

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей
(по направлениям)» и 1-37 01 07 «Автосервис»
дневной и заочной форм обучения*



Могилев 2024

УДК 629.113
ББК 39.33
А36

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
«30» января 2024 г., протокол № 7

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

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. П. Прудников

Методические рекомендации к практическим занятиям по дисциплине «Автомобильные двигатели» предназначены для студентов специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей (по направлениям)» и 1-37 01 07 «Автосервис» очной и заочной форм обучения.

Учебное издание

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 36 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, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2024

Содержание

Введение.....	4
1 Практическое занятие № 1. Тепловой расчет двигателя.....	5
2 Практическое занятие № 2. Построение индикаторной диаграммы двигателя	15
3 Практическое занятие № 3. Подготовка исходных данных и проведение динамического расчета на ЭВМ	20
4 Практическое занятие № 4. Патентно-информационный поиск аналогов заданному типу двигателя.....	32
5 Практическое занятие № 5. Расчет и построение внешней скоростной характеристики	34
6 Контрольные вопросы	38
Список литературы	38

Введение

Основной целью практических занятий является усвоение и закрепление знаний по отдельным разделам курса, а также получение практических навыков по расчету рабочего цикла, ознакомление с методикой проведения теплового расчета двигателя, построение индикаторной диаграммы. В процессе выполнения практических занятий студенты изучают основные процессы рабочего цикла двигателей, их показатели и методы расчета.

Тепловой расчет двигателя производится с целью нахождения показателей рабочего цикла, необходимых для построения индикаторной диаграммы и определения мощностных и экономических показателей работы двигателя. Расчет рабочего цикла производится для режима работы двигателя, соответствующего номинальной мощности и нормальным условиям окружающей среды. Необходимые для расчета двигателя значения степени сжатия, коэффициента наполнения цилиндров, показатели политроп сжатия и расширения, параметров окружающей среды, коэффициента использования тепла, а для дизеля – и степени повышения давления и давления наддува принимаются из литературных источников.

Индикаторная диаграмма строится расчетным путем на основе вычисленных основных параметров характерных точек для процессов впуска, сжатия, сгорания, расширения и выпуска. Предварительно ориентируясь на заданную мощность, принятый коэффициент избытка воздуха, назначаются приближенные значения удельного расхода топлива, номинальной частоты вращения коленчатого вала и коэффициента наполнения цилиндра двигателя.

1 Практическое занятие № 1. Тепловой расчет двигателя

Цель работы: ознакомиться с исходными данными для выполнения теплового расчета и выполнить тепловой расчет четырехтактного автомобильного двигателя.

Техническое задание на тепловой расчет

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

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

- 1) m – полная масса автотранспортного средства (АТС), кг;
- 2) V_{\max} – максимальная линейная скорость автомобиля, км/ч;
- 3) n_e – номинальная частота вращения коленчатого вала ДВС, мин^{-1} ;
- 4) тип проектируемого двигателя – бензиновый или дизельный;
- 5) i – число цилиндров;
- 6) ε – степень сжатия;
- 7) τ – число тактов двигателя, $\tau = 4$;
- 8) α – коэффициент избытка воздуха [2];
- 9) k – коэффициент короткоходности (отношение хода поршня S к его диаметру D), $k = S/D$;
- 10) номинальная мощность двигателя N_e , кВт, и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала двигателя;
- 11) 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 .

Топливо.

Для бензинового двигателя в соответствии с заданным значением степени сжатия ε определяется марка бензина по таблице 1.1 (по СТБ 1656–2011 или ГОСТ 32511–2013).

Таблица 1.1 – Выбор марки бензина

Степень сжатия ε	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: $C = 0,855$; $H = 0,145$; молярная масса $m_T = 115$ кг/кмоль;

– дизельного топлива: $C = 0,870$; $H = 0,126$; $O = 0,004$.

Низшую теплоту сгорания топлива H_u , МДж/кг, находят по формуле

$$H_u = (33,91 \cdot C + 103,01 \cdot H - 10,89 \cdot O). \quad (1.1)$$

Параметры рабочего тела.

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

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right). \quad (1.2)$$

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

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right). \quad (1.3)$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1/m_T. \quad (1.4)$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0. \quad (1.5)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания бензина находят по формулам

$$\left. \begin{aligned} M_{CO} &= 0,277 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0; & M_{H_2} &= 0,5 \cdot M_{CO}; \\ M_{H_2O} &= \frac{H}{2} - 0,139 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0; \\ M_{CO_2} &= \frac{C}{12} - M_{CO}; & M_{N_2} &= 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0. \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания дизельного топлива вычисляют по формулам

$$\left. \begin{aligned} M_{O_2} &= 0,21 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0; \\ M_{N_2} &= 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0; \\ M_{CO_2} &= \frac{C}{12}; \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

Общее количество продуктов сгорания бензина находят по формуле

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{N_2} + M_{H_2O}. \quad (1.8)$$

Общее количество продуктов сгорания дизельного топлива

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{O_2} + M_{N_2} + M_{H_2O}. \quad (1.9)$$

Параметры окружающей среды и остаточных газов.

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

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

$$P_K = (1,5 \dots 2,5) \cdot P_0; \quad T_K = 293 \cdot (P_K / P_0)^{0,4}. \quad (1.10)$$

Давление остаточных газов P_G , МПа, определяют по формулам:

– для двигателя без наддува

$$P_G = (1,05 \dots 1,25) \cdot P_0; \quad (1.11)$$

– для двигателя с наддувом

$$P_G = (0,75 \dots 0,98) \cdot P_K. \quad (1.12)$$

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

Расчет параметров в конце процесса впуска.

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

– для двигателя без наддува

$$P_a = P_0 - \Delta P_a; \quad (1.13)$$

– для двигателя с наддувом

$$P_a = P_K - \Delta P_a, \quad (1.14)$$

где ΔP_a – потери давления на впуске, МПа.

При этом:

– для бензинового двигателя

$$\Delta P_a = (0,05 \dots 0,20) \cdot P_0; \quad (1.15)$$

– для дизеля без наддува

$$\Delta P_a = (0,03 \dots 0,18) \cdot P_0; \quad (1.16)$$

– для дизеля с наддувом

$$\Delta P_a = (0,03 \dots 0,10) \cdot P_K. \quad (1.17)$$

Коэффициент остаточных газов γ_G находят по формулам:

– для двигателя без наддува

$$\gamma_G = \frac{T_o + \Delta T}{T_G} \cdot \frac{P_G}{\varepsilon \cdot P_a - P_G}; \quad (1.18)$$

– для двигателя с наддувом

$$\gamma_G = \frac{T_K + \Delta T}{T_G} \cdot \frac{P_G}{\varepsilon \cdot P_a - P_G}, \quad (1.19)$$

где ΔT – температура подогрева свежего заряда, К.

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

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

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

– для двигателя без наддува

$$T_a = (T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_G) / (1 + \gamma_G); \quad (1.20)$$

– для двигателя с наддувом

$$T_a = (T_K + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r). \quad (1.21)$$

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 η_v находят по формулам:

– для двигателя без наддува

$$\eta_v = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_o} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r); \quad (1.22)$$

– для двигателя с наддувом

$$\eta_v = \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_K} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r). \quad (1.23)$$

Значение η_v у современных двигателей с электронным впрыском бензина находится в пределах 0,80...0,96; у карбюраторных двигателей – 0,70...0,90; у дизельных двигателей без наддува – 0,80...0,94; у дизельных двигателей с наддувом – 0,80...0,97.

Процесс сжатия.

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

$$P_C = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad T_C = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (1.24)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия.

Приблизительно значение n_1 можно определить по формуле

$$n_1 = 1,40 - 100 / n_e. \quad (1.25)$$

У современных двигателей с электронным впрыском бензина $P_C = 1,0...2,5$ 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.

Процесс сгорания.

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{M_2 / M_1 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (1.26)$$

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

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{(H_u \cdot 10^3 - \Delta H_u)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}, \quad (1.27)$$

где ΔH_u – количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, кДж/кг. При этом

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \geq 0. \quad (1.28)$$

Среднюю мольную теплоемкость mC'_V , кДж/(кмоль·град), свежего заряда находят по формуле

$$mC'_V = 20,16 + 1,74 \cdot T_C \cdot 10^{-3}. \quad (1.29)$$

Среднюю мольную теплоемкость mC''_V , кДж/(кмоль·град), продуктов сгорания бензина при постоянном объеме вычисляют по формуле

$$mC''_V = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (1,6 + 1,4 \cdot \alpha) \cdot T_z \cdot 10^{-3}, \quad (1.30)$$

где T_z – температура в конце видимого процесса сгорания, К.

