

МИНИСТЕРСТВА ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Кафедра: Автотракторные двигатели и транспортная экология

КУРСОВАЯ РАБОТА

по предмету «Теплотехника и двигатели внутреннего сгорания»

Выполнила: студент группы 154-11 Сервис Аллаберганов И.

Принял: Сидиков Ф.

Ташкент-2014

Введение

Целью данного курсового проекта является практическое обобщение и углубление знаний полученных при теоретическом изучении курса дисциплины «Двигатели внутреннего сгорания».

В процессе выполнения данного курсового проекта будет выполнен тепловой расчет дизельного двигателя, который включает в себя определение параметров конца всасывания, конца сжатия и т.д., и расчет рабочего тела, определение размеров цилиндра, такие как диаметр зеркала цилиндра и ход поршня. Также будет построена индикаторная диаграмма.

Тепловой расчет дизельного двигателя

Дано:

$$N_e=96 \text{ кВт}$$

$$n=2200 \text{ мин}^{-1}$$

$$\varepsilon=17$$

$$\alpha=1,4$$

$$S/D=1,0$$

$$i=5p$$

Прототип – В7

Детали – Д7

I. Выбор некоторых дополнительных данных

1.1. Давление окружающей среды:

$$P_o=0,1 \text{ Мпа}$$

1.2. Температура окружающей среды с учетом жаркого климата:

$$T_o=310 \text{ К}$$

1.3. Давление остаточных газов:

$$P_2=0,12 \text{ Мпа}$$

1.4. Температура остаточных газов:

$$T_2=850 \text{ К}$$

Подогрев свежего заряда:

$$\Delta T=30^\circ\text{C}$$

1.5. Температура свежей смеси в момент поступления её в цилиндр:

$$T_o'=T_o+\Delta T=310+30=340 \text{ К}$$

1.6. а) Политропа сжатия

$$n_1=1,38$$

б) Политропа расширения

$$n_2=1,23$$

Коэффициент дозарядки

$$\varphi=1,1$$

1.7. Коэффициент активного выделения теплоты

$$\xi=0,78$$

1.8. Давления газов в цилиндре в конце всасывания

$$P_a=0,089 \text{ Мпа}$$

1.9. Низшая теплотворность дизеля среднего состава

$$H_u=42 \text{ МДж/кг}$$

II. Определение параметров конца всасывания

2.1. Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_{\text{ост}}=T_o'/T_z \cdot P_z / \varepsilon \cdot P_a - P_z = 340/850 \cdot 0,12 / 17 \cdot 0,089 - 0,12 = 0,035$$

2.2. Определение температуры газов в цилиндре в конце всасывания

$$T_a=T_o'+\gamma_{\text{ост}} \cdot T_z / 1+\gamma_{\text{ост}} = 340+0,035 \cdot 850 / 1 + 0,035 = 357 \text{ К}$$

2.3. Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \varphi \cdot \varepsilon / \varepsilon - 1 \cdot P_a / P_o \cdot T_o / T_a \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}}) = 1,1 \cdot 17 \cdot 0,089 \cdot 310 / (17 - 1) \cdot 0,1 \cdot 357 \cdot 1,035 = 0,87$$

III. Определение параметров конца сжатия

3.1. Определение давления газов в цилиндре в конце сжатия

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,089 \cdot 17^{1,38} = 4,4 \text{ Мпа}$$

3.2. Определение температуры газов в цилиндре в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 357 \cdot 17^{1,38 - 1} = 1048 \text{ К}$$

IV. Расчет рабочего тела

Состав дизеля:

$$C=0,87$$

$$H_2=0,126$$

$$O_2=0,004$$

4.1. Определение теоретически необходимого количества воздуха в кг для полного сгорания 1 кг топлива

$$l_o = 1/0,23 \cdot (8/3 \cdot C + 8H_2 + O) = 1/0,23 \cdot (8/3 \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004) = 14,35 \text{ кг}$$

$$L_o = 1/0,21 \cdot (C/12 + H/4 + O/32) = 1/0,21 \cdot (0,87/12 + 0,126/4 - 0,04) = 0,495$$

