

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

# АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

*Методические рекомендации к курсовому проектированию  
для студентов специальности  
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»  
(по направлениям)  
очной и заочной форм обучения*



УДК 629.113  
ББК 39.33  
А 36

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей»  
«25» апреля 2019 г., протокол № 12

Составители: канд. техн. наук, доц. О. В. Билык;  
ст. преподаватель Е. А. Моисеев;  
ассистент М. Л. Петренко;  
ассистент А. В. Юшкевич

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. М. Кургузиков

Методические рекомендации предназначены для студентов специальности  
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей».

Учебно-методическое издание

## АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Ответственный за выпуск	О. В. Билык
Технический редактор	С. Н. Красовская
Компьютерная верстка	М. А. Меленяко

Подписано в печать . Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 07.03.2019.  
Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.

© Белорусско-Российский  
университет 2019



## Содержание

Введение.....	4
1 Содержание курсовой работы.....	5
2 Методика выполнения теплового расчета двигателя.....	6
2.1 Техническое задание на тепловой расчет.....	6
2.2 Топливо.....	6
2.3 Параметры рабочего тела.....	7
2.4 Параметры окружающей среды и остаточных газов.....	8
2.5 Расчет параметров в конце процесса впуска.....	9
2.6 Процесс сжатия.....	11
2.7 Процесс сгорания.....	11
2.8 Процесс расширения.....	13
2.9 Индикаторные и эффективные параметры рабочего цикла, основные параметры цилиндра и двигателя.....	14
2.10 Построение индикаторной диаграммы двигателя.....	17
2.11 Построение круговой диаграммы фаз газораспределения.....	19
3 Методика построения внешней скоростной характеристики.....	20
4 Порядок выполнения динамического расчета кривошипно- шатунного механизма двигателя.....	22
4.1 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма.....	23
4.2 Расчет сил инерции.....	25
4.3 Расчет суммарных сил, действующих в кривошипно- шатунном механизме.....	25
4.4 Расчет сил, действующих на шатунную шейку колен- чатого вала.....	26
4.5 Построение графиков сил, действующих в кривошипно- шатунном механизме.....	27
4.6 Построение диаграммы износа шатунной шейки.....	27
4.7 Построение графика суммарного крутящего момен- та двигателя.....	29
4.8 Порядок выполнения динамического расчета на ЭВМ.....	29
5 Содержание информационных разделов поясни- тельной записки.....	30
6 Рекомендации по выбору и расчету механизмов и систем двигателя.....	31
7 Требования к заключению.....	32
Список литературы.....	32



## Введение

Курсовая работа по дисциплине «Автомобильные двигатели» выполняется студентами в соответствии с учебным планом специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей».

Цель курсовой работы – разработать проектное решение двигателя внутреннего сгорания для автомобиля определенного типа с детальной проработкой одной из его основных систем и/или механизмов в соответствии с заданием.

Задачами курсовой работы являются:

- систематизация и закрепление знаний по курсу «Автомобильные двигатели»;
- развитие у студентов творческих способностей и навыков анализа сложных технических систем при решении инженерно-конструкторских задач в области двигателестроения;
- совершенствование навыков выполнения конструкторской документации с применением ЭВМ.

В процессе решения вышеуказанных задач студенты выполняют тепловой расчет двигателя, рассчитывают и строят для него внешнюю скоростную характеристику, с использованием ЭВМ производят динамический расчет кривошипно-шатунного механизма (КШМ) двигателя. Кроме того, они получают навыки проведения патентно-информационного поиска и выполнения анализа режимов работы, конструкции и принципа действия различных механических и электрических систем двигателя.

Знание конструкторской документации требуется при выполнении чертежей и спецификации основных элементов двигателя, расчетов наиболее нагруженных деталей двигателя по эмпирическим формулам или методом конечных элементов.

Результаты самостоятельной работы в рамках курсового проектирования студенты оформляют на двух листах графической части и в пояснительной записке.



## 1 Содержание курсовой работы

Курсовая работа состоит из пояснительной записки (ПЗ) и двух листов графической части (ГЧ). Она должна быть выполнена в соответствии с принятыми на кафедре «Техническая эксплуатация автомобилей» требованиями [1].

Пояснительная записка должна быть объемом 30...40 страниц формата А4. Кроме того, в соответствующем разделе ПЗ на листе **миллиметровой бумаги** формата А4 с основной надписью по форме 2а необходимо выполнить внешнюю скоростную характеристику проектируемого двигателя.

Пояснительная записка имеет следующую структуру: титульный лист; задание на курсовую работу; содержание; введение; обоснование и выбор исходных данных; тепловой расчет проектируемого двигателя; расчет и построение внешней скоростной характеристики; динамический расчет КШМ с применением ЭВМ; результаты патентно-информационного поиска; обоснование и выбор механизмов и систем проектируемого двигателя; расчет элементов конструкции механизмов и систем двигателя; техническая характеристика проектируемого двигателя; заключение; список литературы; приложения.

**Обязательным** приложением является распечатка результатов динамического расчета КШМ, выполненная с помощью одной из разработанных на кафедре программ  $DWK_i$  или  $DWD_i$ , где  $i$  – количество цилиндров проектируемого двигателя.

На первом листе графической части должны быть изображены:

- индикаторная диаграмма проектируемого двигателя в координатах  $P - V$  (давление – объем) или  $P - S$  (давление – ход поршня);
- развернутая по углу поворота  $\varphi$  коленчатого вала индикаторная диаграмма (график зависимости удельной силы давления газов  $P_T$ ) и графики зависимости удельных сил  $P_J$  и  $P_\Sigma$  в координатах  $P - \varphi$ ;
- графики зависимости удельных сил  $P_N$  и  $P_S$  в координатах  $P - \varphi$ ;
- графики зависимости удельных сил  $P_T$  и  $P_K$  в координатах  $P - \varphi$ ;
- график зависимости удельной результирующей силы  $P_{R_{\text{шш}}}$ , действующей на шатунную шейку коленчатого вала, в координатах  $P - \varphi$  и ее полярная диаграмма;
- диаграмма износа шатунной шейки;
- график зависимости суммарного индикаторного крутящего момента  $M_i$  многоцилиндрового двигателя;
- круговая диаграмма фаз газораспределения проектируемого двигателя.

На втором листе ГЧ (один из вариантов по согласованию с руководителем курсовой работы): продольный или поперечный разрез проектируемого двигателя с указанием рабочего хода поршня  $S$ , диаметра цилиндра  $D$ , длины шатуна  $L_{ш}$ ; сборочные и рабочие чертежи оригинальных узлов и деталей, принципиальные схемы исследуемых механизмов или систем двигателя.

При выполнении темы исследовательского характера объем и структура курсовой работы могут быть другими.



## 2 Методика выполнения теплового расчета двигателя

Тепловой расчет производится на режиме номинальной мощности.

Целью теплового расчета является определение аналитическим путем основных параметров, характеризующих двигатель в целом (среднее эффективное давление, удельный эффективный расход топлива, эффективный коэффициент полезного действия), его основных размеров (литраж, рабочий объем цилиндра, ход и диаметр поршня) и построение индикаторной диаграммы.

### 2.1 Техническое задание на тепловой расчет

В задании указываются марка автомобиля и тип двигателя внутреннего сгорания, устанавливаемый на данное транспортное средство.

По заданному автомобильному двигателю и транспортному средству принимаются исходные данные и численные значения таких величин, как:

$m$  – полная масса автотранспортного средства (АТС), кг;

$V_{\max}$  – максимальная линейная скорость, которую может развивать автотранспортное средство, км/ч;

$n_e$  – номинальная частота вращения коленчатого вала ДВС, мин<sup>-1</sup>;

тип проектируемого двигателя – бензиновый или дизельный;

$i$  – число цилиндров;

$\varepsilon$  – степень сжатия;

$\tau$  – число тактов двигателя,  $\tau = 4$ ;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха [2];

$k$  – коэффициент короткоходности (отношение хода поршня  $S$  к его диаметру  $D$ ),  $k = S/D$ ;

номинальная мощность двигателя  $N_e$ , кВт, и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала двигателя;

максимальный крутящий момент двигателя и соответствующая ему частота вращения коленчатого вала двигателя.

