

ОСНОВЫ ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Основные кинематические соотношения (рис. 1). Основными конструктивными параметрами КШМ (кривошипно-шатунного механизма) являются: радиус кривошипа R и постоянная механизма $\lambda = R/L$ (где L - длина шатуна).

У судовых двигателей величина λ лежит в довольно узких пределах - от 0,2 (1/5) до 0,28 (1/3,5), меньшие значения λ (от 1/5 до 1/4) относятся к мало- и среднеоборотным двигателям, а большие (от 1/4 до 1/3,5) - к высокооборотным. В малооборотных длинноходовых двигателях в связи с увеличением хода поршня резко увеличился радиус кривошипа R , что привело к существенному увеличению λ - 0,45 (1/2,2) - двигатель S-МС.

Перемещение поршня происходит от ВМТ до НМТ и обратно. Если принять за начало отсчета положение поршня в ВМТ ($\alpha = 0^\circ$), то проходимый им путь (S) в функции угла поворота кривошипа α :

$S = R(1 - \cos\alpha + \lambda/2 \cdot \sin^2\alpha)$ (1), где R - радиус кривошипа.

$$\alpha=0^\circ \quad S=R \cdot (1-1+\lambda/2 \cdot 0)=0$$

$$\alpha=45^\circ \quad S=R \cdot (1-0.707+0.45/2 \cdot 0.707^2)=0.405R$$

$$\alpha=90^\circ \quad S=R \cdot (1-0+0.45/2 \cdot 1)=0.775R$$

$$\alpha=135^\circ \quad S=R \cdot (1-(-0.707)+0.45/2 \cdot 0.707^2)=1.82R$$

$$\alpha=180^\circ \quad S=R \cdot (1-(-1)+\lambda/2 \cdot 0)=2R$$

Скорость поршня C (м/с) пропорциональна угловой скорости вала ($\omega = \pi n / 30$) и является функцией угла α :

$$C = R\omega (\sin\alpha + \lambda / 2 \sin 2\alpha) \quad (2)$$

Из формулы (2) видно, что изменение скорости поршня подчиняется синусоидальному закону. Так, при $\alpha = 0^\circ$ скорость равна нулю, а при α , близком к 90° , она достигает максимума.

Ее среднее значение за один оборот

$$C_m = 2S_n / 60 = S_n / 30 \text{ м / с} \quad (3),$$

где S - ход поршня, м.

$$\text{Ускорение поршня, м/с}^2 \quad a = R\omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (4)$$

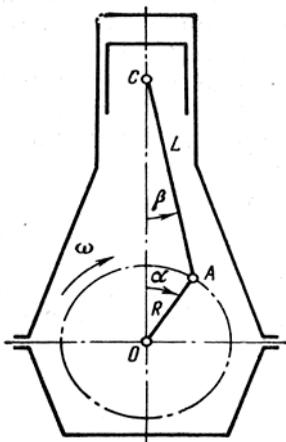


Рис. 1. Кинематическая схема КШМ

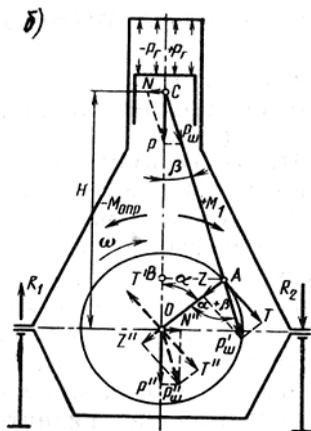


Рис. 2. Силы в КШМ сила $P=P_2+P_j$

где ω - угловая скорость (также переменна).

Максимальные значения ускорение приобретает в мертвых точках поршня, когда скорость его равна нулю; если же скорость достигает максимума, ускорение становится равным нулю.

Силы, действующие в КШМ. Разложение сил N, Z, T

Введение. Кривошипно-шатунный механизм во время работы двигателя подвергается действию сил давления газов в цилиндре P_r , сил инерции поступательно движущихся масс механизма движения P_j , массы шатунно-поршневой группы (P_M), атмосферного давления на поршень со стороны картера ($P_{атм}$) и давления наддувочного воздуха в подпоршневой полости цилиндра ($P_{пп}$), трения в звеньях механизма ($P_{тр}$). Последние три силы относительно невелики, и их влиянием можно пренебречь. При рассмотрении оставшихся сил (P_r и P_j) условимся считать их положительными, если они способствуют движению поршня вниз, и отрицательными, если они препятствуют этому

движению. На диаграмме сил положительные силы будем

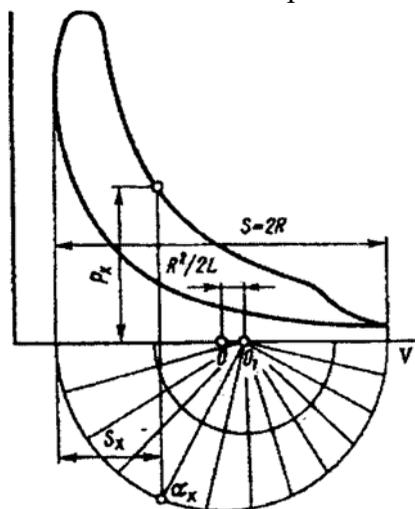


Рис. 3. К перестроению индикаторной диаграммы из координат p - v в координаты p - α п.к.в.

