

ЧУДАКОВ Д. А.,  
профессор;

ЖАРНОВ Э. М.,  
инженер

## ОБ УРАВНОВЕШИВАНИИ ТРАКТОРНЫХ ЧЕТЫРЕХ- ЦИЛИНДРОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Двигатель считается внешне уравновешенным, если на его остов при установившемся режиме работы действуют постоянные по величине и направлению силы и моменты.

У четырехтактных четырехцилиндровых рядных двигателей с центральным кривошипно-шатунным механизмом, обычно применяемых на тракторах, остаются внешне неуравновешенными: силы инерции вторых и последующих четных порядков от поступательно движущихся масс и создаваемые ими опрокидывающие моменты; переменные составляющие тех же порядков опрокидывающего момента от газовых сил. Главным порядком неуравновешенных сил и моментов у рассматриваемого типа двигателя является второй [3].

Обычно при исследовании уравновешенности четырехтактного четырехцилиндрового рядного двигателя ограничиваются анализом инерционных сил второго порядка, действующих в плоскости расположения осей цилиндров; переменные же составляющие крутящих моментов второго порядка от газовых и инерционных сил, возникающие в плоскостях вращения кривошипов, не учитываются, хотя они являются источником вибраций двигателя в поперечном направлении [5].

Для оценки уравновешенности двигателя в указанных плоскостях определим величины гармонических составляющих второго порядка крутящего момента от газовых и инерционных сил.

Для рассматриваемого типа двигателя при условии идентичности протекания рабочего процесса во всех цилиндрах и отсутствии разновеса шатунно-поршневых комплектов справедливы следующие соотношения:

$$\sum_1^4 M_{r_2} = 4 M_{r_2};$$
$$\sum_1^4 M_{j_2} = 4 M_{j_2},$$

где  $M_{r_2}$  и  $M_{j_2}$  — соответственно крутящие моменты второго порядка от газовых и инерционных сил, возникающих в каждом одноцилиндровом отсеке.

В связи с этим соотношения между  $M_{r_2}$  и  $M_{j_2}$  удобнее рассматривать применительно к одному цилиндру.

У четырехтактного двигателя [3] гармоническая составляющая

$$M_{r_2} = M_{r_2}^a \sin(2\omega t + \gamma_{r_2}),$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращения коленчатого вала;

$t$  — текущее значение времени, соответствующее рассматриваемому углу поворота кривошипа;

$\gamma_{r_2}$  — начальная фаза гармонического момента второго порядка по отношению к положению поршня в ВМТ при начале всасывания.

Верхний индекс  $a$  здесь, как и всюду дальше, обозначает амплитудное значение соответствующей величины.

Поскольку

$$\frac{M_r}{F_{\Pi} R} = \frac{T_r R}{F_{\Pi} R} = \frac{T_r}{F_{\Pi}} = t_r,$$

где  $T_r$  — тангенциальное усилие, действующее на кривошип;

$R$  — радиус кривошипа;

$F_{\Pi}$  — площадь поршня;

$t_r$  — удельная тангенциальная сила,

то удельная тангенциальная сила второго порядка

$$t_{r_2} = t_{r_2}^a \sin(2\omega t + \gamma_{r_2}). \quad (1)$$

В этом выражении  $t_{r_2}^a = \frac{M_{r_2}^a}{F_{\Pi} R}$  — гармонический коэффициент второго порядка. Численное его значение может быть определено при разложении функции  $t_r = f(\omega t)$  в ряд Фурье.

На рис. 1 приведены значения  $t_{r_2}^a = f(p_i)$  и  $\gamma_{r_2} = f(p_i)$ , полученные Терских В. П. для четырехтактного дизеля без наддува на основании обработки большого числа индикаторных диаграмм [4]. Из графиков следует, что значения гармонического коэффициента  $t_{r_2}^a$  возрастают с увеличением  $p_i$ ; в то же время начальная фаза практически не зависит от  $p_i$  и остается равной  $\gamma_{r_2} = -(5 \div 7)^\circ$ .