Средняя мольная теплоемкость mC''_p , кДж/(кмоль·град), продуктов сгорания дизельного топлива при постоянном объеме и давлении

$$mC''_p = \left(28,415 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(\frac{1,4}{\alpha} + 1,6 \right) \cdot T_z \cdot 10^{-3}. \quad (1.31)$$

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

$$\xi \cdot H_{\text{раб.см}} + mC'_V \cdot T_c = \mu \cdot mC''_V \cdot T_z, \quad (1.32)$$

где ξ – коэффициент использования тепла.

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

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

$$\xi \cdot H_{\text{раб.см}} + (mC'_V + 8,315 \cdot \lambda_p) \cdot T_c = \mu \cdot mC''_p \cdot T_z, \quad (1.33)$$

где λ_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

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}. \quad (1.34)$$

Давление теоретическое P_z , МПа, в конце сгорания:

– для бензинового двигателя

$$P_z = \mu \cdot P_c \cdot T_z / T_c; \quad (1.35)$$

– для дизельного двигателя

$$P_z = P_z^I = \lambda_p \cdot P_c, \quad (1.36)$$

где P_z^I – действительное давление в конце сгорания, МПа.

Действительное давление P_z^I , МПа, в конце сгорания бензина

$$P_z^I = 0,85 \cdot P_c. \quad (1.37)$$

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

Процесс расширения.

Приблизительно значение показателя политропы расширения

$$n_2 = 1,21 + 130 / n_e. \quad (1.38)$$

Давление в конце процесса расширения P_b , МПа, равно:

– для бензинового двигателя

$$P_b = P_z / \epsilon^{n_2}; \quad (1.39)$$

– для дизельного двигателя

$$P_b = P_z / \delta^{n_2}, \quad (1.40)$$

где δ – степень последующего расширения. При этом

$$\delta = \varepsilon/\rho. \quad (1.41)$$

Степень предварительного расширения ρ находят по формуле

$$\rho = \mu \cdot T_z / (\lambda_p \cdot T_c). \quad (1.42)$$

Температура в конце процесса расширения T_b , К, равна:

– для бензинового двигателя

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2-1}; \quad (1.43)$$

– для дизельного двигателя

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1}. \quad (1.44)$$

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:

$$T'_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}}. \quad (1.45)$$

Если полученная температура T'_r отличается более чем на 5 %...7 % от T_r , то необходимо вернуться к выбору температуры остаточных газов.

Индикаторные и эффективные параметры рабочего цикла, основные параметры цилиндра и двигателя.

Теоретическое среднее индикаторное давление P'_i , МПа, бензинового двигателя находят по формуле

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{P_z}{P_c \cdot (n_2 - 1)} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]. \quad (1.46)$$

Теоретическое среднее индикаторное давление P'_i , МПа, дизельного двигателя вычисляют по формуле

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) + \lambda_p \cdot (\rho - 1) \right]. \quad (1.47)$$

Действительное среднее индикаторное давление P_i , МПа,

$$P_i = P'_i \cdot \varphi_n, \quad (1.48)$$

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

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \eta_v \cdot \rho_k}, \quad (1.49)$$

где ρ_k – плотность заряда на впуске, $\rho_k = 1,189$ кг/м³ (для двигателя без наддува), $\rho_k = 1,45...1,65$ кг/м³ (для двигателя с наддувом).

Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/(кВт·ч),

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}. \quad (1.50)$$

Среднее давление механических потерь P_m , МПа, определяется из эмпирического выражения в соответствии с данными таблицы 1.2.

Таблица 1.2 – Значения коэффициентов a , b для определения P_m

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

$$P_m = a + b \cdot C_{n_3}, \quad (1.51)$$

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

$$C_{n_3} = \frac{S \cdot n_e}{3 \cdot 10^4}, \quad (1.52)$$

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

Среднее эффективное давление P_e , МПа,

$$P_e = P_i - P_m. \quad (1.53)$$

Механический коэффициент полезного действия

$$\eta_m = P_e / P_i . \quad (1.54)$$

Литраж двигателя V_l , л, находят по формуле

$$V_l = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n_e} . \quad (1.55)$$

Рабочий объем цилиндра V_h , л, вычисляют по формуле

$$V_h = V_l / i . \quad (1.56)$$

Диаметр цилиндра D , мм, находят по формуле

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot S / D}} . \quad (1.57)$$

Ход поршня S' , мм, вычисляют по формуле

$$S' = D \cdot k . \quad (1.58)$$

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

Уточненная скорость поршня C_n определяется по формуле (1.52) с учетом значения S' . Полученный результат необходимо сравнить с C_{n_3} . При $|C_{n_3} - C_n| > 0,5$ следует вернуться к расчету механических потерь.

Затем вычисляются основные параметры и показатели двигателя:

– литраж двигателя V_l , л,

$$V_l = i \cdot V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} ; \quad (1.59)$$

– эффективная мощность N'_e , кВт,

$$N'_e = \frac{P_e \cdot V_l \cdot n_e}{30 \cdot \tau} ; \quad (1.60)$$

– литровая мощность N_l , кВт/л,

$$N_l = N'_e / V_l ; \quad (1.61)$$

– эффективный крутящий момент M_e , Н·м,

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N'_e}{\pi \cdot n_e}; \quad (1.62)$$

– эффективный коэффициент полезного действия

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i; \quad (1.63)$$

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

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}; \quad (1.64)$$

– часовой расход топлива G_T , кг/ч,

$$G_T = g_e \cdot N'_e \cdot 10^{-3}. \quad (1.65)$$

Содержание отчета

Отчет должен содержать таблицу с исходными данными, таблицу принятых параметров, результаты выполнения теплового расчета, вывод по итогам полученных результатов расчета.

2 Практическое занятие № 2. Построение индикаторной диаграммы двигателя

Цель работы: обработать результаты теплового расчета автомобильного двигателя внутреннего сгорания.

Ход работы

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

$$OA = AB/(\varepsilon - 1). \quad (2.1)$$

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_o, P_c, P_z, P_b, P_r).

Построение политроп сжатия и расширения можно производить аналитическим или графическим методом.

Графическим методом построение политроп сжатия и расширения производят следующим образом. Из начала координат (рисунок 2.1) под произвольным углом $\alpha = 15^\circ \dots 20^\circ$ к горизонтальной оси проводят луч OK .

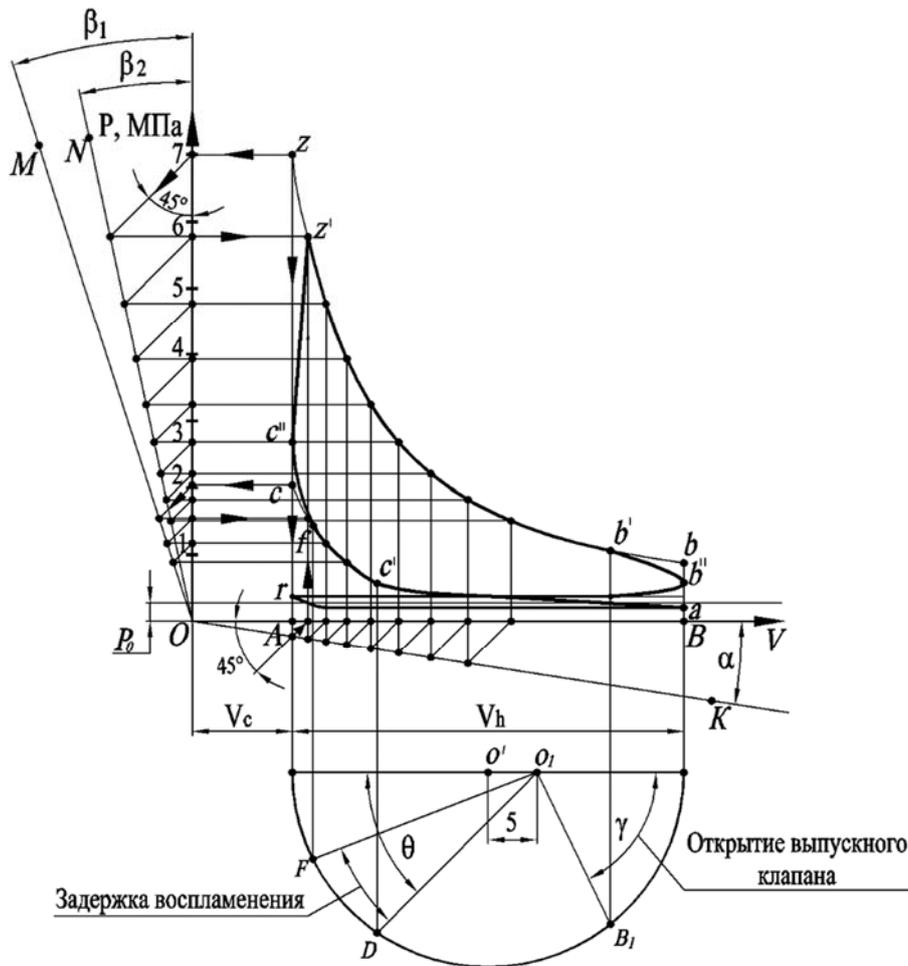


Рисунок 2.1 – Индикаторная диаграмма бензинового двигателя

Под углами β_1 и β_2 к вертикальной оси проводят лучи OM и ON .