откладывать вверх от оси абсцисс, а отрицательные - вниз.

Сила давления газов (рис. 2) приложена к поршню и действует вдоль оси цилиндра. Давление газов $p_r = P_r/F_{\text{п}}$ переменного значения, закон его изменения определяется из индикаторной диаграммы, перестроенной с применением метода А.Ф. Брикса (учитывающего влияние на ход поршня конечной длины шатуна) из координат давление-ход поршня в координаты давление - угол поворота кривошипа (см. рис. 3). Для этого проведем полуокружность радиусом $R=S/2$. От точки O в сторону расположения коленчатого вала (к НМТ), отложим в масштабе чертежа поправку Брикса, см.: $OO_1 = R^2/2L$, где L - длина шатуна. Теперь из точки O_1 проведем полуокружность произвольного радиуса. Разделим ее на любое число равных частей (обычно одно деление принимается равным 10 или 15°). Из точки O_1 через точки деления проведем лучи до пересечения с полуокружностью радиуса R . Проекции точек пересечения на ось абсцисс определяют пути поршня, соответствующие углам поворота кривошипа. Проведя через эти точки вертикали до пересечения с контурами индикаторной диаграммы, найдем значения сил давления газов (p_x) соответствующие углам поворота коленчатого вала.

откладывать вверх от оси абсцисс, а отрицательные - вниз.

Сила давления газов

(рис. 2) приложена к поршню и действует вдоль оси цилиндра. Давление газов $p_r = P_r/F_{\text{п}}$ переменного значению, закон его изменения определяется из индикаторной диаграммы, перестроенной с применением метода А.Ф.

Брикса (учитывающего влияние на ход поршня конечной длины шатуна) из

координат давление-ход поршня в координаты давление - угол поворота кривошипа (см. рис. 3). Для этого проведем полуокружность радиусом $R=S/2$. От точки O в сторону расположения коленчатого вала (к НМТ), отложим в масштабе чертежа поправку Брикса, см.: $OO_1 = R^2/2L$, где L - длина шатуна. Теперь из точки O_1 проведем полуокружность произвольного радиуса. Разделим ее на любое число равных частей (обычно одно деление принимается равным 10 или 15°). Из точки O_1 через точки деления проведем лучи до пересечения с полуокружностью радиуса R . Проекции точек пересечения на ось абсцисс определяют пути поршня, соответствующие углам поворота кривошипа. Проведя через эти точки вертикали до пересечения с контурами индикаторной диаграммы, найдем значения сил давления газов (p_x) соответствующие углам поворота коленчатого вала.

Полученные данные используются для построения развернутой индикаторной диаграммы в функции угла п.к.в. Длина диаграммы должна соответствовать 720° для 4-х тактных двигателей и 360° для 2-х тактных.

Сила инерция поступательно движущихся масс

Эта сила определяется как произведение поступательно движущейся массы $M_{\text{п}}$ на ускорение поршня a , взятое с обратным знаком (так как направление сил обратно направлению ускорений):

$$P_j = -M_{\text{п}}a \quad (5),$$

где $M_{\text{п}} = G_{\text{п}} / g$ масса поступательно движущихся частей, кг; $G_{\text{п}}$ - суммарный вес поступательно движущихся частей, г $= 9,81$ - ускорение свободного падения м/с^2 .

Суммарный вес поступательно-движущихся частей $G_{\text{п}}$ складывается из веса комплекта поршня $G_{\text{пор}}$ и веса части шатуна $G_{\text{шп}}$. В крещкопфных двигателях к $G_{\text{п}}$ относят также вес штока и крещкопфа $G_{\text{кр}}$.

Таким образом: $G_{\text{п}} = G_{\text{пор}} + G_{\text{шп}} + G_{\text{кр}}$, где $G_{\text{шп}} \cong 0,4G_{\text{ш}}$ - часть веса шатуна, участвующая в поступательном движении. Остальная часть $G_{\text{шв}} \cong 0,6G_{\text{ш}}$ участвует во вращательном движении.

Для удобства дальнейших расчетов в уравнения сил инерции вводим массу, отнесенную к площади поршня $m_{\text{п}} = M_{\text{п}} / F_{\text{п}}$. Это дает возможность силы инерции привести к одной размерности с давлением газов.

