

### **3.3. Расчет износа цилиндров в условиях нормальной эксплуатации ДВС**

Целью настоящего раздела является разработка научно обоснованной инженерной методики расчета с помощью ЭВМ характеристик износа цилиндров как составного элемента двигателя с учетом особенностей его функционирования, описываемых большим количеством параметров. При этом в качестве основного предположения принято допущение, что главными факторами, влияющими на износ цилиндров, являются:

- давление газов в цилиндре;

- мгновенная скорость поршня;
- температура поверхности стенки цилиндра.

Что же касается прочих внутренних и внешних факторов, то их можно считать второстепенными и в первом приближении не учитывать, поскольку влияние указанных факторов на эпюру износа проявляется не в изменении ее качественного характера, а сводится лишь к смещению эпюры как одного целого на постоянную величину в сторону уменьшения или увеличения ее ординат. Таково, например, влияние на эпюру износа качества топлива или масла: в современных двигателях, имеющих надежную систему очистки воздуха и топлива, при применении высококачественных масел можно считать, что постоянное смещение эпюры износа определяется сортом используемого топлива или масла. Аналогично на смещение эпюры оказывают влияние физико-механические свойства материалов трущихся деталей – колец, поршня и цилиндра.

По поводу учета тех или иных факторов при расчете эпюры износа необходимо подчеркнуть следующее: разработанная в настоящей работе методика расчета характеристик износа построена таким образом, что в случае необходимости допускает ее расширение в направлении учета как главных, так и всех второстепенных факторов, так или иначе влияющих на эпюру износа.

Следует также отметить, что влияние многих факторов на износ цилиндров проявляется и учитывается через влияние их на давление, скорость и температуру. Поэтому общее число величин, учитываемых при расчетах, является достаточно большим.

Принятые в настоящем разделе обозначения некоторых величин иногда отличаются от обозначений, используемых в предыдущем разделе; это объясняется различием целей каждого из разделов и удобством изложения материала. Отмеченное обстоятельство не приводит к путанице, поскольку смысл любого символа специально оговаривается.

3.3.1. Постановка задачи. Математическая формулировка задачи об определении эпюры износа стенки гильзы цилиндра сводится к нахождению износа  $I$  как функции безразмерной абсциссы  $x$  точки цилиндра, измеряемой в долях от хода поршня  $S$  от ВМТ по направлению к НМТ.

При нахождении функции  $I(x)$  будем считать известными:

- конструктивные соотношения двигателя;
- параметры рабочего процесса;
- кинематические параметры;
- тепловые параметры работы двигателя.

В этих условиях искомую функцию износа  $I(x)$  можно представить в виде:

$$I(x) = \sum_{j=1}^{n_r} I_j(x) \theta_j(x),$$

где  $n_r$  – общее количество компрессионных колец,

$\theta_j(x)$  – функция, определяющая “зону действия”  $j$ -го кольца, причем

$$\theta_j(x) = \begin{cases} 1 & h_j \leq x \leq 1 + h_j \\ \text{при} & \\ 0 & x < h_j, \quad x > 1 + h_j \end{cases},$$

$h_j$  – расстояние от верхней кромки (доньшка) поршня до  $j$ -го компрессионного кольца;

$I_j(x)$  – функция износа стенки цилиндра, обусловленная наличием  $j$ -го кольца.

Отдельная составляющая  $I_j(x)$ ,  $j = 1, 2, \dots, n_r$ , как отмечено выше, определяется влиянием на величину износа стенки цилиндра трех главных факторов: давления газов  $P_j(x)$ , линейной скорости поршня  $C(x)$  и температуры  $t_j(x)$  в месте нахождения  $j$ -го кольца

$$I_j(x) = I_{jp}(x) I_{jc}(x) I_{jt}(x),$$

где второй нижний индекс –  $P, C, t$  – указывает, каким именно из отмеченных факторов определяется соответствующий сомножитель правой

части выпянутого соотношения. Каждый из сомножителей  $I_{jg}(x)$ ,  $g = P, C, t$  является сложной функцией, зависящей от  $x$  через посредство промежуточного аргумента, фигурирующего в виде второго индекса в обозначении  $I_{jg}(x)$ , т.е.

$$I_{jg}(x) = i_g(g_j(x)),$$

где  $i_g(g_j)$  – интенсивность изнашивания стенки цилиндра, обусловленная параметром  $g_j$ .

Отметим, что давление  $P_j(x)$   $j$ -го кольца на стенку цилиндра связано с давлением  $P_r(x)$  газов в цилиндре формулой

$$P_j(x) = A_j P_r(x) + P_{jy},$$

где  $A_j$  – отношение давления газов в канавке компрессионного кольца к давлению газов в цилиндре, причем  $A_1 = 0,8$ ;  $A_2 = 0,2$ ;  $A_3 = 0,08$  при нахождении поршня в ВМТ и  $A_1 = A_2 = A_3 = 1$  при нахождении поршня в НМТ;

$P_{jy}$  – давление от силы упругости  $j$ -го кольца (для дизеля  $P_{jy} = 0,15 \dots 0,35$  МПа).

Функции  $i_p(P)$ ,  $i_c(C)$ ,  $i_t(t)$ , установленные автором в результате экспериментальных исследований, приведены на рис. 3.6 –  $i_p(P)$ , 3.7 –  $i_c(C)$ , 3.8 –  $i_t(t)$ , соответственно.