Величина инерционного крутящего момента второго порядка [3]

$$M_{j_2} = -0,5 m_j R^2 \omega^2 \sin 2\omega t = 0,5 m_j R^2 \omega^2 \sin(2\omega t - 180), \quad (2)$$

где  $m_j$  — масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение.

Для удобства сравнения крутящих моментов от газовых и инерционных сил введем понятие об инерционном гармоническом коэффициенте 2-го порядка

$$t_{i_2}^a = \frac{M_{i_2}^a}{F_{II} R}, \quad (3)$$

где  $M_{i_2}^a$  — амплитудное значение инерционного опрокидывающего момента второго порядка.

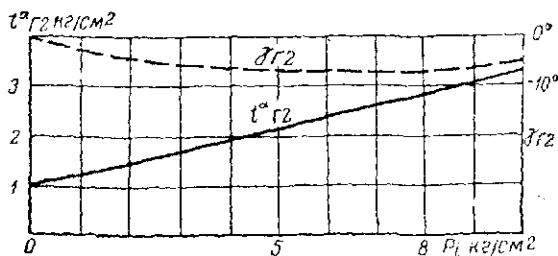


Рис. 1. Кривые  $t_{i_2}^a$  и  $\gamma_{i_2}$  у четырехтактного двигателя без наддува.

Оно может быть выражено в виде

$$M_{i_2}^a = 0,5 \frac{G_j}{g} R^2 \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 = c G_j R^2 n^2, \quad (4)$$

где  $G_j$  — вес частей шатунно-поршневого комплекта, совершающих возвратно-поступательное движение;

$g$  — ускорение свободного падения;

$n$  — число оборотов коленчатого вала в минуту;

$$c = 0,5 \frac{\pi^2}{900g}.$$

Подставляя в уравнение (3) значение  $M_{i_2}^a$  из выражения (4), получим

$$t_{i_2}^a = c \frac{G_j R}{F_{II}} n^2 = c d_j n^2, \quad (5)$$

где  $d_j = \frac{G_j R}{F_{II}}$  — назовем величиной условного удельного дисбаланса возвратно-поступательно движущихся частей.

На рис. 2 сплошными линиями приведены подсчитанные по формуле (5) кривые  $t_{j_2}^a = f(d_j, n)$  при значениях  $d_j$  и  $n$ , характерных для современных автомобильных и тракторных дизелей. Там же пунктирными линиями показаны значения  $t_{j_2}^a = f(n)$  для двух крайних нагрузочных режимов работы тракторного дизеля: холостой ход ( $p_e = 0$ ) и номинальная нагрузка ( $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ ).

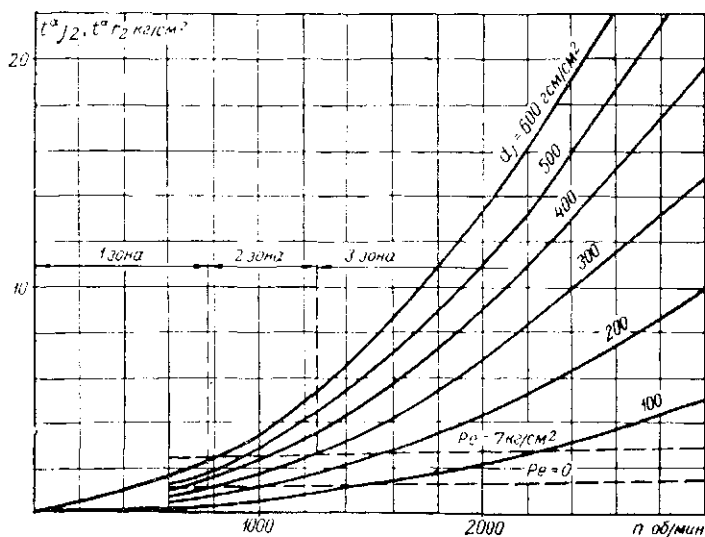


Рис. 2. Кривые  $t_{j_2}^a$  при разных значениях  $d_j$  условного удельного дисбаланса возвратно-поступательно движущихся масс и кривые  $t_{r_2}^a$  при двух значениях  $p_e$ .