Все данные, принятые по автомобильному двигателю, представляются в виде таблицы. В таблице обязательно указываются ход поршня  $S$  и его диаметр  $D$ .

В списке литературы дается ссылка на источник информации.

### 2.2 Топливо

Для бензинового двигателя в соответствии с заданным значением степени сжатия  $\varepsilon$  определяется марка бензина по таблице 2.1 (по СТБ 1656–2011 или ГОСТ 32511–2013).

Таблица 2.1 – Выбор марки бензина

Степень сжатия $\varepsilon$	8,5...9,5	9,5...12,0	12,0...15,0
Марка бензина	АИ-92-К5-Евро	АИ-95-К5-Евро	АИ-98-К5-Евро



Для дизельного двигателя выбирается дизельное топливо экологического класса К4 или К5 (по СТБ 1658–2012): для работы в летних условиях – марка Л (сорт С или В), в зимних – марка З (сорт F). Обозначение: ДТ-З-К5, сорт F.

Средний элементарный состав топлива (С, Н, О – массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива соответственно):

– бензина: С = 0,855; Н = 0,145; молярная масса  $m_T = 115$  кг/кмоль;

– дизельного топлива: С = 0,870; Н = 0,126; О = 0,004.

Низшая теплота сгорания топлива  $H_u$ , МДж/кг, находят по формуле

$$H_u = (33,91 \cdot C + 103,01 \cdot H - 10,89 \cdot O). \quad (2.1)$$

### 2.3 Параметры рабочего тела

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива  $L_0$ , кмоль возд./кг топл., находят по формуле

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right). \quad (2.2)$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива  $l_0$ , кг возд./кг топл., находят по формуле

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right). \quad (2.3)$$

Количество горючей смеси  $M_1$ , кмоль гор. см./кг топл., для бензинового двигателя находят по формуле

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T}. \quad (2.4)$$

Количество свежего заряда  $M_1$ , кмоль гор. см./кг топл., для дизельного двигателя находят по формуле

$$M_1 = \alpha L_0. \quad (2.5)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания бензина находят по формулам:



$$\left. \begin{aligned} M_{\text{CO}} &= 0,277 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0; \\ M_{\text{CO}_2} &= \frac{C}{12} - M_{\text{CO}}; \\ M_{\text{H}_2} &= 0,5 \cdot M_{\text{CO}}; \\ M_{\text{N}_2} &= \frac{H}{2} - 0,139 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0; \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{H}{2} - 0,139 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0. \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания дизельного топлива находят по формулам:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= \frac{C}{12}; \\ M_{\text{O}_2} &= 0,21 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0; \\ M_{\text{N}_2} &= 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0; \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{H}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Общее количество продуктов сгорания бензина находят по формуле

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2}. \quad (2.8)$$

Общее количество продуктов сгорания дизельного топлива

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2}. \quad (2.9)$$

#### 2.4 Параметры окружающей среды и остаточных газов

Давление и температура окружающей среды при работе двигателя без наддува принимаются равными  $P_0 = 0,1$  МПа и  $T_0 = 293$  К соответственно.

Давление  $P_K$ , МПа, температура  $T_K$ , К, окружающей среды при работе двигателя с наддувом находят по соответствующим формулам:

$$P_K = (1,5 \dots 2,5) \cdot P_0; \quad T_K = 293 \cdot \left( \frac{P_K}{P_0} \right)^{0,4}. \quad (2.10)$$



Давление остаточных газов  $P_r$ , МПа, находят по формулам:

– для двигателя без наддува

$$P_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot P_0; \quad (2.11)$$

– для двигателя с наддувом

$$P_r = (0,75 \dots 0,98) \cdot P_K. \quad (2.12)$$

Температура остаточных газов для бензинового двигателя принимается равной  $T_r = 900 \dots 1100$  К, для дизельного двигателя –  $T_r = 600 \dots 900$  К. Большие значения  $T_r$  соответствуют высоким частотам вращения, меньшие – низким.

### 2.5 Расчет параметров в конце процесса впуска

Давление газов в цилиндре  $P_a$ , МПа, находят по формулам:

– для двигателя без наддува

$$P_a = P_0 - \Delta P_a; \quad (2.13)$$

– для двигателя с наддувом

$$P_a = P_K - \Delta P_a, \quad (2.14)$$

где  $\Delta P_a$  – потери давления на впуске, МПа. При этом:

– для бензинового двигателя

$$\Delta P_a = (0,05 \dots 0,20) \cdot P_0; \quad (2.15)$$

– для дизеля без наддува

$$\Delta P_a = (0,03 \dots 0,18) \cdot P_K; \quad (2.16)$$

– для дизеля с наддувом

$$\Delta P_a = (0,03 \dots 0,10) \cdot P_K; \quad (2.17)$$

Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$  находят по формулам:

– для двигателя без наддува

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r}; \quad (2.18)$$



– для двигателя с наддувом

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r}; \quad (2.19)$$

где  $\Delta T$  – температура подогрева свежего заряда, К.

Принимают для бензинового двигателя  $\Delta T = 0...20$  К, для дизельного двигателя без наддува –  $\Delta T = 10...40$  К, для дизельного двигателя с наддувом –  $\Delta T = -5...+10$  К.

Значение  $\gamma_r$  для бензиновых двигателей изменяется в пределах 0,04...0,10, для дизельных двигателей без наддува – 0,02...0,05 (при наддуве значение коэффициента остаточных газов снижается).

Температуру в конце впуска  $T_a$ , К, находят по формулам:

– для двигателя без наддува

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r)}{(1 + \gamma_r)}; \quad (2.20)$$

– для двигателя с наддувом

$$T_a = \frac{(T_K + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r)}{(1 + \gamma_r)}. \quad (2.21)$$

У современных четырехтактных бензиновых двигателей  $T_a$  изменяется в пределах 320...370 К, у дизельных двигателей без наддува – 310...350 К, у дизельных двигателей с наддувом – 320...400 К.

Коэффициент наполнения  $\eta_V$  находят по формулам:

– для двигателя без наддува

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r); \quad (2.22)$$

– для двигателя с наддувом

$$\eta_V = \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_K} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r). \quad (2.23)$$

Значение  $\eta_V$  у современных двигателей с электронным впрыском бензина находится в пределах 0,80...0,96, у дизельных двигателей без наддува – 0,80...0,94, у дизельных двигателей с наддувом – 0,80...0,97.



## 2.6 Процесс сжатия

Давление  $P_C$ , МПа, и температуру  $T_C$ , К, в конце сжатия находят по соответствующим формулам:

$$P_C = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad T_C = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \quad (2.24)$$

где  $n_1$  – показатель политропы сжатия.

Приблизительно значение  $n_1$  можно определить по формуле

$$n_1 = 1,40 - 100/n_e. \quad (2.25)$$

У современных двигателей с электронным впрыском бензина значение  $P_C = 1,0...2,5$  МПа,  $T_C = 600...800$  К, у дизельных двигателей без наддува –  $P_C = 3,5...5,5$  МПа и  $T_C = 700...900$  К, у дизельных двигателей с наддувом значения  $P_C$  и  $T_C$  повышаются в зависимости от степени наддува.

