

Э. М. Жарнов

## ОЦЕНОЧНЫЕ ИЗМЕРИТЕЛИ ВИБРОАКТИВНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

При решении ряда практических задач, связанных с оценкой виброактивности поршневых двигателей и выбором рациональных способов борьбы с вибрациями, возникает необходимость перехода от действующих на двигатель возмущающих сил к вибрациям.

Чтобы выделить действие возмущающих сил на вибрацию двигателя, надо исключить влияние его подвески. Поэтому измерителями виброактивности могут служить лишь равновесные амплитуды смещений свободно висящего в пространстве двигателя, когда у него отсутствуют какие-либо внешние связи.

При малых колебаниях двигателя как абсолютно жесткого тела положение его в пространстве относительно неподвижных координатных осей  $x_1y_1z_1$  (рис. 1) может быть определено шестью координатами: тремя линейными перемещениями  $s_x, s_y, s_z$  точки  $O_2$ —начала отсчета подвижной системы координат  $x_2y_2z_2$  и тремя углами  $\Theta, \psi, \varphi$ , характеризующими вращение остова двигателя.

Чтобы равновесные амплитуды могли служить оценочными измерителями виброактивности разных типов поршневых двигателей, следует при действии возмущающих сил вычислять три линейные амплитуды перемещения его центра масс  $s_x^a, s_y^a, s_z^a$  и три амплитудных значения угла  $\Theta^a, \psi^a, \varphi^a$  вращения подвижной системы координат, жестко связанной с остовом двигателя, относительно неподвижной.

Методику вычисления равновесных амплитуд удобнее рассмотреть на примере наиболее простого случая — одноцилиндрового двигателя, поскольку он является элементом многоцилиндровых двигателей. Равновесные амплитуды многоцилиндровых двигателей будут вычисляться аналогично, но с учетом их уравновешенности, которая зависит от периодичности вспышек, числа и расположения цилиндров.

На установившемся режиме работы вибрации одноцилиндрового двигателя вызываются периодически изменяющимися силами: газовыми и инерционными от возвратно-поступательно движущихся

ся масс и от дисбаланса вращающихся деталей. Направление, место и плоскость приложения, величина и закон изменения возмущающих сил и моментов достаточно хорошо изучены [1, 2, 3, 4, 5, 6].

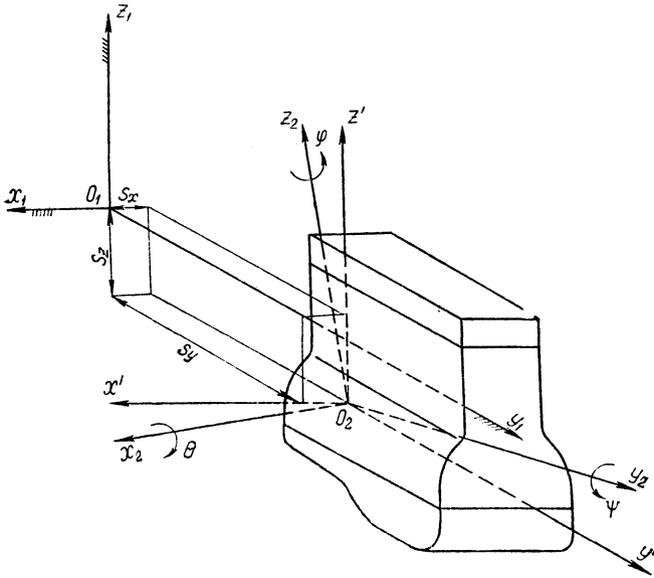


Рис. 1. Системы координат, определяющие положение вибрирующего двигателя как твердого тела в пространстве.