КМОЛЬ

4.2. Суммарное количество воздуха

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,4 \cdot 0,495 = 0,693$$

4.3. Суммарное количество продуктов сгорания M_2 будет состоять из продуктов сгорания при $\alpha=1$ и избыточного воздуха, не участвующего в сгорании:

$$M_{2(\alpha=1)} = C/12 + H_2/2 + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,87/12 + 0,126/2 + 0,79 \cdot 1,4 \cdot 0,495 = 0,527 \text{ кмоль/кг}$$

4.4. Избыточное количество свежего воздуха

$$M_{\text{изб.в}} = (\alpha - 1) \cdot L_0 = (1,4 - 1) \cdot 0,495 = 0,198 \text{ кмоль/кг}$$

4.5. Суммарное количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{2(\alpha=1)} + M_{\text{изб.в}} = 0,527 + 0,198 = 0,725 \text{ кмоль/кг}$$

4.6. Определение химического коэффициента молекулярного изменения:

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,725 / 0,693 = 1,046$$

4.7. Определение действительного коэффициента молекулярного изменения:

$$\mu = M_2 + \gamma_{\text{ост}} \cdot M_1 / M_1 \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}}) = 0,725 + 0,035 \cdot 0,693 / 0,693 \cdot (1 + 0,035) = 1,044$$

V. Определение параметров конца сжатия

5.1. Уравнение сгорания для дизельных двигателей имеет вид

$$\xi z \cdot H_u / M_1 \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}}) + U_c + \gamma_{\text{ост}} \cdot U_c'' / (1 + \gamma_{\text{ост}}) + 8,314 \cdot \lambda \cdot T_c = \mu \cdot (U_z'' + 8,314 \cdot T_z)$$

где $\lambda = 1,4 \dots 2,0$ – степень повышения давления

$$t_c = T_c - 273 = 1048 - 273 = 775^\circ\text{C}$$

$$U_c = 17400 \text{ кДж/кмоль}$$

$$U_c''_{(\alpha=1)} = 19500 \text{ кДж/кмоль}$$

$$U_c'' = U_c''_{(\alpha=1)} \cdot r_{M_2(\alpha=1)} + U_c \cdot r_{M_{\text{изб.в}}}$$

где $r_{M_2(\alpha=1)} = M_{2(\alpha=1)} / M_2 = 0,527 / 0,725 = 0,726$ – относительная количество продуктов сгорания при $\alpha=1$ в 1 кмоль продуктов сгорания при $\alpha=1,4$.

$r_{\text{изб.в}} = M_{\text{изб.в}} / M_2 = 0,198 / 0,725 = 0,273$ – относительно количество избыточного воздуха в 1 кмоль продуктов сгорания. Тогда внутренняя

энергия 1 кмоль продуктов сгорания при температуре сжатия 5770С.

$$U_c'' = 19500 \cdot 0,726 + 17400 \cdot 0,273 = 18900 \text{ кДж/кмоль}$$

Зададимся величиной $\lambda = 1,8$

Тогда сумма всех членов, стоящих в левой части уравнения сгорания

$$A = \xi_z \cdot \text{Hu} / M_1 \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}}) + U_c + \gamma_{\text{ост}} \cdot U_c'' / (1 + \gamma_{\text{ост}}) + 8,314 \cdot \lambda \cdot T_c = 0,78 \cdot 42000 / 0,693 \cdot (1 + 0,035) + 17400 + 0,035 \cdot 18900 / (1 + 0,035) + 8,314 \cdot 1,8 \cdot 1048 = 78810 \text{ кДж/кмоль}$$

следовательно

Зададимся величиной $t_z = 2000 \text{ }^\circ\text{C}$, и находим $U_z''_{(\alpha=1)}$ и U_z исходя этой температуры.

$$U_z'' = U_z''_{(\alpha=1)} \cdot \Gamma_{M_2(\alpha=1)} + U_z \cdot \Gamma_{\text{изб.в}} = 58150 + 0,726 + 50600 \cdot 0,273 = 56030 \text{ кДж/кмоль}$$

Тогда:

$$U_z'' + 8,314 \cdot T_z = 56030 + 8,314 \cdot (2000 + 273) = 74928 \text{ кДж/кмоль}$$