## 2.7 Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{\frac{M_2}{M_1} + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (2.26)$$

Теплота сгорания рабочей смеси  $H_{\text{раб.см.}}$ , кДж/ (кмоль раб. см.):

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{(H_u \cdot 10^3 - \Delta H_u)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}, \quad (2.27)$$

где  $\Delta H_u$  – количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, кДж/кг. При этом

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \geq 0. \quad (2.28)$$

Средняя молярная теплоемкость  $mC'_V$ , кДж/(кмоль·град):

$$mC'_V = 20,16 + 1,74 \cdot T_C \cdot 10^{-3}. \quad (2.29)$$

Средняя молярная теплоемкость  $mC''_V$ , кДж/(кмоль·град):

$$mC''_V = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (1,6 + 1,4 \cdot \alpha) \cdot T_Z \cdot 10^{-3}, \quad (2.30)$$



где  $T_Z$  – температура в конце видимого процесса сгорания, К.

Средняя молярная теплоемкость  $mC_p''$ , кДж/(кмоль·град), продуктов сгорания дизельного топлива при постоянном объеме и давлении:

$$mC_V'' = \left( 28,415 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left( 1,6 + \frac{1,4}{\alpha} \right) \cdot T_Z \cdot 10^{-3}. \quad (2.31)$$

Значение температуры  $T_Z$ , К, в конце видимого процесса сгорания бензина определяется из уравнения процесса сгорания

$$\xi \cdot H_{\text{раб.см}} + mC_V' \cdot T_c = \mu \cdot mC_V'' \cdot T_z, \quad (2.32)$$

где  $\xi$  – коэффициент использования тепла.

Коэффициент использования тепла  $\xi$  принимает значения: для дизельных двигателей – в пределах 0,75...0,85, для двигателей с электронными системами впрыска бензина значение  $\xi$  определяется по эмпирическим графикам [2, с. 107].

Значение температуры  $T_Z$ , К, в конце видимого процесса сгорания дизельного топлива определяется из уравнения процесса сгорания

$$\xi \cdot H_{\text{раб.см}} + (mC_V' + 8,315 \cdot \lambda_p) \cdot T_c = \mu \cdot mC_V'' \cdot T_z, \quad (2.33)$$

где  $\lambda_p$  – степень повышения давления;  $\lambda_p = 1,8...2,0$  (для дизелей без наддува),  $\lambda_p = 1,4...1,6$  (для дизелей с наддувом).

Подставив вышеуказанные выражения в уравнение сгорания, получим квадратичное уравнение  $A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0$ , корень которого равен:

$$T_z = (-B + \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}) / (2 \cdot A). \quad (2.34)$$

Давление теоретическое  $P_Z$ , МПа, в конце сгорания:

– для бензинового двигателя

$$P_Z = \mu \cdot P_c \cdot \frac{T_Z}{T_c}; \quad (2.35)$$

– для дизельного двигателя

$$P_Z = P_Z' = \lambda_p \cdot P_c, \quad (2.36)$$

где  $P_Z'$  – действительное давление в конце сгорания, МПа.



Действительное давление  $P'_z$ , МПа, в конце сгорания бензина:

$$P'_z = 0,85 \cdot P_z. \quad (2.37)$$

Для бензиновых двигателей давление и температура в конце сгорания находятся в пределах  $P_z = 3,5 \dots 7,5$  МПа,  $P'_z = 3,0 \dots 6,5$  МПа,  $T_z = 2400 \dots 3100$  К, для дизельных двигателей  $P_z = 5,0 \dots 12,0$  МПа,  $T_z = 1800 \dots 2300$  К. Малые значения  $T_z$  у дизелей являются следствием ряда причин, основная из которых – повышенный в среднем в 1,5 раза коэффициент избытка воздуха.

## 2.8 Процесс расширения

Приблизительно значение показателя политропы расширения:

$$n_2 = 1,21 + 130/n_e. \quad (2.38)$$

Давление в конце процесса расширения  $P_b$ , МПа, равно:

– для бензинового двигателя

$$P_b = \frac{P_z}{\epsilon^{n_2}}; \quad (2.39)$$

– для дизельного двигателя

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \quad (2.40)$$

где  $\delta$  – степень последующего расширения. При этом

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho}. \quad (2.41)$$

Степень предварительного расширения  $\rho$  находят по формуле

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda_\rho \cdot T_c}. \quad (2.42)$$

Температура в конце процесса расширения  $T_b$ , К, равна:

– для бензинового двигателя

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}; \quad (2.43)$$



– для дизельного двигателя

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}; \quad (2.44)$$

Для бензиновых двигателей давление и температура в конце расширения находятся в пределах  $P_b = 0,35...0,60$  МПа,  $T_b = 1200...1700$  К соответственно, для дизельных двигателей  $P_b = 0,25...0,50$  МПа,  $T_b = 1000...1200$  К.

Проводится проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_r' = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}}. \quad (2.45)$$

Если полученная температура  $T_r'$  отличается более чем на 5 % от  $T_r'$ , то необходимо вернуться к подразделу 2.4 расчета.

## 2.9 Индикаторные и эффективные параметры рабочего цикла, основные параметры цилиндра и двигателя

Теоретическое среднее индикаторное давление  $P_i'$ , МПа, бензинового двигателя находят по формуле

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{P_z}{P_c \cdot (n_2 - 1)} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]. \quad (2.46)$$

Теоретическое среднее индикаторное давление  $P_i'$ , МПа, дизельного двигателя находят по формуле

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_1-1}} \right) + \lambda_p \cdot (\rho - 1) \right]. \quad (2.47)$$

Действительное среднее индикаторное давление  $P_i$ , МПа:

$$P_i = P_i' \cdot \varphi_n \quad (2.48)$$

где  $\varphi_n$  – коэффициент полноты диаграммы,  $\varphi_n = 0,95...0,96$ .

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \ell_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \eta_v \cdot \rho_k}, \quad (2.49)$$



где  $\rho_k$  – плотность заряда на впуске,  $\rho_k = 1,189 \text{ кг/м}^3$  (для двигателя без наддува),  $\rho_k = 1,45 \dots 1,65 \text{ кг/м}^3$  (для двигателя с наддувом).

Удельный индикаторный расход топлива  $g_i$ :

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}. \quad (2.50)$$

Среднее давление механических потерь  $P_M$ , МПа, определяется из эмпирического выражения в соответствии с данными таблицы 2.2:

$$P_M = a + b \cdot C_{n_3}, \quad (2.51)$$

где  $C_{n_3}$  – скорость поршня, м/с. При этом

$$C_{n_3} = \frac{S \cdot n_e}{3 \cdot 10^4}, \quad (2.52)$$

где  $S$  – ход поршня (выбирается предварительно по прототипу), мм.

Среднее эффективное давление  $P_e$ :

$$P_e = P_i - P_M. \quad (2.53)$$

Механический коэффициент полезного действия

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}. \quad (2.54)$$

Таблица 2.2 – Значения коэффициентов  $a$ ,  $b$  для определения  $P_M$

Тип двигателя	Значение коэффициента
Бензиновый:	$a = 0,049; b = 0,0152$
$i \leq 6$ и $S/D > 1$	$a = 0,039; b = 0,0132$
$i = 8$ и $S/D < 1$	$a = 0,034; b = 0,0113$
$i \leq 6$ и $S/D \leq 1$	
Бензиновый с впрыском топлива	$a = 0,024; b = 0,0053$
Дизельный	$a = 0,089; b = 0,0118$

Литраж двигателя  $V_l$ , л, находят по формуле

$$V_l = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n_e}. \quad (2.55)$$

Рабочий объем цилиндра  $V_h$ , л, находят по формуле

$$V_h = \frac{V_l}{i}. \quad (2.56)$$

Диаметр цилиндра  $D$ , мм, находят по формуле

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h \cdot S}{\pi \cdot D}}. \quad (2.57)$$

Ход поршня  $S'$ , мм, находят по формуле

$$S' = D \cdot k. \quad (2.58)$$

Полученные значения  $D$  и  $S'$  округлить с точностью до десятых (до 0,1).

