

ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО - ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Автотракторные двигатели и транспортная экология»

РАСЧЕТНО – ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К КУРСОВОМУ РАБОТУ ПО ПРЕДМЕТУ «ТЕПЛОТЕХНИКА И
ДВС»

Выполнил: студент группы гр. 171-08 Хакимова Д.

Проверил: Касымова Г.

Ташкент - 2010

Выполнить тепловой расчет двигателя с искровым зажиганием.

Данные для расчета:

Номинальная мощность двигателя $N_e = 206$ кВт.

Частота вращения коленчатого вала $n = 7250$ мин⁻¹.

Степень сжатия $\epsilon = 11$.

Количество цилиндров $i = 8$.

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,91$.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	
1 Тепловой расчет	
1.1 Подбор топлива	
1.2 Параметры рабочего тела	
1.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы	
1.4 Расчет действительных циклов работы двигателя	
1.4.1 Процесс впуска	
1.4.2 Процесс сжатия	
1.4.3 Процесс сгорания	
1.4.4 Процесс расширения и выпуска	
1.5 Индикаторные параметры рабочего цикла	
1.6 Эффективные показатели двигателя	
1.7 Основные параметры цилиндра и двигателя	
1.8 Построение индикаторной диаграммы	
2 Тепловой баланс	
Заключение	
Литература	
Приложение	

ВВЕДЕНИЕ

Прогресс в автомобильной отрасли материального производства, дальнейшее увеличение грузооборота автомобильного транспорта предусматриваем не только количественный рост автомобильного парка, но и значительное улучшение использование имеющихся автомобилей.

В области развития и совершенствования автомобильных двигателей основными задачами является: расширение использования экономичных двигателей, для грузовых автомобилей, снижение стоимости их изготовления и эксплуатации. На принципиально новый уровень ставится задача по уменьшению токсичных выбросов двигателей в атмосферу, а также ставятся задачи по снижению уровня шума работы двигателей. Выполнение этих задач требует от специалистов, связанных с производством и эксплуатацией автомобильных двигателе, глубоких знаний теории, конструкции и расчета автотракторных двигателей внутреннего сгорания.

1 Тепловой расчет

1.1 Подбор топлива

В соответствии с заданной степенью сжатия $\varepsilon = 11$ можно использовать бензин марки АИ-95.

Средний элементарный состав и молекулярная масса топлива

$$C = 0.855 \quad H = 0.145; \text{ и } m_t = 0.115 \text{ кг/кмоль};$$

Низшая теплота сгорания топлива равна:

$$H_U = 33.91C + 125.60H - 10.89(O - S) - 2.51(9H + W), \quad [1.1]$$

где W – количество водяных паров в продуктах сгорания единицы топлива.

$$H_U = 33.91 \cdot 0.855 + 125.60 \cdot 0.145 - 2.51 \cdot 9 \cdot 0.145 = 43.93 \text{ МДж/кг} = 43930 \text{ кДж/кг}.$$

1.2 Параметры рабочего тела

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг. топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right); \quad [1.2]$$

где L_0 - теоретически необходимое количество воздуха в кмоль для сгорания 1 кг топлива;

0,208 - объёмное содержание кислорода в 1 кмоль воздуха.

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left(\frac{0.855}{12} + \frac{0.145}{4} - \right) = 0.516 \text{ кмоль возд/кг топл.}$$

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right); \quad [1.3]$$

где l_0 - теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива;

0,23 – массовое содержание кислорода в 1 кг воздуха.

