

М.Н. Ложкин

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ, ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ И МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Учебно-методическое пособие



Министерство образования и науки Российской Федерации
Тольяттинский государственный университет
Институт энергетики и электротехники
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

М.Н. Ложкин

**РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ, ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ
И МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АВТОТРАКТОРНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ**

Учебно-методическое пособие

Тольятти
Издательство ТГУ
2012

УДК (621.43.01:519.8)(075.8)

ББК 31.365в6

Л713

Рецензенты:

начальник отдела бензиновых двигателей УПД ДТР ОАО «АВТОВАЗ»

А.И. Иванов;

к.т.н., доцент Тольяттинского государственного университета

Д.А. Павлов.

Л713 Ложкин, М.Н. Расчет тепловых, газодинамических и механических параметров автотракторных двигателей : учеб.-метод. пособие / М.Н. Ложкин. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2012. – 31 с. : обл.

Учебно-методическое пособие входит в методическое обеспечение дисциплины «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». Содержание соответствует программе дисциплины.

Пособие ориентировано на самостоятельное выполнение студентами двух индивидуальных расчетных заданий и одной лабораторной работы по определению механического коэффициента полезного действия и коэффициента наполнения по дроссельной и скоростной характеристикам бензинового двигателя.

Даны примеры расчета, что существенно повышает познавательность процессов выделения тепла и его использования при сгорании введенного в двигатель топлива, а также оценки пропускной способности органов газораспределения в период газообмена.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров 141100.62 «Энергетическое машиностроение», профиль «Двигатели внутреннего сгорания».

УДК (621.43.01:519.8)(075.8)

ББК 31.365в6

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

© ФГБОУ ВПО «Тольяттинский
государственный университет», 2012

1. РАСЧЕТ ПО ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМИКИ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ

Характеристика теплоты выделения является зависимостью изменения доли тепла, выделившегося в цилиндре, от времени или угла поворота коленчатого вала:

$$\chi = \frac{Q_{(\varphi)}}{H_u g_{\text{ц}}}, \quad (1.1)$$

где $Q_{(\varphi)}$ – количество теплоты, выделившейся при сгорании, к рассматриваемому моменту времени; H_u – низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг; $g_{\text{ц}}$ – цикловая подача топлива, кг/цикл.

$$g_{\text{ц}} = \frac{G_m}{i_{\text{ц}} n_{\text{цикл/час}}},$$

где G_m – часовой расход топлива, кг/час; $n_{\text{цикл/час}}$ – количество циклов за один час при заданных оборотах коленчатого вала двигателя; $i_{\text{ц}}$ – число цилиндров двигателя.

$$n_{\text{цикл/час}} = \frac{2n60}{\tau},$$

здесь τ – тактность двигателя; n – число оборотов коленчатого вала, об/мин.

Зависимость (1.1) определяют по индикаторной диаграмме на основании первого закона термодинамики:

$$dQ = dU + pdV + dQ_w + dQ_{\text{он}}, \quad (1.2)$$

где dU – изменение внутренней энергии газа; pdV – теплота, эквивалентная механической работе расширения газов; dQ_w – потеря теплоты вследствие теплопередачи в охлажденную среду; $dQ_{\text{он}}$ – потеря теплоты вследствие диссоциации продуктов сгорания и от недогорания.

Интегрируя выражение (1.2) в пределах от $p_0 V_0$ до $p_n V_n$ при $k = \text{const}$, получим:

$$Q = \int_{p_0 V_0}^{p_n V_n} \frac{d(p \cdot V)}{k-1} + \int_{V_0}^{V_n} p \cdot dV + Q_w + Q_{\text{дн}}, \quad (1.3)$$

где $k = \frac{c_p}{c_v}$ (принимается для продуктов сгорания равным $k = 1,3$).

Это выражение решают графическим способом по отдельным участкам $\Delta\varphi$, которые принимать более 5^0 п.к.в. (особенно вблизи в.м.т.) не следует. В случае графического интегрирования уравнение (1.3) приводится к следующему виду:

$$Q = \sum_1^n \left[\frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{k-1} + \left(\frac{p_2 + p_1}{2} \right) \cdot (V_2 - V_1) \right] + Q_w + Q_{\text{дн}}, \quad (1.4)$$

где $p_1 V_1$ и $p_2 V_2$ – давление и объем в начале и в конце рассматриваемого шага по углу п.к.в.

Количество теплоты, выделившейся за цикл при сгорании (выгорании) в относительных долях (или в %) от всей располагаемой теплоты текущего цикла:

$$\chi = \frac{1}{H_u \cdot g_u} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \left[\frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{k-1} + \left(\frac{p_2 + p_1}{2} \right) \cdot (V_2 - V_1) \right] + \frac{Q_w}{H_u \cdot g_u} + \frac{Q_{\text{дн}}}{H_u \cdot g_u} \quad (1.5)$$

или

$$\chi = \chi_i + \chi_w + \chi_{\text{дн}},$$

где χ_i , χ_w , $\chi_{\text{дн}}$ – соответственно доля теплоты, затраченная на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение механической работы, т. е. теплота активно использованная, доля потерянной теплоты вследствие теплопередачи в охлаждающую среду, доля потерянной теплоты вследствие диссоциации и недогорания.

Текущее значение доли активного тепловыделения:

$$\chi_{i_n} = \chi_{i_{n-1}} + \Delta \chi_{i_n}, \quad (1.6)$$

где $\Delta \chi_{i_n}$ – доля активного тепловыделения за n -й интервал; n – порядковый номер интервала.

Текущее значение доли потерянной теплоты вследствие теплопередачи в охлаждающую среду:

$$\chi_{w_n} = \frac{1 - \chi_{i_{\text{max}}}}{\chi_{i_{\text{max}}}} \cdot \chi_{i_n}, \quad (1.7)$$

где $\chi_{i_{\text{max}}}$ – максимальное значение доли активного тепловыделения.

В расчетах характеристики тепловыделения неполноту сгорания топлива учитывают обычно лишь для богатой смеси ($\alpha < 1$). В этом случае для бензина среднего состава ($C = 0,855$ и $H = 0,145$), принимая

$$K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = 0,5, \text{ получаем в кДж/цикл:}$$

$$Q_{g_{n_n}} = 57780(1 - \alpha)\chi g_{\text{ц}}, \quad (1.8)$$

где $\chi = 1 - \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}]$ – доля выгоревшего топлива к рассматриваемому моменту времени.

Потерями теплоты вследствие диссоциации пренебрегаем из-за малых значений и трудности определения. Кривую тепловыделения

строят от начала воспламенения топлива до окончания сгорания, что обычно соответствует значению $\chi = 0,98 - 0,99$, так как сгорание продолжается и после открытия выпускных клапанов (окон).

Текущее значение коэффициента полного тепловыделения определяется как сумма: $\chi_{II} = \chi_{i_n} + \chi_{W_n} + \chi_{H_n}$.

В расчетах характеристики тепловыделения используется индикаторная диаграмма в $(p - \varphi)$ координатах (рис. 1.1), перестроенная из индикаторной диаграммы в $(p - V)$ координатах, полученной из теплового расчета.