Кривые  $t_{r_2}^a$  построены по данным рис. 1, учитывая при этом, что  $p_i = p_e + p_r$ , где  $p_r$  — среднее давление механических потерь, величина которого, как принято нами, меняется в рассматриваемом диапазоне оборотов по линейному закону.

При сопоставлении крутящих моментов второго порядка от газовых и инерционных сил следует учитывать их начальные фазы  $\gamma_{r_2}$  и  $\gamma_{j_2}$ . Из уравнения (2) видно, что  $\gamma_{j_2} = 180^\circ$ . Начальная фаза, как было отмечено выше,  $\gamma_{r_2} = -(5 \div 7)^\circ$ . Таким образом, можно принять, что гармонические составляющие  $M_{j_2}$  и  $M_{r_2}$  действуют на двигатель в противофазе.

В связи с этим в качестве оценочного измерителя величины суммарного неуравновешенного момента  $M_{x_2} = \bar{M}_{r_2} + \bar{M}_{j_2}$  принимаем абсолютную величину разности гармонических коэффициентов  $t_{r_2}^a$  и  $t_{j_2}^a$ , обозначив ее через  $t_{x_2}^a$ , имеем

$$t_{r_2}^a = |t_{r_2}^u - t_{i_2}^a|. \quad (6)$$

На рис. 2 можно различать три характерные зоны: верхняя граница первой зоны определяется равенством  $t_{r_2}^u = t_{i_2}^a$  при  $p_e = 0$ ; верхняя граница второй зоны — равенством указанных величин при  $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ ; справа от второй зоны расположена третья зона. На рис. 2 эти зоны выделены условным пунктиром для  $d_j = 300 \text{ Гсм/см}^2$ .

Наиболее благоприятным случаем уравниваемости двигателя в плоскости вращения кривошипа является равенство  $t_{r_2}^a = 0$ ; оно выполнимо, когда основной скоростной режим двигателя попадает во вторую зону. Однако по мере повышения оборотности тракторных двигателей рассматриваемого типа их

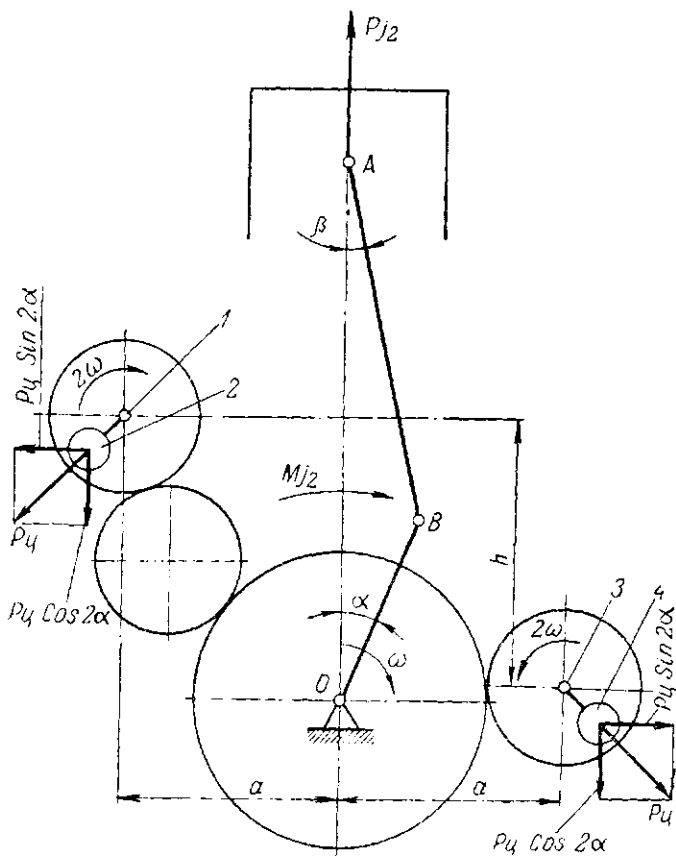


Рис. 3. Принципиальная схема механизма для уравнивания инерционных сил и инерционных опрокидывающих моментов вторых порядков.