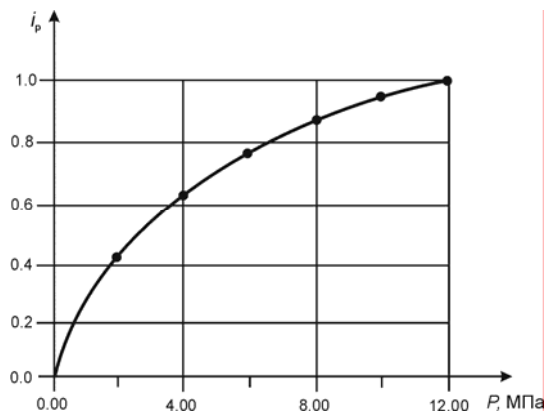


Рис. 3.6. Зависимость относительного износа от давления на поверхности трения

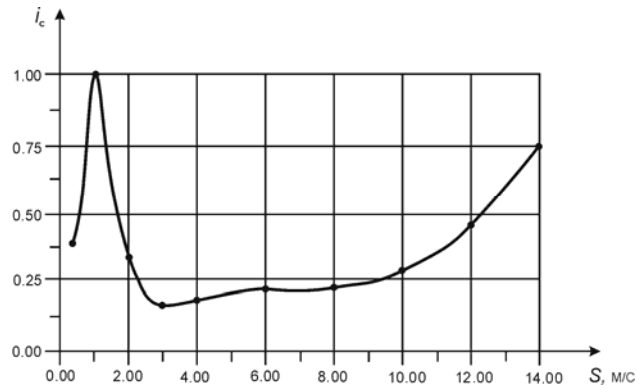


Рис. 3.7. Зависимость относительного износа от скорости трения деталей

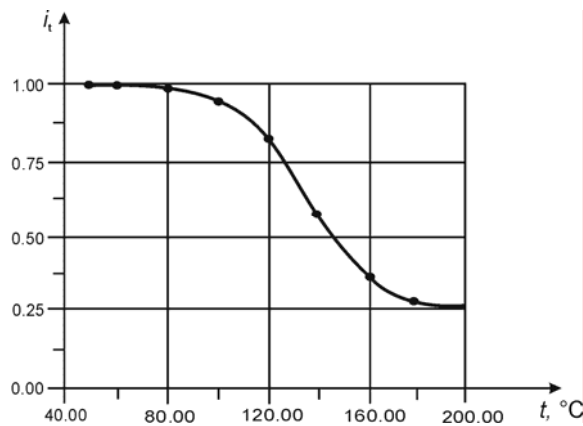


Рис. 3.8. Зависимость относительного износа от температуры трущихся деталей

При проведении вычислений с помощью ЭВМ представляется целесообразным полученные в результате экспериментов графики перечисленных функций аппроксимировать аналитическими зависимостями, позволяющими находить значения соответствующих величин не посредством снятия с графика, а расчетным путем. Вычислительная практика свидетельствует, что наиболее приемлемой аппроксимацией зависимостей, установленных экспериментально или полученных в результате использования численных методов, является аппроксимация кубическими сплайнами.

В настоящей работе указанная аппроксимация функций  $i_p(P)$ ,  $i_c(C)$ ,  $i_t(t)$  произведена представленным в монографии [81] методом, суть которого изложим в общем виде, не конкретизируя аппроксимируемую функцию. Поэтому независимую переменную будем обозначать через  $x$ , аппроксимируемую функцию – через  $f(x)$ , а ее аппроксимацию – через  $g(x)$ . Пусть  $[a, b]$  – отрезок, на котором задана функция  $f(x)$ ,  $\{x_i\}_{i=0}^n$ ,  $a = x_0 < x_1 < x_2 < \dots < x_n = b$  – последовательность узлов,  $\{f_i\}_{i=0}^n$ ,  $f_i = f(x_i)$ , последовательность значений функции  $f(x)$  в узлах  $x_i$ ,  $i = 0, 1, \dots, n$ .

Аппроксимирующая сплайн-функция  $g(x)$  должна удовлетворять таким условиям:

- $g(x)$ ,  $g'(x)$ ,  $g''(x)$  – непрерывные на  $[a, b]$  функции;
- в узлах  $x_i$ ,  $i = 0, 1, \dots, n$  имеют место равенства  $g(x_i) = f_i$ ;
- в концевых точках отрезка  $[a, b]$  выполняются граничные условия  $g''(a) = g''(b) = 0$ ;
- на каждом частичном отрезке  $[x_{i-1}, x_i]$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$  сплайн-функция  $g(x)$  является полиномом третьей степени

$$g(x) = m_{i-1}(x_i - x)^3 / 6h_i + m_i(x - x_{i-1})^3 / 6h_i + (f_{i-1} - \frac{m_{i-1}h_i^2}{6})(x_i - x) / h_i + (f_i - \frac{m_i h_i^2}{6})(x - x_{i-1}) / h_i,$$

$$h_i = x_i - x_{i-1}, m_i = g''(x_i).$$

В выписанном соотношении последовательность  $\{m_i\}_{i=1}^{n-1}$  определяется как решение системы линейных алгебраических уравнений  $n-1$  порядка, каждое из которых является расширенной записью условия дифференцируемости сплайн-функции  $g(x)$  в узле  $x_i$ ,  $i = 1, \dots, n-1$ ,

$$g'(x_i-0) = g'(x_i+0),$$

$$g'(x) m_{i-1} \frac{(x_i - x)^2}{2h_i} + m_i \frac{(x - x_{i-1})^2}{2h_i} + \frac{f_i - f_{i-1}}{h_i} - \frac{m_i - m_{i-1}}{6} h_i,$$

где  $x_i \pm 0 = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} (x_i \pm \varepsilon)$ .

Что касается величин  $m_0$  и  $m_n$ , то их значения определены граничными условиями, наложенными на  $g(x)$  на концах отрезка  $[a, b]$ , т.е.  $m_0 = g''(a) = 0$ ,  $m_n = g''(b) = 0$ .