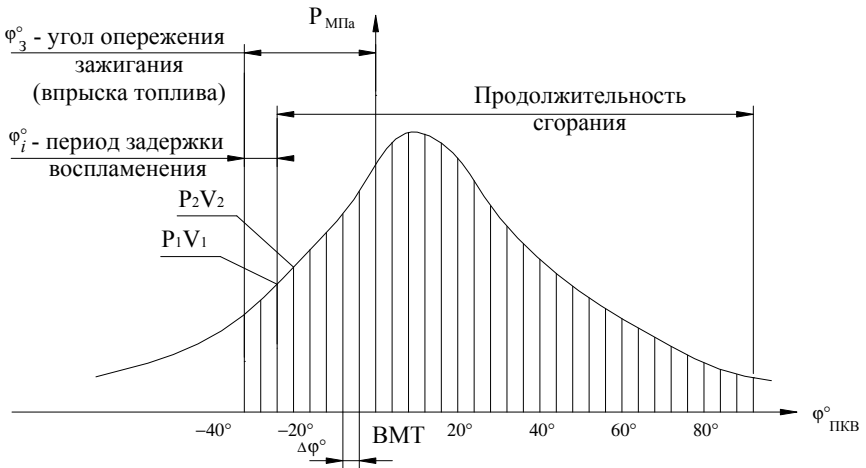


Рис. 1.1. К определению динамики тепловыделения при сгорании

При определении $\Delta\chi_i$ давление p_2 и p_1 снимают с индикаторной диаграммы, а объемы V_2 и V_1 рассчитывают как сумму произведения поперечного сечения цилиндра и хода поршня и объема камеры сжатия:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} S_\varphi; \quad V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1},$$

где $S_\varphi = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$; V_h — рабочий объем одного цилиндра; R — радиус кривошипа; $L_{ш}$ — расстояние между осями поршневой и кривошипной головок шатуна; φ — значение угла поворота коленчатого вала от в.м.т., соответствующее окончанию, началу интервала; $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$.

Результаты расчета сводятся в табл. 1.1.

Таблица 1.1

№ п/п	φ° , ПКВ	p , МПа	S_φ	V	$V_2 - V_1$	$\frac{p_1 + p_2}{2}$	$\frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{k-1}$	χ_{in}	χ_{wn}	$\chi_{истn}$	$\chi_{п}$
1											
2											
3											
n											

По данным таблицы строится характеристика тепловыделения (рис. 1.2).

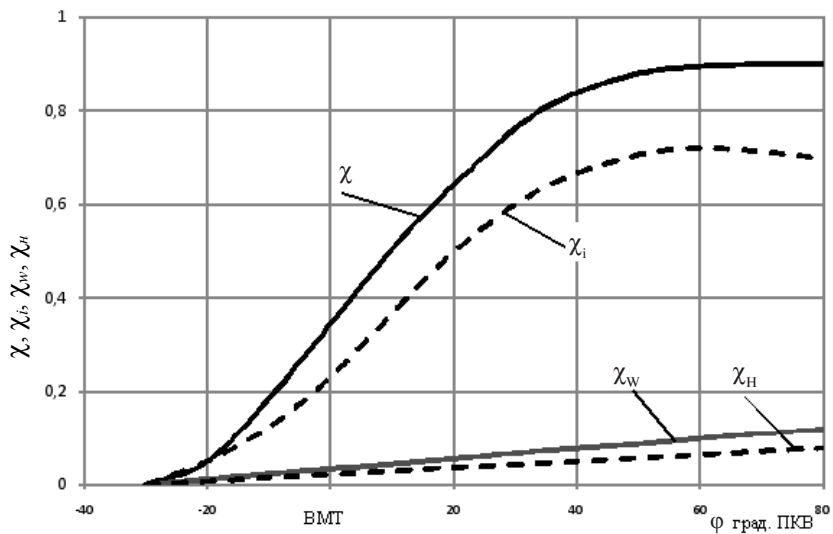


Рис. 1.2. Характеристика тепловыделения

Пример расчета характеристики динамики тепловыделения бензинового двигателя приведен в прил. 1.

2. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВРЕМЯ-СЕЧЕНИЯ ОРГАНОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Пропускная способность органов газораспределения определяется их проходным сечением и продолжительностью открытия. Оценка пропускной способности осуществляется величиной время-сечения. Существует несколько методов определения время-сечения органов газораспределения двигателей внутреннего сгорания:

- 1) графический;
- 2) аналитический;
- 3) газодинамический.

В первых двух используются конструктивные параметры механизма газораспределения (профиль кулачков распределительного вала, тип клапанного механизма и др.).

В газодинамическом методе учитываются характер течения газов в процессе газообмена, величина давления и температуры газов в цилиндре двигателей внутреннего сгорания и вне его.

Исходным для определения время-сечения клапанов газодинамическим методом является выражение расхода газа за бесконечно малый интервал времени:

$$dG = \mu \rho w f dt,$$

где μ – коэффициент расхода клапанов, представляющий собой отношение действительного расхода газа к теоретическому, подсчитанному по уравнениям энергоизолированного изоэнтропного течения; ρ – плотность газа; w – скорость газового потока в поперечном сечении клапанной щели; f – проходное сечение клапана.

Основываясь на предположении о квазистационарности потока и принимая в пределах конечного интервала времени μ , ρ , $w = \text{const}$, вычисляют расход газа за этот интервал:

$$\Delta G = \mu \rho w \int_{t_1}^{t_2} f dt. \quad (2.1)$$

Определенный интеграл $\int_{t_1}^{t_2} f dt$ называют время-сечением клапана. Величина время-сечения эквивалентна площади под кривой на диаграмме площади проходного сечения клапана $f(\varphi)$, где φ – угол поворота коленчатого вала.

Выражение (2.1) преобразуют, определяя скорость w из уравнения Бернулли.

Плотность газа в проходном сечении клапана выражают через параметры во входном сечении, применяя уравнение адиабаты:

для втока в цилиндр (принимается для воздуха)

$$p_1 / \rho_1^K = p / \rho^K, k = 1,4;$$

для истечения из цилиндра (принимается для продуктов сгорания)

$$p / \rho^K = p_2 / \rho_2^K, k = 1,3,$$

где p, ρ – соответственно давление и плотность газов в цилиндре; p_1, ρ_1 – соответственно давление и плотность газов во впускном канале; p_2, ρ_2 – соответственно давление и плотность газов в выпускном канале.

В результате преобразований расход газа за определенный интервал $t_2 - t_1$ имеет вид:

$$\Delta G = \mu \psi \sqrt{p\rho} \int_{t_1}^{t_2} f dt, \quad (2.2)$$

где $\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{(k+1)/k} \right]}$ – для впускных клапанов;

$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p} \right)^{(k+1)/k} \right]}$ – для выпускных клапанов в под-

критической области истечения выпускных газов.

Для расчета время-сечения клапанов за начальный момент времени принимается момент открытия клапана, за конечный – момент закрытия клапана.

Из выражения (2.2), обозначив время-сечение через A , время-сечение за определенный интервал $(t_2 - t_1)$ имеет вид:

$$\Delta A = \int_{t_1}^{t_2} f dt = \frac{\Delta G}{\mu \psi \sqrt{p\rho}}.$$

Время-сечение впускных клапанов за время открытия от начала открытия, соответствующего $\varphi_{\text{пр.вп.кл}}$ – углу предварения открытия впускного клапана до запаздывания закрытия, соответствующего $\varphi_{\text{зп.вп.кл}}$ – углу запаздывания закрытия впускного клапана.

$$A = \int_{t_{\text{пр.вп.кл}}}^{t_{\text{зп.вп.кл}}} f dt = \frac{G}{\mu_{\text{вп}} \psi_{\text{вп}} \sqrt{p/V}}, \quad (2.3)$$

где $G_{\text{ц}} = (G_{\text{ВОЗД}} + g_{\text{ц}})$ – цикловое количество свежего заряда;

$$G_{\text{ВОЗД}} = \alpha l_0 g_{\text{ц}},$$

здесь α – коэффициент избытка воздуха; l_0 – стехиометрическое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива; $g_{\text{ц}}$ – цикловое количество топлива, кг/цикл.

$$g_{\text{ц}} = \frac{G_m}{i_{\text{ц}} n} \frac{\text{кг/час}}{\text{цикл/час}}; n_{\text{ЦИКЛ/ЧАС}} = \frac{2n60}{\tau},$$

где n – частота вращения коленчатого вала, об/мин; $i_{\text{ц}}$ – число цилиндров двигателя; τ – тактность ДВС; $\mu_{\text{ВП}} = 0,6 - 0,8$ – коэффициент расхода впускных клапанов; $v = 1/\rho$ – удельный объем газов.