основной скоростной режим все дальше перемещается в третью зону. Поэтому общая задача рационального уравнивания четырехтактного четырехцилиндрового рядного двигателя внутреннего сгорания не должна ограничиваться уравниванием суммарной неуравновешенной инерционной силы второго порядка; необходимо также погасить неуравновешенные опрокидывающие моменты второго порядка.

Решить эту задачу можно с помощью механизма, схема которого дана на рис. 3.

В отличие от обычного уравнивающего механизма типа Ланчестер оси валов 1 и 3 с уравнивающими грузами 2 и 4 расположены не на одной высоте, а смещены по вертикали друг относительно друга на расстояние  $h$ . В результате этого горизонтальные составляющие центробежных сил уравнивающих грузов создают момент  $M_{\text{ц}} = P_{\text{ц}} \sin 2\alpha h$ , антифазный моменту  $M_{j_2}$ .

Степень гашения инерционного опрокидывающего момента определяется отношением

$$\psi = \frac{M_{\text{ц}}^a}{M_{j_2}^a} = \frac{P_{\text{ц}} h}{M_{j_2}^a} . \quad (7)$$

Из уравнения (7) следует, что

$$h = \psi \frac{M_{j_2}^a}{P_{\text{ц}}} .$$

Подставляя в это выражение значение  $M_{j_2}^a = 0,5 m_j R^2 \omega^2$  согласно уравнению (2) и значение  $0,5 P_{\text{ц}} = 0,5 \lambda m_j R \omega^2$  [3], получаем

$$h = \psi \frac{R}{\lambda} = \psi L, \quad (8)$$

где  $\lambda = \frac{R}{L}$ , а  $L$  — длина шатуна.

Степень гашения инерционного опрокидывающего момента должна выбираться из условия обеспечения наилучшей уравновешенности двигателя при наиболее часто применяющихся в эксплуатации скоростных и нагрузочных режимах его работы. Для тракторного двигателя эти режимы можно принять близкими к номинальному при основной настройке регулятора.

Рассмотрим методику подбора величин  $\psi$  и  $h$  применительно к тракторному двигателю Д-50, у которого  $d_j = 192 \text{ Гсм/см}^2$ , и исследуем, как они зависят от номинального числа оборотов коленчатого вала, для чего будем это число менять в широких пределах от 1200 до 3000 об/мин.

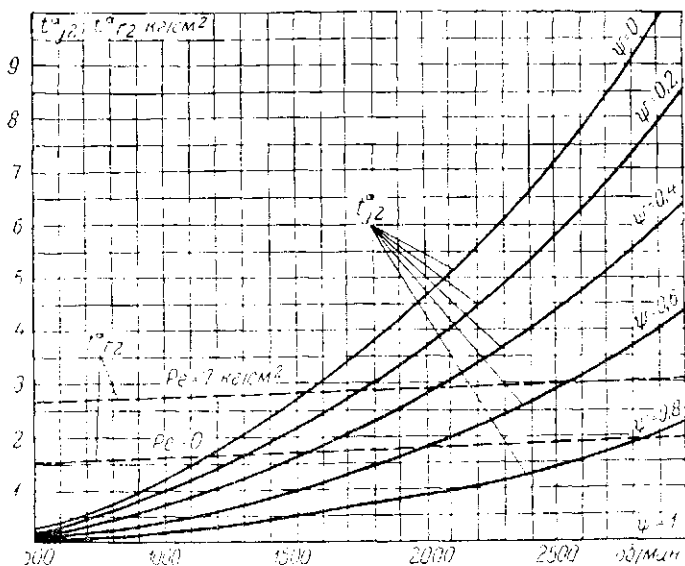


Рис. 4. Значения гармонических коэффициентов  $t_{j_2}^a$  и  $t_{r_2}^a$  для двигателя типа Д-50.