Уточненная скорость поршня  $C_n$  определяется по формуле (2.52) с учетом значения  $S'$ . Полученный результат необходимо сравнить с  $C_{n_3}$ . При  $|C_{n_3} - C_n| \geq 0,5$  следует вернуться к расчету механических потерь.

Затем вычисляются основные параметры и показатели двигателя:

– литраж двигателя  $V_l$ , л, находят по формуле

$$V_l = i \cdot V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}; \quad (2.59)$$

– эффективную мощность  $N_e'$ , кВт, находят по формуле

$$N_e' = \frac{P_e \cdot V_l \cdot n_e}{30 \cdot \tau}; \quad (2.60)$$

– литровую мощность  $N_l$ , кВт/л, находят по формуле

$$N_l = \frac{N_e'}{V_l}; \quad (2.61)$$

– эффективный крутящий момент  $M_e$ , Н·м, находят по формуле

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e'}{\pi \cdot n_e}; \quad (2.62)$$

– эффективный коэффициент полезного действия

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i; \quad (2.63)$$

– удельный эффективный расход топлива  $g_e$ , г/(кВт·ч):

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}; \quad (2.64)$$

– часовой расход топлива  $G_T$ , кг/ч, находят по формуле

$$G_T = g_e \cdot N_e' \cdot 10^{-3}. \quad (2.65)$$

## 2.10 Построение индикаторной диаграммы двигателя

**2.10.1 Бензиновые двигатели.** На горизонтальной оси откладывают отрезок  $AB$ , соответствующий ходу поршня, взятому в натуральную величину. Далее – отрезок  $OA$ , соответствующий объему камеры сгорания. Величина отрезка  $OA$ , мм, определяется из соотношения

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}. \quad (2.66)$$

Точка  $O$  является началом координат  $P-V$  или  $P-S$ . Масштаб давления выбирают так, чтобы высота диаграммы превосходила длину в 1,2...1,5 раза. Из точек  $A$  и  $B$  проводят вертикальные линии, являющиеся отметками, на которых отмечают значения давлений в характерных точках индикаторной диаграммы ( $P_0, P_c, P_z, P_b, P_r$ ).

Построение политроп сжатия и расширения производят следующим образом. Из начала координат под произвольным углом  $\alpha = 15...20^\circ$  к горизонтальной оси проводят луч  $OK$ .

Под углами  $\beta_1$  и  $\beta_2$  к вертикальной оси проводят лучи  $OM$  и  $ON$ .

Величины углов  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , град, вычисляются по формулам:

$$\beta_1 = \arctg\left(\left(1 + \operatorname{tg} \alpha\right)^{n_1} - 1\right); \quad (2.67)$$

$$\beta_2 = \arctg\left(\left(1 + \operatorname{tg} \alpha\right)^{n_2} - 1\right), \quad (2.68)$$

где  $n_1, n_2$  – показатели политроп сжатия и расширения.

Для построения политропы сжатия из точки  $c$  проводят горизонтальную линию до пересечения с вертикальной осью; из полученной точки под



углом  $45^\circ$  – прямую линию до пересечения с лучом  $OM$ , а из полученной точки пересечения – горизонтальную. Затем из точки  $c$  опускают перпендикуляр к горизонтальной оси до пересечения с лучом  $OK$ . Из полученной точки проводят прямую линию под углом  $45^\circ$  к вертикали до пересечения с горизонтальной осью, а из этой точки восстанавливают перпендикуляр к горизонтальной оси до пересечения с ранее проведенной горизонтальной линией. Полученная точка принадлежит политропе сжатия. Последующие точки политропы сжатия находят аналогичным построением, но за начальную берется точка, полученная на предыдущем этапе.

Указанные построения повторяются до получения требуемого числа точек политропы сжатия. Точки соединяются плавной кривой, образующей политропу сжатия индикаторной диаграммы.

Построение политропы расширения производится аналогично построению политропы сжатия.

Из точки  $z$  проводят горизонтальную линию до пересечения с вертикальной осью; из точки их пересечения под углом  $45^\circ$  к вертикали – прямую линию до пересечения с лучом  $ON$ , а из этой точки – горизонтальную линию до пересечения с продолжением вертикальной линии, полученной при нахождении аналогичной точки политропы сжатия. В месте пересечения этих линий получаем точку, принадлежащую политропе расширения.

Подобным образом строят следующие точки политропы расширения, выбирая каждый раз за начальную точку последнюю, полученную при предыдущем построении. Затем все точки соединяют плавной кривой, образующей политропу расширения.

После построения политроп сжатия и расширения производят скругление индикаторной диаграммы с учетом предварения открытия выпускного клапана, опережения зажигания и скорости нарастания давления, а также наносят линии впуска и выпуска.

Для этой цели под горизонтальной осью проводят на пути поршня  $S$ , как на диаметре, полуокружность радиусом  $S/2$ . Из центра полуокружности  $O'$  в сторону нижней мертвой точки откладывают отрезок  $O'O_1$ , мм:

$$O'O_1 = r \cdot \frac{\lambda}{2}, \quad (2.69)$$

где  $r$  – радиус кривошипа (равен половине хода поршня), мм;

$\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна проектируемого двигателя,  $\lambda = 0,23 \dots 0,3$ .

Из точки  $O_1$  под углом  $\gamma$  (угол опережения открытия выпускного клапана) проводят луч  $O_1B_1$ . Точку  $B_1$ , соответствующую открытию выпускного клапана, переносят на политропу расширения (точка  $b'$ ).

Луч  $O_1D$  проводят под углом, соответствующим углу опережения зажигания  $\theta = 20 \dots 30^\circ$  (углу опережения впрыска топлива  $\theta = 15 \dots 25^\circ$ ), а точку  $D$  переносят на политропу сжатия, получая точку  $c'$ . Луч  $O_1F$  получают поворотом

по часовой стрелке относительно точки  $O_1$  луча  $O_1D$  на угол задержки воспламенения  $\Delta\varphi_1 = 5...18^\circ$ . Точку  $F$  переносят на политропу сжатия, получая точку  $f$ . Положение точки  $c''$  (действительное давление в конце такта сжатия) определяют как  $1,2 \cdot P_c$ , а точки  $z'$  (действительное максимальное давление цикла) – по  $P'_z$ . Точка  $b''$  располагается посередине между точками  $b$  и  $a$ . Затем проводят плавную линию  $c'fc''z'$  изменения кривых сжатия и сгорания в связи с углом опережения зажигания и линию  $b'b''$  – в связи с предварением открытия выпускного клапана. Далее проводят линии впуска и выпуска, соединяя их в точке  $r$ . В результате построений получают действительную индикаторную диаграмму.

**2.10.2 Дизельные двигатели.** Построение индикаторной диаграммы дизельного двигателя выполняется так же, как и для бензинового.

В частности, необходимо определить координату точки  $z$  (в миллиметрах), соответствующей концу сгорания, по горизонтальной оси:

$$V_z = \rho \cdot V_c = \frac{\rho \cdot AB}{\varepsilon - 1}. \quad (2.70)$$

Построение кривой политропы расширения следует начинать с точки  $z$ , а не  $z'$ . Все остальные построения политроп сжатия и расширения производятся по аналогии с диаграммой для бензиновых двигателей.

Скругление диаграммы на участке процессов сжатия и сгорания производится следующим образом: от точки  $c'$  проводят плавную кривую  $c'fc''z''$  (точка  $z''$  находится посередине отрезка  $z'z$ ). От точки  $z''$  – кривую с плавным переходом в кривую политропы расширения.

## 2.11 Построение круговой диаграммы фаз газораспределения

По результатам построения индикаторной диаграммы и с учетом характеристик прототипа на первом листе графической части должна быть выполнена круговая диаграмма фаз газораспределения проектируемого двигателя, на которой по углу поворота кривошипа размечены такты работы двигателя.