Таким образом, для построения сплайн-функции  $g(x)$ , аппроксимирующей функцию  $f(x)$  на отрезке  $[a, b]$ , достаточно:

- задать последовательности  $\{x_i\}_{i=0}^n$  и  $\{f_i\}_{i=0}^n$ ;
- выписать и найти решение  $\{m_i\}_{i=1}^{n-1}$  линейной системы алгебраических уравнений  $n-1$  порядка.

В соответствии с описанным алгоритмом для каждой из функций  $i_p(P)$ ,  $i_c(C)$ ,  $i_t(t)$  построена сплайн-функция, причем чтобы избежать введения новых обозначений и символов, сплайн-функции обозначены теми же символами, что и сами аппроксимируемые функции. Некоторые подробности, касающиеся количества узловых точек, их значений, значений аппроксимируемых функций, а также значений их вторых производных в узловых точках приведены в табл. 3.1.

Именно данные, приведенные в табл. 3.1, и были использованы при разработке программы для вычисления с помощью ЭВМ значений функций  $i_p(P)$ ,  $i_c(C)$ ,  $i_t(t)$  в произвольной точке их областей определения.

Из изложенного следует, что для расчета функции износа  $I(x)$  применительно к конкретному ДВС необходимо располагать значениями давления  $P_r(x)$  газов, скорости  $C(x)$  поршня и температуры  $t(x)$  стенки цилиндра в зависимости от абсциссы  $x$  точки стенки, конструктивных соотношений, параметров рабочего процесса и кинематических и тепловых параметров функционирования двигателя.

Значения аппроксимируемых функций

$i$	$c, \text{м/с}$	$i_c$	$m_c$	$t, ^\circ\text{C}$	$i_t$	$m_t$	$P, \text{МПа}$	$i_p$	$m_p$
0	0	0	0	0	0,68	0	0	0	0
1	0,3	0,22	1,739765	25	0,64	7,041219e-05	1	0,2	-0,05461693
2	0,667	0,6	-1,385048	50	0,63	6,35123e-06	2	0,36	-0,02153229
3	1	0,79	-4,470082	75	0,63	1,828867e-07	4	0,6	-0,02809466
4	1,33	0,624	-0,1607737	100	0,61	-0,0001990828	6	0,75	-0,01089079
5	1,667	0,384	1,29016	122	0,5	-0,000295036	8	0,87	-0,01254903
6	2	0,248	0,4441816	150	0,25	0,0003682853	10	0,96	-0,006285186
7	3,267	0,128	0,02460483	200	0,175	-9,240145e-05	12	1,04	-0,02759172
8	5	0,172	0,005886542	225	0,163	6,263808e-05	14	1,06	0,01408168
9	6	0,192	-0,107153	250	0,17	2,424913e-05	16	1,1	0,001264998
10	6,63	0,172	0,05231118	300	0,225	-5,666435e-06	20	1,2	-0,003335833
11	10	0,252	-0,005363099	350	0,29	2,241661e-05	28	1,3	0
12	12	0,336	-0,00456112	400	0,39	0			
13	14	0,4	-0,006392422						
14	16	0,44	-0,005869193						
15	17	0,452	0						





### 3.3.2. Основные соотношения.

3.3.2.1. Абсцисса  $x$  точки на стенке цилиндра и угол  $\alpha$  поворота коленчатого вала. В настоящем пункте применительно к четырехтактному ДВС с центральным кривошипно-шатунным механизмом приведены те расчетные зависимости, которые используются для вычисления давления газа, линейной скорости поршня и температуры стенки цилиндра при определении функции износа. При этом перечисленные параметры можно рассматривать как однозначные периодические функции угла  $\alpha$  поворота коленчатого вала,  $0 \leq \alpha < 4\pi$ . Необходимый для расчета функций износа  $i_g(g(x)), g = p, C, t$  переход от угловой переменной  $\alpha$  к линейному аргументу  $x$  осуществляется с помощью  $2\pi$ -периодической функции  $x$ , заданной соотношением:

$$x = x(\alpha) = (1 + \lambda_s) \sin^2 \frac{\alpha}{2} - \lambda_s \sin^4 \frac{\alpha}{2},$$

где  $\lambda_s = R/L$  – отношение радиуса кривошипа  $R$  к длине шатуна  $L$ .

Очевидно, отмеченный переход от переменной  $\alpha$  к переменной  $x$  превращает однозначные функции  $P(\alpha)$ ,  $C(\alpha)$ ,  $t(\alpha)$  переменной  $\alpha$  в многозначные функции  $P(x)$ ,  $C(x)$ ,  $t(x)$  переменной  $x$ .

Для представления произвольной непрерывной функции  $f(\alpha)$ , заданной на промежутке  $0 \leq \alpha < 4\pi$ , в виде сложной функции  $f[\alpha(x)]$  линейной переменной  $x$ ,  $0 \leq x \leq 1$ , необходимо осуществить обратный переход от  $x$  к угловой переменной  $\alpha$ , используя вспомогательную однозначную функцию  $\varphi(x)$ , заданную формулами:

$$\varphi(x) = 2 \arcsin(1 + \alpha - k/2\alpha)^{1/2},$$

$$k = [1 + \lambda_s^2 - 2\lambda_s(2x-1)^{1/2}], \quad 0 \leq x \leq 1, \quad 0 \leq \alpha \leq \pi.$$

Значения многозначной функции  $\alpha(x)$  при известном значении  $\varphi(x)$  определяются из соотношений:

$$\alpha(x) = \begin{cases} \varphi(x), & 0 \leq \alpha < \pi, \\ 2\pi - \varphi(x), & \pi \leq \alpha < 2\pi, \\ 2\pi + \varphi(x), & 2\pi \leq \alpha < 3\pi, \\ 4\pi - \varphi(x), & 3\pi \leq \alpha < 4\pi, \end{cases} \text{ при}$$

причем выбор того или иного интервала изменения переменной  $\alpha$  производится на основе соображений физического характера.