Если принять количество свежего заряда, поступившего в цилиндр, равным количеству воздуха, то цикловое количество воздуха при определенном из теплового расчета коэффициенте наполнения η_v , рабочем объеме цилиндра V_h (м^3) и плотности воздуха на впуске ρ_k можно определить из выражения $G = \rho_k \eta_v V_h$.

После замены удельного объема v через температуру и удельную газовую постоянную $R = 287$ Дж/кг.град выражение для определения время-сечения впускных клапанов принимает вид:

$$A_{\text{ВП.КЛ}} = G \frac{\sqrt{RT} 10^{-6}}{\mu_{\text{ВП}} \psi_{\text{ВП}} p}, \text{ м}^2 \cdot \text{с}, \quad (2.4)$$

где p , T – давление и температура газов в цилиндре в конце впуска.

Время-сечение выпускных клапанов A_g четырехтактных двигателей определяется как сумма двух слагаемых:

$$A_g = A_{\text{СВ.ВЫП}} + A_{\text{ПР.ВЫП}}$$

где $A_{\text{СВ.ВЫП}}$ – время-сечение свободного выпуска при наличии надкритической области истечения газов и соответствующего периоду выпуска от момента открытия выпускных клапанов ($t_{\text{ПР.ВЫП.КЛ}}$) до момента положения поршня в нижней мертвой точке ($t_{\text{НМТ}}$), $\text{м}^2 \cdot \text{с}$; $A_{\text{ПР.ВЫП}}$ – время-сечение принудительного (основного) выпуска при наличии подкритической области истечения газов и соответствующего периоду выпуска от момента положения поршня в нижней мертвой точке ($t_{\text{НМТ}}$) до момента закрытия выпускных клапанов ($t_{\text{ЗП.ВЫП.КЛ}}$), $\text{м}^2 \cdot \text{с}$.

$$\begin{aligned}
 A_{CB, \text{вып}} &= \int_{t_{\text{пр. вып. кл}}}^{t_{\text{HMT}}} f dt = \\
 &= \frac{0,118V}{\mu_{\theta} \Psi_{\max} \sqrt{T_{\theta_1}}} \left[\frac{(p_{\theta_1} / p_{\text{HMT}})^{(m-1)/2m} - 1}{m-1} - 0,57 \ln \frac{V_{\text{HMT}}}{V_{\theta_1}} \right], \quad (2.5)
 \end{aligned}$$

где $m = k = 1,3$; $\Psi_{\max} = 0,6673$ (в надкритический период истечения выпускных газов с показателем адиабаты $k = 1,3$); $V = \frac{V_{\theta_1} + V_{\text{HMT}}}{2}$; V_{θ_1} – объем цилиндра, соответствующий моменту открытия выпускных клапанов: $V_{\theta_1} = V_c + \frac{\pi D^2}{4} S_{\theta_1}$; $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$, здесь V_h – рабочий объем цилиндра двигателя, м³; ε – степень сжатия; D – диаметр цилиндра, м.

Ход поршня, соответствующий углу поворота коленчатого вала $\varphi_{\text{в1}}$ в момент открытия выпускных клапанов:

$$S_{\theta_1} = R \left[(1 - \cos \varphi_{\theta_1}) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_{\theta_1}) \right], \quad (\text{м})$$

где R – радиус кривошипа, (м).

$\lambda = R/L_{\text{ш}}$; $L_{\text{ш}}$ – расстояние между осями поршневой и кривошипной головки шатуна;

$\lambda = 0,23 \dots 0,3$ – для автотракторных двигателей.

p_{θ_1} , T_{θ_1} – давление и температура газов в цилиндре в момент открытия выпускных клапанов;

$$p_{\theta_1} = \frac{p_z}{\delta_1^{n_2}}; \quad T_{\theta_1} = \frac{T_z}{\delta_1^{n_2-1}},$$

где p_z и T_z – давление и температура газов в цилиндре в конце сгорания; n_2 – показатель политропы расширения, определяется в тепловом расчете двигателей внутреннего сгорания.

$\delta = \frac{V_{\theta_1}}{V_z}$ – действительная степень последующего расширения;

$$V_z = V_c + \frac{\pi D^2}{4} \cdot S_z;$$

$S_z = R[(1 - \cos \gamma_z) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\gamma_z)]$ – перемещение поршня, соответствующее точке в конце сгорания;

$\mu_{\theta} = 0,6 \div 0,8$ – коэффициент расхода выпускных клапанов;

$V_{HMT} = V_c + V_h$ – объем цилиндра при положении поршня в нижней мертвой точке; p_{HMT} – давление в цилиндре при положении поршня в нижней мертвой точке (снимается с индикаторной диаграммы в $(p - \varphi)$ координатах).

$$A_{ПР.ВЫП} = \int_{t_{HMT}}^{t_{ЭП.ВЫП.КЛ}} f_6 dt = G_6 \frac{\sqrt{RT_{Ц}}}{\mu_6 \psi_6 p_{Ц}}, \quad (2.6)$$

где $\psi_6 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{Ц}} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_{Ц}} \right)^{(k+1)/k} \right]}$; $k = 1,3$; $p_{Ц}$, $T_{Ц}$ – средние за период принудительного выпуска давление и температура газов в цилиндре;

$$p_{Ц} = \frac{p_{ЦН} + p_{ЦК}}{2},$$

где $p_{ЦН}$, $p_{ЦК}$ – давление в цилиндре в начале и в конце принудительного выпуска (снимается с индикаторной диаграммы), $p_{ЦН} = p_{HMT}$

$$T_{Ц} = \frac{T_{ЦН} + T_{ЦК}}{2},$$

где $T_{ЦН}$, $T_{ЦК}$ – температура в цилиндре в начале и в конце принудительного выпуска;

$$T_{ЦН} = T_{HMT}; \quad T_{ЦК} = T_r; \quad T_{ЦН} = T_{HMT} = \frac{p_{HMT} \cdot V_{HMT}}{G_{г} \cdot R}; \quad V_{HMT} = V_h + V_c,$$

где p_2 – среднее давление в выпускном коллекторе: $p_2 = p_r - \Delta p_r$; p_r – давление газов в цилиндре при положении поршня в верхней мертвой точке (снимается с индикаторной диаграммы в $(p - \varphi)$ координатах из теплового расчета)

$$\Delta p_r = \left(1 + \zeta_{ВЫП} \right) \frac{\rho_r w_r^2}{2},$$

где ρ_r – плотность выпускных газов; w_r – средняя скорость выпускных газов; ζ – коэффициент сопротивления выпускного коллектора, отнесенный к наименьшему сечению.

Для приближенных расчетов можно принять:

$$p_2 = \frac{p_r}{1,1 + 1,25} [2],$$

где p_r – давление выпускных газов при положении поршня в ВМТ, определяется в начале теплового расчета.

В выражении (2.6) количество газов G_g , вытекшее за период принудительного выпуска, определяется следующим образом:

$$G_g = G_u - G_{св.вып},$$

где G_u – цикловое количество газов, находящихся в цилиндре до открытия выпускных органов газораспределения, принимаемое равным цикловому количеству свежего заряда:

$$G_u = g_u + G_{возд} = g_u + \alpha \cdot l_0 \cdot g_u = g_u (1 + \alpha \cdot l_0)$$

или можно принять $G_u = V_h \cdot \eta_V \cdot \rho_k$.

Количество газов $G_{св.вып}$, вытекших за период свободного выпуска, можно приближенно определить как разность между количеством газа в цилиндре в момент открытия выпускных органов газораспределения G_u и количеством газа в цилиндре при положении поршня в нижней мертвой точке, G_{HMT}

$$G_{св.вып} = G_u - G_{HMT},$$

где $G_{HMT} = \frac{p_{ц. HMT} \cdot V_{HMT}}{R \cdot T_{HMT}}$; $T_{HMT} = T_{e1} \left(\frac{p_{HMT}}{p_{e1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$; $\kappa = 1,3$;

$R = 287$ Дж/кг·град.