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0.855 + 8 \cdot 0.145 \right) = 14.957 \text{ кг возд/кг топл.}$$

Количество горючей смеси равно:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_t}, \quad [1.4]$$

При $\alpha = 0,91$:

$$M_1 = 0.91 \cdot 0.516 + \frac{1}{115} = 0.4783 \text{ кмоль гор.см./кг топл.}$$

Количество отдельных компонентов продуктов неполного сгорания топлива:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 L_0; \quad [1.5]$$

$$M_{CO_2} = \frac{0.855}{12} - 2 \cdot \frac{1-0.91}{1+0.5} \cdot 0.208 \cdot 0.516 = 0.0584 \text{ кмоль } CO_2 / \text{кг топл.}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 \cdot L_0; \quad [1.6]$$

$$M_{H_2O} = \frac{0.126}{2} - 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1-0.91}{1+0.5} \cdot 0.208 \cdot 0.516 = 0.0661 \text{ кмоль } H_2O / \text{кг топл.}$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 \cdot L_0; \quad [1.7]$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-0.91}{1+0.5} \cdot 0.208 \cdot 0.516 = 0.0128 \text{ кмоль } CO / \text{кг топл.}$$

$$M_{n_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 \cdot L_0; \quad [1.8]$$

$$M_{n_2} = 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1-0.91}{1+0.5} \cdot 0.208 \cdot 0.516 = 0.064 \text{ кмоль } H_2 / \text{кг топл.}$$

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot L_0; \quad [1.9]$$

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot 0.91 \cdot 0.516 = 0.3719 \text{ кмоль } N_2 / \text{кг топл.}$$

Вычисляем общее количество продуктов неполного сгорания топлива:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{CO} + M_{H_2} + M_{N_2}; \quad [1.10]$$

$$M_2 = 0.0584 + 0.0661 + 0.0128 + 0.0664 + 0.3719 = 0.5156 \text{ кмоль пр. сг./кг топл.}$$

1.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы

Давление и температура окружающей среды при работе двигателя без наддува $p_0 = 0.1 \text{ МПа}$; $T_0 = 298 \text{ К}$.

При постоянном значении степени сжатия $\varepsilon = 11$ температура остаточных газов практически линейно возрастает с увеличением скоростного режима при $\alpha = const$, но уменьшается при обогащении смеси. Принимается температура остаточных газов $T_r = 970 \text{ К}$

За счёт расширения фаз газораспределения и снижения сопротивления при конструктивном оформлении выпускного тракта рассчитываемого двигателя, можно получить на скоростном номинальном режиме:

$$p_r = 1.15 \cdot p_0. \quad [1.11]$$

$$p_r = 1.15 \cdot 0.1 = 0.115 \text{ МПа}$$

1.4 Расчет действительных циклов работы двигателя

1.4.1 Процесс впуска

За период процесса впуска осуществляется наполнение цилиндра двигателя горючей смесью. Изменение давления в процессе впуска в двигателе приведено на рисунке 1.1.

рассматриваемом сечении цилиндра;

$\xi_{ВП}$ - коэффициент сопротивления впускной системы

$$A_{П} = \frac{\omega_{ВП}}{n} = \frac{80}{7250} = 0.01103$$

$\omega_{ВП}$ - средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы.

$(\beta^2 + \xi_{ВП}) = 2.5$ и $\omega_{ВП} = 80$ м/с приняты в соответствии со скоростным режимом двигателя и с учетом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе.

$$\Delta Pa = 2.5 \cdot 0.01103^2 \cdot 7250 \cdot 1.1692 \cdot \frac{10^{-6}}{2} = 0.00934.$$

Определим давление в конце впуска:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a; \quad [1.14]$$

$$p_a = 0.1 - 0.00934 = 0.09066 \text{ МПа}$$

Вычислим коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot P_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot P_a - \varphi_{оч} \cdot P_r}, \quad [1.15]$$

где $\varphi_{доз} = 1.1$ - коэффициент дозарядки;

$\varphi_{оч} = 1$ - коэффициент очистки.

$$\gamma_r = \frac{298 + 7}{980} \cdot \frac{0.115}{11 \cdot 1.1 \cdot 0.09066 - 0.115} = 0.0364.$$

Температура в конце такта впуска рассчитывается по формуле, полученной из уравнения теплового баланса в цилиндре двигателя в конце такта впуска:

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r)}{1 + \gamma_r}; \quad [1.16]$$

$$T_a = \frac{298 + 7 + 0.0364 \cdot 980}{1 + 0.0364} = 328.7 \text{ К}$$

Коэффициент наполнения рассчитаем по формуле:

$$\eta_v = \frac{T_0}{[(T_0 + \Delta T)(\varepsilon - 1) \cdot p_0]} ; \quad [1.17]$$

$$\eta_v = \frac{298}{[(298 + 7) \cdot (11 - 1) \cdot 0.115]} = 0.95945 .$$

1.4.2 Процесс сжатия

В период процесса сжатия в цилиндре двигателя повышаются температура и давление рабочего тела, что обеспечивает надежное воспламенение и эффективное сгорание топлива.

