

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Մ. Մ. ԹԵՐՕՎՏԵՊՅԱՆ

ИСТОЧНИКИ ШУМА И ВИБРАЦИИ В ДИЗЕЛЬНЫХ
УСТАНОВКАХ

Исследования шумности и вибраций дизельных установок показали, что для подавляющего большинства дизелей одним из интенсивных источников шума являются колебания топливopодающей аппаратуры. По частотному составу шум носит средне- и высокочастотный характер, составляющие низких частот излучаются сравнительно слабо и не оказывают заметного влияния на уровень шума дизеля [1].

При набегании кулачка на ролик толкателя детали насоса испытывают действие горизонтальных и вертикальных составляющих усилий, действие которых вызывает сложные вертикальные, горизонтальные изгибные и крутильные колебания поверхностей насоса.

Сила давления топлива, действующая на плунжер, и, следовательно, на кулачок, также вызывает вибрации корпуса насоса в вертикальном и горизонтальном направлениях, а также крутильные колебания корпуса насоса вокруг оси кулачкового валика.

В топливной системе имеет место неустановившееся течение сжимаемой жидкости, причем, источники возмущения расположены на концах трубопровода. Такой характер граничных условий вызывает в трубопроводе гидравлические удары, что приводит к возникновению в нем противоположно направленных волн. Алгебраическая сумма этих волн определяет переменные по длине трубопровода давление и скорость жидкости.

Величины амплитуд вынуждающих усилий будут определяться, в основном, скоростью нарастания давления, углом подачи топлива и максимальным давлением впрыска. При неизменной скорости нарастания давления и величинах максимального давления впрыска, изменение только количества топлива, подаваемого за цикл, приводит к росту шума и вибрации. Следовательно, с увеличением подачи топлива при неизменном числе оборотов, шумность насоса растет. Это положение доказано опытом над топливным насосом дизеля Д-100 (рис. 1).

Наиболее интенсивными источниками низкочастотных колебаний дизеля на фундаменте являются: а) силы инерции поступательно-движущихся частей; б) нормальные усилия от давления газов при сгорании топ-

лива в цилиндрах; в) центробежные силы несбалансированных масс коленчатого вала и вращательно движущихся частей шатунов.

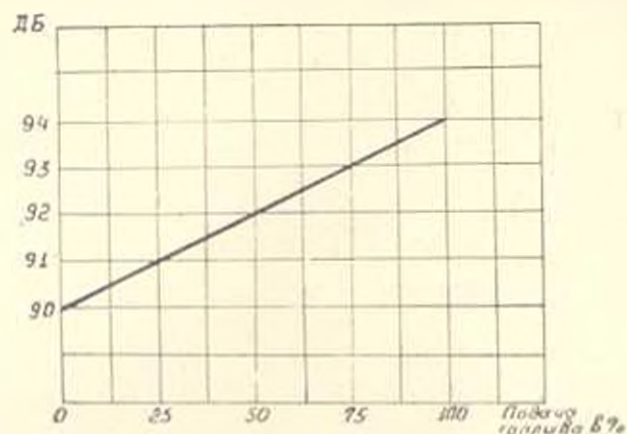


Рис. 1. Зависимость общего уровня шума топливного насоса двигателя Д-100 от подачи топлива при 850 об./мин.

На рис. 2 представлена схема усилий, действующих на дизеле [2].