Величины углов β_1 и β_2 , град, вычисляют по формулам

$$\beta_1 = \arctg\left((1 + \operatorname{tg}\alpha)^{n_1} - 1\right); \quad (2.2)$$

$$\beta_2 = \arctg\left((1 + \operatorname{tg}\alpha)^{n_2} - 1\right), \quad (2.3)$$

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° – 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° 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° 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:

$$O'O_1 = r \cdot \lambda_{\text{о\textsubscript{вс}}} / 2, \quad (2.4)$$

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

$\lambda_{\text{о\textsubscript{вс}}}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна проектируемого двигателя, $\lambda_{\text{о\textsubscript{вс}}} = 0,23 \dots 0,3$.

Из точки O_1 под углом γ (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 $\theta = 20^\circ \dots 30^\circ$ (углу опережения впрыска топлива $\theta = 15^\circ \dots 25^\circ$), 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 $\Delta\varphi_1 = 5^\circ \dots 18^\circ$. 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.

Дизельные двигатели.

Построение индикаторной диаграммы дизельного двигателя выполняется так же, как и бензинового.

В частности, необходимо определить координату точки z (в миллиметрах), соответствующей концу сгорания, по горизонтальной оси (рисунок 2.2):

$$V_z = \rho \cdot V_c = \rho \cdot AB / (\varepsilon - 1). \quad (2.8)$$

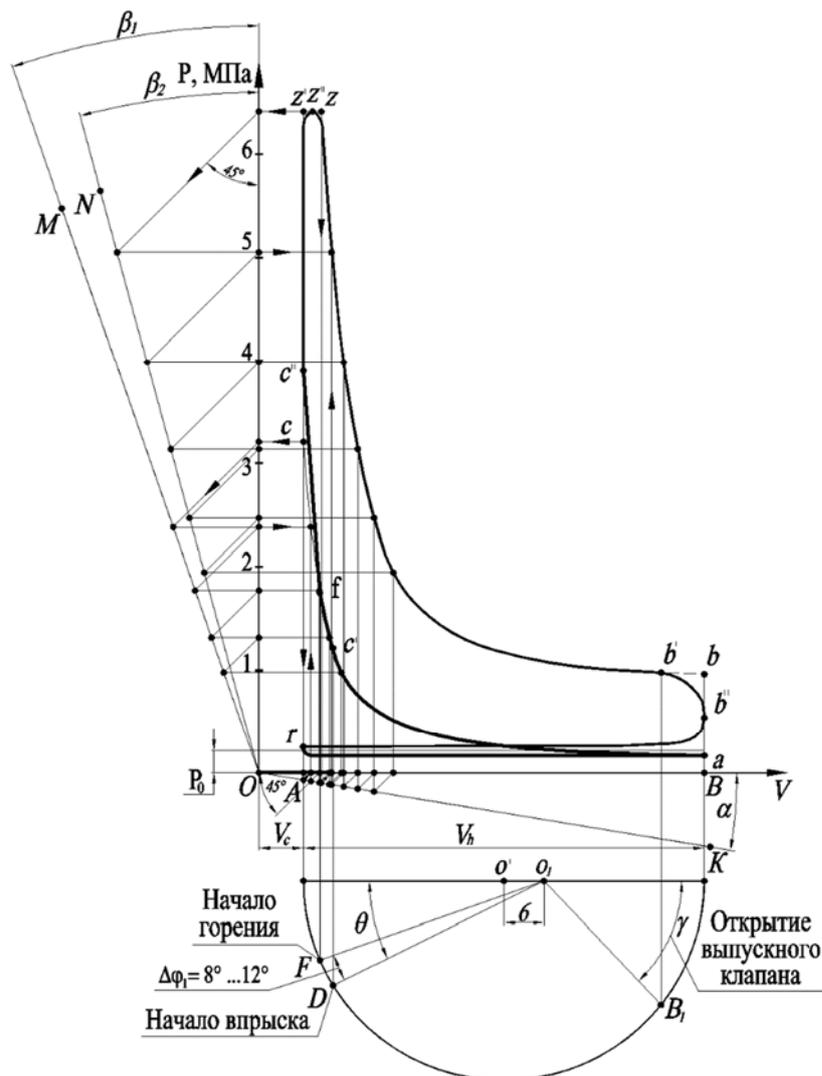


Рисунок 2.2 – Индикаторная диаграмма дизельного двигателя

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 (см. рисунок 2.2).

В том случае, когда для построения индикаторной диаграммы используется ЭВМ, в обязательном порядке должна быть определена площадь F_1 , ограниченная линиями $aczba$ диаграммы (команда `_area` в AutoCAD). Площадь F_1 с учетом масштабного коэффициента, отнесенная к длине отрезка AB , равняется среднему индикаторному давлению $P_i^{граф}$. Разность $P_i^{граф}$ и P_i' , значение которого определялось в зависимости от типа двигателя по формуле (1.48) или (1.49), не должна превышать 5 % [2, с. 120–123].

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 (пример показан на рисунке 2.3), на которой по углу поворота кривошипа размечены такты работы двигателя.

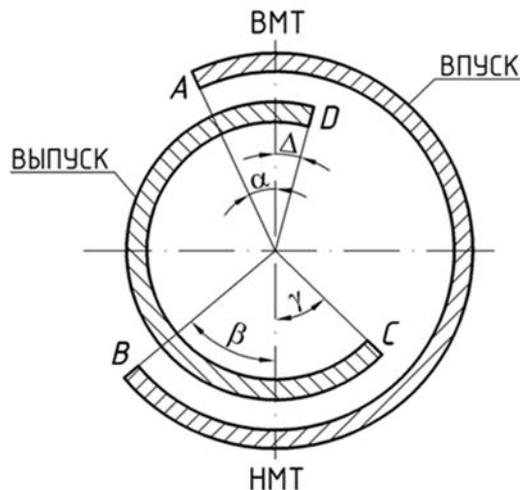


Рисунок 2.3 – График фаз газораспределения

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

Таким образом, продолжительность впуска $\alpha + 180^\circ + \beta = 230^\circ \dots 290^\circ$, продолжительность выпуска $\gamma + 180^\circ + \Delta = 230^\circ \dots 265^\circ$.

Одновременное открытое состояние впускного и выпускного клапанов

называется перекрытием клапанов ($\alpha + \Delta = 20^\circ \dots 60^\circ$).

Фазы газораспределения двигателей с наддувом зависят от давления наддува. При больших давлениях наддува применяют большее, чем в двигателях без наддува, перекрытие клапанов ($\alpha + \Delta = 60^\circ \dots 120^\circ$), 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).

Содержание отчета

Отчет должен содержать значение принятых углов круговой диаграммы фаз газораспределения, чертеж с построениями индикаторной диаграммы, построенный по результатам теплового расчета.

3 Практическое занятие № 3. Подготовка исходных данных и проведение динамического расчета на ЭВМ

Цель работы: ознакомиться с работой программы для выполнения динамического расчета на ЭВМ и произвести ввод данных по результатам теплового расчета; получить результаты расчета и графики зависимостей сил от угла поворота коленчатого вала.

Ход работы

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° угла поворота коленчатого вала в диапазоне от 0° до 720° , а в области резкого изменения величин нагрузок (от 360° до 390°) – через 15° .

В качестве нулевого выбирается такое положение кривошипа, при котором поршень находится в верхней мертвой точке (ВМТ) во время такта впуска.