Изменение давления в процессе сжатия показано на рисунке 2. В реальных условиях сжатие происходит по сложному закону, практически не подчиняющемуся термодинамическим соотношениям, так как на изменение температуры и давления в этом процессе влияют кроме изменения теплоемкости рабочего тела в зависимости от температуры.

Изменения давления в процессе сжатия изображено на рисунке 1.2.

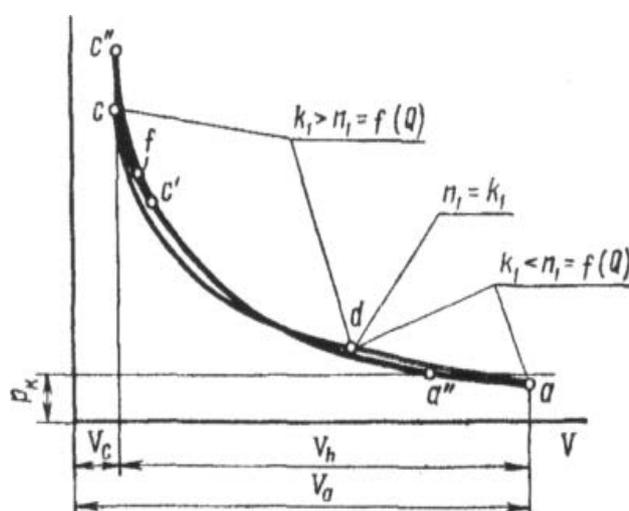


Рисунок 1.2 - Изменение давления в процессе сжатия

При работе бензинового двигателя на номинальном режиме значение показателя политропы сжатия n_1 в зависимости от k_1 найдём :

$$n_1 = k_1 - 0.04; \quad [1.18]$$

При $\varepsilon = 11$ и $T_a = 328.7 \text{ K}$ по номограмме рисунок 25 /1,с.48/ найдём значение $k_1 = 1.375$.

$$n_1 = 1.375 - 0.04 = 1.335 .$$

Давление и температуру в конце сжатия определим из уравнений:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad [1.19]$$

$$p_c = 0.09066 \cdot 11^{1.335} = 2.2268 \text{ МПа}$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}; \quad [1.20]$$

$$T_c = 328.7 \cdot 11^{1.335-1} = 733.95 \text{ K}$$

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

а) воздуха

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} t_c, \quad [1.21]$$

$$\text{где } t_c = T_c - 273 = 733.95 - 273 = 460.95 \text{ K}$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot 460.95 = 21.8 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{град)}$$

б) остаточных газов

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 23.7393 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{град)} \text{ определяется по табл.7 /1, с.18/}$$

методом интерполяции

в) рабочей смеси

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = \left(\frac{1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot \left[(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot (mc_v)_{t_0}^{t_c} \right]; \quad [1.22]$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = \left(\frac{1}{1 + 0.0364} \right) \cdot (21.8 + 0.0364 \cdot 23.7393) = 21.8701 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

1.4.3 Процесс сгорания

Процесс сгорания – основной процесс рабочего цикла двигателя, в

течение которого теплота, выделяющаяся вследствие сгорания топлива, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы. С целью упрощения термодинамических расчетов автомобильных и тракторных двигателей принимают, что процесс сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия – при $V=\text{const}$ и $P=\text{const}$, т.е. по циклу со смешанным подводом теплоты (прямые $cc''z'$ и $z'z$ на рисунке 1.3).