На рис. 2 приведена система координат  $x_2y_2z_2$  с началом  $O_2$  в центре масс двигателя, причем ось  $O_2z_2$  совпадает с осью цилинд-

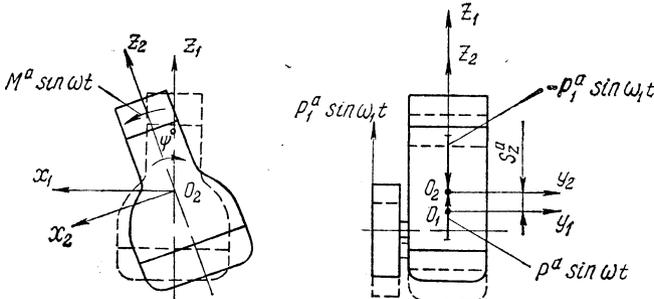


Рис. 2. Системы координат и схемы действия возмущающих сил и моментов на свободно висящий в пространстве двигатель.

ров, а ось  $O_2y_2$  параллельна оси коленчатого вала. Для упрощения перехода от системы подвижных координат  $x_2y_2z_2$  к системе непод-

вижных координат  $x_1 y_1 z_1$  выбираем начало ее  $O_2$  в центре масс двигателя в момент его покоя, как это показано пунктиром.

Если приложить к двигателю, свободно висящему в пространстве, гармонически изменяющуюся возмущающую силу или момент, то он будет совершать вынужденные гармонические вибрации, частота которых соответствует частоте воздействия.

При действии возмущающей силы  $P^a \sin \omega t$ , приложенной в центре масс двигателя и направленной вдоль оси  $O_1 x_1$  (см. рис. 2), значение линейной амплитуды  $s_z^a$  может быть найдено из условия равенства амплитуд возмущающей силы и инерционной силы, приобретаемой массой двигателя  $M_{дв}$  при вибрациях, т. е.

$$P^a = s_z^a M_{дв} \omega^2, \quad (1)$$

где  $\omega$  — круговая частота изменения возмущающей силы.

Возможны случаи, когда возмущающая сила параллельна одной из координатных осей, но точка ее приложения находится не в центре масс, а сама сила лежит либо в одной из координатных плоскостей, либо вне их.

В первом случае возмущающая сила  $P_1^a \sin \omega_1 t$  вызовет линейные вибрации центра масс двигателя в направлении, параллельном линии действия этой силы, и угловые вибрации его относительно центра масс в плоскости ее действия. Равновесные амплитуды при этом можно определить, приложив в центре масс двигателя две равные и противоположно направленные силы  $P_1^a \sin \omega_1 t$  и  $-P_1^a \sin \omega_1 t$ . Тогда на двигатель будет действовать возбуждающий момент, амплитудное значение которого

$$M_1^a = P_1^a l,$$

где  $l$  — расстояние от точки приложения силы до центра масс двигателя;  $P_1^a$  — сила, приложенная в центре масс.

Во втором случае возмущающая сила вызовет вибрации центра масс двигателя по линии, параллельной направлению ее действия, и угловые вибрации двигателя вокруг двух осей, не параллельных данной силе. Равновесные амплитуды могут быть найдены аналогично предыдущему.

Таким образом, приложение возмущающей силы не в центре масс двигателя вызывает взаимосвязь между линейными и угловыми вибрациями.

Амплитуды угловых вибраций  $\psi^a$  при действии возмущающего момента  $M^a \sin \omega t$ , действующего в плоскости  $x_2 O_2 z_2$ , определяются из соотношения

$$M_1^a = \psi^a I_{x_2} \omega^2, \quad (2)$$

где  $I_{x_2}$  — момент инерции двигателя относительно оси  $O_2 x_2$ .

Используя выражения (1) и (2), вычислим равновесные амплитуды двигателя в зависимости от вида возмущающего воздействия.