Силы давления газов, действующие на площадь поршня, для упрощения заменяются одной силой P_G , направленной вдоль оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца (рисунок 3.1). Сила P_G определяется для ряда значений

угла φ поворота коленчатого вала (рисунок 3.2) по действительной развернутой (в координатах $P-\varphi$) индикаторной диаграмме.

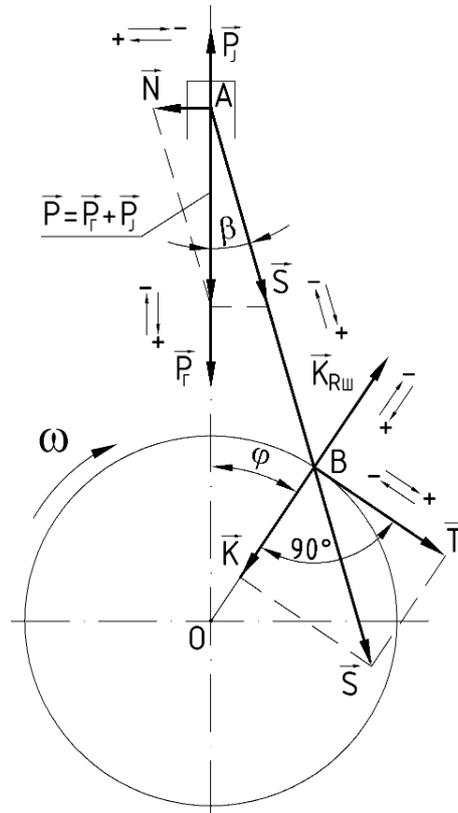


Рисунок 3.1 – Схема действия газовых и инерционных сил в КШМ

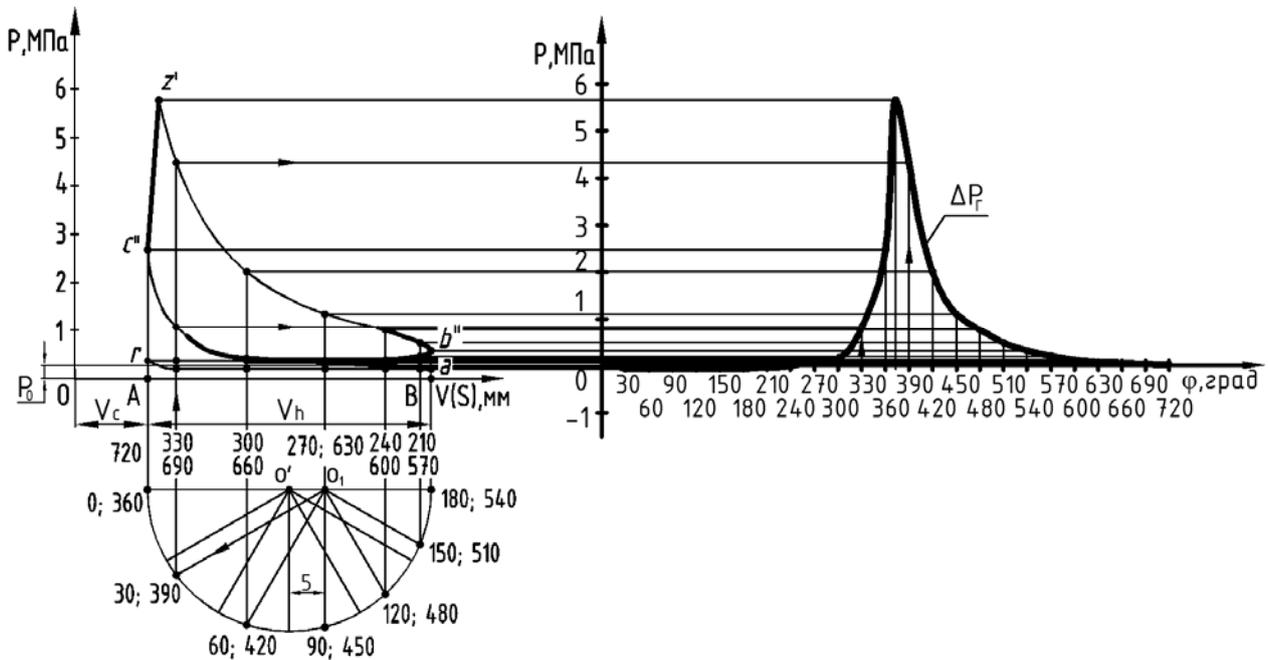


Рисунок 3.2 – Развертка индикаторной диаграммы в координатах $P-\varphi$

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 φ по горизонтали должна располагаться на уровне линии P_0 свернутой диаграммы (на развернутой диаграмме показывается не абсолютное давление P_G , а избыточное давление ΔP_G над поршнем).

Дальнейшее перестроение индикаторной диаграммы осуществляется по методу Брикса: под свернутой диаграммой строится вспомогательная полуокружность и по формуле (2.4) определяется центр Брикса. Из центра O' от левой половины основания полуокружности под требуемыми углами φ 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 φ . Значения давлений в этих точках переносятся на вертикали соответствующих углов φ развернутой диаграммы.

Удельная сила давления газов P_G , МПа,

$$P_G = p_g / F_{\Pi} = (P_{\varphi} - P_0) \cdot F_{\Pi} / F_{\Pi} = \Delta P_G, \quad (3.1)$$

где P_{φ} – давление газов в любой момент времени, МПа;

F_{Π} – площадь поршня, м². Причем

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad (3.2)$$

Величины ΔP_G снимаются с развернутой индикаторной диаграммы для требуемых значений φ . Соответствующие им силы P_G рассчитываются по формуле (3.1). Силы давления газов, направленные к оси коленчатого вала, считаются положительными, а от него – отрицательными (на рисунке 3.1 стрелками указаны положительные и отрицательные направления).

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма.

Для упрощения динамического расчета действительный КШМ заменяется эквивалентной системой сосредоточенных масс (рисунок 3.3), которая состоит из массы m_J , совершающей возвратно-поступательное движение и сосредоточенной 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

$$m_J = m_{\Pi} + m_{ШП}; \quad m_R = m_K + m_{ШК}, \quad (3.3)$$

где m_{Π} – масса поршневой группы, кг;

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

$m_{ШК}$ – 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 .

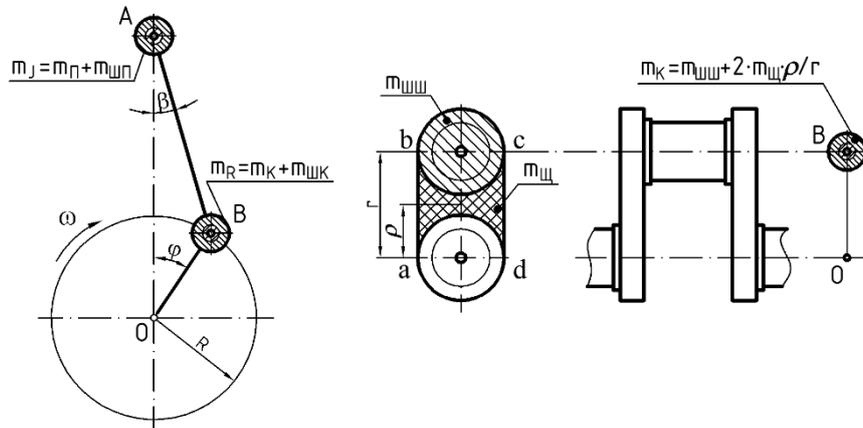


Рисунок 3.3 – Схемы сосредоточенных масс динамически эквивалентной КШМ

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

$$m_{Ш} = m_{ШП} + m_{ШК}. \quad (3.4)$$

Часть массы кривошипа m_K , кг, находят по формуле

$$m_K = m_{ШШ} + 2 \cdot m_{Щ} \cdot \rho / r, \quad (3.5)$$

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

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

Для приближенного определения значений $m_{П}$ и $m_{Ш}$ следует использовать конструктивные массы m_i' (массы, отнесенные к площади поршня), значения которых представлены в таблице 3.1, т. е. по формулам

$$m_{П} = m_{П}' \cdot F_{П}; \quad m_{Ш} = m_{Ш}' \cdot F_{П}. \quad (3.6)$$

При выборе значений из таблицы 3.1 следует учитывать, что большие значения m_i' соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндров; уменьшение S/D снижает $m_{Ш}'$ и m_K' ; V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке соответствуют большие значения m_K' .