На рис. 4 изображены значения гармонических коэффициентов  $t_{r_2}^a$  и  $t_{j_2}^a$  в функции от числа оборотов для двигателя Д-50; кривые  $t_{r_2}^a$  нанесены для двух значений  $p_e$ : 0 и 7 кг/см<sup>2</sup>, а кривые  $t_{j_2}^a$  — для ряда значений коэффициента гашения  $\psi$ : 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1. Из рис. 4 следует, что выбор степени гашения  $\psi$  зависит от номинального числа оборотов двигателя: чем они выше, тем степень гашения должна быть больше.

Оптимальные значения коэффициента гашения  $\psi_{\text{опт}}$  представлены кривыми на рис. 5. Величина их должна назначаться по сплошной кривой, построенной для нагрузочного режима  $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ ; участок диаграммы между сплошной кривой и пунктирной, построенной для  $p_e = 0$ , характеризует неполноту уравнивания суммарного опрокидывающего момента второго порядка при работе двигателя на нагрузочных режимах ниже номинальных.

Изложенные теоретические соображения были подвергнуты экспериментальной проверке. Для этого был испытан двигатель Д-50 в трех вариантах: без уравнивающего механизма, с механизмом по схеме Ланчестера и с уравнивающим механизмом по схеме, приведенной на рис. 3; плечо  $h$  механизма было взято равным длине шатуна  $L$ , что соответствовало степени гашения  $\psi = 1$ .

Двигатель перед испытаниями был доведен до эталонного состояния [1]. Замерялись пиковые уровни вибросмещений в двух характерных точках, из которых точка 1 была расположена на головке блока по оси первого цилиндра, а точка 2 — на переднем конце блока над осью коленчатого вала на высоте 150 мм от нее. В точке 1 замерялись вертикальные вибрации, а в точке 2 — поперечные.

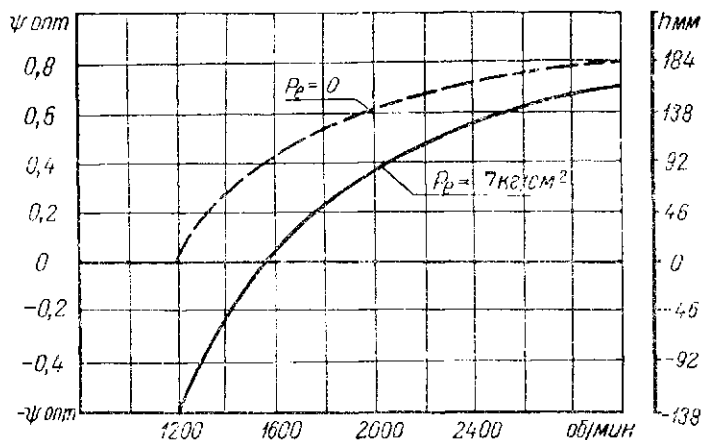


Рис. 5. Кривые оптимальных степеней гашения шнурового момента для двигателя типа Д-50.

Эффективность уравнивания оценивалась по разности пиковых уровней вибросмещений при указанных трех вариантах. Поскольку испытания носили сравнительный характер, то в целях упрощения они проводились на холостом ходу двигателя.

Результаты замеров вертикальных вибросмещений в точке 1 приведены на рис. 6; сплошная кривая относится к двигателю без уравнивающего механизма, а штрих-пунктирная — к двигателю с обоими вариантами уравнивающих механизмов. Как видно из приведенного графика, установка уравнивающих механизмов значительно снижает уровни вертикальных вибросмещений, причем тип механизма, как это и следовало ожидать на основании теоретического анализа, влияния на них не оказал.