Равновесная амплитуда угловых вибраций двигателя под действием  $k$ -й гармонической составляющей опрокидывающего момента от газовых сил с амплитудой

$$M_{\Gamma k}^a = \frac{V_h}{2} t_{\Gamma k}^a,$$

где  $V_h$ ,  $t_{\Gamma k}^a$  — соответственно рабочий объем цилиндра и гармонический коэффициент  $k$ -го порядка, зависящий от величины среднего индикаторного давления  $p_i$  [1], равна

$$\begin{aligned} \psi_{\Gamma k}^a &= \frac{\frac{V_h}{2} t_{\Gamma k}^a}{I_{y_2} k^2 \omega^2} = \frac{V_h t_{\Gamma k}^a g}{2M_{\text{дв}} r_{y_2}^2 k^2 n^2 \frac{\pi^2 g}{900}} = \\ &= \frac{g t_{\Gamma k}^a}{2 \frac{G_{\text{дв}}}{V_h} r_{y_2}^2 k^2 \frac{\pi^2}{900} n^2} = \frac{t_{\Gamma k}^a}{2b g_l r_{y_2}^2 k^2 n^2}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $I_{y_2} = M_{\text{дв}} r_{y_2}^2$  — момент инерции относительно оси  $O_2 y_2$  (здесь  $r_{y_2}$  — радиус инерции двигателя);  $g$  — ускорение свободного падения;  $\omega = \frac{\pi n}{3}$  (здесь  $n$  — число оборотов коленчатого вала в минуту);  $b = \frac{\pi^2}{900g}$ ;  $G_{\text{дв}}$  и  $g_l = \frac{G_{\text{дв}}}{V_h}$  — соответственно вес и литровый вес двигателя.

Из выражения (3) следует, что при прочих равных условиях увеличение порядка гармонических составляющих и числа оборотов двигателя приводит к уменьшению значений угловой равновесной амплитуды  $\psi_{\Gamma k}^a$ .

На величину  $\psi_{\Gamma k}^a$  большое влияние оказывает не нагрузочный режим, а скоростной, так как увеличение нагрузки от режима холостого хода до номинального значения приводит к возрастанию  $t_{\Gamma k}^a$  в два-три раза [1, 3, 4, 5], тогда как обороты могут изменяться в более широких пределах.

Амплитудное значение инерционной силы  $k$ -го порядка возвратно-поступательно движущихся масс  $m_j$  [4, 5]

$$P_{jk}^a = j_{pk}^a m_j R \omega^2 = j_{pk}^a \cdot \frac{D_j}{g} \omega^2,$$

где  $D_j = m_j R g$  — величина условного дисбаланса от возвратно-поступательно движущихся частей;  $j_{pk}^a$  — коэффициент ам-

плитудного значения инерционного ускорения поршня  $k$ -го порядка.

Под действием силы  $P_{jk}^a$ , приложенной в центре масс двигателя, равновесная амплитуда линейного перемещения центра масс

$$s_{jk}^a = \frac{j_{pk}^a \frac{D_j}{g} \omega^2}{M_{дв} k^2 \omega^2} = \frac{j_{pk}^a}{k^2} \cdot \frac{D_j}{G_{дв}} = c_k r_j, \quad (4)$$

где  $c_k = \frac{j_{pk}^a}{k^2}$  — коэффициент пропорциональности;

$r_j = \frac{D_j}{G_{дв}}$  — приведенный радиус возвратно-поступательно движущихся масс двигателя.

Из формулы (4) видно, что у рассматриваемого двигателя равновесная амплитуда  $s_{jk}^a$  является величиной постоянной, не зависящей от скоростного режима его работы. При возрастании порядка гармоник величина  $s_{jk}^a$  уменьшается, поскольку убывает  $c_k$ .

Равновесная амплитуда линейного вибро смещения двигателя под действием приложенной в центре масс центробежной силы  $P_{ц}^a = \frac{D_{ц}}{g} \omega^2$ , вызываемой дисбалансом  $D_{ц}$ :

$$s_{ц}^a = \frac{\frac{D_{ц}}{g} \omega^2}{M_{дв} \omega^2} = \frac{D_{ц}}{G_{дв}} = r_{ц}, \quad (5)$$

где  $r_{ц}$  — приведенный радиус неуравновешенных вращающихся масс.

Таким образом, при  $D_{ц} = \text{const}$  равновесная амплитуда  $s_{ц}^a$  является величиной постоянной, не зависящей от скоростного режима работы двигателя.