Пример газодинамического расчета время-сечения органов газораспределения приведен в прил. 2.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И КОЭФФИЦИЕНТА НАПОЛНЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЯ ПО ДРОССЕЛЬНОЙ И СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Механический КПД

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i},$$
$$N_e = \frac{M_e \cdot n}{716,2 \cdot 1,36} \text{ (кВт)}, \quad (3.1)$$
$$N_i = N_e + N_m;$$
$$N_e = N_i - N_m,$$

где N_e – эффективная мощность; N_i – индикаторная мощность; N_m – мощность механических потерь; M_e измеряется в кгм, n – в об/мин.

3.1. Метод последовательного выключения цилиндров карбюраторного двигателя

При этом методе устанавливают определенный скоростной режим n_1 об/мин. По весам тормозного стенда определяют крутящий момент двигателя M_e . По формуле (3.1) рассчитывают мощность двигателя. Далее выключают один из цилиндров двигателя, отсоединяя высоковольтный провод от свечи зажигания, при этом обороты двигателя снижаются. С помощью тормозного стенда доводят частоту вращения коленчатого вала до первоначального значения n_1 , ослабляя тормоз электрического тормозного стенда.

По весам тормозного стенда определяют крутящий момент $M_{(i-1)}$ двигателя без одного цилиндра, где индекс $(i-1)$ относится к параметрам двигателя с одним выключенным цилиндром. Допуская равенство мощности механических потерь двигателя с выключенным цилиндром и со всеми включенными, находят индикаторную мощность выключенного цилиндра $N_{i(n)}$, где (n) – индекс, относящийся к выключенному цилиндру, как разность между N_e и $N_{e(i-1)}$:

$$N_{i(n)} = N_e - N_{e(i-1)}.$$

Подставив в последнее выражение вместо N_e и $N_{e(i-1)}$ разности $N_e = N_i - N_m$ и $N_{e(i-1)} = N_{i(i-1)} - N_m$ получим значение индикаторной мощности выключенного цилиндра: $N_{i(n)} = (N_i - N_m) - (N_{i(i-1)} - N_m) = N_i - N_{i(i-1)}$

Последовательно выключая каждый цилиндр многоцилиндрового двигателя, рассчитывая индикаторную мощность каждого выключенного цилиндра и суммируя индикаторные мощности всех цилиндров, рассчитывают индикаторную мощность двигателя как сумму разностей эффективной мощности двигателя со всеми включенными цилиндрами и с одним выключенным цилиндром:

$$N_i = \sum_{i=1}^{i=n} N_n = \sum_{i=1}^{i=n} (N_e - N_{e(i-1)}) = \sum_{i=1}^{i=n} (N_i - N_m) - (N_{i(i-1)} - N_m)$$

Расчетные и экспериментальные данные сводятся в табл. 3.1.

Таблица 3.1

№ п/п	M_e , кГМ	$M_{e(i-1)}$, кГМ	N_e , кВт	$N_{e(i-1)}$, кВт	$N_e - N_{e(i-1)} = N_{i(n)}$	$N_i = \sum N_{i(n)}$	$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$	Д, %
1	+	-	+	-	-	-	-	-
2	-	+	-	+	+	-	-	+
3	-	+	-	+	+	-	-	+
4	-	+	-	+	+	-	-	+
5	-	+	-	+	+	-	-	+
6	-	-	-	-	-	+	+	+

В табл. 3.1 знаком (+) обозначены определенные параметры двигателя.

Д, % – степень неравномерности работы цилиндров многоцилиндрового двигателя:

$$D = \frac{N_{i(n)} - N_{icp}}{N_{icp}} \cdot 100\%,$$

где $N_{i(n)}$ и N_{icp} – индикаторная мощность n -го цилиндра и среднее арифметическое значение индикаторной мощности цилиндра двигателя:

$$N_{icp} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} N_i}{i_{цил}},$$

где $i_{цил}$ – число цилиндров многоцилиндрового двигателя.

Для определения изменения механического КПД η_m по скоростной характеристике следует найти η_m при постоянном положении дроссельной заслонки для нескольких значений частот вращения коленчатого вала, n (минимальное число значений n об/мин принимается равным

четырем). Зависимость механического КПД η_m по скоростной характеристике представлена на рис. 3.1. Положение дроссельной заслонки постоянное.

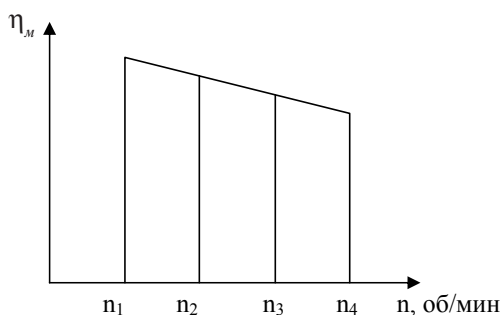


Рис. 3.1. Зависимость механического КПД η_m по скоростной характеристике

Для определения механического КПД η_m по дроссельной характеристике методом последовательного выключения цилиндров частота вращения коленчатого вала двигателя поддерживается постоянной с помощью электрического тормоза. При снятии дроссельной характеристики принимается четыре положения дроссельной заслонки. Дроссельная характеристика представлена на рис. 3.2.

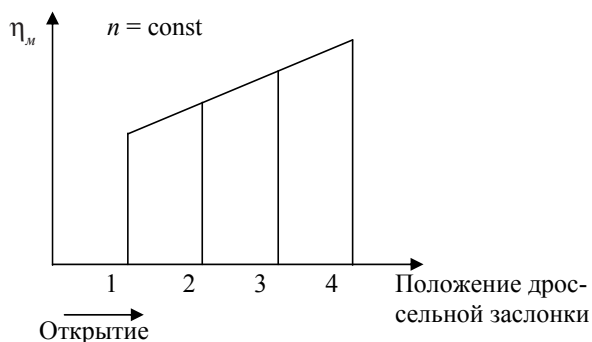


Рис. 3.2. Зависимость механического КПД η_m по дроссельной характеристике

3.2. Определение механического КПД методом прокрутки коленчатого вала двигателя электродвигателем электрического тормозного стенда

Для этого устанавливают определенный скоростной режим двигателя, и по весам стенда определяют крутящий момент M_e в кгм. По формуле (3.1) рассчитывают мощность N_e в кВт. Затем выключают зажигание и подачу топлива в карбюраторных двигателях или топливо в дизелях, переводят электрическую балансирную машину из генераторного режима в режим электродвигателя. Доводят частоту вращения коленчатого вала до выбранного значения, выдерживают устойчивый режим работы двигателя и по весам тормозного стенда определяют момент механических потерь M_m . По формуле (3.1) рассчитывают мощность механических потерь N_m , подставляя вместо M_e значение M_m . Индикаторная мощность равна сумме N_e и N_m . По значениям $N_i = N_e + N_m$ и N_e рассчитывают механический КПД.

При других значениях частот вращения коленчатого вала при постоянном положении дроссельной заслонки определение механического КПД η_m проводится аналогично изложенному выше. Данные испытаний и вычислений заносят в табл. 3.2.

Таблица 3.2

n , об/мин	M_e , кгм	N_e , кВт	M_m , кгм	N_m , кВт	$N_i = N_e + N_m$, кВт	$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$	η_v
n_1	+	+	+	+	+	+	+
n_2	+	+	+	+	+	+	+
n_3	+	+	+	+	+	+	+
n_4	+	+	+	+	+	+	+

По значениям η_m из табл. 3.2 строится зависимость $\eta_m = f(n, \text{об/мин})$ (рис. 3.3).

Положение дроссельной заслонки постоянное.

Методом прокрутки определяют изменение механического КПД η_m по дроссельной характеристике изменяя положение дроссельной заслонки в сторону открытия, поддерживая с помощью тормоза электрического стенда частоту вращения коленчатого вала постоянной. Данные испытаний и вычислений заносят в табл. 3.3.