Таблица 3.1 – Конструктивные массы элементов КШМ

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

Расчет сил инерции.

Силы инерции, действующие в КШМ, в соответствии с характером движения приведенных масс (см. рисунок 3.1) 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

$$P_J = -m_J \cdot j, \quad (3.7)$$

где j – ускорение поршня, м/с². Причем

$$j = r \cdot \omega_e^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi). \quad (3.8)$$

Значение силы K_R , Н, находят по формуле

$$K_R = -m_R \cdot r \cdot \omega_e^2. \quad (3.9)$$

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

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

$$K_{RШ} = -m_{ШК} \cdot r \cdot \omega_e^2; \quad (3.10)$$

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

$$K_{RK} = -m_K \cdot r \cdot \omega_e^2. \quad (3.11)$$

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.

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:

$$P = P_G + P_J. \quad (3.12)$$

Суммарная сила P , как и силы P_G и P_J , направлена по оси цилиндра и приложена к оси поршневого пальца (см. рисунок 3.1). 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

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (3.13)$$

где β – 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

$$S = P / \cos \beta. \quad (3.14)$$

От действия силы S на шатунную шейку возникают две составляющие (см. рисунок 3.1): 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

$$K = P \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (3.15)$$

Сила K считается положительной, если она сжимает щеки колена.

Значение удельной силы T , МПа, определяется по формуле

$$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (3.16)$$

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

Расчет сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала.

Аналитически результирующая сила $R_{ШШ}$ (рисунок 3.4), 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),

$$R_{ШШ} = \sqrt{T^2 + P_K^2}, \quad (3.17)$$

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

$$P_K = K + K_{RШ}. \quad (3.18)$$

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

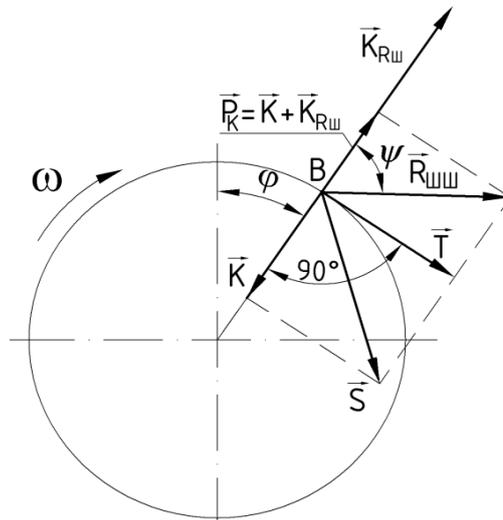


Рисунок 3.4 – Схема сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала

Построение графиков сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.

Графики изменения сил, действующих в КШМ, в зависимости от угла поворота кривошипа φ (рисунок 3.5) строятся в прямоугольной системе координат по данным динамического расчета на ЭВМ.

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

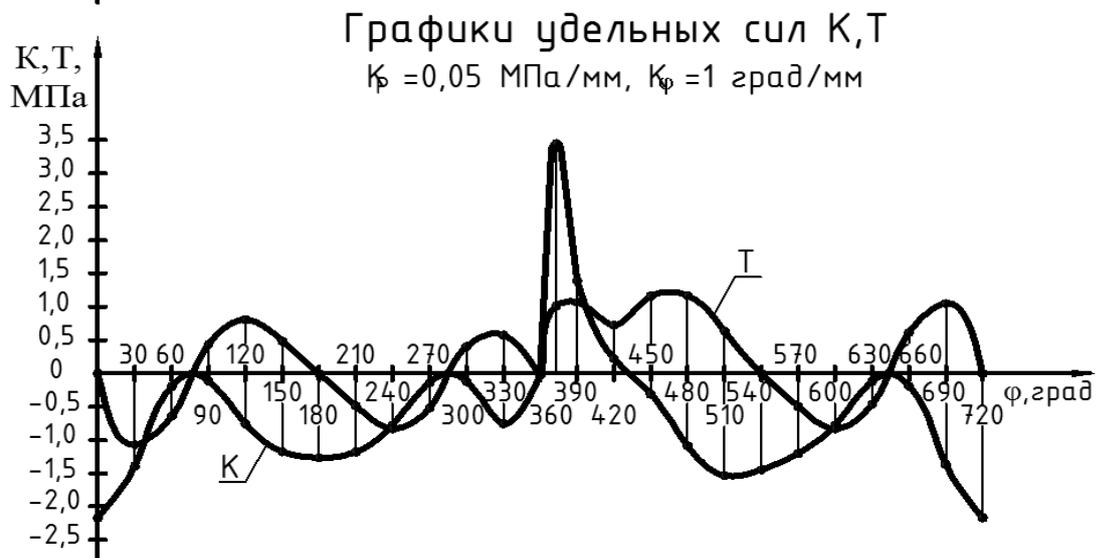
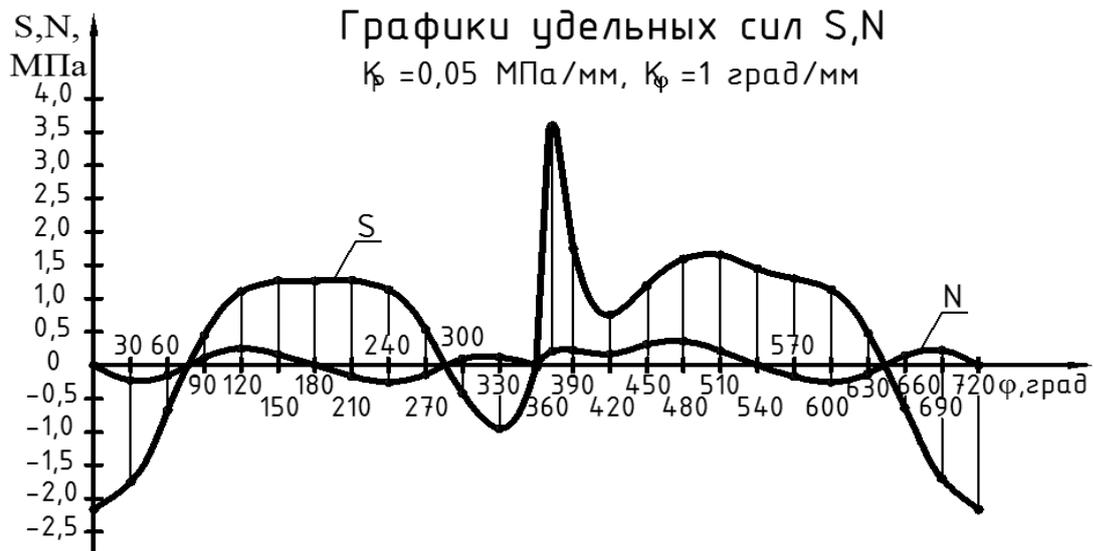
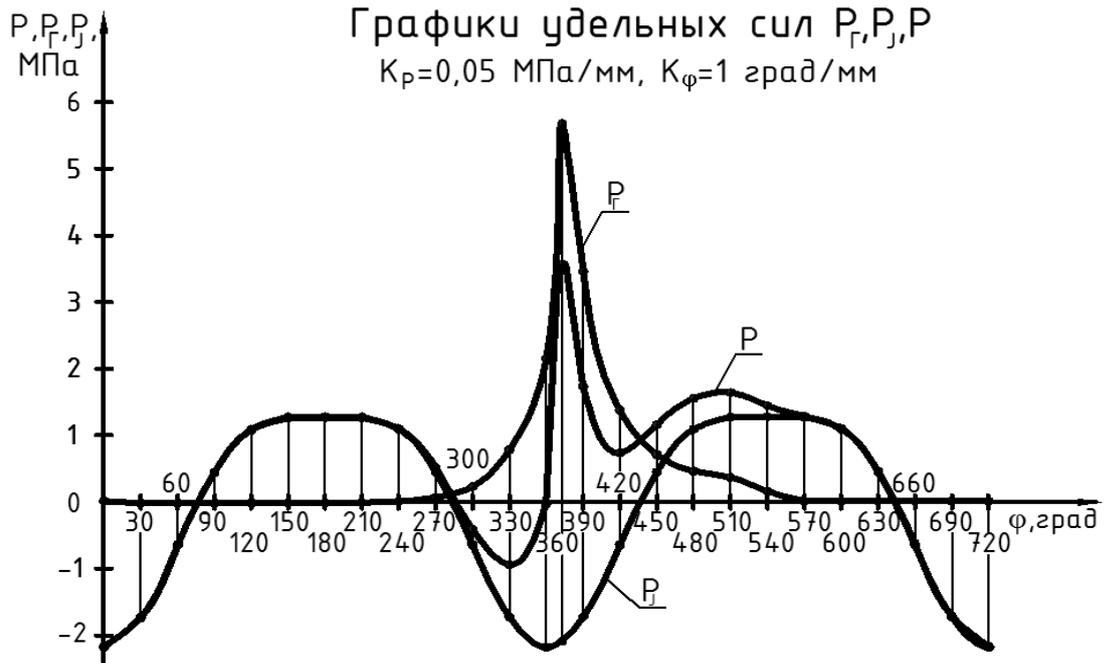
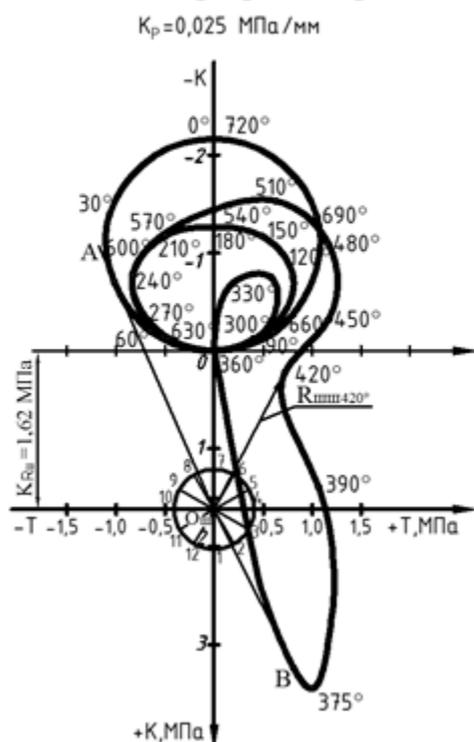