Если инерционные силы  $P_{jk}^a$  и  $P_{ц}^a$  расположены вне центра масс двигателя в координатной плоскости параллельно одной из осей, то на двигатель относительно центра масс будут действовать моменты, амплитудные значения которых равны

$$M_{jk}^a = P_{jk}^a l_j, \quad M_{ц}^a = P_{ц}^a l_{ц},$$

где  $l_j$ ,  $l_{ц}$  — расстояния от точки приложения соответствующей силы до координатной оси, параллельной этой силе.

Равновесная угловая амплитуда, вызываемая действием инерционного момента  $M_{jk}^a$ :

$$\Theta_{jk}^a = \frac{P_{jk}^a l_j}{I_{x_2} k^2 \omega^2} = \frac{j_{pk}^a \frac{D_j}{g} \omega^2 l_j}{M_{дв} r_{x_2}^2 k^2 \omega^2} = C_k r_j \frac{l_j}{r_{x_2}^2}, \quad (6)$$

где  $I_{x_2} = M_{дв} r_{x_2}^2$ , а  $r_{x_2}$  — радиус инерции двигателя.

Соответственно угловая амплитуда от момента  $M_{ц}^a$ :

$$\Theta_{ц}^a = \frac{P_{ц}^a I_{ц}}{I_{x_2} \omega^2} = \frac{\frac{D_{ц}}{g} \omega^2 I_{ц}}{M_{дв} r_{x_2}^2 \omega^2} = r_{ц} \frac{I_{ц}}{r_{x_2}^2}. \quad (7)$$

Из выражений (6) и (7) следует, что угловые амплитуды вибраций двигателя  $\Theta_{jk}^a$  и  $\Theta_{ц}^a$  не зависят от скоростного режима его работы, а величины их определяются лишь параметрами двигателя  $r_j$ ,  $r_{ц}$ ,  $r_x$  и координатами приложения сил  $l_j$  и  $l_{ц}$ . Кроме того, величина  $\Theta_{jk}^a$  зависит от порядка гармонической составляющей.

Если инерционные силы  $P_{jk}^a$  и  $P_{ц}^a$  не лежат в координатных плоскостях, но параллельны какой-либо координатной оси, то равновесные угловые амплитуды следует вычислять относительно двух осей по формулам, аналогичным (6) и (7).

Равновесная амплитуда угловых вибраций от действия суммарного  $k$ -го гармонического инерционного опрокидывающего момента [4]  $M_{jk}^a = \frac{D_j}{g} |B_k| R \omega^2$ , где  $B_k$  — коэффициент ряда, вычисляется по формуле

$$\psi_{jk}^a = \frac{\frac{D_j}{g} |B_k| R \omega^2}{I_{y_2} k^2 \omega^2} = \frac{D_j |B_k| R}{G_{дв} r_{y_2}^2 k^2} = C_k r_j \frac{R}{r_{y_2}^2}, \quad (8)$$

где  $C_k = \frac{|B_k|}{k^2}$  — коэффициент пропорциональности.

Величина  $\psi_{jk}^a$  зависит от порядка гармонической составляющей и параметров  $r_j$ ,  $R$ ,  $r_{y_2}$  двигателя и не зависит от скоростного режима его работы.

Рассмотрим условие равенства амплитуд  $\psi_{rk}^a$  и  $\psi_{jk}^a$  гармоник  $k$ -го порядка. Из выражений (3) и (8) находим

$$\frac{t_{rk}^a}{2b \frac{G_{дв}}{V_h} r_{y_2}^2 k^2 n^2} = \frac{|B_k| R D_j}{G_{дв} r_{y_2}^2 k^2},$$

откуда после необходимых преобразований, учитывая, что  $V_h = \frac{1}{2} R F_n$ , где  $F_n$  — площадь поршня, получаем

$$\frac{|B_k|}{B} d_j = \frac{t_{rk}^a}{n^2}, \quad (9)$$

где  $d_j = \frac{D_j}{F_n}$  — условный удельный дисбаланс, создаваемый весом  $G_j$  возвратно-поступательно движущихся масс.