Именно в силу отмеченного обстоятельства (многозначность  $\alpha$  как функции переменной  $x$ ) и возникает необходимость при изучении износа гильзы цилиндра рассматривать отдельно износ на каждом из четырех тактов, а затем – суммарный износ.

3.3.2.2. Давление газов. Прежде чем выписывать соответствующие выражения для давления газов в цилиндре, отметим, что весь интервал изменения угла  $\alpha$  в пределах от нуля до  $4\pi$  в соответствии с имеющими место физическими процессами принято подразделять на четыре такта, каждый из которых имеет известное название:

I такт – наполнение,  $0 \leq \alpha \leq \pi$ ,

II такт – сжатие,  $\pi \leq \alpha \leq 2\pi$ ,

III такт – горение и расширение,  $2\pi \leq \alpha \leq 3\pi$ , в свою очередь углом  $\alpha_z$  ( $0 < \alpha_z < \pi$ ) подразделяется на две части – горение,  $2\pi \leq \alpha < 2\pi + \alpha_z$ , и расширение,  $2\pi + \alpha_z \leq \alpha < 3\pi$ ,

IV такт – выпуск,  $3\pi \leq \alpha < 4\pi$ .

Давление  $P_r(\alpha)$  газов определяется следующими выражениями:

$$P_r(\alpha) = \begin{cases} P_a, & 0 \leq \alpha < \pi - \text{наполнение,} \\ P_a [f_v(\alpha)]^{n_1}, & \pi \leq \alpha < 2\pi - \text{сжатие,} \\ P_z = P_{max}, & 2\pi \leq \alpha < 2\pi + \alpha_z - \text{горение,} \\ P_b [f_v(\alpha)]^{n_2}, & 2\pi + \alpha_z \leq \alpha < 3\pi - \text{расширение,} \\ P_b, & 3\pi \leq \alpha < 4\pi - \text{выпуск,} \end{cases} \text{ при}$$

$$f_v(\alpha) = 1 + (\varepsilon - 1) \cos^2 \frac{\alpha}{2} (1 - \lambda_s \sin^2 \frac{\alpha}{2}),$$

где  $P_a, P_b$  – давление газов при наполнении и выпуске,

$P_z$  – давление газов при горении,

$n_1, n_2$  – показатели политроп при сжатии и расширении,

$\varepsilon$  – степень сжатия.

В приведенных формулах известными (заданными) величинами являются  $\lambda_s$  и  $\varepsilon$ ; все прочие ( $P_a, P_b, P_z, n_1, n_2$ ) должны быть определены в процессе выполнения расчетов.

Алгоритм расчета давления  $P_T$  газов в цилиндре широко приводится в литературе, касающейся теории ДВС [46]. Поэтому в настоящем пункте, не останавливаясь на подробностях указанного алгоритма, отметим лишь некоторые детали, представляющие интерес для дальнейшего изложения или связанные с реализацией алгоритма при разработке программы расчетов на ЭВМ. К числу упомянутых деталей следует отнести вычисление показателей политроп сжатия ( $n_1$ ) и расширения ( $n_2$ ), а также угла  $\alpha_z$  поворота коленчатого вала в момент окончания процесса горения.

Вычисление требуемого значения показателя  $n_1$  политропы сжатия сводится к нахождению корня нелинейного алгебраического уравнения, в котором временно через  $x$  обозначена величина  $n_1 - 1$ :

$$F(x) = 0,$$

$$F(x) = x - 1 / (a + b\varepsilon^x),$$

$$b = B_c T_a / R,$$

$$a = A_{v_c} / R + b,$$

где  $R$  – газовая постоянная,  $R = 8,314$  Дж/(моль °К),

$T_a$  – температура заряда к концу процесса накопления, °К,

$A_{v_c}, B_c$  – коэффициенты в представлении теплоемкости  $C_{v_c}''$  смеси воздуха и остаточных газов на такте сжатия в виде ( $T$  – температура смеси)

$$C_{v_c}'' = A_{v_c} + B_c T.$$

Корень  $x$  рассматриваемого уравнения  $F(x) = 0$  может быть вычислен с наперед заданной точностью  $eps$  в результате реализации итерационной схемы:

$$\begin{aligned} x &= \lim_{m \rightarrow \infty} x_m, \\ x_0 &= 0,33, \\ x_{m+1} &= x_m - F(x_m) / F'(x_m), \\ m &= 0, 1, \dots, \\ F'(x) &= 1 + b\varepsilon^x \ln \varepsilon / (a + b\varepsilon^x)^2. \end{aligned}$$

При проведении практических вычислений требуемое число  $m$  итераций определяется из условия  $|F(x_m) / F'(x_m)| < eps$ .

Аналогичным образом находится и значение показателя  $n_2$  политропы расширения.

Представляющее практический интерес значение величины  $\alpha_z$ , определяющей угол поворота коленчатого вала в конце процесса горения, находится так: с помощью известных степени  $\delta = P_z / P_b$  последующего расширения и показателя  $n_2$  политропы расширения вычисляем значение вспомогательных величин  $B$  и  $C$ , а затем - и угла  $\alpha_z$ .

$$\begin{aligned} \alpha_z &= 2 \arcsin C, \\ B &= (\delta^{1/n_2} - 1) / (\varepsilon - 1), \\ C &= \left\{ (1 + \lambda_s) / 2\lambda_s - \left[ (1 + \lambda_s)^2 / 4\lambda_s^2 + (B - 1) / \lambda \right]^{1/2} \right\}^{1/2}. \end{aligned}$$

Вычисленная таким образом величина  $\alpha_z$  позволяет определить и линейную безразмерную координату  $x_z$  положения поршня в гильзе цилиндра по формуле  $x_z = x(\alpha_z)$ , установленной в предыдущем пункте.

