
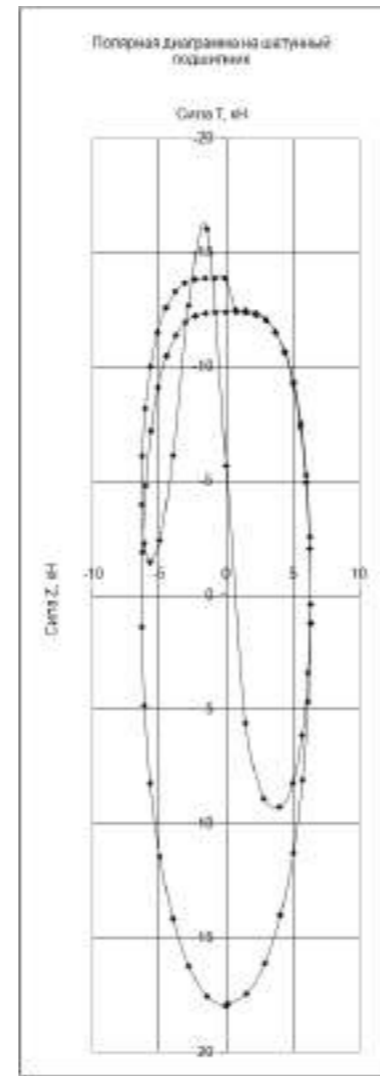
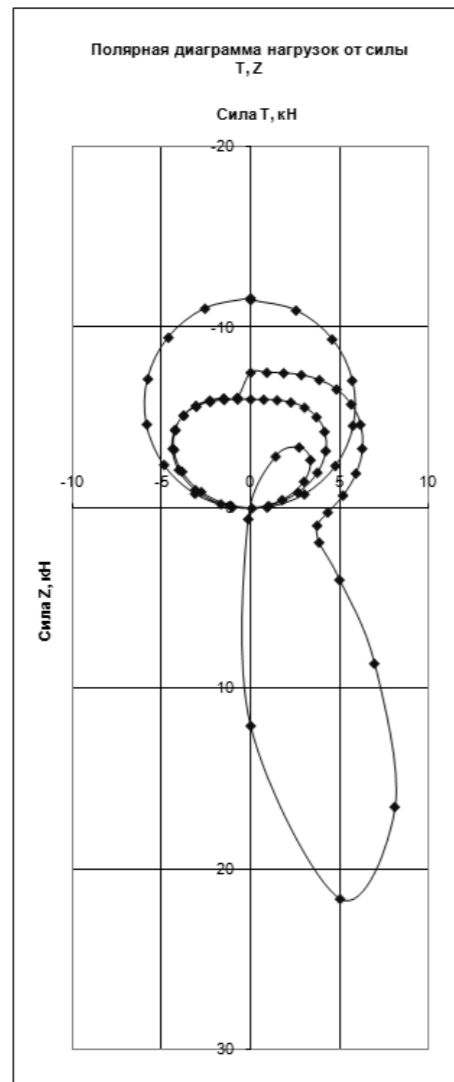