Впуск начинается в точке  $A$  с опережением  $\alpha = 10...30^\circ$  и заканчивается в точке  $B$  с опозданием  $\beta = 40...80^\circ$ . От  $B$  до  $C$  идет сжатие и расширение, в  $C$  начинается выпуск с опережением  $\gamma = 40...65^\circ$  и заканчивается в  $D$  с запаздыванием  $\Delta = 10...30^\circ$ .

Продолжительность впуска равна  $\alpha + 180^\circ + \beta = 230...290^\circ$ , продолжительность выпуска  $\gamma + 180^\circ + \Delta = 230...265^\circ$ .

Одновременное открытое состояние впускного и выпускного клапанов называется перекрытием клапанов и равно  $\alpha + \Delta = 20...60^\circ$ .

Фазы газораспределения двигателей с наддувом зависят от давления наддува. При больших давлениях наддува применяют большее, чем в двигателях без наддува, перекрытие клапанов ( $\alpha + \Delta = 60...120^\circ$ ), что обеспечивает продувку камеры сгорания и тем самым снижение температуры днища поршня и головки выпускного клапана.



Для упрощения изготовления распределительного вала иногда продолжительность впуска и выпуска делается одинаковой (в двигателях ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238).

### 3 Методика построения внешней скоростной характеристики

После выполнения теплового расчета необходимо рассчитать и построить внешнюю скоростную характеристику двигателя.

Внешней скоростной характеристикой двигателя называется зависимость его основных параметров (эффективная мощность  $N_e$ , эффективный крутящий момент  $M_e$ , часовой расход топлива  $G_T$ , удельный эффективный расход топлива  $g_e$ ) от частоты вращения коленчатого вала при полностью открытой дроссельной заслонке (бензиновый двигатель) или полностью выдвинутой рейке топливного насоса на максимальную подачу топлива (дизельный двигатель).

Внешняя скоростная характеристика (ВСХ) двигателя необходима для информации о форме кривой крутящего момента двигателя автомобиля, взятого в качестве прототипа, графика его внешней скоростной характеристики.

Это необходимо для соответствия рассчитываемых значений характеристик двигателя проектируемому двигателю-прототипу. В таком случае наименее ресурсозатратный способ – вести расчет по табличным данным. Методика построения реальной ВСХ двигателя автомобиля-прототипа включает в себя следующие этапы.

Поиск ВСХ двигателя прототипа в справочниках или в других источниках. Рекомендуется в качестве источника информации о ВСХ двигателя использовать информацию, предоставляемую производителем или ресурсом [www.Superchips.co.uk](http://www.Superchips.co.uk) (размещенные там ВСХ получены натурными испытаниями действующих образцов техники). ВСХ должна быть в виде компьютерного изображения по возможности лучшего качества (большое разрешение, четкие линии). Внешняя скоростная характеристика должна быть представлена в виде графика зависимости эффективного крутящего момента и эффективной выходной мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала автомобильного двигателя или двух графиков, представляющих зависимости эффективного крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала автомобильного двигателя, эффективной выходной мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала автомобильного двигателя.

Для дальнейших расчетов принимаются максимальный крутящий момент двигателя и частота вращения коленчатого вала двигателя, по графикам прототипа.

Необходимо определить значения крутящего момента двигателя в пределах его рабочего диапазона частот вращения с шагом, обеспечивающим получение не менее 25...30 значений крутящего момента, для чего произвести разбиение графиком с равным шагом через 100, 150 или 200 мин<sup>-1</sup>.

Сначала графическим способом на графике крутящего момента определяются его максимальное значение и соответствующую ему частоту вращения. Данное значение крутящего момента принимается в качестве максимального

для всех последующих расчетов. При этом значение частоты вращения двигателя при максимальном крутящем моменте округляется до сотен единиц.

Затем на графике крутящего момента определяются крайние значения частот вращения двигателя, для которых будет вестись расчет. Они должны вмещать целое число шагов и учитывать попадание в текущие значения частоты вращения двигателя при максимальном крутящем моменте.

Затем для каждого принятого на графике значения частоты вращения двигателя определяется значение коэффициента  $C$ , который показывает отношение текущего значения  $M_{тек}$  к его максимальному значению  $M_{max}$  (определяется делением длины отрезка, соответствующего текущему значению крутящего момента двигателя на изображении-источнике, на длину отрезка, соответствующего максимальному значению крутящего момента двигателя на том же изображении).

Затем определяются действительные значения крутящего момента путем умножением каждого значения  $C$  на максимальное значение крутящего момента. Результаты сводятся в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 — Данные для построения внешней скоростной характеристики двигателя

Частота вращения по графику $n_e$ , мин <sup>-1</sup>	Коэффициент $C$	Угловая скорость вращения $\omega_e$ , рад/с	Крутящий момент, $M_e$ , Нм	Эффективная мощность, $N_e$ , кВт	Удельный эффективный расход топлива $g_e$ , г/(кВт·ч)	Часовой расход топлива, $G_T$ , кг/ч

Текущие значения угловой скорости вращения двигателя  $\omega_e$ , рад/с, определяются по формуле

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (3.1)$$

где  $n$  – текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>.

Результаты вычислений заносятся в таблицу 3.1.

По внешней скоростной характеристике определяются максимальные мощностные и минимальные удельные параметры двигателя, коэффициент его приспособляемости, равный отношению максимального эффективного момента  $M_{emax}$  к моменту при максимальной мощности  $M_{enom}$

$$K_M = M_{emax} / M_{enom}. \quad (3.2)$$

Основные параметры двигателя в зависимости от угловой скорости  $\omega_x$  вращения коленчатого вала определяются по эмпирическим формулам.

Текущее значение эффективной мощности  $N_{e_x}$ , кВт:



$$N_{e_x} = M_{ex} \cdot \omega_x, \quad (3.3)$$

где  $N_{e_x}$  – текущее значение эффективной мощности.

Текущее значение часового расхода топлива  $G_{T_x}$ , кг/ч:

$$G_{T_x} = N_{e_x} \cdot g_{ex} \cdot 10^{-3}. \quad (3.4)$$

Текущее значение удельного эффективного расхода топлива  $g_{e_x}$ , г/(кВт·ч), для бензинового двигателя находят по формуле

$$g_{e_x} = g_{e_{nom}} \cdot \left[ 1,22 - 1,22 \cdot \frac{\omega_x}{\omega_e} + \left( \frac{\omega_x}{\omega_e} \right)^2 \right]. \quad (3.5)$$

Текущее значение удельного эффективного расхода топлива  $g_{e_x}$ , г/(кВт·ч), для дизельного двигателя с неразделенными камерами:

$$g_{e_x} = g_{e_{nom}} \cdot \left[ 1,55 - 1,55 \cdot \frac{\omega_x}{\omega_e} + \left( \frac{\omega_x}{\omega_e} \right)^2 \right]. \quad (3.6)$$

Внешняя скоростная характеристика должна быть выполнена на листе миллиметровой бумаги формата А4 с основной надписью по форме 2а в соответствующем разделе пояснительной записки.

Угловая скорость  $\omega_{xx}$  холостого хода дизеля принимается равной  $1,2 \cdot \omega_e$ .

#### 4 Порядок выполнения динамического расчета кривошипно-шатунного механизма двигателя

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции, что требуется для выполнения расчетов деталей двигателя на прочность и износостойкость, расчета подшипников коленчатого вала, анализа уравновешенности двигателя.

Динамический расчет проводится для номинального режима работы двигателя. В течение каждого рабочего цикла силы, действующие в КШМ, непрерывно изменяются по величине и направлению. Поэтому расчет необходимо производить для ряда положений коленчатого вала. Для четырехтактного двигателя силы определяются через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала в диапазоне от  $0$  до  $720^\circ$ , а в области резкого изменения величин нагрузок (от  $360$  до  $390^\circ$ ) – через  $15^\circ$ . В качестве нулевого выбирается такое положение



кривошипа, при котором поршень находится в верхней мертвой точке (в. м. т.) во время такта впуска.