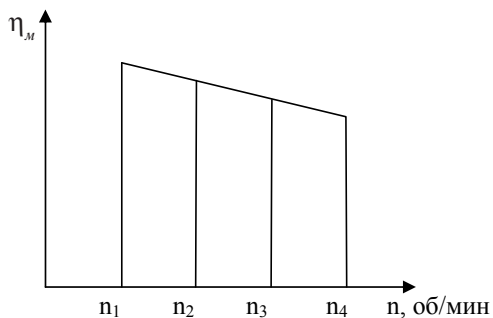


Рис. 3.3. Зависимость $\eta_m = f(n, \text{об/мин})$

Таблица 3.3

Положение дроссельной заслонки	M_e , кгм	N_e , кВт	M_m , кгм	N_m , кВт	$N_i = N_e + N_m$, кВт	$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$	η_v
1	+	+	+	+	+	+	+
2	+	+	+	+	+	+	+
3	+	+	+	+	+	+	+
4	+	+	+	+	+	+	+

По значениям η_m из табл. 3.3 строится зависимость $\eta_m = f$ (положение дроссельной заслонки) (рис. 3.4).

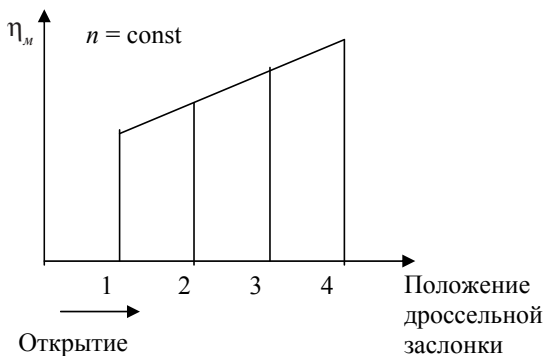


Рис. 3.4. Зависимость $\eta_m = f$ (положение дроссельной заслонки)

3.3. Определение коэффициента наполнения

В данной работе одновременно с определением механического КПД методом прокрутки по скоростной и дроссельной характеристикам измеряется количество воздуха Q в м³/час, поступившее в цилиндры двигателя. По замеренным данным Q в м³/час для каждого режима рассчитывается коэффициент наполнения η_v по формуле

$$\eta_v = 33,3 \cdot \frac{Q}{iV_h n},$$

где iV_h – литраж двигателя, л; n – частота вращения коленчатого вала, об/мин.

По опытными и расчетным данным строятся зависимости (рис. 3.5 и 3.6) $\eta_v = f(n, \text{об/мин})$ и $\eta_v = f(\text{положение дроссельной заслонки})$.

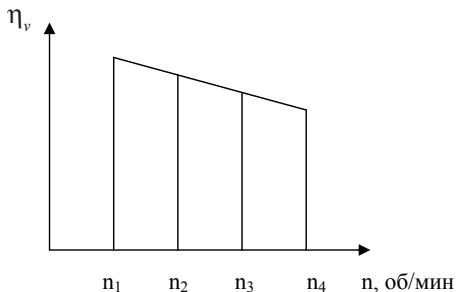


Рис. 3.5. Зависимость $\eta_v = f(n, \text{об/мин})$

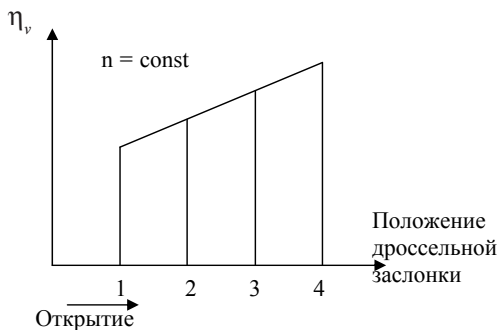


Рис. 3.6. Зависимость $\eta_v = f(\text{положение дроссельной заслонки})$

Библиографический список

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы / Н.Х. Дьяченко [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1974. – 552 с.
3. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибе. – М.–Свердловск : Машиздат, 1962. – 280 с.

Расчет действительного цикла двигателя характеристики динамики тепловыделения по индикаторной диаграмме

Исходные данные

Четырехтактный четырехцилиндровый бензиновый двигатель. Литраж $V_{л} = 1,6$ л; номинальная частота вращения коленчатого вала $n = 5600$ об/мин; степень сжатия $\varepsilon = 10,3$; $D = 82$ мм; ход поршня $S = 76$ мм; $\lambda = \frac{R}{L_u} = 0,285$; часовой расход топлива $G_t = 17,5$ кг/час; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,96$.

Характеристикой тепловыделения является зависимость изменения доли тепла, выделившегося в цилиндре, от времени (t) или угла поворота коленчатого вала (φ).

$$\chi = \frac{Q_\varphi}{H_u g_u},$$

где g_u – цикловая подача топлива, кг/цикл.

$$g_u = \frac{G_m}{i_u n_{цикл/час}},$$

где i_u – количество цилиндров.

$$n_{цикл/час} = \frac{2n60}{\tau} = \frac{2 \cdot 5600 \cdot 60}{4} = 168000.$$

Тогда цикловая подача топлива равна:

$$g_u = \frac{17,5}{4 \cdot 168000} = 0,000026 \text{ кг/цикл.}$$

Доля теплоты, выделившейся за цикл при сгорании:

$$\chi = \frac{1}{H_u g_u} \sum_1^n \left[\frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{k-1} + \left(\frac{p_2 + p_1}{2} \right) \cdot (V_2 - V_1) \right] + \frac{Q_w}{H_u g_u} + \frac{Q_{НСГ}}{H_u g_u};$$

$$V = V_C + \frac{\pi D^2}{4} S_\varphi = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} + \frac{\pi D^2}{4} S_\varphi;$$

$$S_\varphi = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right].$$

Текущее значение доли активного тепловыделения:

$$\chi_{in} = \chi_{in-1} + \Delta \chi_{in}.$$

Таблица 1

φ^0 , п.к.в.	φ^0 , п.к.в.	p , МПа	$S\phi$	V	V_2-V_1	$\frac{p_1+p_2}{2}$	$\frac{p_2V_2+p_1V_1}{k-1}$	χ_{In}	χ_{Wn}	χ_{In}	χ_{Pn}	χ_{PCTn}	$\chi_{no. Виссe}$
0	-25	1,13	0,0465	0,0779	-0,002	1,16	0,0029	0,0002	0	0	0	0,0002	0
1	-24	1,18	0,0429	0,0759	-0,0019	1,2	0,003	0,0004	0,0001	3,00E-08	3,00E-08	0,0005	1,01794E-07
2	-23	1,22	0,0395	0,0739	-0,0019	1,25	0,0032	0,0007	0,0001	4,00E-07	4,00E-07	0,0008	2,30332E-06
3	-22	1,27	0,0362	0,0721	-0,0018	1,3	0,0033	0,0011	0,0002	2,00E-06	2,00E-06	0,0013	1,42811E-05
4	-21	1,31	0,033	0,0703	-0,0017	1,35	0,0036	0,0016	0,0002	7,00E-06	7,00E-06	0,0019	5,21169E-05
5	-20	1,34	0,03	0,0686	-0,0016	1,4	0,0039	0,0023	0,0004	2,00E-05	2,00E-05	0,0027	0,000142251
6	-19	1,39	0,0271	0,067	-0,0015	1,46	0,0044	0,0033	0,0005	3,00E-05	3,00E-05	0,0038	0,000323095
7	-18	1,44	0,0244	0,0654	-0,0015	1,52	0,0049	0,0045	0,0007	6,00E-05	6,00E-05	0,0052	0,000646429
8	-17	1,49	0,0218	0,064	-0,0014	1,58	0,0056	0,0061	0,0009	0,0001	0,0001	0,007	0,001178607
9	-16	1,55	0,0193	0,0626	-0,0013	1,65	0,0065	0,0082	0,0012	0,0002	0,0002	0,0094	0,002001596
10	-15	1,61	0,017	0,0613	-0,0012	1,73	0,0076	0,0107	0,0016	0,0003	0,0003	0,0124	0,003213819
11	-14	1,68	0,0148	0,06	-0,0011	1,82	0,0088	0,0139	0,0021	0,0004	0,0004	0,0161	0,004930766
12	-13	1,76	0,0128	0,0589	-0,0011	1,91	0,0103	0,0179	0,0027	0,0005	0,0005	0,0206	0,007285327
13	-12	1,84	0,0109	0,0578	-0,001	2,02	0,0119	0,0226	0,0035	0,0007	0,0007	0,0261	0,010427761
14	-11	1,94	0,0092	0,0569	-0,0009	2,14	0,0138	0,0284	0,0043	0,001	0,001	0,0327	0,01452523
15	-10	2,04	0,0076	0,056	-0,0008	2,27	0,0159	0,0351	0,0054	0,0013	0,0013	0,0405	0,019760782
16	-9	2,16	0,0062	0,0552	-0,0007	2,41	0,0181	0,0431	0,0066	0,0017	0,0017	0,0497	0,026331679
17	-8	2,29	0,0049	0,0544	-0,0006	2,58	0,0206	0,0523	0,008	0,0021	0,0021	0,0603	0,034446942
18	-7	2,44	0,0037	0,0538	-0,0006	2,76	0,0232	0,0629	0,0097	0,0026	0,0026	0,0726	0,044324009
19	-6	2,59	0,0027	0,0532	-0,0005	2,96	0,026	0,0751	0,0115	0,0032	0,0032	0,0866	0,05618437
20	-5	2,77	0,0019	0,0528	-0,0004	3,17	0,0288	0,0888	0,0136	0,0039	0,0039	0,1024	0,070248125
21	-4	2,96	0,0012	0,0524	-0,0003	3,41	0,0317	0,1042	0,016	0,0048	0,0048	0,1202	0,086727374

φ^0 , п.к.в.	φ^1 , п.к.в.	P_2 , МПа	S_{φ}	V	$V_2 - V_1$	$\frac{P_1 + P_2}{2}$	$\frac{P_2 V_2 + P_1 V_1}{k-1}$	χ_{in}	$\chi_{W_{in}}$	χ_{Tin}	$\chi_{HCT_{in}}$	$\chi_{no\ Bu\ddot{a}e}$
22	-3	3,16	0,0007	0,0521	-0,0002	3,66	0,0347	0,1213	0,0186	0,0057	0,1399	0,105818471
23	-2	3,37	0,0003	0,0519	-0,0001	3,93	0,0376	0,1403	0,0215	0,0067	0,1618	0,127693205
24	-1	3,6	0,0001	0,0517	0	4,22	0,0403	0,161	0,0247	0,0078	0,1857	0,152489067
25	0	3,83	0	0,0517	0	4,51	0,0429	0,1836	0,0282	0,0091	0,2118	0,180298895
26	1	4,07	0,0001	0,0517	0,0001	4,82	0,0453	0,208	0,0319	0,0104	0,2399	0,2111160294
27	2	4,32	0,0003	0,0519	0,0002	5,14	0,0473	0,2342	0,0359	0,0119	0,2701	0,245045365
28	3	4,57	0,0007	0,0521	0,0003	5,45	0,049	0,262	0,0402	0,0135	0,3021	0,28185142
29	4	4,81	0,0012	0,0524	0,0004	5,76	0,0501	0,2913	0,0447	0,0152	0,3359	0,321393442
30	5	5,04	0,0019	0,0528	0,0005	6,07	0,0508	0,322	0,0494	0,0169	0,3713	0,363399141
31	6	5,26	0,0027	0,0532	0,0006	6,36	0,0509	0,3538	0,0542	0,0188	0,4081	0,407507479
32	7	5,47	0,0037	0,0538	0,0006	6,64	0,0503	0,3866	0,0593	0,0207	0,4459	0,453271426
33	8	5,52	0,0049	0,0544	0,0007	6,89	0,0491	0,4201	0,0644	0,0226	0,4845	0,500165596
34	9	5,61	0,0062	0,0552	0,0008	7,12	0,0473	0,4539	0,0696	0,0246	0,5235	0,547599112
35	10	5,75	0,0076	0,056	0,0009	7,31	0,0449	0,4878	0,0748	0,0266	0,5626	0,594933675
36	11	6,12	0,0092	0,0569	0,001	7,47	0,042	0,5214	0,0799	0,0285	0,6014	0,641506364
37	12	6,62	0,0109	0,0578	0,0011	7,6	0,0386	0,5545	0,085	0,0305	0,6395	0,686656155
38	13	7,03	0,0128	0,0589	0,0011	7,69	0,0348	0,5867	0,0899	0,0324	0,6766	0,72975267
39	14	7,45	0,0148	0,06	0,0012	7,74	0,0307	0,6177	0,0947	0,0342	0,7124	0,770225187
40	15	7,03	0,017	0,0613	0,0013	7,75	0,0264	0,6472	0,0992	0,0359	0,7464	0,807589689
41	16	6,54	0,0193	0,0626	0,0014	7,73	0,0221	0,675	0,1035	0,0376	0,7785	0,841471626
42	17	6,13	0,0218	0,064	0,0015	7,67	0,0179	0,701	0,1075	0,0391	0,8085	0,871622255
43	18	6,03	0,0244	0,0654	0,0015	7,58	0,0138	0,725	0,1112	0,0405	0,8361	0,897926935

φ^0 , п.к.в.	φ^0 , п.к.в.	p, МПа	Sφ	V	$V_2 - V_1$	$\frac{p_1 + p_2}{2}$	$\frac{p_2 V_2 + p_1 V_1}{k-1}$	χ_{in}	χ_{W_n}	χ_{I_m}	χ_{HCT_n}	$\chi_{no. Bude}$
44	19	5,93	0,0271	0,067	0,0016	7,47	0,0099	0,7468	0,1145	0,0417	0,8613	0,920404424
45	20	5,81	0,03	0,0686	0,0017	7,34	0,0064	0,7666	0,1175	0,0428	0,8841	0,939197193
46	21	5,68	0,033	0,0703	0,0018	7,18	0,0032	0,7842	0,1202	0,0438	0,9044	0,954553703
47	22	5,53	0,0362	0,0721	0,0019	7,01	0,0004	0,7998	0,1226	0,0447	0,9224	0,966804496
48	23	5,38	0,0395	0,0739	0,0019	6,83	-0,002	0,8134	0,1247	0,0454	0,9381	0,976334595
49	24	5,22	0,0429	0,0759	0,002	6,64	-0,0041	0,8252	0,1265	0,046	0,9517	0,983555046
50	25	5,06	0,0465	0,0779	0,0021	6,45	-0,0058	0,8353	0,1281	0,0465	0,9634	0,98887634
51	26	4,9	0,0502	0,0799	0,0021	6,25	-0,0072	0,8439	0,1294	0,0469	0,9733	0,992686049
52	27	4,74	0,054	0,0821	0,0022	6,05	-0,0083	0,8512	0,1305	0,0473	0,9817	0,995332097
53	28	4,59	0,0579	0,0843	0,0023	5,85	-0,0092	0,8574	0,1315	0,0475	0,9888	0,997112558
54	29	4,43	0,062	0,0866	0,0024	5,66	-0,0099	0,8626	0,1322	0,0477	0,9948	0,99827152
55	30	4,28	0,0661	0,089	0,0024	5,47	-0,01	0,8671	0,1329	0,0479	1	0,9990002