В зависимости от величины условного удельного дисбаланса двигателя и его режима работы, помимо равенства (9), можно представить следующие два случая:

$$\begin{aligned} \frac{|B_k| d_j}{b} &< \frac{t_{rk}^a}{n^2}, \\ \frac{|B_k| d_j}{b} &> \frac{t_{rk}^a}{n^2}. \end{aligned} \quad (10)$$

В первом случае превалируют опрокидывающие моменты от газовых сил, во втором — инерционные опрокидывающие моменты.

Динамическая составляющая неуравновешенных вращающихся масс двигателя создает момент с амплитудой  $M_{д.ц}^a = P_{ц}^a l_k$  ( $l_k$  — расстояние между корректировочными плоскостями), который вызывает вибрацию в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:  $y_2 O_2 z_2$  и  $x_2 O_2 y_2$ .

Равновесная амплитуда угловых вибраций в плоскости  $y_2 O_2 z_2$ :

$$\Theta_{М.ц}^a = \frac{P_{ц}^a l_k}{I_{x_2} \omega^4} = \frac{\frac{D_{ц}}{g} \omega^2 l_k}{M_{дв} r_{x_2}^2 \omega^2} = r_{ц} \frac{l_k}{r_{x_2}^2}. \quad (11)$$

Угловая равновесная амплитуда  $\varphi_{М.ц}^a$  в плоскости  $x_2 O_2 y_2$ , перпендикулярной к предыдущей, также вычисляется по выражению (11), если в нем заменить  $r_{x_2}^2$  на  $r_{z_2}^2$ .

Величины  $\Theta_{М.ц}^a$  и  $\varphi_{М.ц}^a$  не зависят от скоростного режима работы двигателя и определяются лишь значениями  $\Gamma_{ц}$ ,  $l_k$ ,  $r_{x_2}$ ,  $r_{z_2}$ .

С помощью выражений (3) — (8) и (11) можно вычислять спектры равновесных линейных и угловых амплитуд, возбуждаемых неуравновешенными порядками возмущающих сил и моментов. При инерционном возбуждении вид спектра не зависит от скоростного режима, а при возбуждении газовыми силами зависит как от скоростного, так и от нагрузочного режимов работы двигателя.

В качестве примера на рис. 3 показаны спектры равновесных угловых амплитуд  $\psi_{rk}^a = f(k)$  и  $\psi_{jk}^a = f(k)$ , вычисленные для че-

тырехтактного четырехцилиндрового рядного тракторного дизеля Д-50. По оси абсцисс отложены порядки  $k$  гармонических составляющих угловых амплитуд, а по оси ординат — в логарифмическом масштабе численные значения амплитуд.

Вид спектра  $\psi_{jk}^a = f(k)$  не зависит от скоростного режима. С возрастанием  $k$  угловые амплитуды  $\psi_{jk}^a$  убывают.

В спектре  $\psi_{rk}^a = f(k)$  для одних и тех же порядков  $k$  и неизменном  $p_i$  с увеличением числа оборотов двигателя в минуту происходит уменьшение составляющих  $\psi_{rk}^a$ ; увеличение  $p_i$  при неизменном числе оборотов двигателя в минуту вызывает возрастание составляющих  $\psi_{rk}^a$ , но не такое значительное, как раньше.