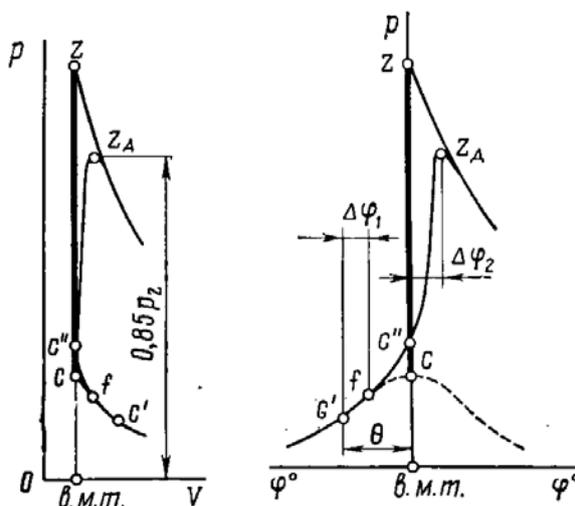


Рисунок 1.3 - Изменение давления в процессе сгорания в бензиновом двигателе

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси в бензиновом двигателе, вычислим по формуле:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}; \quad [1.23]$$

$$\mu_0 = \frac{0.5156}{0.4783} = 1.0781$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси рассчитаем по формуле:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}; \quad [1.24]$$

$$\mu = \frac{1.0781 + 0.0364}{1 + 0.0364} = 1.0754$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания топлива:

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0 ; \quad [1.25]$$

$$\Delta H_u = 119950(1 - 0.91) \cdot 0.516 = 5570.5 .$$

Определим теплоту сгорания рабочей смеси:

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} ; \quad [1.26]$$

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{43930 - 5570.5}{0.4783 \cdot (1 + 0.0364)} = 77382.93 \text{ кДж / кмоль раб. см.}$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания

$$(mCv'')_{t_0}^r = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (mCv_{CO_2}'')_{t_0}^r + M_{CO} (mCv_{CO}'')_{t_0}^r + M_{H_2O} (mCv_{H_2O}'')_{t_0}^r + M_{H_2} (mCv_{H_2}'')_{t_0}^r + M_{N_2} (mCv_{N_2}'')_{t_0}^r \right] ; \quad [1.27]$$

$$(mCv'')_{t_0}^r = \frac{1}{0.5156} [0,0584(39,123 + 0,003349t_z) + 0,0128(22,490 + 0,001430t_z) + 0,0661(26,670 + 0,004438t_z) + 0,0064(19,678 + 0,001758t_z) + 0,3719(21,951 + 0,001457t_z)] = 24,484 + 0,0020562t_z \text{ кДж / кмоль} \cdot \text{град}$$

Величина коэффициента использования теплоты уменьшается при снижении нагрузки и частоты вращения.

При $n=7250$ об/мин величина коэффициента использования теплоты $\xi_z=0,94$.

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$\xi_z H_{\text{раб.см.}} + (mCv')_{t_0}^r t_c = \mu (mCv'')_{t_z}^r t_z ; \quad [1.28]$$

$$0,94 \cdot 77382.93 + 21,8701 \cdot 474,2 = 1,0754(24,486 + 0,00221t_z)t_z$$

$$82819.96 = 0,00221t_z^2 + 26,33t_z$$

$$t_z = \frac{-26,33 + \sqrt{26,33^2 + 4 \cdot 0,0221 \cdot 82819.96}}{2 \cdot 0,0221} = 2584.71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = t_z + 273 = 2857.71 \text{ K}$$

Максимальное давление сгорания теоретическое:

$$P_z = \frac{P_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c} ; \quad [1.29]$$

$$P_z = \frac{2,2268 \cdot 1,0754 \cdot 2857,71}{733,95} = 9,3 \text{ МПа}$$

Максимальное давление сгорания действительное:

$$P_{z_d} = 0,85P_z ; \quad [1.30]$$

$$P_{z_d} = 0,85 \cdot 9,3 = 7,91 \text{ МПа}$$

Пример изменения давления в процессе сгорания в карбюраторном двигателе показан на рис. 1.3.