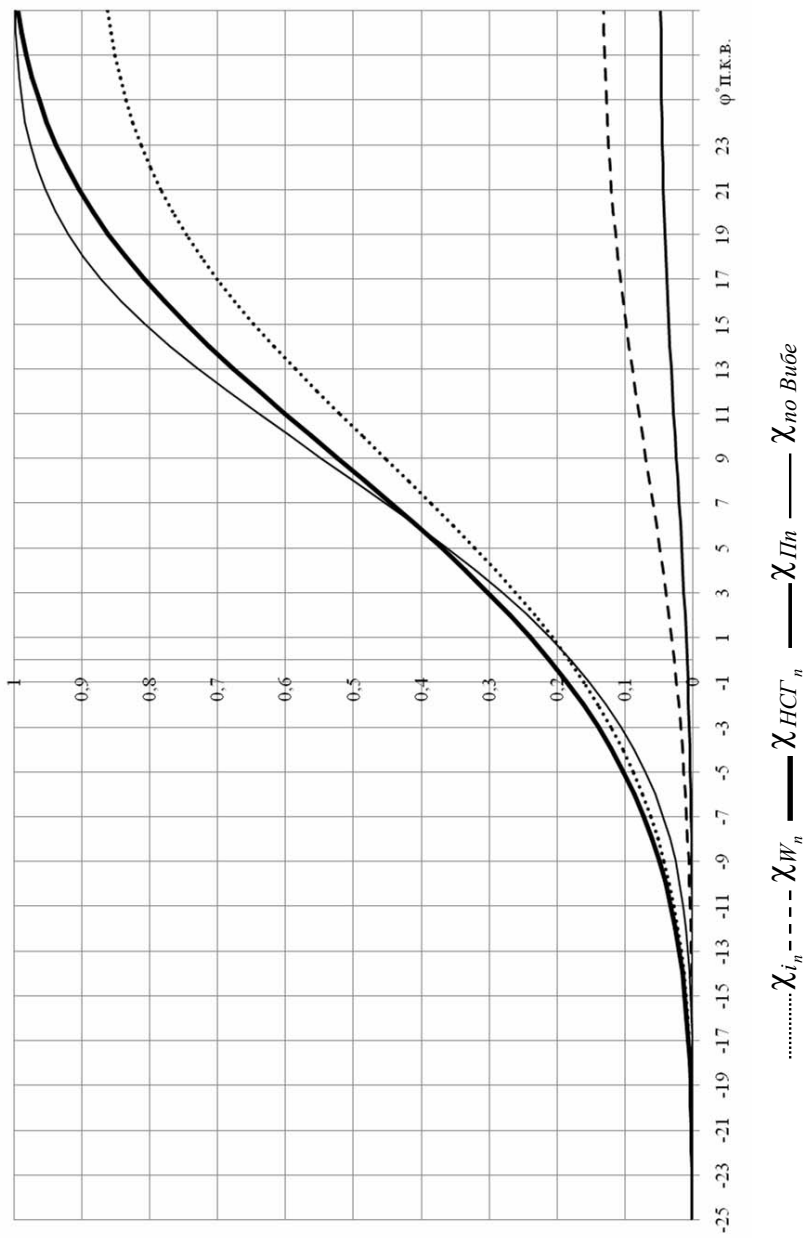


Рис. 1. Характеристика тепловыделения

Текущее значение доли потерянной теплоты вследствие теплопередачи в охлаждающую среду:

$$\chi_{w_n} = \frac{1 - \chi_{i_{\max}}}{\chi_{i_{\max}}} \chi_{i_n}.$$

Учитываем неполноту сгорания топлива:

$$Q_{HCG_n} = 57780(1 - \alpha)\chi \cdot g_{ц},$$

где $\chi = 1 - \exp\left[-6,908\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right]$ – доля выгоревшего топлива к рассматриваемому моменту времени (характеристика тепловыделения).

Текущее значение коэффициента полного тепловыделения определяется как сумма: $\chi_{\Pi} = \chi_{i_n} + \chi_{w_n} + \chi_{HCG_n}$.

Результаты расчета по приведенным формулам занесены в табл. 1.

График изменения доли выгоревшего топлива (характеристика тепловыделения) приведен на рис. 1.

Газодинамический расчет время-сечения органов газораспределения

Газодинамический расчет время-сечения органов газораспределения четырехтактного четырехцилиндрового двигателя мощностью $N_e = 61$ кВт; номинальная частота вращения коленчатого вала $n = 5600$ об/мин; диаметр цилиндра $D = 77$ мм; ход поршня $S = 76$ мм; литраж $V_l = 1,42$ л; степень сжатия $\epsilon = 9,8$; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,96$; часовой расход топлива $G_f = 17,34$ кг/час.

Для расчета время-сечения клапанов за начальный момент времени принимается момент открытия клапана, за конечный – момент закрытия клапана.

Выражение для определения время-сечения впускных клапанов:

$$A_{ВП.КЛ} = G \frac{\sqrt{RT} \cdot 10^{-6}}{\mu_{ВП} \psi_{ВП} p}, \text{ м}^2\text{с},$$

где $G_u = G_{возд} + g_u = 0,00037 + 0,0000258 = 0,0003958$ кг/цикл – цикловое количество свежего заряда;

$$G_{возд} = \alpha l_0 g_u = 0,96 \cdot 14,96 \cdot 0,0000258 = 0,00037 \text{ кг/цикл},$$

где $\alpha = 0,96$ – коэффициент избытка воздуха; $l_0 = 14,96$ – стехиометрическое количество воздуха для полного сгорания 1 кг бензина; g_u – цикловое количество топлива, кг/цикл;

$$g_u = \frac{G_f}{i_u n_u} = \frac{17,34}{4 \cdot 168000} = 0,0000258 \text{ кг/цикл};$$

$$n_u = \frac{2n60}{\tau} = \frac{2 \cdot 5600 \cdot 60}{4} = 168000 \text{ цикл/час},$$

где n – частота вращения коленчатого вала, об/мин; i_u – число цилиндров двигателя; τ – тактность ДВС; $\mu_{ВП}$ – коэффициент расхода впускных клапанов; p, T – давление и температура газов в цилиндре в конце впуска.

$$\psi_B = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{Ц}} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_{Ц}} \right)^{(k+1)/k} \right]} =$$

$$\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot \left[\left(\frac{0,085}{0,1} \right)^{2/1,4} - \left(\frac{0,085}{0,1} \right)^{(1,4+1)/1,4} \right]} = 0,502.$$

$$A_{ВП.КЛ} = G \frac{\sqrt{RT} \cdot 10^{-6}}{\mu_{ВП} \Psi_{ВП} P} = 0,0003958 \cdot \frac{\sqrt{287 \cdot 334,97 \cdot 10^{-6}}}{0,7 \cdot 0,502 \cdot 0,085} = 4,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с}.$$

Время-сечение выпускных клапанов A_B четырехтактных двигателей определяется как сумма двух слагаемых:

$$A_B = A_{СВ.ВЫП} + A_{ПР.ВЫП},$$

где $A_{СВ.ВЫП}$ – время-сечение свободного выпуска при наличии надкритической области истечения газов и соответствующего периоду выпуска от момента открытия выпускных клапанов ($t_{ПР.ВЫП.КЛ}$) до момента положения поршня в нижней мертвой точке ($t_{НМТ}$), $\text{м}^2 \cdot \text{с}$; $A_{ПР.ВЫП}$ – время-сечение принудительного (основного) выпуска при наличии подкритической области истечения газов и соответствующего периоду выпуска от момента положения поршня в нижней мертвой точке ($t_{НМТ}$) до момента закрытия выпускных клапанов ($t_{ЗП.ВЫП.КЛ}$), $\text{м}^2 \cdot \text{с}$.

$$A_{СВ.ВЫП} = \int_{t_{ПР.ВЫП.КЛ}}^{t_{НМТ}} f_6 dt = \frac{0,118V}{\mu_6 \Psi_{\max} \sqrt{T_{\theta 1}}} \left[\frac{(p_{\theta 1} / p_{НМТ})^{(m-1)/2m} - 1}{m-1} - 0,57 \ln \frac{V_{НМТ}}{V_{\theta 1}} \right],$$

где $m = k = 1,3$; $\Psi_{\max} = 0,6673$ (в надкритический период истечения выпускных газов с показателем адиабаты $k = 1,3$);

$$V = \frac{V_{\theta 1} + V_{НМТ}}{2} = \frac{0,00033 + 0,0003953}{2} = 0,000363;$$

V_{B1} – объем цилиндра, соответствующий моменту открытия выпускных клапанов:

$$V_{\theta 1} = V_C + \frac{\pi D^2}{4} S_{\theta 1} = 0,0000403 + \frac{3,14 \cdot 0,077^2}{4} \cdot 0,06215 = 0,00033 \text{ м}^3,$$

$$\text{где } V_C = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0,000355}{9,8 - 1} = 0,0000403 \text{ м}^3;$$

$V_h = 0,000355$ – рабочий объем цилиндра двигателя, м^3 ;

$\varepsilon = 9,8$ – степень сжатия;

$D = 0,077$ – диаметр поршня, м.