Отметим, что давление  $P_j(x)$  может быть использовано и при вычислении функции  $I_{jp}(x)$  износа, обусловленной давлением  $j$ -го компрессионного кольца в точке цилиндра с абсциссой  $x$ . Для определения функции  $I_{jp}(x)$  необходимо в формулу  $I_{jp}(x) = i_p(P_j(x))$  подставить давление

$P_j(x)$ , оказываемое компрессионным кольцом на стенку цилиндра. Если через  $b_j$  обозначить временно ширину компрессионного кольца, а силу давления, с которой кольцо действует на стенку цилиндра, - через  $F_{jp}(x)$ , то величину  $P_j(x)$  можно определить так ( $D$  – диаметр цилиндра):

$$P_j(x) = \frac{F_{jp}(x)}{\pi D b_j}.$$

Сила же  $F_{jp}(x)$  определяется суммой

$$F_{jp}(x) = A_j f_p(x) + F_{jy},$$

где  $A_j$  - коэффициент, определяющий долю давления  $P_r$  газа в цилиндре на  $j$ -ое компрессионное кольцо;

$F_{jy}$  - сила давления кольца, обусловленная его упругостью,

$$f_p(x) = \pi D \int_x^{x+b_j} P_r(\xi) d\xi \approx \pi D \frac{P_r(x) + P_r(x+b_j)}{2} b_j.$$

Принимая во внимание относительную (относительно  $S$  – хода поршня) малость ширины  $b_j$  кольца, в первом приближении можно принять, что

$$P_r(x) \approx P_r(x+b_j) \text{ и что } f_p(x) \approx \pi D b_j P_r(x).$$

Отсюда следует, что давление  $P_j(x)$  кольца на стенку цилиндра равно

$$P_j(x) \approx A_j P_r(x) + P_{jy},$$

где  $P_{jy} = F_{jy} / \pi D b_j$  - давление от силы упругости кольца.

3.3.2.3. Скорость поршня. Линейная скорость  $C(\alpha)$  при возвратно-поступательном движении поршня центрального кривошипно-шатунного механизма в функции от угла  $\alpha$  поворота коленчатого вала определяется соотношением:

$$C(\alpha) = C_0 \sin \alpha (1 + \lambda_s \cos \alpha),$$

$$C_0 = \pi R n / 30,$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала, 1/мин.

Как следует из выписанных формул, линейная скорость  $C$  поршня (и всех его компрессионных и маслосъемных колец) является  $2\pi$ -периодической

функцией угла  $\alpha$ , которая с изменением  $\alpha$  изменяется как по величине, так и по знаку. При расчете износа цилиндра, обусловленного изменением линейной скорости компрессионных колец, существенным является лишь изменение скорости  $C$  по величине в зависимости от линейной координаты  $x$  положения поршня по высоте цилиндра. Как отмечено выше, вид соответствующей функциональной зависимости  $C(x)$  определяется формулой  $C = C[\alpha(x)]$  (см. график функции  $C(x)$  на рис. 3.4).

Обращает на себя внимание характер изменения линейной скорости поршня  $C$  как функции переменной  $x$  в окрестности точек  $x = 0$  (ВМТ) и  $x = 1$  (НМТ): в указанных точках функция  $C(x)$  обращается в ноль, а ее производная  $\frac{dC}{dx}$  - в бесконечность. Можно показать, что

$$\frac{dC}{dx} \sim C_0 \sqrt{\frac{1+\lambda_s}{x}} \text{ при } x \rightarrow +0,$$

$$\frac{dC}{dx} \sim C_0 \sqrt{\frac{1-\lambda_s}{1-x}} \text{ при } x \rightarrow 1-0.$$

Примечание [п1]: формула

Отсюда следует, что в окрестности точек  $x = 0$  и  $x = 1$  весьма малое изменение независимой переменной  $x$  способно вызвать резкое увеличение функции  $C(x)$ .

Отмеченное обстоятельство может стать источником ошибок при расчете функции износа  $I_{jC}(x)$ , обусловленной изменением скорости  $C$   $j$ -го компрессионного кольца. Дело в том, что зависимость относительного износа  $i_c$  от скорости  $C$  (см. рис. 3.7.) в точке  $C \approx 1$  м/с имеет характерный локальный максимум, который при выборе недостаточно мелкого шага  $\Delta x$  (и, значит, достаточно большого увеличения  $\Delta C$ ) при расчете функции  $I_{jC}(x)$  можно легко «проскочить» и, значит, не получить объективной информации о величине и характере функции износа  $I(x)$  цилиндра. При корректном выборе шага  $\Delta x$  и учете отмеченного обстоятельства при вычислении функции износа  $I(x)$  на графике этой функции появляются характерные «пики» в районе каждого из компрессионных колец в положении поршня в ВМТ и НМТ.

3.3.2.4. Температура стенки цилиндра. Расчет износа гильзы цилиндра производится при использовании не мгновенного значения температуры стенки, а специальным образом осредненного за 4 такта ее значения; при этом во внимание принимается также факт охлаждения наружной поверхности цилиндра проточной жидкостью (как правило, водой). В результате учета отмеченных обстоятельств температура  $t$  стенки цилиндра со стороны газа принимает такой вид:

$$t(\alpha) = \frac{[\alpha_r(\alpha)t_r(\alpha)]_m + \beta t_{\text{ж}}}{[\alpha_r(\alpha)]_m + \beta},$$

где  $t_{\text{ж}}$  - температура охлаждающей жидкости,

$\beta$  – суммарное термическое сопротивление стенки цилиндра (с учетом возможных отложений),

$\alpha_r$  – коэффициент теплоотдачи газов,

$t_r$  – температура газов.