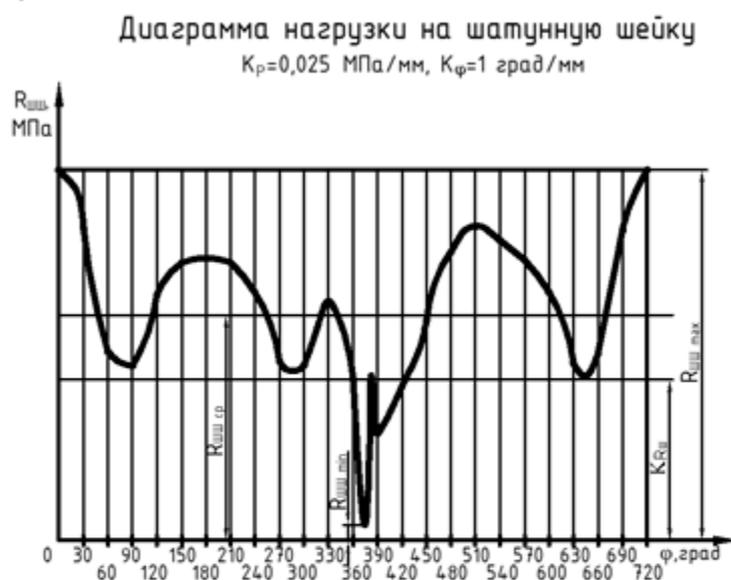
Рисунок 3.5 – Графики изменения удельных сил, действующих в КШМ

При рассмотрении силы R_{III} как геометрической суммы сил T и P_K построение полярной диаграммы производится следующим образом (рисунок 3.6). 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 φ (соответствующие значения φ указываются рядом с точкой), является искомой диаграммой.

а) Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку



б)



а – полярная диаграмма; б – в прямоугольных координатах

Рисунок 3.6 – Диаграмма нагрузки на шатунную шейку

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.

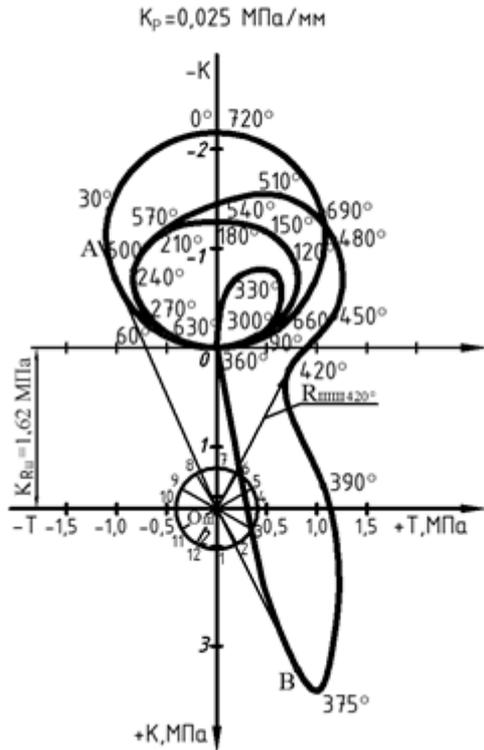
Построение диаграммы износа шатунной шейки.

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.

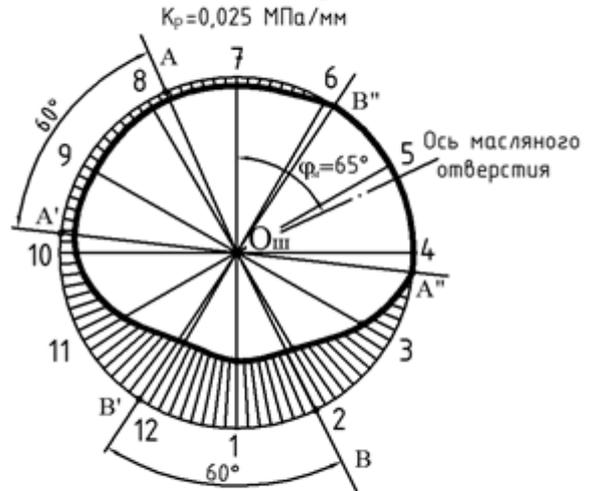
Для построения диаграммы износа проводится окружность, изображающая в произвольном масштабе шатунную шейку (рисунок 3.7); лучами $O_{ш1}$, $O_{ш2}$ и т. д. окружность делится на равное количество участков (количество участков – 12 или 18).

а) Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку



б)

Диаграмма износа шатунной шейки



а – полярная диаграмма; б – диаграмма износа

Рисунок 3.7 – Построение диаграммы износа шатунной шейки

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

Таким образом, для определения величины усилия (износа), действующего по каждому лучу (например, по лучу $O_{ш10}$), необходимо:

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

2) определить по полярной диаграмме сектор на шатунной шейке (по 60° в каждую сторону от луча $O_{ш10}$), в котором действующие силы $R_{шши}$ создают нагрузку (износ) по направлению луча $O_{ш10}$;

3) определить величину каждой силы $R_{шши}$, действующей в секторе луча $O_{ш10}$ (в секторе луча $O_{ш10}$ действуют всего две силы: $R_{шш390}$ и $R_{шш450}$) и подсчитать результирующую величину $R_{шш\Sigma}$ для $O_{ш10}$ ($R_{шш\Sigma} = R_{шш390} + R_{шш450}$);

4) отложить результирующую величину $R_{шш\Sigma}$ в выбранном масштабе на

диаграмме износа по лучу $O_{ш}10$ от окружности к центру:

5) таким же образом определить результирующие величины сил, действующих в секторах каждого луча (например, в секторе луча $O_{ш}12$ действуют все силы $R_{шшi}$, в секторах лучей $O_{ш}4$ и $O_{ш}5$ нет ни одной действующей силы);

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

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

Для упрощения расчета результирующих величин $R_{шш\Sigma}$ составляется таблица 3.2, в которую заносятся значения сил $R_{шшi}$, действующих по каждому лучу, и их сумма.

Таблица 3.2 – Определение суммарных сил, обуславливающих характер износа шатунной шейки

$R_{шшi}$	Значение $R_{шшi}$, МПа, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$R_{шш30}$												
$R_{шш60}$												
...
$R_{шш720}$												
$\Sigma R_{шшi}$												

Построение графика суммарного крутящего момента двигателя.