Момент $M_{сумм.}$, $M_{сумм.ср.}$

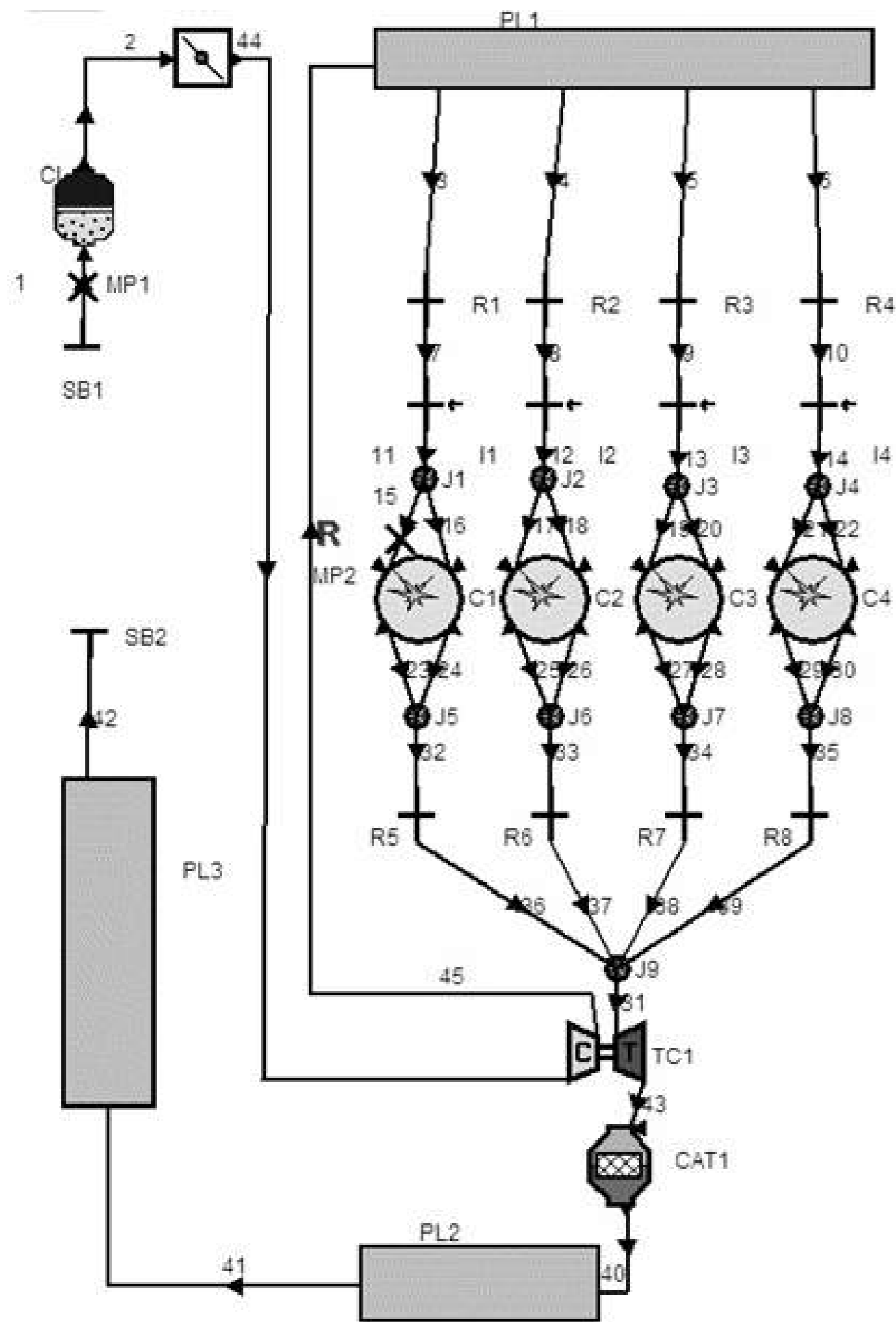


Силы T , $T_{сумм.}$, $T_{сумм.ср.}$





Расчётная модель двигателя 4Ч8.2/7.56 в программном комплексе AVL BOOST



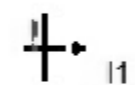
Расчетная модель
двигателя 4Ч8,2/7,56 в
программном комплексе
AVL BOOST