$[f(\alpha)]_m$  – символ операции осреднения, заданной на промежутке  $[0, 4\pi]$  функции угла  $\alpha$  поворота коленчатого вала.

Приведем выражения для входящих в формулу  $t(\alpha)$  величин:

– суммарное термическое сопротивление стенки

$$\beta = \left( \sum_{j=1}^n S_j / \lambda_j + 1 / \alpha_{\text{ж}} \right)^{-1},$$

где  $S_j$ ,  $\alpha_j$ ,  $j = 1, 2, \dots, n$  – толщина стенки цилиндра ( $j = 1$ ) или отложений ( $j = 2, \dots, n$ ) и коэффициент теплопроводности материала стенки ( $j = 1$ ) или отложений ( $j \geq 2$ ),

$n-1$  – общее число отложений,

$\alpha_{\text{ж}}$  – коэффициент теплоотдачи жидкости; если втулка цилиндра гладкостенная (неоребренная), а охлаждающая жидкость – вода при скорости течения  $w = 0,25 \dots 1,5$  м/с, то  $\alpha_{\text{ж}}$  определяется формулой [46]

$$\alpha_{\text{ж}} = 348 + 2088\sqrt{w}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°К});$$

– коэффициент  $\alpha_r$  теплоотдачи газов



$$\alpha_r(\alpha) = 1,12D^{-1/4}C_m^{1/2}[P_r(\alpha)]^{1/3}[t_r(\alpha)]^{1/4},$$

где  $D$  – диаметр поршня,

$C_m$  – средняя скорость поршня ( $C_m = 2C_o/\pi$ ),

$P_r, t_r$  – давление и температура газов в цилиндре;

– температура  $t_r$  газов определяется по уравнению состояния

$$t_r(\alpha) = \frac{t_a}{\varepsilon P_a \beta_x} f_v(\alpha) P_r(\alpha),$$

где  $t_a$  – температура газов в процессе наполнения,

$\beta_x$  – текущий коэффициент изменения мощности, в первом приближении можно принять  $\beta_x = 1,33$ ,

$\varepsilon$  – степень сжатия,

$f_v(\alpha)$  – функция, определенная в пункте 3.3.2.1.;

– операция осреднения “произвольной” функции  $f(\alpha)$ , заданной на промежутке  $[0, 4\pi]$ , определяется соотношениями

$$[f(\alpha)]_m = \frac{1}{4\pi} \int_0^\pi f_\Sigma(\alpha) d\alpha,$$

где  $f_\Sigma(\alpha) = f(\alpha) + f(\pi + \alpha) + f(2\pi + \alpha) + f(3\pi + \alpha)$ .

В каждом из слагаемых в правой части последней формулы величина  $\alpha$  в аргументах функций изменяется в пределах от 0 до  $\pi$ .

3.3.3. Общая схема расчета износа цилиндра. Для расчета значений функции  $I(x)$  износа стенки втулки цилиндра необходимо выполнить следующую последовательность операций:

– в соответствии с рекомендациями и приведенными формулами вычислить параметры расчетного цикла ДВС;

– произвести выбор последовательности значений переменной  $\alpha$ , вычислить давление  $P_r$  газов, скорость  $C$  поршня и осредненную температуру  $t$  стенки цилиндра;

– переопределить значение аргументов перечисленных функций посредством перехода от угловой переменной  $\alpha$  к прямолинейной абсциссе  $x$  точек стенки цилиндра;

– подставив в функции износа  $i_P(P)$ ,  $i_C(C)$  и  $i_t(t)$  значения давления  $P_j$ , скорости  $C_j$  и температуры  $t_j$ , для каждого из компрессионных колец вычислить функции износа  $I_j(x)$ ,  $j = 1, 2, \dots, n_r$  и суммарную функцию  $I(x)$ .

Именно эта последовательность вычислений реализована в программе расчета функции  $I(x)$  с помощью ЭВМ. Текст программы написан на алгоритмическом языке Си в виде совокупности функций таким образом, что позволяет получить:

– все представляющие практический интерес параметры расчетного цикла ДВС;

– мгновенные значения давления и температуры газа, линейной скорости поршня, средней температуры стенки цилиндра в функции от линейного  $x$  или углового  $\alpha$  аргумента;

– значение функции износа отдельно для каждого компрессионного кольца в любом из четырех тактов ДВС при произвольном значении абсциссы  $x$  точки стенки цилиндра;

– значения суммарной функции  $I(x)$  износа от всех колец в отдельном такте или всех четырех тактах сразу;

– интегральные показатели износа

$$M_j = \int_{h_j}^{1+h_j} I_j(x) dx \quad \text{и} \quad M = \int_{h_j}^{1+h_{n_r}} I(x) dx.$$

**Примечание [п2]:** проферит  
ь по автореферату формулу

3.3.4. Иллюстративный расчет. Приведенный расчет, выполненный применительно к судовому дизелю 6ЧН 25/34, имеет своей целью демонстрацию некоторых возможностей разработанной методики вычисления с помощью ЭВМ функции  $I(x)$  износа стенки цилиндра и других представляющих интерес параметров работы двигателя (табл. 3.2, 3.3).