Результаты замеров поперечных вибраций в точке 2 приведены на рис. 7; сплошная кривая относится к двигателю без уравнивающего механизма и с механизмом по типу Ланчестера, а пунктирная — к механизму по предложенной схеме. В данном случае установка механизма Ланчестера влияния на снижение



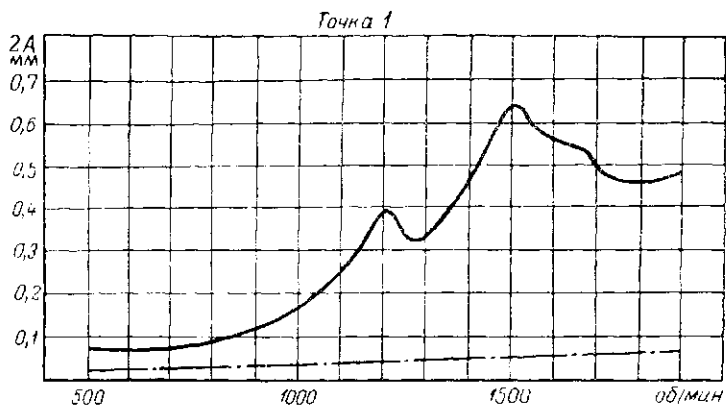


Рис. 6. Уровни вертикальных виброперемещений (двойная амплитуда) в точке 1:

— без уравнивающего механизма; - - - с уравнивающими механизмами.

уровней виброперемещения не оказала. Механизм по предложенной схеме оказал влияние на поперечные виброперемещения, однако положительный эффект появился только при оборотах больше 1630 в минуту, как этого и следовало ожидать, поскольку при

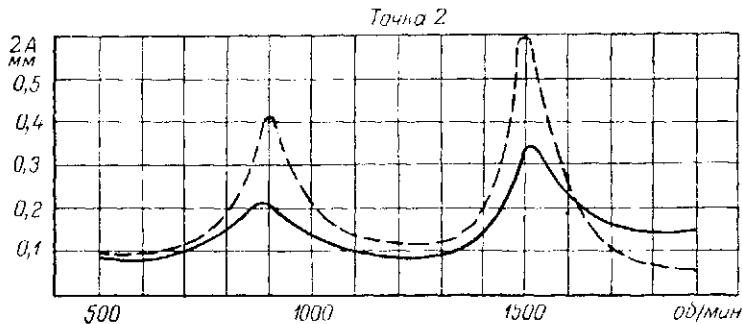


Рис. 7. Уровни поперечных виброперемещений (двойная амплитуда) в точке 2:

— без уравнивающего механизма и с механизмом типа Ланчестер; - - - с уравнивающим механизмом по схеме, приведенной на рис. 3.

числе оборотов в минуту ниже 1630 необходимо было бы устанавливать механизм со степенью гашения  $\psi \leq 0,4$  (см. пунктирную кривую на рис. 5).

## В ы в о д ы

1. У быстроходных четырехцилиндровых четырехтактных рядных дизелей недостаточно ограничиваться уравниванием одних только сил инерции второго порядка; для уменьшения поперечных вибраций двигателя необходимо также уравнивать инерционный опрокидывающий момент второго порядка.

2. Указанная задача может быть решена путем видоизменения уравнивающего механизма типа Ланчестер, заключающегося в смещении валов с уравнивающими грузами на некоторое расстояние по высоте друг относительно друга.

3. Величина смещения уравнивающих валов должна быть выбрана, исходя из требуемой оптимальной степени гашения инерционного опрокидывающего момента второго порядка, которая определяется в соответствии с основными скоростными и нагрузочными режимами работы двигателя.

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Ж а р н о в Э. М. Методика экспериментального исследования влияния неуравновешенных вращающихся деталей двигателя на его вибрацию. Сборник научных трудов БИМСХ, Минск, «Урожай», 1966.

2. Ж а р н о в Э. М. Определение спектра возмущающих газовых сил четырехтактного дизеля по его теоретическим индикаторным диаграммам. Сборник научных трудов БИМСХ, Минск, «Урожай», 1967.

3. Н е й м а н И. Ш. Динамика авиационных двигателей. Оборонгиз, 1940.

4. Т е р е к н о в В. П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Судпромгиз, 1954.

5. Ф и л а н о в А. И. Определение влияния опрокидывающего момента от газовых сил на вибрацию двигателя. «Тракторы и сельхозмашины», 1964, № 4.