После замены ускорения a в формуле (5) на его выражение из (4)

$$a = R\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha) \text{ получим:} \\ P_j = -m_{\text{п}} R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda\cos 2\alpha) \quad (6)$$

Как видно из полученного выражения, сила инерции P_j , как и $P_{\text{г}}$, переменна и зависит от угла поворота кривошипа. Она приложена к центру головного соединения и направлена по оси цилиндра.

Задаваясь рядом значений α , можно определить мгновенные значения силы инерции и по ним построить кривую сил

инерции (рис. 4). Более удобным является графический способ, описание которого можно найти в методических руководствах по расчету двигателей.

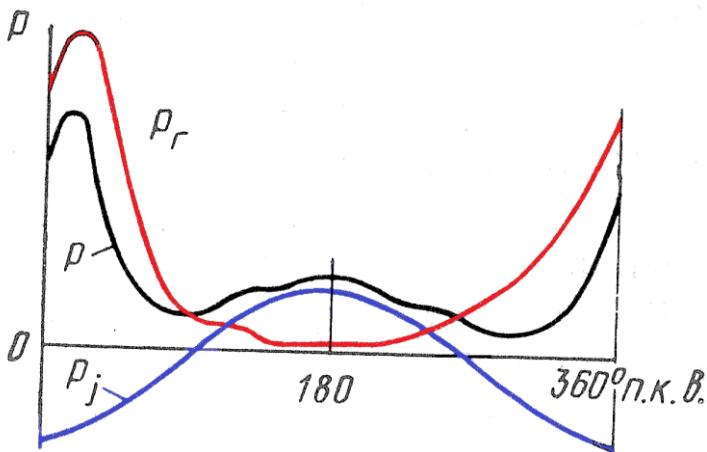


Рис. 4. Развернутая диаграмма сил P_g , P_j и P

Суммарная сила P представляет собой алгебраическую сумму сил действия газов P_g и инерции поступательно движущихся масс P_j . Кривая этой силы, характеризующая ее изменение в течение цикла, может быть получена путем суммирования ординат кривых P_g и P_j с учетом их знака, построенных для двухтактного двигателя на базе 360° п. к. в. (см. рис. 4) и для четырехтактного на базе 720° п. к. в.¹

¹ Здесь и далее силы P_g , P_j , N , T , Z приняты условно, так как фактически они приведены к единице площади поршня и имеют размерность Н/м^2 .

Суммарная сила P , как и ее составляющие, приложена к центру головного соединения и действует вдоль оси цилиндра. Она может быть разложена на две составляющие (рис. 2) силу, действующую по оси шатуна, $P_{\text{ш}} = P/\cos\beta$, и силу, перпендикулярную оси цилиндра, $N = P/\text{tg}\beta$.

Если принять $\text{tg}\beta = \lambda \sin\alpha$ ввиду малости угла α , поскольку $\sin\beta = \lambda \sin\alpha$ (из рассмотрения треугольников CAB и OBA), то

$$N = P \lambda \sin\alpha. \quad (7)$$

Сила N (нормальная сила) прижимает тронковую часть поршня к стенке цилиндра (в тронковом двигателе) или ползун крещкопфа к его направляющей (в крещкопфном двигателе). Сила переменна по направлению, этим объясняется происходящая при работе двигателя перекладка поршня и ползуна крещкопфа с борта на борт.

Сила $P_{ш}$, действующая по оси шатуна, сжимает его стержень. Перенесем силу $P_{ш}$ по линии ее действия в центр кривошипной шейки (точка А) и разложим ее на две составляющие:

тангенциальную силу, касательную к окружности, описанной радиусом R ,

$$T = P_{ш} \sin(\alpha + \beta) = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \quad (8)$$

и **радиальную силу**, направленную по радиусу кривошипа,

$$Z = P_{ш} \cos(\alpha + \beta) = P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \quad (9)$$

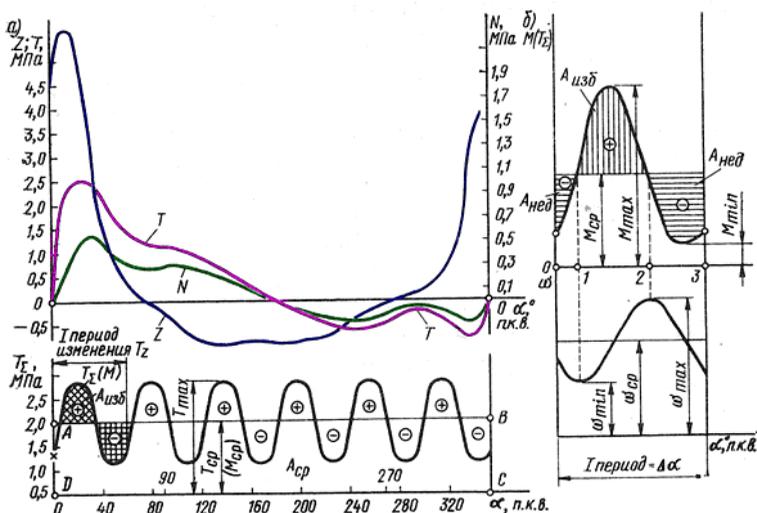


Рис. 5 Кривые сил нормальной N , радиальной R , тангенциальной T , T_z , крутящего момента $M(T_z)$, угловой скорости ω