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

$$M_{ц} = T \cdot r. \quad (3.19)$$

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 (рисунок 3.8): 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 θ и суммируются. Для четырехтактного двигателя угол θ , град,

$$\theta = 720^\circ / i. \quad (3.20)$$

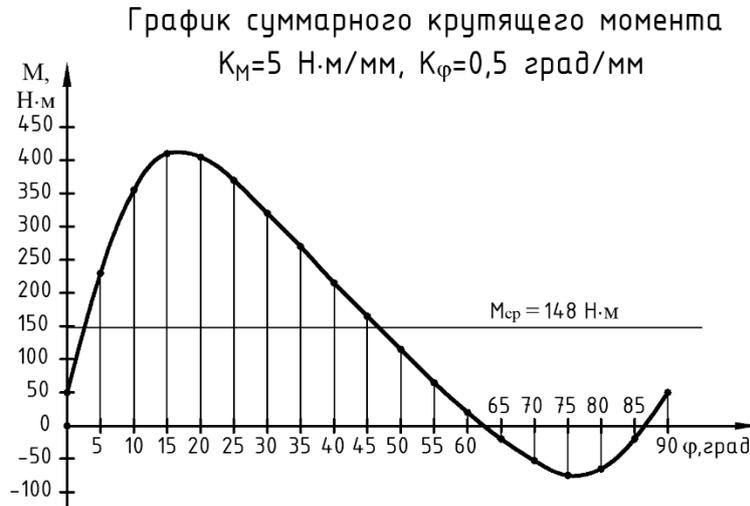


Рисунок 3.8 – Построение графика суммарного крутящего момента двигателя

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

По величине M_{cp} 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.

Порядок выполнения динамического расчета на ЭВМ.

Для автоматизации динамического расчета кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания 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 3.3. В поле «Значение» даны либо номера формул, либо пределы изменения значений, указанных в строке величин.

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 %.

Таблица 3.3 – Исходные данные для динамического расчета КШМ на ЭВМ

Название исходного параметра	Значение
Введите отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ	0,23...0,30
Введите радиус кривошипа r , мм	$= S / 2$
Введите угловую скорость коленчатого вала ω , с ⁻¹	$= \pi \cdot n_e / 30$
Введите давление в конце впуска P_a , МПа	(1.15) или (1.16)
Введите давление в конце сгорания P_z , МПа	(1.37) или (1.38)
Введите давление в конце выпуска P_r , МПа	(1.13) или (1.14)
Введите степень сжатия ϵ	По заданию
Введите показатель политропы сжатия n_1	(1.27)
Введите показатель политропы расширения n_2	(1.40)
Введите степень предварительного расширения ρ	1 (бенз.) или (1.44)
Введите давление окружающей среды, МПа	P_o или P_k
Введите площадь поршня F_n , мм ²	(3.2)
Введите массы, совершающие возвратно-поступательное движение, m_j , кг	(3.3)
Введите число цилиндров i	По заданию
Введите среднее значение суммарного индикаторного крутящего момента M_{icp} , Н·м	$= M_e / \eta_M$
Введите массу шатуна $m_{ш}$, кг	(3.6)
Введите $P_{сум}$ при 60 град, МПа	$\Delta P_{Г}$ из (3.1)

Содержание отчета

Отчет должен содержать таблицу данных для ввода в программу для расчета на ЭВМ, таблицу результатов динамического расчета на ЭВМ, графики зависимостей сил от угла поворота коленчатого вала.

4 Практическое занятие № 4. Патентно-информационный поиск аналогов заданному типу двигателя

Цель работы: выполнить подбор автомобильных двигателей, соответствующих результатам теплового расчета; рассмотреть особенности конструкции подобранных автомобильных двигателей.

Ход работы

Патентно-информационный поиск проводится с целью подбора аналогов проектируемого двигателя. В качестве источников информации можно использовать патенты, реферативные журналы; каталоги двигателей; ресурсы, размещенные в сети Интернет (www.fips.ru, www.autoreview.ru, на английском языке – www.sae.org/automag, 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 от трех до пяти аналогов.

На следующем этапе из отобранных аналогов выбирается прототип двигателя. В отчете в краткой форме должно быть представлено обоснование выбора прототипа, подробно описаны элементы конструкции механизма или системы прототипа, которые, в соответствии с заданием, указаны для детальной разработки.

Техническая характеристика двигателя

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.

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.

Содержание отчета

Отчет должен содержать от трех до пяти различных моделей двигателей, технические характеристики подобранных двигателей, краткую характеристику конструктивных особенностей рассмотренных двигателей.

5 Практическое занятие № 5. Расчет и построение внешней скоростной характеристики

Цель работы: ознакомиться с особенностями строения внешней скоростной характеристики двигателя и корректировкой принятой характеристики по результатам теплового расчета.

Ход работы

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.

Поиск ВСХ двигателя прототипа в справочниках или в других источниках осуществляется следующим образом. Рекомендуется в качестве источника информации о ВСХ двигателя использовать информацию, предоставляемую производителем или ресурсом 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). ВСХ 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.

График крутящего момента и выходной мощности двигателя автомобиля Alfa Romeo 156 1,9 JTD 115 кВт представлен на рисунке 5.1.

Для дальнейших расчетов принимается, максимальный крутящий момент двигателя и частота вращения коленчатого вала двигателя, при которой он достигается, 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⁻¹.

Сначала графическим способом на графике крутящего момента определяются его максимальное значение и соответствующая ему частота вращения

двигателя. Данное значение крутящего момента принимается в качестве максимального ($M_{e\max}$) для всех последующих расчетов. При этом значение частоты вращения двигателя при максимальном крутящем моменте округляется до сотен единиц.

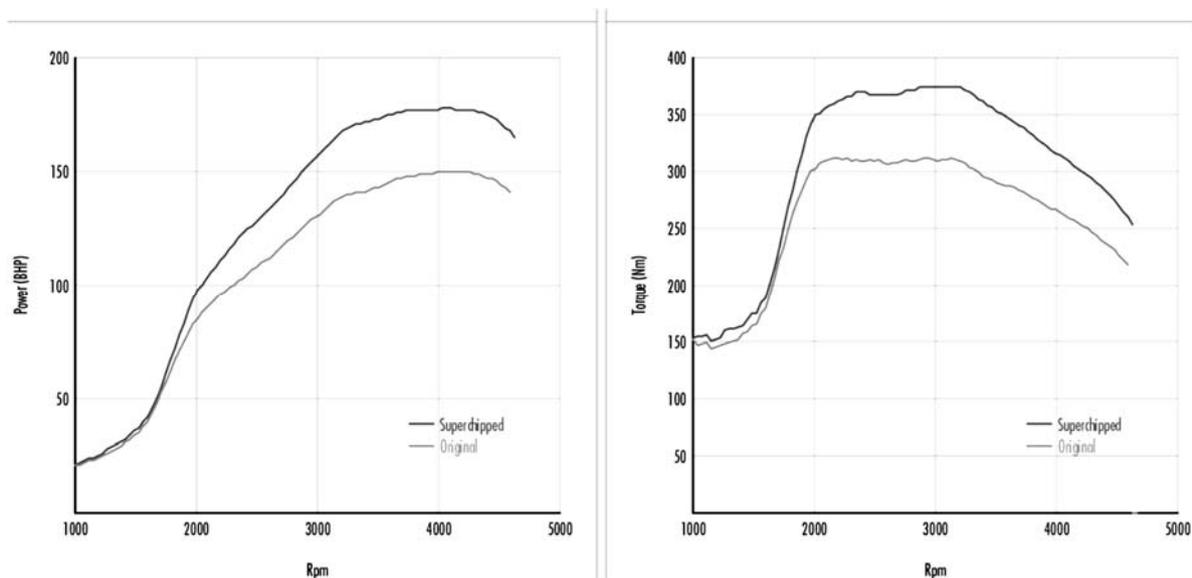


Рисунок 5.1 – График крутящего момента и выходной мощности двигателя автомобиля Alfa Romeo 156 1,9 JTD 115 кВт

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 (рисунок 5.2), который показывает отношение текущего значения $M_{e\text{тек}}$ к его максимальному значению $M_{e\max}$ (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 умножения каждого значения C на максимальное значение крутящего момента. Результаты сводятся в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Данные для построения внешней скоростной характеристики двигателя

Номер п/п	Частота вращения по графику n_e , мин ⁻¹	Коэффициент C	Угловая скорость вращения ω_e , рад/с	Значение крутящего момента, M_e , Нм	Эффективная мощность, N_e , кВт	Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	Часовой расход топлива, G_m , кг/ч
1							
25–30							