Степень повышения давления:

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} ; \quad [1.31]$$

$$\lambda = \frac{9,3}{2,2268} = 4,18$$

1.4.4 Процесс расширения и выпуска

В результате осуществления процесса расширения происходит преобразование тепловой энергии топлива в механическую работу.

Изменение давления в процессе расширения показано на рисунке 1.4(а).

Кривые $z_0b'b''$ схематически показывают действительное изменение давления в цилиндрах двигателя в процессе расширения. В реальных двигателях расширение протекает по сложному закону, зависящему от теплообмена между газами и окружающими стенками, величины подвода теплоты в результате догорания топлива и восстановления продуктов диссоциации, утечки газов через не плотности.

Условно считают, что процесс расширения в действительном цикле протекает по политропе с постоянным показателем политропы.

За период выпуска из цилиндра двигателя удаляются отработавшие газы.

Изменение давления в процессе выпуска в цилиндре двигателя без наддува показано на рисунке 1.4(б). В современных двигателях открытие выпускного клапана происходит за 56 град. до н.м.т.

Закрытие выпускного клапана происходит через 20 град. после в.м.т., что повышает качество очистки цилиндра за счет эжекционного свойства потока газа, выходящего из цилиндра с большой скоростью.

Средний показатель адиабаты расширения K_2 определяется по номограмме (рис.29).

$$\text{При } \epsilon=11; \alpha=0,91; T_Z=2857,71 \text{ К} \quad K_2=1,2557$$

Средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты $n_2=1,255$.

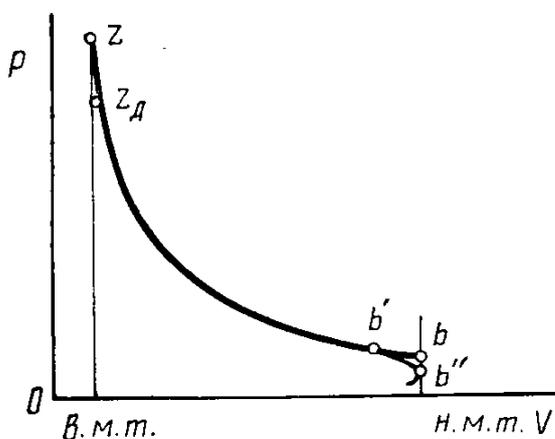
Давление и температура в конце процесса расширения:

$$P_B = \frac{P_Z}{\epsilon^{n_2}}; \quad [1.32]$$

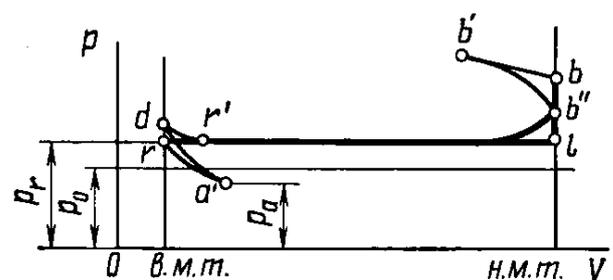
$$P_B = \frac{9,3}{11^{1,255}} = 0,4587 \text{ МПа}.$$

$$T_B = \frac{T_Z}{\epsilon^{n_2-1}}; \quad [1.33]$$

$$T_B = \frac{2857,71}{11^{1,255-1}} = 1549,94 \text{ К}.$$



а)



б)

Рисунок 1.4 - Изменение давления в процессе расширения (а) и в процессе выпуска (б) в бензиновом двигателе

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt[3]{\frac{P_B}{P_r}}}; \quad [1.34]$$

$$T_r = \frac{1550.47}{\sqrt[3]{\frac{0,04587}{0,115}}} = 977.66 \text{ K}$$

$$\Delta = 100 \cdot \frac{980 - 977.66}{980} = 0.24\%$$

1.5 Индикаторные параметры рабочего цикла

Рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания характеризуется средним индикаторным давлением, индикаторной мощностью и индикаторным к.п.д.

Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad [1.35]$$

$$P'_i = \frac{2.2268}{11 - 1} \left[\frac{4.18}{1.255 - 1} \left(1 - \frac{1}{11^{1.255 - 1}} \right) - \frac{1}{1.335 - 1} \left(1 - \frac{1}{11^{1.335 - 1}} \right) \right] = 1,303 \text{ МПа}$$

Определим среднее индикаторное давление:

$$P_i = \varphi_u \cdot P'_i, \quad [1.36]$$

где $\varphi_u = 0,96$ - коэффициент полноты диаграммы.

$$P_i = 0.96 \cdot 1.1,303 = 1.2509 \text{ МПа}$$

Определяем индикаторный К.П.Д.:

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_o \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v}; \quad [1.37]$$

$$\eta_i = \frac{1.2509 \cdot 14.975 \cdot 0,91}{43.93 \cdot 1.1692 \cdot 0.95945} = 0,3401$$

Индикаторный удельный расход топлива равен:

$$g_i = \frac{3600}{H_{и} \cdot \eta_i}; \quad [1.38]$$

$$g_i = \frac{3600}{43.93 \cdot 0.3401} = 240.177 \text{ г/ (кВт} \cdot \text{ч)}$$

1.6 Эффективные показатели двигателя

Параметры, характеризующие работу двигателя, отличаются от индикаторных наличием необходимых затрат полезной работы на преодоление различных механических сопротивлений и на совершения процессов впуска и выпуска.

Потери на преодоление различных сопротивлений оценивают величиной мощности механических потерь или величиной работы, соответствующей мощности механических потерь, отнесенной к единице рабочего объема цилиндра.

При предварительном расчете мех. потери, характеризуемые средним давлением p_m , приближенно можно определить по линейным зависимостям от средней скорости поршня $v_{n.ср}$.

Среднее давление механических потерь для карбюраторного двигателя с числом цилиндров 8 и отношением $S/D < 1$:

$$P_M = 0,039 + 0,0132v_{n.ср}; \quad [1.39]$$

где $v_{n.ср} = 8.8 \text{ м/с}$ - предварительно принятая средняя скорость поршня.

$$P_M = 0,039 + 0,0132 \cdot 19,913 = 0,3019 \text{ МПа}$$

Среднее эффективное давление и механический К.П.Д. вычислим по формулам:

$$p_e = p_i - p_M; \quad [1.40]$$

$$p_e = 1.2509 - 0.3019 = 0.949 \text{ МПа}$$

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i}; \quad [1.41]$$

$$\eta_M = \frac{0.949}{1.2509} = 0.7587$$

Определим эффективный К.П.Д. и эффективный удельный расход топлива:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M; \quad [1.42]$$

$$\eta_e = 0.3401 \cdot 0.7587 = 0.2581$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}; \quad [1.43]$$

$$g_e = \frac{3600}{43.93 \cdot 0.2581} = 317.63 \text{ г/ (кВт} \cdot \text{ч)}$$

1.7 Основные параметры цилиндра и двигателя

По эффективной мощности, частоте вращения коленчатого вала и эффективному давлению определяем литраж двигателя:

$$V_n = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot n}; \quad [1.44]$$

$$V_n = \frac{30 \cdot 4 \cdot 206}{0.949 \cdot 7250} = 3.5929 \text{ л.}$$

Определим рабочий объем цилиндра:

$$V_h = \frac{V_n}{i}; \quad [1.45]$$

$$V_h = \frac{3.5929}{8} = 0.4491 \text{ л.}$$

Принимаем ход поршня как у прототипа $S = 82.4$ мм, тогда определим диаметр поршня как:

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}} ; \quad [1.46]$$

$$D = 2000 \cdot \sqrt{\frac{0.4491}{3.14 \cdot 82.4}} = 83.32 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем $D=84$ мм.

По окончательно принятым значениям D и S определяем основные параметры и показатели двигателя.