На основании выражений (7-9) можно построить кривые N , Z и T в функции угла поворота кривошипа (рис. 5). Нормальная, радиальная и тангенциальная силы непостоянны и в пределах каждого рабочего цикла принимают как положительные, так и отрицательные значения. Отсюда переменны и вызываемые ими нагрузки в элементах конструкции двигателей.

Крутящий и опрокидывающий моменты

Перенесем радиальную силу Z (см. рис. 2) по направлению ее действия в центр коленчатого вала O и приложим одновременно к центру вала две взаимно противоположные и равные силы T' и T'' параллельные и равные в свою очередь тангенциальной силе T . Силы T и T' образуют пару сил (с плечом R), момент которой, называемый **крутящим моментом**, приводит во вращение коленчатый вал:

$$M_{\omega} = TF_n R = P \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} F_n R \quad (10)$$

где F_n - площадь поршня (в формулу включена в связи с тем, что сила P относится к 1 см^2 площади поршня).

Поскольку тангенциальная сила непостоянна, то изменяется и вызываемый ею крутящий момент. Кривую T (см. рис.5) на основании выражения (10) можно рассматривать и как кривую M_{ω} одного цилиндра, только масштаб оси ординат будет иным. Сложение сил Z'' и T'' (см. рис. 2) дает равнодействующую силу P''_{ω} , нагружающую рамовые подшипники коленчатого вала.

$$P''_{\omega} = P_{\omega}' = P_{\omega} = P / \cos\beta$$

Разложим силу P''_{ω} на две составляющие - горизонтальную N'' и вертикальную P'' :

$$P'' = P''_{\omega} \cos\beta = (P / \cos\beta) \cos\beta = P$$

$$N'' = P''_{\omega} \sin\beta = (P / \cos\beta) \sin\beta = P \operatorname{tg}\beta = N, \text{ напомним, что } \sin\beta \approx \operatorname{tg}\beta$$

Равные по значению силы N и N'' передаются остову двигателя и образуют пару сил с плечом H . Эта пара сил стремится повернуть двигатель вокруг продольной оси в сторону, противоположную вращению коленчатого вала.

Создаваемый ими момент называется **опрокидывающим моментом**, (Нм)

$$M_{опр} = -NF_n H \quad (11)$$

который численно равен крутящему моменту M_u , но направлен в противоположную сторону: $M_{опр} = -M_u$, (см. рис.2).

Опрокидывающий момент, будучи приложенным к остову двигателя, передается опорам фундамента, вызывая в них реакции R_1 и R_2 , которые могут быть определены из равенства внешнего реактивного момента:

$$\begin{aligned} M_R = R_{1,2} l_\phi = M_{опр} \text{ откуда} \\ R_{1,2} = M_{опр} / l_\phi, \end{aligned} \quad (12)$$

где l_ϕ - расстояние между опорами, м.

Таким образом, *фундамент двигателя испытывает действие периодически меняющейся силы инерции поступательно движущихся масс, воспринимает переменный опрокидывающий момент и нагружается весом двигателя.*

До сих пор рассматривались силы и моменты, возникающие в пределах одного цилиндра. В многоцилиндровом двигателе коленчатый вал воспринимает и передает **суммарный крутящий момент всех цилиндров**, мгновенные значения которого

$$M = T_\Sigma F_n R, \quad (13)$$

где T_Σ - мгновенное суммарное касательное усилие (см. рис.5), условно приложенное к фланцу коленчатого вала на радиусе R

Для нахождения усилия T_Σ необходимо суммировать через $10-15^\circ$ значения сил T всех цилиндров. На основе полученных данных строят кривую $T_\Sigma = f(\alpha)$.

Для многоцилиндрового двигателя эта кривая представляет собой периодическую функцию с периодом, равным углу заклинивания кривошипов вала. Планиметрирование площади под ней на протяжении **одного периода** позволяет установить среднюю тангенциальную

силу, равную отношению площади к длине одного периода и определяющую средний крутящий момент двигателя, N_m ,

$$M_{cp} = T_{cp} F_{II} R \quad (14)$$

или

$$M_{cp} = 9550 \frac{N_i}{n} \quad (15)$$

где N_i - мощность двигателя, кВт; n - частота его вращения, 1/мин.

Литература

Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2010.- 382 с Стр. 162-163