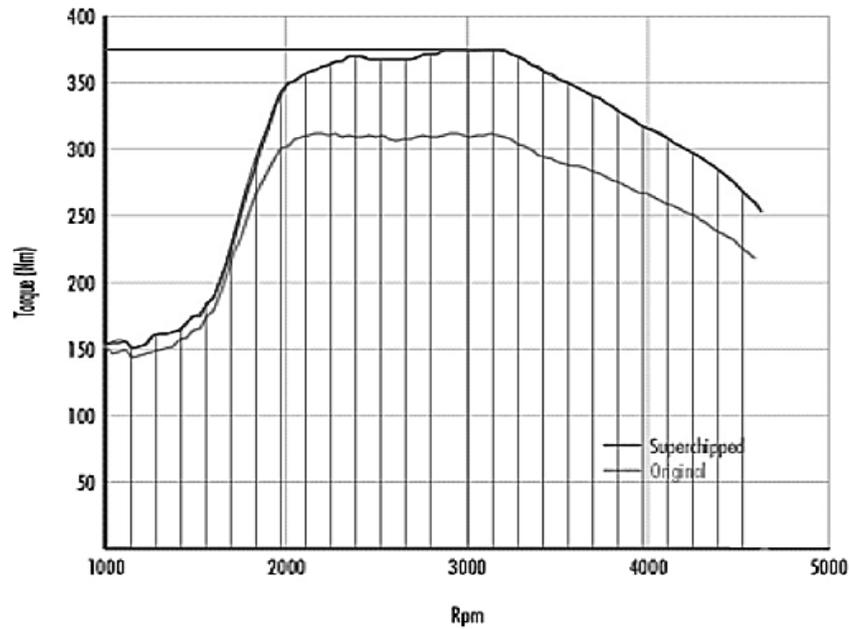


Рисунок 5.2 – Определение коэффициента C

Текущие значения угловой скорости вращения двигателя ω_e , рад/с, определяются по формуле

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (5.1)$$

где n – текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Результаты вычислений заносятся в таблицу 5.1.

По внешней скоростной характеристике определяются максимальные мощностные и минимальные удельные параметры двигателя, коэффициент его приспособляемости, равный отношению максимального эффективного момента $M_{e_{\max}}$ к моменту при максимальной мощности $M_{e_{\text{ном}}}$:

$$K_m = M_{e_{\max}} / M_{e_{\text{ном}}}. \quad (5.2)$$

Основные параметры двигателя, в зависимости от угловой скорости ω_x вращения коленчатого вала, определяются по эмпирическим формулам.

Текущее значение эффективной мощности N_{e_x} , кВт,

$$N_{e_x} = M_{e_x} \cdot \omega_x, \quad (5.3)$$

где N_{e_x} – текущее значение эффективной мощности.

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

$$G_{T_x} = N_{e_x} \cdot g_{e_x} \cdot 10^{-3}. \quad (5.4)$$

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

$$g_{e_x} = g_{e_{nom}} \cdot \left[1,2 - 1,2 \cdot \omega_x / \omega_e + (\omega_x / \omega_e)^2 \right]. \quad (5.5)$$

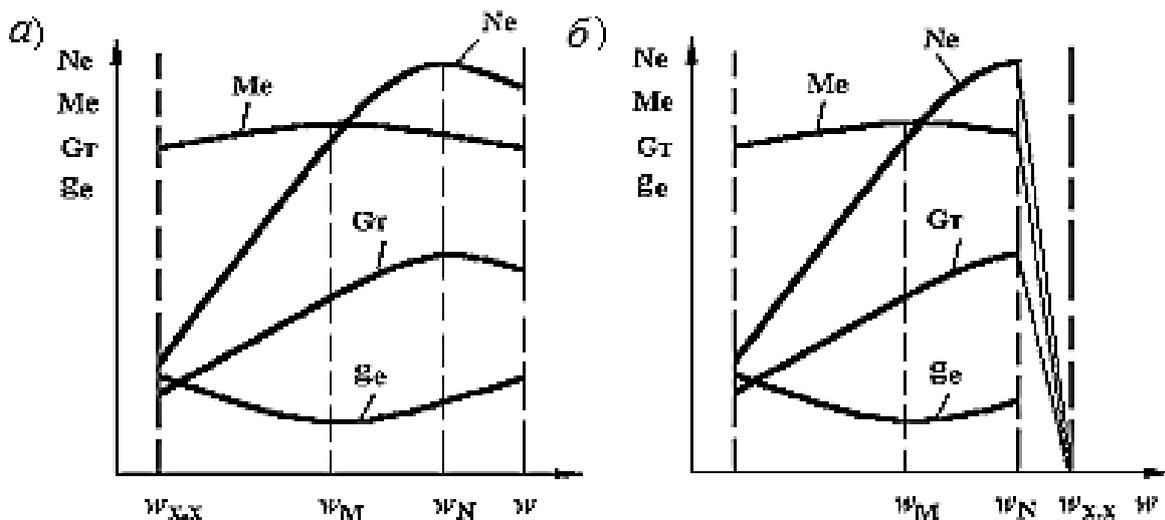
Текущее значение удельного эффективного расхода топлива g_{e_x} , г/(кВт·ч), для дизельного двигателя с неразделенными камерами

$$g_{e_x} = g_{e_{nom}} \cdot \left[1,55 - 1,55 \cdot \omega_x / \omega_e + (\omega_x / \omega_e)^2 \right]. \quad (5.6)$$

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

Примерный вид внешних скоростных характеристик бензинового и дизельного двигателей показан на рисунке 5.3.

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



a – бензиновый; *b* – дизельный

Рисунок 5.3 – Внешние скоростные характеристики двигателей внутреннего сгорания

Содержание отчета

Отчет должен содержать внешнюю скоростную характеристику одного из выбранных двигателей в патентно-информационном поиске, график внешней скоростной характеристики, построенной с учетом результатов расчета.

6 Контрольные вопросы

- 1 Дайте определение рабочего цикла двигателя.
- 2 Назначение и классификация двигателей внутреннего сгорания.
- 3 Основные параметры двигателей внутреннего сгорания.
- 4 Рабочий цикл четырехтактного бензинового двигателя.
- 5 Рабочий цикл четырехтактного дизельного двигателя.
- 6 Сравнительная характеристика бензиновых и дизельных двигателей.
- 7 Наддув в дизелях. Назначение, устройство и работа турбокомпрессора.
- 8 Число и расположение цилиндров двигателя.
- 9 Назначение и общее устройство кривошипно-шатунного механизма двигателя.
- 10 Неподвижная группа деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя.
- 11 Поршневая группа. Назначение, устройство и работа деталей.
- 12 Шатун и шатунные подшипники. Назначение, устройство.
- 13 Коленчатый вал и маховик. Назначение, устройство деталей.
- 14 Типы механизмов газораспределения и их сравнительная оценка.
- 15 Фазы газораспределения.
- 16 Распределительный вал и его привод. Назначение, устройство и работа деталей.
- 17 Передаточные детали ГРМ. Назначение, типы, устройство.
- 18 Клапанный узел ГРМ. Назначение, устройство и работа деталей.
- 19 Механизм вращения выпускного клапана, его устройство и работа. Тепловой зазор.
- 20 Автомобильные бензины. Понятие о детонационной стойкости бензина.
- 21 Горючая смесь, типы. Режимы работы двигателя. Состав горючей смеси на различных режимах работы двигателя.
- 22 Компенсация состава горючей смеси.
- 23 Дизельное топливо. Состав, свойства, марки.
- 24 Смесеобразование в дизелях.

Список литературы

- 1 **Степанов, В. Н.** Автомобильные двигатели. Расчеты: учебное пособие для академ. бакалавриата / В. Н. Степанов. – 2-е изд., испр. и доп. – Москва: Юрайт, 2017. – 148 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 **Хрулев, А. Э.** Ремонт двигателей зарубежных автомобилей / А. Э. Хрулев. – Москва : За рулем, 1999. – 440 с.: ил.

7 Официальный сайт компании Superchips [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.Superchips.co.uk>. – Дата доступа: 12.02.2024.

8 **Стуканов, В. А.** Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: учебное пособие / В. А. Стуканов. – Москва: ФОРУМ; ИНФРА-М, 2015. – 368 с.: ил.

9 **Стуканов, В. А.** Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: учебное пособие / В. А. Стуканов. – Москва: ФОРУМ; ИНФРА-М, 2018. – 368 с.

10 **Кудинов, В. Ф.** Техническая термодинамика: учебное пособие / В. Ф. Кудинов, В. М. Корташов. – 5-е изд., стер. – Москва: Высшая школа, 2007. – 261 с.