Силы давления газов, действующие на площадь поршня, для упрощения заменяются одной силой  $P_{\Gamma}$ , направленной вдоль оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца [2, с. 128]. Сила  $P_{\Gamma}$  определяется для ряда значений угла  $\varphi$  поворота коленчатого вала по действительной развернутой (в координатах  $P - \varphi$ ) индикаторной диаграмме.

Построение развернутой диаграммы производится в следующей последовательности. На листе в координатах  $P - V$  ( $P - S$ ) изображается полученная в тепловом расчете индикаторная диаграмма; затем правее ее наносится координатная сетка  $P - \varphi$ , при этом ось абсцисс  $\varphi$  по горизонтали должна располагаться на уровне линии  $P_0$  свернутой диаграммы (на развернутой диаграмме показывается не абсолютное давление  $P_{\Gamma}$ , а избыточное давление  $\Delta P_{\Gamma}$  над поршнем).

Дальнейшее перестроение индикаторной диаграммы осуществляется по методу Брикса: под свернутой диаграммой строится вспомогательная полуокружность и по формуле (2.69) определяется центр Брикса. Из центра  $O'$ , от левой половины основания полуокружности под требуемыми углами  $\varphi$  откладываются вспомогательные лучи, а из центра Брикса  $O_1$  проводятся линии, параллельные этим лучам, до пересечения с полуокружностью. Из найденных таким образом точек проводятся вертикали, которые, пересекая диаграмму на участке, соответствующем требуемому такту двигателя, определяют положения поршня, при заданных значениях  $\varphi$ . Значения давлений в этих точках переносятся на вертикали соответствующих углов  $\varphi$  развернутой диаграммы.

Удельная сила давления газов  $P_{\Gamma}$ , МПа:

$$P_{\Gamma} = p_{\Gamma} / F_{\Pi} = (P_{\varphi} - P_0) \cdot F_{\Pi} / F_{\Pi} = \Delta P_{\Gamma}, \quad (4.1)$$

где  $P_{\varphi}$  – давление газов в любой момент времени, МПа;

$F_{\Pi}$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>. Причем

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad (4.2)$$

Величины  $\Delta P_{\Gamma}$  снимаются с развернутой индикаторной диаграммы для требуемых значений  $\varphi$ . Соответствующие им силы  $P_{\Gamma}$  рассчитываются по формуле (4.1). Силы давления газов, направленные к оси коленчатого вала, считаются положительными, а от него – отрицательными.

#### 4.1 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

Для упрощения динамического расчета действительный КШМ заменяется эквивалентной системой сосредоточенных масс [2, с. 126], которая состоит из массы  $m_L$ , совершающей возвратно-поступательное движение и сосредото-



ченной в точке  $A$ , и массы  $m_R$ , совершающей вращательное движение и сосредоточенной в точке  $B$ .

Сосредоточенные массы  $m_J$ , кг, и  $m_R$ , кг, находят по формулам:

$$m_J = m_{II} + m_{III}; \quad m_R = m_K + m_{ШК}, \quad (4.3)$$

где  $m_{II}$  – масса поршневой группы, кг;

$m_{III}$  – часть массы шатунной группы, сосредоточенная в точке  $A$  (на оси поршневого пальца),  $m_{III} = 0,275 \cdot m_{Ш}$ ;

$m_{ШК}$  – часть массы шатунной группы, сосредоточенная в точке  $B$  (на оси кривошипа),  $m_{ШК} = 0,725 \cdot m_{Ш}$ ;

$m_K$  – часть массы кривошипа, сосредоточенная в точке  $B$ .

Полная масса шатунной группы  $m_{Ш}$ , кг:

$$m_{Ш} = m_{III} + m_{ШК}. \quad (4.4)$$

Часть массы кривошипа  $m_K$ :

$$m_K = m_{ШШ} + 2 \cdot m_{Ш} \cdot \rho/r, \quad (4.5)$$

где  $m_{ШШ}$  – масса шатунной шейки с прилегающими частями щек, кг;

$m_{Ш}$  – масса средней части щеки, заключенная в контуре  $abcd$ , центр тяжести которой расположен на расстоянии  $\rho$  от оси вращения вала.

Для приближенного определения значений  $m_{II}$  и  $m_{Ш}$  следует использовать конструктивные массы  $m_i'$  (массы, отнесенные к площади поршня), значения которых представлены в таблице 4.1, т. е. по формулам:

$$m_{II} = m_{II}' \cdot F_{II}; \quad m_{Ш} = m_{Ш}' \cdot F_{II}. \quad (4.6)$$

Таблица 4.1 – Конструктивные массы элементов КШМ

Элемент кривошипно-шатунного механизма	Конструктивная масса, кг/м <sup>2</sup>	
	Бензиновые двигатели ( $D = 60 \dots 100$ мм)	Дизельные двигатели ( $D = 80 \dots 120$ мм)
1 Поршневая группа $m_{II}'$ : поршень из алюминиевого сплава чугунный поршень	80...150 150...250	150...300 250...400
2 Шатун $m_{Ш}'$	100...200	250...400
3 Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов $m_K'$ : стальной кованый вал со сплошными шейками чугунный литой вал с полыми шейками	150...200 100...200	200...400 150...300



При выборе значений из таблицы 4.1 следует учитывать, что большие значения  $m_i'$  соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндров; уменьшение  $S/D$  снижает  $m_{III}'$  и  $m_K'$ ; V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке соответствуют большие значения  $m_K'$ .

## 4.2 Расчет сил инерции

Силы инерции, действующие в КШМ, в соответствии с характером движения приведенных масс подразделяются на силы инерции поступательно движущихся масс  $P_J$  и центробежные силы инерции вращающихся масс  $K_R$ .

Значение силы  $P_J$ , Н, находят по формуле

$$P_J = -m_J \cdot j, \quad (4.7)$$

где  $j$  – ускорение поршня, м/с<sup>2</sup>.

Причем

$$j = r \cdot \omega_e^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi). \quad (4.8)$$

Значение силы  $K_R$ , Н, находят по формуле

$$K_R = -m_R \cdot r \cdot \omega_e^2. \quad (4.9)$$

Для рядного двигателя центробежная сила инерции  $K_R$  является результирующей двух сил:

– силы инерции вращающихся масс шатуна  $K_{RIII}$ , Н:

$$K_{RIII} = m_{IIIK} \cdot r \cdot \omega_e^2; \quad (4.10)$$

– силы инерции вращающихся масс кривошипа  $K_{RK}$ , Н:

$$K_{RK} = -m_K \cdot r \cdot \omega_e^2. \quad (4.11)$$

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс  $P_J$  действуют по оси цилиндра и, как силы давления газов, являются положительными, если направлены к оси коленчатого вала. Центробежная сила инерции  $K_R$  действует по радиусу кривошипа и направлена от оси коленчатого вала.

## 4.3 Расчет суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Суммарная сила  $P$ , МПа, действующая в КШМ, есть сумма удельных сил давления газов и сил возвратно-поступательно движущихся масс:



$$P = P_T + P_J \quad (4.12)$$

Суммарная сила  $P$ , как и силы  $P_T$  и  $P_J$ , направлена по оси цилиндра и приложена к оси поршневого пальца. Воздействие от силы  $P$  передается на стенки цилиндра перпендикулярно его оси и на шатун по направлению его оси.

Удельная нормальная сила  $N$ , МПа, действующая перпендикулярно оси цилиндра, воспринимается стенками цилиндра и ее значение равно:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4.13)$$

где  $\beta$  – угол отклонения шатуна от оси цилиндра,  $\beta = \arcsin (\lambda \cdot \sin \varphi)$ .

Нормальная сила  $N$  считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала двигателя.