Таблица 3.2

## Исходные данные

Значение величины	Наименование величины	Размерность величины
4	Тактность ДВС	
8,314	Газовая постоянная	Дж/моль·К
400	Эффективная мощность	кВт
500	Частота вращения вала	1/мин
0,103	Давление окружающей среды	МПа
290	Температура окружающей среды	К
0,17	Давление наддува	МПа
	Состав топлива:	
0,877	углерод	кг/кг
0,12	водород	кг/кг
0,002	сера	кг/кг
0,001	кислород	кг/кг
42170	Низшая теплотворная способность топлива	кДж/кг
0,17	Радиус кривошипа	м
0,69	Длина шатуна	м
0,25	Диаметр поршня	м
0,34	Ход поршня	м
0,048	Удаление 1-го кольца от днища поршня	м
0,061	Удаление 2-го кольца от днища поршня	м
0,074	Удаление 3-го кольца от днища поршня	м
0,006	Ширина колец	м
0,8	Коэффициент давления газов на 1-е кольцо	
0,2	Коэффициент давления газов на 2-е кольцо	
0,08	Коэффициент давления газов на 3-е кольцо	
0,2	Давление от сил упругости кольца	МПа
0,012	Толщина стенки цилиндра	м
58,4	Коэффициент теплопроводности стенки	Вт/м·К

Продолжение таблицы 3.2

Значение величины	Наименование величины	Размерность величины
360	Температура охлаждающей жидкости	К
1,2	Скорость охлаждающей жидкости	м/с
1,5	Коэффициент избытка воздуха	
1,15	Коэффициент продувки	
0,03	Коэффициент остаточных газов	
0,75	Коэффициент использования тепла в точке $z$	
0,9	Коэффициент использования тепла в точке $b$	
14	Степень сжатия	
1,5	Степень повышения давления	
15	Подогрев заряда от стенок цилиндра	К
0	Доля хода поршня, потерянная на продувку	
0,90	Механический КПД двигателя	
0,75	Адиабатический КПД компрессора	
0,004	Потеря давления в воздухоохладителе	МПа
26	Снижение температуры в воздухоохладителе	К
830	Температура остаточных газов	К
1,6	Показатель политропы сжатия в компрессоре	

Таблица 3.3

## Промежуточные расчетные величины

Значение величины	Наименование величины	Размерность величины
349,9	Температура воздуха за компрессором	К
323,9	Температура воздуха перед двигателем	К
353,2	Температура заряда к концу процесса наполнения	К
0,166	Давление воздуха перед двигателем	МПа
0,161	Давление заряда к концу процесса наполнения	МПа

Продолжение таблицы 3.3

Значение величины	Наименование величины	Размерность величины
0,9301	Коэффициент наполнения	
1,369	Средний показатель политропы сжатия	
5,969	Давление в конце сжатия	МПа
935,4	Температура в конце сжатия	К
0,03003	Приращение объема продуктов сгорания	Кмоль
0,491	Теоретическое кол-во воздуха для сгорания	Кмоль/кг
0,7365	Действительное кол-во воздуха для сгорания	Кмоль/кг
1,041	Химический коэффициент молекулярного изменения	
1,04	Действительный коэффициент молекулярного изменения	
0,8333	Доля топлива, сгоревшая в точке $z$	
1,033	Коэффициент молекулярного изменения в точке $z$	
21,64	Средняя мольная изохорная теплоемкость в точке $c$	кДж/ (Кмоль·К)
2054	Максимальная температура сгорания	К
8,954	Максимальное давление сгорания	МПа
1,512	Степень предварительного расширения	
9,26	Степень последующего расширения	
26,38	Средняя мольная изохорная теплоемкость в точке $z$	кДж/ (Кмоль·К)
1,201	Средний показатель политропы расширения	
0,3646	Безразмерное положение поршня в точке $z$	
0,2464	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	
1,185	Угол поворота кривошипа в точке $z$	Рад
0,6177	Давление в конце процесса расширения	МПа
1312	Температура в конце процесса расширения	К
1,446	Теоретическое среднее индикаторное давление	МПа
1,388	Действительное среднее индикаторное давление	МПа
0,2018	Индикаторный удельный расход топлива	кг/(кВт·ч)

## Продолжение таблицы 3.3

Значение величины	Наименование величины	Размерность величины
0,423	Индикаторный КПД	
1,249	Среднее эффективное давление	МПа
0,2691	Удельный эффективный расход топлива	кг/(кВт·ч)
0,3807	Эффективный КПД двигателя	
2635	Коэффициент теплоотдачи охлаждающей жидкости	Вт/м·К
1710	Суммарное термическое сопротивление стенки	Вт/м·К
5,667	Средняя скорость поршня	м/с
8,901	Амплитудное значение скорости поршня	м/с

Графические зависимости расчетных параметров представлены на рис. 3.9-3.15.

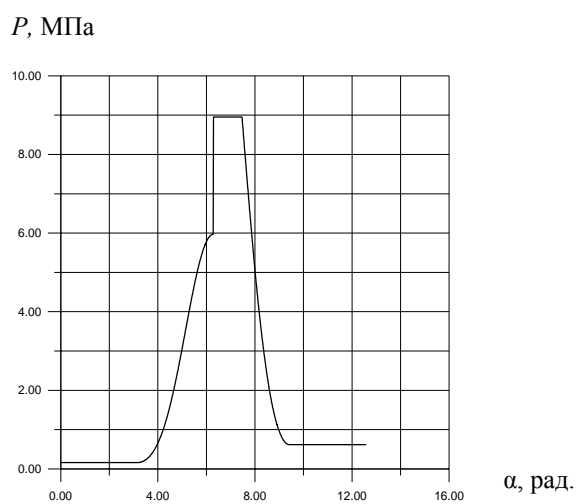


Рис. 3.9. Теоретическая зависимость давления газов в цилиндре от угла поворота коленчатого вала