- цилиндр



- дроссельная заслонка



- топливная форсунка



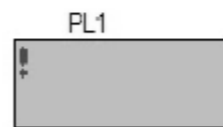
- соединитель



- ограничитель



- воздушный фильтр



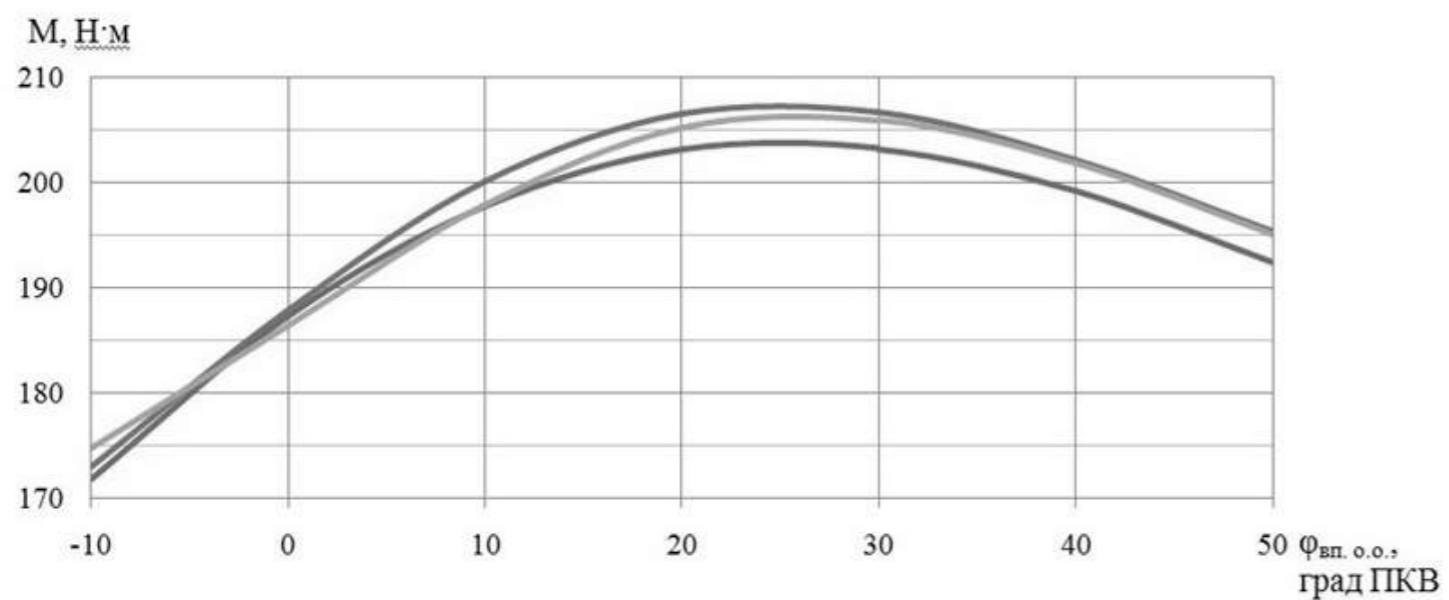
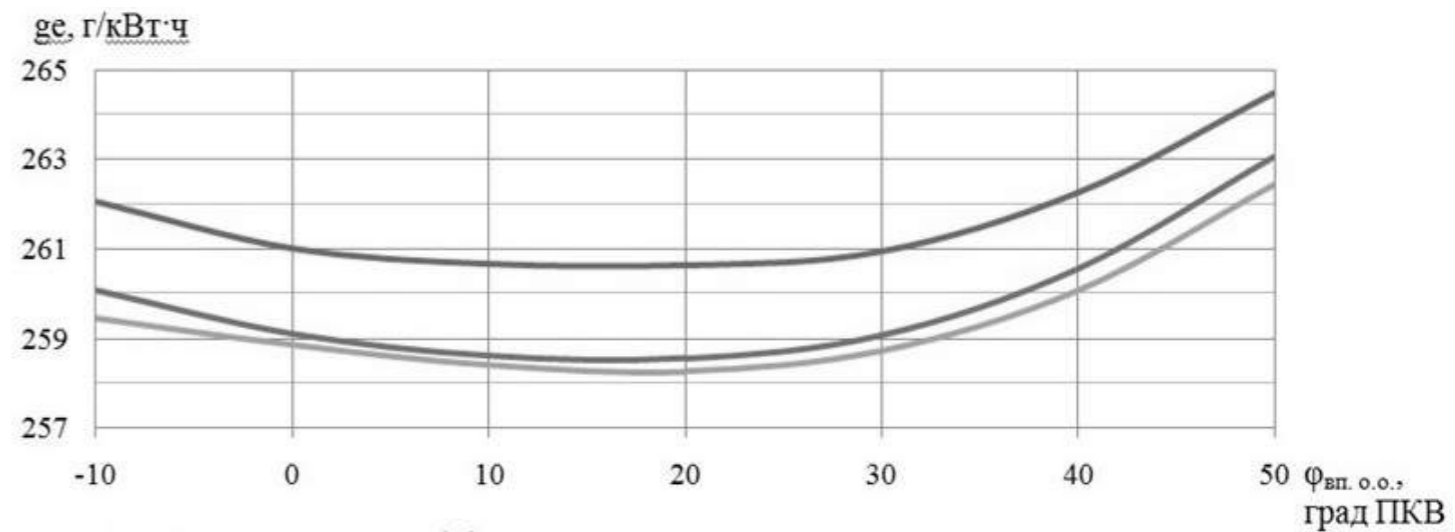
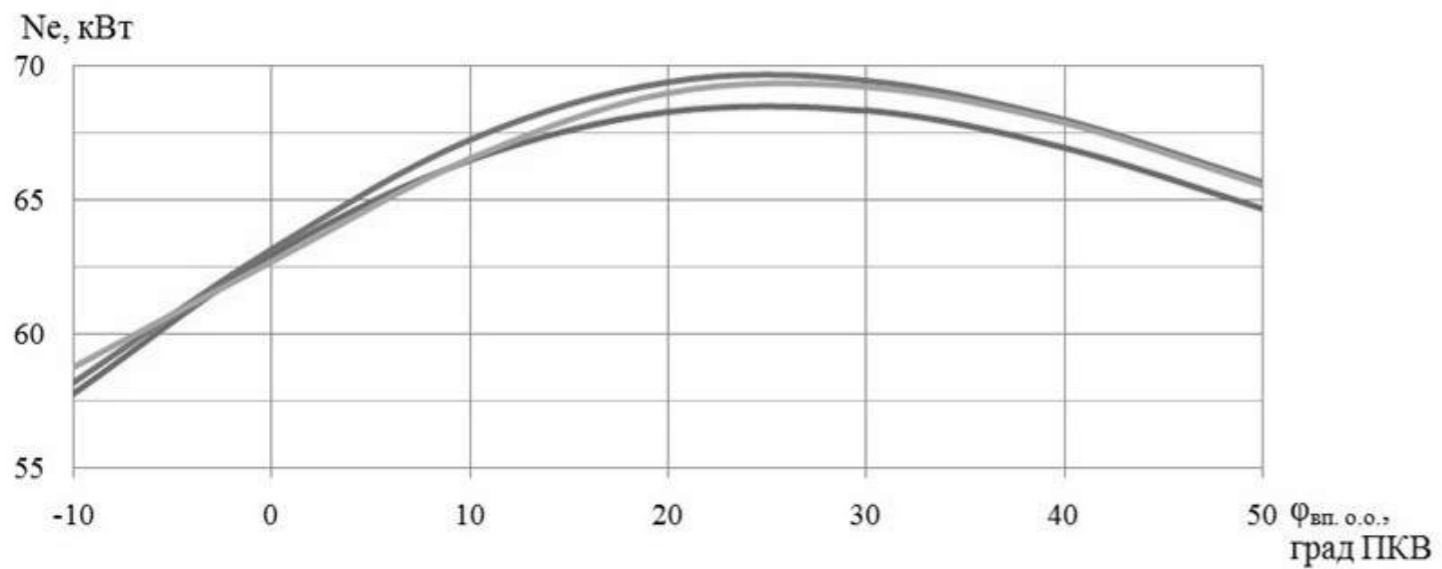
- объем (постоянной величины)