Удельная сила  $S$  воздействует на шатун и далее передается кривошипу. Она считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает. Значение силы  $S$ , МПа, находят по формуле

$$S = P / \cos \beta. \quad (4.14)$$

От действия силы  $S$  на шатунную шейку возникают две составляющие: сила  $K$ , направленная по радиусу кривошипа, и тангенциальная сила  $T$ , направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа.

Значение удельной силы  $K$ , МПа, определяется по формуле

$$K = P \cdot \cos (\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (4.15)$$

Сила  $K$  считается положительной, если она сжимает щеки колена.

Значение удельной силы  $T$ , МПа, определяется по формуле

$$T = P \cdot \sin (\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (4.16)$$

Сила  $T$  принимается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

#### **4.4 Расчет сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала**

Аналитически результирующая сила  $R_{шшш}$  [2, с. 134], действующая на шатунную шейку рядного двигателя (или V-образного – в случае, если учитывается действие сил со стороны только одного из двух расположенных рядом на шейке шатунов) равна:

$$R_{шшш} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \quad (4.17)$$



где  $P_K$  – сила, действующая на шатунную шейку по кривошипу. Причем

$$P_K = K + K_{R_{III}}. \quad (4.18)$$

Направление результирующей силы  $R_{III}$  для различных положений коленчатого вала определяется углом  $\psi$  ( $\operatorname{tg} \psi = T / P_K$ ), заключенным между вектором  $R_{III}$  и осью кривошипа.

#### 4.5 Построение графиков сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Графики изменения сил, действующих в КШМ, в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$  строятся в прямоугольной системе координат по данным динамического расчета на ЭВМ, полученным с помощью соответствующей по типу двигателя и числу цилиндров программы DWK*i* или DWD*i*.

Все графики целесообразно строить в одном масштабе, а координатные сетки располагать одну под другой. При этом на одной координатной сетке следует группировать несколько графиков: кривые  $P_L(\varphi)$  и  $P(\varphi)$  – на координатной сетке развернутой индикаторной диаграммы вместе с кривой  $P_T(\varphi)$ , а кривые сил  $N(\varphi)$  и  $S(\varphi)$ ,  $K(\varphi)$  и  $T(\varphi)$  – попарно.

Построение графика  $R_{III}(\varphi)$  ведется как в прямоугольной системе координат, так и в виде полярной диаграммы с базовым направлением (полярной осью) по кривошипу.

При рассмотрении силы  $R_{III}$  как геометрической суммы сил  $T$  и  $P_K$  построение полярной диаграммы производится следующим образом. Из точки  $O'$  по оси абсцисс вправо откладываются положительные силы  $T(\varphi)$ , а по оси ординат вверх – отрицательные силы  $K(\varphi)$ . Плавная кривая, соединяющая точки с координатами  $(T(\varphi); K(\varphi))$  в порядке нарастания  $\varphi$  (соответствующие значения  $\varphi$  указываются рядом с точкой), является искомой диаграммой.

Для учета влияния центробежной силы  $K_{R_{III}}$  начало координат диаграммы переносится вертикально вниз на величину этой силы в точку  $O_{III}$ . Векторы, соединяющие точку  $O_{III}$  с точками на контуре диаграммы, являются по величине и направлению силами  $R_{III}$  при соответствующих углах поворота кривошипа.

При построении графика  $R_{III}(\varphi)$  в прямоугольных координатах по расчетным данным минимальное  $R_{III\min}$  и максимальное  $R_{III\max}$  значения силы (а также необходимые значения в точках перегиба кривой) определяются по полярной диаграмме. Среднее значение  $R_{III\text{ср}}$  рассчитывается как среднеарифметическое всех полученных значений.

#### 4.6 Построение диаграммы износа шатунной шейки

На основании полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку коленчатого вала производится построение диаграммы износа, которая дает наглядное



представление о характере износа шейки по окружности и позволяет определить местоположение масляного отверстия.

Для построения диаграммы износа проводится окружность, изображающая в произвольном масштабе шатунную шейку; лучами  $O_{III1}$ ,  $O_{III2}$  и т. д. окружность делится на равное количество участков (количество участков – 12 или 18).

Дальнейшее построение осуществляется в предположении, что действие каждого вектора силы  $R_{IIIi}$  распространяется на  $60^\circ$  по окружности шейки в обе стороны от точки приложения силы.

Таким образом, для определения величины усилия (износа), действующего по каждому лучу (например, по лучу  $O_{III10}$ ), необходимо:

1) перенести луч диаграммы износа параллельно самому себе на полярную диаграмму;

2) определить по полярной диаграмме сектор на шатунной шейке (по  $60^\circ$  в каждую сторону от луча  $O_{III10}$ ), в котором действующие силы  $R_{IIIi}$  создают нагрузку (износ) по направлению луча  $O_{III10}$ ;

3) определить величину каждой силы  $R_{IIIi}$ , действующей в секторе луча  $O_{III10}$  и подсчитать результирующую величину  $R_{III\Sigma}$  для  $O_{III10}$ ;

4) отложить результирующую величину  $R_{III\Sigma}$  в выбранном масштабе на диаграмме износа по лучу  $O_{III10}$  от окружности к центру;

5) таким же образом определить результирующие величины сил, действующих в секторах каждого луча;

6) отложить на каждом луче отрезки, соответствующие в выбранном масштабе результирующим величинам сил  $R_{III\Sigma}$ , а концы отрезков соединить плавной кривой, характеризующей износ шейки;

7) перенести на диаграмму износа ограничительные касательные к полярной диаграмме  $O_{IIIА}$  и  $O_{IIIВ}$  и, проведя от них лучи  $O_{IIIА'}$  и  $O_{IIIВ'}$  под углами  $60^\circ$ , определить граничные точки ( $A''$  и  $B''$ ) кривой износа шатунной шейки. Биссектриса угла  $A''O_{III}B''$  лежит на оси масляного отверстия (по диаграмме определить значение угла  $\varphi_M$ ).

Для упрощения расчета результирующих величин  $R_{III\Sigma}$  составляется таблица 4.2, в которую заносятся значения сил  $R_{IIIi}$ , действующих по каждому лучу, и их сумма.

Таблица 4.2 – Определение суммарных сил, обуславливающих характер износа шатунной шейки

$R_{IIIi}$	Значение $R_{IIIi}$ , МПа, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$R_{III30}$												
$R_{III60}$												
.....	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
$R_{III720}$												
$\Sigma R_{IIIi}$												



#### 4.7 Построение графика суммарного крутящего момента двигателя

Крутящий момент  $M_{ц}$ , Н·м, развиваемый цилиндром двигателя в любой момент времени, прямо пропорционален тангенциальной силе  $T$ :

$$M_{ц} = T \cdot r. \quad (4.19)$$

Поэтому кривая изменения силы  $T(\varphi)$  является также и кривой изменения  $M_{ц}(\varphi)$ , но в масштабе  $M_m = M_p \cdot r$  ( $M_p$  – масштаб построения графиков сил, МПа/мм).

Для построения кривой суммарного крутящего момента  $M(\varphi)$  многоцилиндрового двигателя необходимо графически суммировать кривые моментов каждого цилиндра, сдвигая одну кривую относительно другой на угол поворота кривошипа между вспышками.

При равных интервалах между вспышками в цилиндрах двигателя построение кривой  $M(\varphi)$  производится в следующей последовательности: график  $M_{ц}(\varphi)$  (или  $T(\varphi)$  при соответствующем выборе масштаба) разбивается на число участков, равное числу цилиндров двигателя; все участки совмещаются на новой координатной сетке длиной  $\theta$  и суммируются. Для четырехтактного двигателя угол  $\theta$ , град:

$$\theta = 720^\circ / i. \quad (4.20)$$

Результирующая кривая показывает изменение суммарного индикаторного крутящего момента двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Среднее значение суммарного крутящего момента  $M_{ср}$  определяется как среднее арифметическое всех значений  $M_i$ .