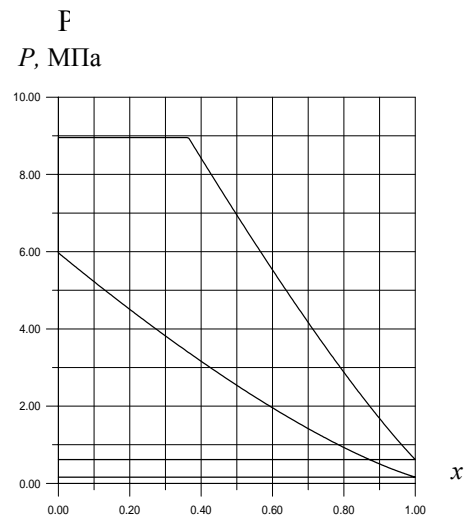


Рис. 3.10. Зависимость давления в цилиндре от относительного перемещения поршня (теоретическая индикаторная диаграмма)

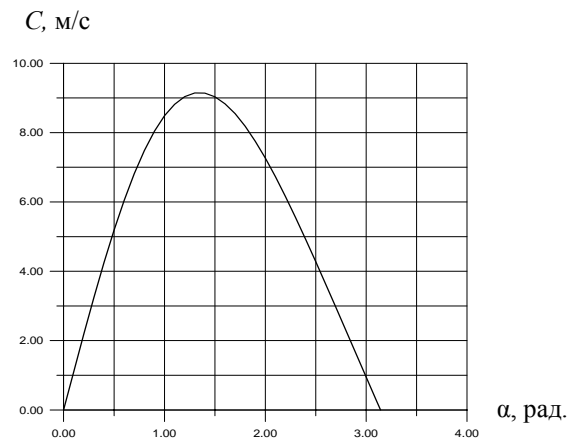


Рис. 3.11. Изменение скорости движения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала

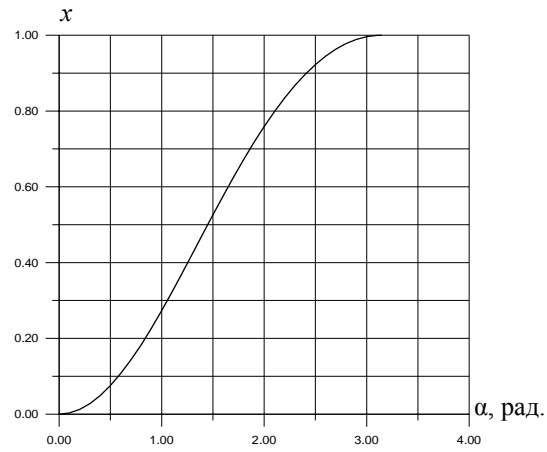


Рис. 3.12. Относительное перемещение поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала

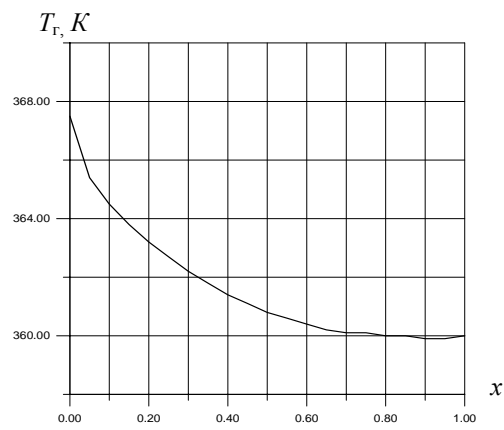


Рис.3.13. Значение средней температуры стенки цилиндра в зависимости от относительного перемещения поршня



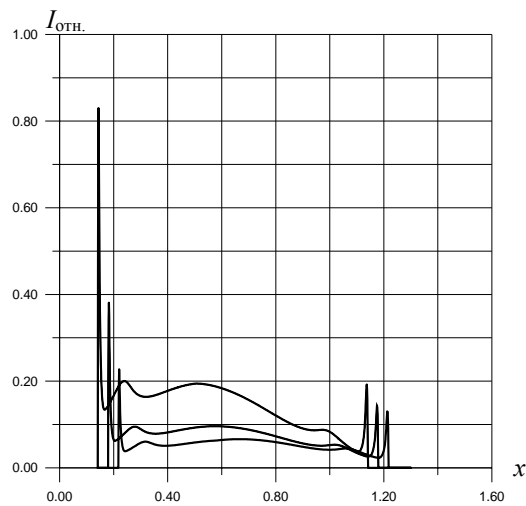


Рис.3.14. Износ цилиндра от трения 1-го, 2-го и 3-го поршневых колец

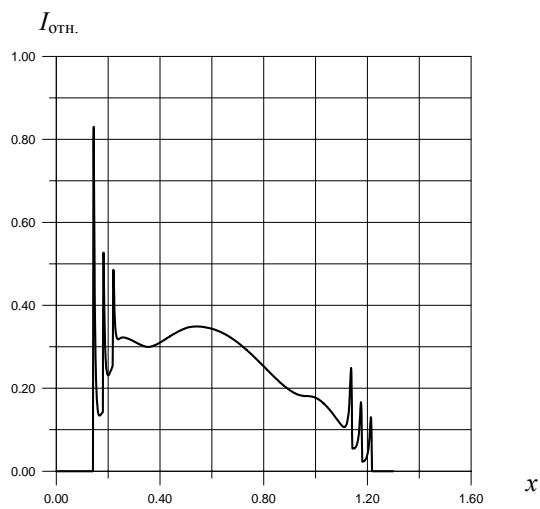


Рис. 3.15. Значение суммарного износа зеркала цилиндра от действия 3-х компрессионных колец, в зависимости от относительного перемещения поршня