Литраж двигателя равен:

$$V_n = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} ; \quad [1.47]$$

$$V_n = \frac{3.14 \cdot 84^2 \cdot 82.4 \cdot 8}{4 \cdot 10^6} = 3.6513 \text{ л.}$$

Площадь поршня равна:

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} ; \quad [1.48]$$

$$F_n = \frac{3.14 \cdot 84^2}{4} = 5538.96 \text{ мм}^2 = 55.39 \text{ см}^2$$

Определим среднюю скорость поршня:

$$V_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} ; \quad [1.49]$$

$$V_{n.c.p.} = \frac{82.4 \cdot 7250}{3 \cdot 10^4} = 19.913 \text{ м/с}$$

Эффективная мощность равна:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_n \cdot n}{30 \cdot \tau} ; \quad [1.50]$$

$$N_e = \frac{0.949 \cdot 3.6513 \cdot 7250}{30 \cdot 4} = 209.349 \text{ кВт.}$$

Вычислим эффективный крутящий момент:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n} ; \quad [1.51]$$

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 209.349}{3.14 \cdot 7250} = 275.883 \text{ Нм.}$$

Рассчитаем часовой расход топлива:

$$G_T = N_e \cdot g_e; \quad [1.52]$$

$$G_T = 209.349 \cdot 0.3176 = 66.496 \text{ кг/ч}$$

Литровая мощность определяется:

$$N_l = \frac{N_e}{V_l}; \quad [1.53]$$

$$N_l = \frac{209.349}{3.6513} = 57.335 \text{ кВт/дм}^3.$$

1.8 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма представляет собой зависимость изменения давления в цилиндре по ходу поршня. Для построения диаграммы выберем масштабы хода поршня и давления.

Масштаб хода поршня $\mu_s = 1 \text{ мм хода/мм.}$

Масштаб давлений $\mu_p = 0,05 \text{ мПа/мм.}$

Расчет индикаторной диаграммы производим с помощью ПЭВМ. Округления индикаторной диаграммы осуществляются на основании следующих соображений.

Так как выбор оптимальных фаз газораспределения теоретически является не возможным и осуществить его можно лишь при доводке двигателя при его испытаниях, то фазы газораспределения устанавливаем ориентируясь на прототип с учетом близкого скоростного режима проектируемого двигателя с прототипом. Таким образом принимаем следующие фазы газораспределения:

- начало открытия впускного клапана (т. г') - 30° п.к.в. до в.м.т
- полное закрытие впускного клапана (т. а") - 70° п.к.в. после н.м.т.
- начало открытия выпускного клапана (т. в) - 70° п.к.в. до н.м.т.
- полное закрытие выпускного клапана (т. а) - 30° .к.в. после в.м.т.

- угол опережения впрыска топлива (т. с) - 13° .

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяем положение характерных точек по формуле положения поршня:

$$AX = \frac{AB}{2} \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right]; \quad [1.54]$$

где $\lambda = 0,265$ отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

$$L_u = \frac{R}{\lambda}, \quad [1.55]$$

где $R=41,2$ мм. – радиус кривошипа.

$$L_u = \frac{41.2}{0.265} = 155.47 \text{ мм.}$$

Результаты расчета на ПЭВМ скругленной индикаторной диаграммы и характерных точек приведены в таблице 1.1 и таблице 1.2.

По результатам расчета строим индикаторную диаграмму.

2 Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенной в двигатель равно:

$$Q_0 = \frac{H_u \cdot G_T}{3.6}; \quad [2.1]$$

$$Q_0 = \frac{43930 \cdot 66.26}{3.6} = 808556 \text{ Дж/с}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1с.:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e, \quad [2.2]$$

$$Q_e = 1000 \cdot 209.35 = 209350 \text{ Дж/с}$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде равна:

$$Q_s = C \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \left(\frac{H_u - \Delta H_u}{H_u} \right), \quad [2.3]$$

где $C = 0.5$ - коэффициент пропорциональности;

$i = 8$ - число цилиндров;

$D = 84$ - диаметр цилиндра;

$m = 0.65$ - показатель степени;

$n = 7250$ - частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

$$Q_B = \frac{0,5 \cdot 8 \cdot 8,4^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 7250^{0,65} \cdot (43930 - 5570,5)}{0,91 \cdot 43930} = 165650,4 \text{ Дж/с}.$$