По величине  $M_{ср}$  можно определить действительный эффективный крутящий момент  $M_e$ , снимаемый с вала двигателя, и сравнить его значение с величиной, найденной в тепловом расчете двигателя.

График суммарного крутящего момента двигателя с несколькими цилиндрами может быть построен по точкам в соответствии с результатами расчета на ЭВМ.

#### 4.8 Порядок выполнения динамического расчета на ЭВМ

Для автоматизации динамического расчета кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания на кафедре «Техническая эксплуатация автомобилей» на базе Microsoft Excel разработаны приложения DWK4, DWK5, DWK6, DWK8 (расчет бензиновых двигателей) и DWD4, DWD5, DWD6, DWD8, DWD10, DWD12 (расчет дизельных двигателей) (число указывает на количество цилиндров двигателя).



Перечень исходных данных, записываемых в соответствующие поля листа Microsoft Excel, представлен в таблице 4.3. В поле «Значение» даны либо номера формул, либо пределы изменения значений, указанных в строке величин.

Таблица 4.3 – Исходные данные для динамического расчета КШМ на ЭВМ

Название исходного параметра	Значение
Введите отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda$	0,23...0,30
Введите радиус кривошипа $r$ , мм	$=S/2$
Введите угловую скорость коленчатого вала $\omega$ , $c^{-1}$	$=\pi \cdot n_e / 30$
Введите давление в конце впуска $P_a$ , МПа	формула (2.15) или (2.16)
Введите давление в конце сгорания $P_z$ , МПа	формула (2.37) или (2.38)
Введите давление в конце выпуска $P_r$ , МПа	формула (2.13) или (2.14)
Введите степень сжатия $\varepsilon$	По заданию
Введите показатель политропы сжатия $n_1$	формула (2.27)
Введите показатель политропы расширения $n_2$	формула (2.40)
Введите степень предварительного расширения $\rho$	1 (бенз.) или формула (2.44)
Введите давление окружающей среды, МПа	$P_0$ или $P_K$
Введите площадь поршня $F_n$ , $mm^2$	формула (4.2)
Введите массы, совершающие возвратно-поступательное движение $m_j$ , кг	формула (4.3)
Введите число цилиндров $i$	По заданию
Введите среднее значение суммарного индикаторного крутящего момента $M_{i_{cp}}$ , Н·м	$= M_e / \eta_M$
Введите массу шатуна $m_{ш}$ , кг	формула (4.6)
Введите $P_{сум}$ при 60 град, МПа	$\Delta P_T$ из формулы (4.1)



Результаты расчета, полученные на ЭВМ, распечатываются и оформляются в виде обязательного приложения.

Расчет считается верным, если значения среднего суммарного индикаторного крутящего момента проектируемого двигателя, полученные в результате динамического и теплового расчетов, отличаются не более чем на 5 %.

## 5 Содержание информационных разделов пояснительной записки

**Результаты патентно-информационного поиска.** Патентно-информационный поиск проводится с целью подбора аналогов проектируемого двигателя. В качестве источников информации можно использовать патенты, реферативные журналы; каталоги двигателей, имеющиеся в компьютерном классе кафедры в формате pdf; а также ресурсы, размещенные в сети Интернет ([www.fips.ru](http://www.fips.ru), [www.autoreview.ru](http://www.autoreview.ru), на английском языке – [www.sae.org/automag](http://www.sae.org/automag), [www.freepatentsonline.com](http://www.freepatentsonline.com)).

Аналогом считается двигатель, у которого по сравнению с проектируемым двигателем совпадает или незначительно отличается значение хотя бы одного технического параметра ( $S, D, N_e, V_l, M_e, g_e, N_l, G_T$ ). Необходимо подобрать минимум пять аналогов.

На следующем этапе из отобранных аналогов выбирается прототип двигателя. В пояснительной записке в краткой форме должно быть представлено обоснование выбора прототипа (описать, насколько подобны по конструкции проектируемый двигатель и прототип, при необходимости привести характерные особенности рабочего цикла прототипа), подробно описать элементы конструкции механизма или системы прототипа, которые в соответствии с заданием указаны для детальной разработки.

**Техническая характеристика двигателя.** В данном информационном разделе пояснительной записки необходимо в форме таблицы представить следующие характеристики проектируемого двигателя: тип двигателя, число, расположение и порядок работы цилиндров двигателя, рабочий объем всех цилиндров, диаметр и ход поршня, степень сжатия, гарантированная мощность, номинальная частота вращения, литровая мощность, минимальный эффективный удельный расход топлива, максимальный крутящий момент, технический ресурс до первого капитального ремонта (в километрах пробега), сорт топлива, тип систем питания, смазки и охлаждения с указанием их заправочной емкости.

Кроме того, необходимо привести сведения относительно порядка выполнения основных регулировок для проектируемого двигателя (регулировки теплового зазора в газораспределительном механизме, натяжения приводных ремней, отдельных систем двигателя).

## **6 Рекомендации по выбору и расчету механизмов и систем двигателя**

Исходными данными являются параметры двигателя, указанные в задании и полученные в результате теплового и динамического расчетов, а также сведения из патентно-информационного поиска.

На предварительном этапе требуется провести анализ известных технических решений заданных для детального изучения элементов конструкции механизмов или систем, уточнить назначение и взаимосвязь деталей рассматриваемого механизма или системы прототипа, подготовить обоснование целесообразности доработки тех или иных элементов. Принятые решения необходимо согласовать с руководителем.

На следующем этапе выполняется расчет деталей, входящих в рассматриваемый механизм или систему проектируемого двигателя.

Расчет начинают с определения условий работы, величины, характера и места приложения нагрузки, выбора материала, термообработки детали.

Для каждой детали или узла вычерчивается расчетная схема или эскиз с нанесением приложенных сил, моментов, реакций.



Полученные результаты расчетов необходимо сравнить с допустимыми величинами и сделать вывод о работоспособности детали.

Детальная информация по механизмам и системам двигателя, указанным для разработки в курсовой работе, представлена в [2–5].

## 7 Требования к заключению

В разделе «Заключение» курсовой работы необходимо:

- указать, достигнута ли цель проектирования;
- привести количественные результаты расчетов (указать тип, число и расположение цилиндров двигателя, его максимальную мощность и номинальную частоту вращения коленчатого вала, погрешность динамического расчета кривошипно-шатунного механизма двигателя);
- отразить качественные результаты расчетов (сделать краткое сравнение конструкции спроектированного двигателя с аналогичными по характеристикам серийно выпускаемыми двигателями внутреннего сгорания, которые устанавливаются на современные автомобили; указать отличительные особенности системы и/или механизма двигателя, которые согласно заданию требовалось детально проработать; пояснить, каким образом учитывались вопросы энерго- и ресурсосбережения, экологической безопасности в курсовой работе).

## Список литературы

1 Требования к выполнению технологической и конструкторской документации в курсовом и дипломном проектировании для студентов специальностей 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей» и 1-37 01 07 «Автосервис»: метод. указания / Сост. И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2012. – 48 с.

2 **Колчин, А. И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Высшая школа, 2008. – 496 с.

3 Автомобильные двигатели. Курсовое проектирование: учебное пособие / М. Г. Шатров [и др.]. – Москва: Академия, 2011. – 256 с.

4 **Ерохов, В. И.** Системы впрыска бензиновых двигателей (конструкция, расчет, диагностика) / В. И. Ерохов. – Москва: Горячая линия – Телеком, 2011. – 552 с.: ил.

5 Системы управления дизельными двигателями Bosch: пер. с нем. – Москва: За рулем, 2004. – 480 с.: ил.

6 Официальный сайт компании «Superchips» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.Superchips.co.uk>. – Дата доступа: 12.02.2019.