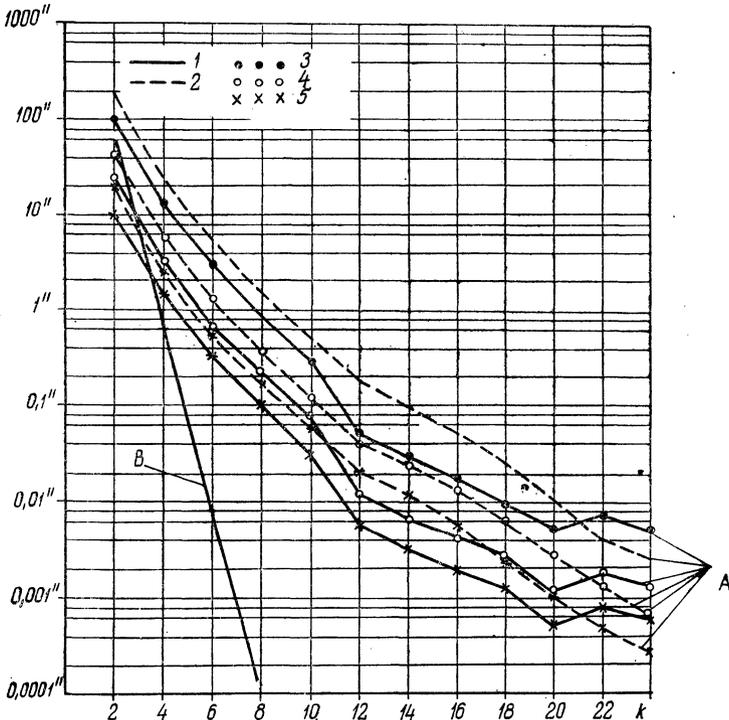


Рис. 3. Спектры угловых равновесных амплитуд двигателя Д-50

$$\psi_{2k}^a = f(k) (A) \text{ и } \psi_{jk}^a = f(k) (B):$$

1 — для  $P_i = 9,5 \text{ кг/см}^2$ ; 2 —  $P_i = 1,5 \text{ кг/см}^2$ ; 3 — при 1000 об/мин;  
4 — при 2000 об/мин; 5 — при 3000 об/мин.

Анализ спектров позволяет сделать вывод о том, что основной причиной угловых вибраций дизеля Д-50 в плоскости вращения кривошипа является неуравновешенность его по вторым порядкам

опрокидывающих моментов от газовых и инерционных сил, причем на низких оборотах преобладают газовые силы, а на высоких — инерционные.

Далее следует гармоника четвертого порядка, амплитудное значение которой в основном зависит от газовых сил и приблизительно в восемь раз ниже гармоника второго порядка. Амплитудными значениями гармоника шестого и более высоких порядков инерционных опрокидывающих моментов можно пренебречь по сравнению с опрокидывающими моментами от газовых сил.

### Выводы

1. Оценочными измерителями виброактивности поршневых двигателей являются спектры равновесных амплитуд линейных перемещений центра масс и угловых перемещений жестко связанных с ним осей относительно осей неподвижной системы координат.

2. Равновесные амплитуды любого порядка у поршневого двигателя будут определяться: при возбуждении инерционными силами возвратно-поступательно движущихся масс и инерционными опрокидывающими моментами — величиной приведенного радиуса возвратно-поступательно движущихся масс; при действии сил и моментов неуравновешенных вращающихся масс — приведенным радиусом этих масс; при возмущении газовыми опрокидывающими моментами — величиной отношения гармонического коэффициента газовых сил к литровому весу двигателя.

3. При инерционном возбуждении поршневого двигателя вид спектра равновесных амплитуд не зависит от скоростного режима его работы; при возбуждении газовыми силами спектр изменяется, причем в большей мере от скоростного, чем от нагрузочного режима работы.

4. Гармоническими составляющими инерционных опрокидывающих моментов выше четвертого порядка у тракторных дизелей можно пренебрегать, так как аналогичные порядки опрокидывающего момента от газовых сил превосходят их во много раз.

### Литература

1. *Жарнов Э. М.* Определение спектра возмущающих газовых сил четырехтактного дизеля по его теоретическим индикаторным диаграммам. В сб.: «Сельскохозяйственную технику — на уровень современных требований», Минск, 1967.
2. *Иорш Ю. И.* Виброметрия. М., 1963.
3. *Кер Вильсон У.* Вибрационная техника. М., 1963.
4. *Нейман И. Ш.* Динамика авиационных двигателей. М., 1940.
5. *Польк К. Г.* Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М., 1965.
6. *Чудаков Д. А., Жарнов Э. М.* Об уравнивании тракторных четырехцилиндровых дизелей. В сб.: «Сельскохозяйственную технику — на уровень современных требований», Минск, 1967.