Полученный результат меньше чем необходимо, поэтому зададимся

$$t_z = 2100 \text{ }^\circ\text{C}$$

Тогда:

$$U_z'' = 61500 \cdot 0,726 + 53100 \cdot 0,273 = 59145 \text{ кДж/кмоль}$$

В этом случае:

$$U_z'' + 8,314 \cdot T_z = 59145 + 8,314 \cdot (2100 + 273) = 78870 \text{ кДж/кмоль}$$

$$t_z = 2040 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температура конца сгорания

$$T_z = t_z + 273 = 2040 + 273 = 2313 \text{ К}$$

Максимальное давление сгорания

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 1,8 \cdot 4,4 = 7,92 \text{ МПа}$$

VI. Определение параметров расширения

Зная температуру T_z , можно определить:

– степень предварительного расширения

$$\rho = \mu / \lambda \cdot T_z / T_c = 1,044 / 1,8 \cdot 2313 / 1048 = 1,28$$

– степень последующего расширения

$$\sigma = \varepsilon / \rho = 17 / 1,28 = 13,28$$

6.1. Давление конца расширения

$$P_B = P_Z / \sigma^{n_2} = 7,92 / 13,28^{1,23} = 0,33 \text{ МПа}$$

6.2. Температура конца расширения

$$T_B = T_Z / \sigma^{n_2 - 1} = 2313 / 13,28^{1,23 - 1} = 1276 \text{ К}$$

6.3. Среднее индикаторное расчетное давление цикла

$$P_{ip} = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} / \varepsilon - 1 \cdot [\lambda / n_2 - 1 \cdot (1 - 1 / \varepsilon^{n_2 - 1}) - 1 / n_1 - 1 \cdot (1 - 1 / \varepsilon^{n_1 - 1})] = \\ = 0,9 \text{ МПа}$$

6.4. Действительное среднее индикаторное давление с учетом коэффициента скругления индикаторной диаграммы:

$$P_i = \varphi_{скр} \cdot P_{ip} = 0,97 \cdot 0,90 = 0,873 \text{ МПа}$$

VII. Основные показатели цикла

7.1. Доля индикаторного давления затраченного на трение и привод вспомогательных агрегатов

$$P_M = A + B \cdot C_{п} = 0,105 + 0,012 C_{п}$$

Для предкамерных и выхрекамерных двигателей:

$$P_M = A + B \cdot C_{п} = 0,105 + 0,0135 C_{п}$$

Примем, что средняя скорость поршня $C_{п} = 9 \text{ м/с}$

$$P_M = 0,105 + 0,012 \cdot 9 = 0,213 \text{ МПа}$$

7.2. Среднее эффективное давление цикла

$$P_e = P_i - P_M = 0,873 - 0,213 = 0,66 \text{ МПа}$$

7.3. Механический К.П.Д.

$$\eta_m = P_e / P_i = 0,66 / 0,873 = 0,76$$

7.4. Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = 3600 \cdot \rho_0 \cdot \eta_v / P_i \cdot \alpha \cdot L_0 = 3600 \cdot 1,1 \cdot 0,873 / 0,873 \cdot 1,4 \cdot 14,35 = 197 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

$$\rho_0 = P_0 \cdot 10^4 / R_0 \cdot T_0 = 1 \cdot 10^4 / 29,27 \cdot 310 = 1,1 \text{ кг/м}^3$$

($R_0 = 29,27$ ккаль/кг)

7.5. Индикаторный К.П.Д.

$$\eta_i = 3600 / g_i \cdot \eta_u \cdot 10^3 = 3600 \cdot 10^3 / 197 \cdot 42000 = 0,435$$

7.6. Эффективный К.П.Д.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,435 \cdot 0,76 = 0,331$$

7.7. Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = g_i / \eta_m = 197 / 0,76 = 259 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

VIII. Основные размеры цилиндра

8.1. Рабочий объем одного цилиндра

$$V_{л} = 120 \cdot \eta_e / P_e \cdot n \cdot i = 120 \cdot 96 / 0,66 \cdot 2200 \cdot 5 = 1,5 \text{ л}$$