Ход поршня, соответствующий углу поворота коленчатого вала $\varphi_{\theta 1}$ в момент открытия выпускных клапанов:

$$S_{\theta 1} = R \left[\left(1 - \cos \varphi_{\theta 1} \right) + \frac{\lambda}{4} \left(1 - \cos 2\varphi_{\theta 1} \right) \right],$$

$$S_{\sigma 1} = 0,038 \cdot \left[(1 - \cos 485) + \frac{0,285}{4} \cdot (1 - \cos 2 \cdot 485) \right] = 0,06215 \text{ м},$$

где R – радиус кривошипа; $\lambda = R/L_{ш} = 0,285$; $L_{ш}$ – расстояние между осями поршневой и кривошипной головки шатуна; $p_{\sigma 1}$, $T_{\sigma 1}$ – давление и температура газов в цилиндре в момент открытия выпускных клапанов; $\mu_{\sigma} = 0,7$ – коэффициент расхода выпускных клапанов;

$V_{НМТ} = V_C + V_h = 0,000403 + 0,000355 = 0,0003953 \text{ м}^3$ – объем цилиндра при положении поршня в НМТ;

$p_{НМТ}$ – давление в цилиндре при положении поршня в нижней мертвой точке (снимается с индикаторной диаграммы в $(p - \varphi)$ координатах).

$$A_{СВ.ВЫП} = \frac{0,118 \cdot 0,000363}{0,7 \cdot 0,06673 \cdot \sqrt{1781,29}} \cdot \left[\frac{(0,57/0,28)^{(1,3-1)/2 \cdot 1,3} - 1}{1,3 - 1} - 0,57 \cdot \ln \frac{0,0003953}{0,00033} \right] = 0,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с};$$

$$A_{ПР.ВЫП} = \int_{t_{НМТ}}^{t_{зп.в.к.л}} f_{\sigma} dt = G_{\sigma} \frac{\sqrt{RT_{ц}}}{\mu_{\sigma} \Psi_{\sigma} p_{ц}};$$

$$\Psi_B = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{ц}} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_{ц}} \right)^{(k+1)/k} \right]} =$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3}{1,3 - 1} \cdot \left[\left(\frac{0,102}{0,199} \right)^{2/1,3} - \left(\frac{0,102}{0,199} \right)^{(1,3+1)/1,3} \right]} = 0,592,$$

где $k = 1,3$; $p_{ц}$, $T_{ц}$ – средние за период принудительного выпуска давление и температура газов в цилиндре;

$$p_{ц} = \frac{p_{цн} + p_{цк}}{2} = \frac{0,28 + 0,118}{2} = 0,199 \text{ МПа},$$

где $p_{цн}$, $p_{цк}$ – давление в цилиндре в начале и в конце принудительного выпуска (снимается с индикаторной диаграммы).

$$p_{цн} = p_{НМТ}$$

$$T_{ц} = \frac{T_{цн} + T_{цк}}{2} = \frac{1709,66 + 1060}{2} = 1384,83 \text{ К},$$

где $T_{цн}$, $T_{цк}$ – температура в цилиндре в начале и в конце принудительного выпуска; p_2 – среднее давление в выпускном коллекторе; p_r – давление газов в цилиндре при положении поршня в верхней мертвой точке (снимается с индикаторной диаграммы в $(p - \varphi)$ координатах из теплового расчета).

Для приближенных расчетов можно принять:

$$p_2 = p_r / 1,17 = 0,102 \text{ МПа.}$$

Количество газов G_g , вытекшее за период принудительного выпуска, определяется следующим образом:

$$G_g = G_{ц} - G_{св.вып}$$

где $G_{ц}$ – цикловое количество газов, находящихся в цилиндре до открытия выпускных органов газораспределения, принимаемое равным цикловому количеству свежего заряда:

$$G_{ц} = g_{ц} + G_{возд} = g_{ц} + \alpha \cdot l_0 \cdot g_{ц} = g_{ц}(1 + \alpha \cdot l_0).$$

Количество газов $G_{св.вып}$, вытекших за период свободного выпуска, можно приближенно определить как разность между количеством газа в цилиндре в момент открытия выпускных органов газораспределения $G_{ц}$ и количеством газа в цилиндре при положении поршня в нижней мертвой точке, $G_{НМТ}$

$$G_{св.вып} = G_{ц} - G_{НМТ}$$

$$\text{где } G_{НМТ} = \frac{P_{ц.НМТ} \cdot V_{НМТ}}{R \cdot T_{НМТ}} = \frac{0,28 \cdot 0,0003953}{287 \cdot 1514,1} = 0,000255 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл;}$$

$$G_B = G_{НМТ} = 0,000255 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл;}$$

$$T_{НМТ} = T_{e_1} \cdot \left(\frac{p_{НМТ}}{p_{e_1}} \right)^{(k-1)/k} = 1781,29 \cdot \left(\frac{0,28}{0,57} \right)^{(1,3-1)/1,3} = 1514,1 \text{ К;}$$

$$k = 1,3;$$

$$R = 287 \text{ Дж/кг·град.}$$

$$A_{пр.вып} = G_g \frac{\sqrt{RT_{ц}}}{\mu_g \psi_g p_{ц}} = 0,000255 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\sqrt{287 \cdot 1384,83}}{0,7 \cdot 0,592 \cdot 0,199} =$$

$$= 1,93 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с} = 1,93 \text{ мм}^2 \cdot \text{с.}$$

Тогда

$$A_g = A_{св.вып} + A_{пр.вып} =$$

$$= 0,4 \cdot 10^{-6} + 1,93 \cdot 10^{-6} = 2,33 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с} = 2,33 \text{ мм}^2 \cdot \text{с.}$$

СОДЕРЖАНИЕ

1. Расчет по индикаторной диаграмме действительного цикла автотракторных двигателей характеристики динамики тепловыделения.....	3
2. Газодинамический расчет время-сечения органов газораспределения четырехтактных автотракторных двигателей.....	7
3. Определение механического коэффициента полезного действия и коэффициента наполнения цилиндров двигателя по дроссельной и скоростной характеристикам.....	13
3.1. Метод последовательного выключения цилиндров карбюраторного двигателя.....	13
3.2. Определение механического КПД методом прокрутки коленчатого вала двигателя электродвигателем электрического тормозного стенда.....	16
3.3. Определение коэффициента наполнения.....	18
Библиографический список.....	19
Приложения.....	20

Учебное издание

Ложкин Михаил Николаевич

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ, ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ
И МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АВТОТРАКТОРНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ

Учебно-методическое пособие

Технический редактор *З.М. Малявина*

Корректор *Г.В. Данилова*

Вёрстка: *Л.В. Сызганцева*

Дизайн обложки: *Г.В. Карасева*

Подписано в печать 24.01.2012. Формат 60×84/16.

Печать оперативная. Усл. п. л. 1,8.

Тираж 200 экз. Заказ № 1-22-11.

Издательство Тольяттинского государственного университета
445667, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14