- нейтрализатор



- газотурбинный наддув



| Варианты фаз газораспределения | Впускные клапаны | | | Выпускные клапаны | | | $\Phi_{\text{пер. кл.}}$ град ПКВ |
|--------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------|-----------------------------------|
| | $\Phi_{\text{вп. о.о.}}$ град ПКВ | $\Phi_{\text{вп. з.з.}}$ град ПКВ | $\Phi_{\text{кл.}}$ град ПКВ | $\Phi_{\text{вып. о.о.}}$ град ПКВ | $\Phi_{\text{вып. з.з.}}$ град ПКВ | $\Phi_{\text{кл.}}$ град ПКВ | |
| 1 (Штатный) | 30 | 58 | 268 | 53 | 24 | 257 | 54 |
| 2 (Опытный) | 20 | 40 | 240 | 33 | 27 | 240 | 47 |
| 3 (Опытный) | 20 | 40 | 240 | 72 | 28 | 280 | 48 |
| 4 (Опытный) | 20 | 60 | 260 | 33 | 47 | 260 | 67 |

(— $\Phi_{\text{вып. о.о.}} = 23$ град ПКВ; — $\Phi_{\text{вып. о.о.}} = 33$ град ПКВ; — $\Phi_{\text{вып. о.о.}} = 43$ град ПКВ)