8.2. Диаметр зеркала цилиндра

$$D_{ц} = 1,5 / 0,785 \cdot 1,0 = 1,249 \text{ дм} = 124 \text{ мм}$$

8.3. Ход поршня

$$S = D_{ц} \cdot S/D = 124 \cdot 1,0 = 124 \text{ мм}$$

Принимаем

$$D_{ц} = 124 \text{ мм}$$

$$S = 124 \text{ мм}$$

8.4. Средняя скорость поршня

$$C_{п} = S \cdot n / 3 \cdot 10^3 = 124 \cdot 2200 / 30000 = 9,09 \text{ м/с}$$

8.5. Разница скорости поршня

$$C_{п} - C_{п} / C_{п} \cdot 100\% = 9,09 - 9,0 / 9,09 \cdot 100\% = 1\%$$

8.6. Литраж двигателя

$$V_a = 0,785 \cdot D_{ц}^2 \cdot S \cdot i = 0,785 \cdot 1,24^2 \cdot 1,24 \cdot 5 = 8,0 \text{ л}$$

8.7. Эффективная мощность

$$N_{мах} = P_e \cdot V_a \cdot n / 120 = 0,66 \cdot 8,0 \cdot 2200 / 120 = 96,8 \text{ кВт}$$

8.8. Индикаторная мощность

$$N_i = N_{мах} / \eta_m = 96,8 / 0,76 = 127 \text{ кВт/ч}$$

8.9. Литровая мощность

$$N_L = N_{\text{max}} / V_h = 96,8 / 8 = 12,1 \text{ кВт/л}$$

8.10. Эффективный крутящий момент

$$M_e = 10^3 \cdot N_{\text{max}} / n = 10^3 \cdot 96,8 / 2200 = 44 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

8.11. Индикаторный крутящий момент

$$M_i = M_e / \eta_m = 44 / 0,76 = 57,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

8.12. Часовой расход топлива на номинальном режиме

$$G_T = g_e \cdot N_{\text{max}} / 10^3 = 259 \cdot 96,8 / 10^3 = 25,07 \text{ кг/ч}$$

Построение индикаторной диаграммы

$$D_c = 124 \text{ мм}, S = 124 \text{ мм}$$

$$\varepsilon = 17,0$$

Принимаем масштаб

$$\text{Масштаб хода поршня } m_s = 1,0$$

$$\text{Масштаб давления } m_p = 0,04$$

Приведенная величина

$$AB = m_s \cdot S = 1,0 \cdot 124 = 124 \text{ мм}$$

$$OA = AB / \varepsilon - 1 = 124 / 17 - 1 = 8 \text{ мм}$$

Максимальная высота диаграммы

$$7,92 / 0,04 = 198 \text{ мм}$$

$$6,73 / 0,04 = 168 \text{ мм}$$

Ординаты точек

$$4,4 / 0,04 = 110 \text{ мм}$$

$$0,12 / 0,04 = 3 \text{ мм}$$

$$0,33 / 0,04 = 8 \text{ мм}$$

$$0,089 / 0,04 = 2,225 \text{ мм}$$

Определение углов лучей при $\alpha = 15^\circ$

$$\text{tg} \beta_1 (1 + \text{tg} \alpha)^{n_i - 1} = (1 + \text{tg} 15^\circ)^{1,38 - 1} = 21^\circ$$

$$\text{tg}\beta_2 (1 + \text{tg}\alpha)_{n_2} - 1 = (1 + \text{tg}15)_{1,23} - 1 = 180$$

Заключение

В соответствии с заданием в данном курсовом проекте были разработаны основные параметры дизельного двигателя такие как: параметры конца всасывания, параметры конца сжатия, параметры конца сгорания, параметры расширения, был произведен расчет рабочего тела.

Также были определены основные размеры цилиндра, так:

- Диаметр зеркала цилиндра составил – 124 мм
- Рабочий ход поршня – 124 мм

Была построена индикаторная диаграмма.

Список использованной литературы

1. Каримов И.А. «Мировой финансово–экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана». – Т.: Узбекистан, 2009, 56 с.
2. Колчин А.И., Демидов В.П. «Расчет автомобильных и тракторных двигателей» – М.: Высшая школа. 2008 – 496 с.
3. Методическое указание для выполнения теплового расчета по дисциплине «Двигатели внутреннего сгорания» – Ташкент, 2004 – 30 с.
4. Арипджанов М.М. «ИЁДларнилойтихалаш» – Тошкент: Укитувчи, 1993 – 72с .