Теплота, унесенная с отработавшими газами равна:

$$Q_r = (G_T / 3,6) \cdot \left\{ M_2 \cdot \left[(mc_v)_{t_0}^{t_r} + 8,315 \right] \cdot t_r - M_1 \cdot \left[(mc_v)_{t_0}^{25} + 8,315 \right] \cdot t_0 \right\}$$

[2.4]

$$\begin{aligned} Q_r &= (66.26 / 3,6) \cdot (0,5156 \cdot [24,9 + 8,315] \cdot 712 - 0,4783 \cdot [20,779 + 8,315] \cdot 25) = \\ &= 218024,4 \text{ Дж/с}. \end{aligned}$$

где $(mc_v^n)_{t_0}^{t_r} = 24,9 \text{ кДж} / \text{кмоль} \cdot \text{град}$ - теплоёмкость отработанных газов, определена по табл.7 [1, с.18] методом интерполяции при $\alpha = 0,91$;
 $t_r = 712^\circ\text{C}$.

$(mc_v^n)_{t_0}^{25} = 20,779 \text{ кДж} / \text{кмоль} \cdot \text{град}$ - теплоёмкость свежего заряда (определена по таблице 5 [1, с.16] для воздуха методом интерполяции при $t_0 = T_0 - 273 = 298 - 273 = 25^\circ\text{C}$).

$$(me_v^n)_{t_0}^{25} = 20,759 + (20,839 - 20,759) \frac{25}{100} = 20,779 \text{ кДж} / \text{кмоль} \cdot \text{град}.$$

где 20,759 и 20,839 теплоемкости при 0°C и 100° соответственно.

– при $n = 7250 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha = 0,91$; $t_r = 800^\circ\text{C}$.

$$(mc_v^n)_{t_0}^{800} = 25,107 + (25,28 - 25,107) \cdot \frac{0,01}{0,05} = 25,1416 \text{ кДж} / \text{кмоль} \cdot \text{град}.$$

– при $n = 7250 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha = 0,91$; $t_r = 700^\circ\text{C}$.

$$(mc_v^n)_{t_0}^{700} = 24,702 + (24,868 - 24,702) \frac{0,01}{0,05} = 24,7352 \text{ кДж} / \text{кмоль} \cdot \text{град}.$$

где 25,107; 25,28; 24,702 и 24,868 – значения теплоемкостей продуктов сгорания при $\alpha = 0,9$ и $\alpha = 0,95$; при $t_r = 800^\circ\text{C}$ и $t_r = 700^\circ\text{C}$ соответственно [1, табл.7, с.18].

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta H_u \cdot G_T}{3,6}; \quad [2.5]$$

$$Q_{н.с.} = \frac{5570,5 \cdot 66,26}{3,6} = 102528,2 \text{ Дж} / \text{с}.$$

Неучтённые потери теплоты:

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{н.с.}) \quad [2.6]$$

$$Q_{ост} = 808556 - (209350 + 165650,4 + 218024,4 + 102528,2) = 113003 \text{ Дж} / \text{с}.$$

Составляющие теплового баланса представлены в таблице 2.1

Таблица 2.1 – Составляющие теплового баланса

Составляющие теплового баланса	Q, Дж/с	q, %
Теплота, эквивалентная эффективной работе	209350	25,89
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	165650,4	20,49
Теплота, унесённая с отработанными газами	218024,4	26,96
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	102528,2	12,68
Неучтённые потери теплоты	113003	13,98
Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом	808556	100

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненного теплового и динамического расчетов бензинового восьмицилиндрового двигателя доказана принципиальная возможность уменьшения основных размеров двигателя.

Прочностной расчет основных деталей двигателя показал, что напряжения в основных деталях двигателя меньше допустимых значений.

Список использованной литературы

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1980.-400с.
2. Методические указания к выполнению курсового проекта по предмету ТТ и ДВС. – Ташкент, ТАДИ, 2010.-30с.
3. Автомобильные двигатели. Архангельский В.М., Вихерт М.М., Войков А.И. и др. – М.: Машиностроение, 1977.-340с.