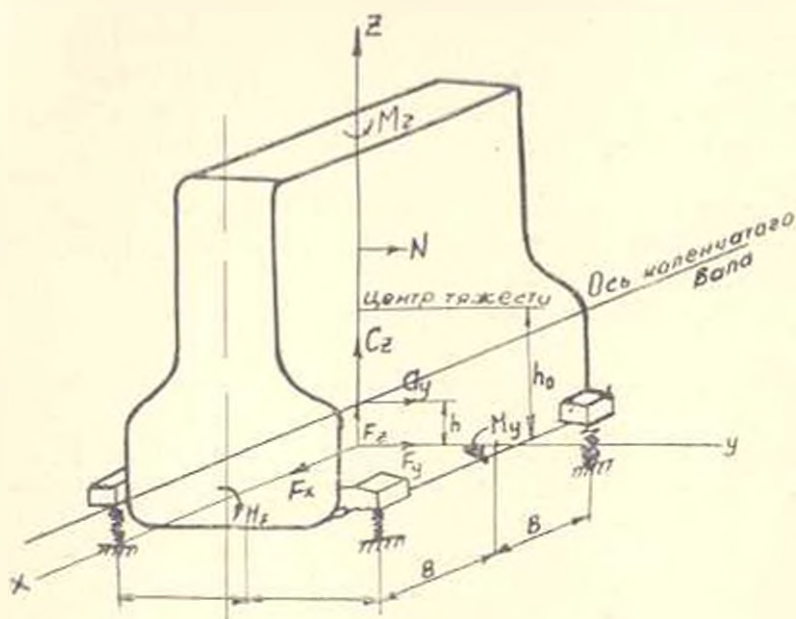


Рис. 2. Схема сил и моментов, действующих на двигатель.

Большие значения амплитуд низкочастотных колебаний имеют место у дизелей, неуравновешенных по силам инерции I и II порядка, моментом от сил инерции I и II порядка, по центробежным силам и моментам от этих сил.

Зная закон изменения возмущающей силы, массу дизеля и условия его крепления на опорах, можно из решения системы дифференциальных уравнений колебательного движения

$$M_z + (1 + i\gamma) K_z z = C \cos \omega t;$$

$$M_y + (1 + i\gamma) (y - h_0 \varphi) K_y = C \sin \omega t;$$

$$M_x + (1 + i\gamma) (x - h_0 \psi) K_x = 0;$$

$$\theta_x \varphi'' - (1 + i\gamma) (K_x A^2 + K_y h_0^2) \varphi - (1 + i\gamma) K_y h_0 y = C (h - h_0) \sin \omega t;$$

$$\theta_y \psi'' + (1 + i\gamma) (K_x B^2 + K_y h_0^2) \psi - (1 + i\gamma) K_x h_0 x = M_x \cos \omega t;$$

$$\theta_z \xi'' + (1 + i\gamma) (K_y B^2 + K_x A^2) \xi = M_z \sin \omega t,$$

где M_x — масса дизеля; Q_x , Q_y , Q_z и K_z , K_y , K_x — моменты инерции и суммарные коэффициенты жесткости крепления дизеля относительно осей x , y , z ; h_0 — расстояние от центра тяжести до плоскости опор лан; γ — коэффициент неупругого сопротивления; A , B — расстояние от центра жесткости опор до мест крепления, определить значения составляющих спектра вибрации по всем трем координатным осям:

$$z = \sum_{i=1}^n A z_i \cos (\omega t - \alpha z_i); \quad y = \sum_{i=1}^n A y_i \sin (\omega t - \alpha y_i);$$

$$x = \sum_{i=1}^n A x_i \cos (\omega t - \alpha x_i); \quad \varphi = \sum_{i=1}^n A \varphi_i \sin (\omega t - \alpha \varphi_i);$$

$$\psi = \sum_{i=1}^n A \psi_i \cos (\omega t - \alpha \psi_i); \quad \xi = \sum_{i=1}^n A \xi_i \sin (\omega t - \alpha \xi_i),$$

где A , i — амплитудные значения и номер соответствующих гармоник; α — угол сдвига фаз между силой и перемещением, обусловленным наличием неупругого сопротивления в фундаментной раме и опорах.

На амплитуде горизонтальных низкочастотных вибраций будут оказывать влияние как нормальные усилия, так и горизонтальная составляющая центробежных сил.

Снижение низкочастотных вибраций неуравновешенных двигателей может быть достигнуто путем статической и динамической балансировки вращающихся частей, снижения масс поступательно-движущихся частей.

АФНИИП и Н

20. III. 1981

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Тер-Овсепян Ш. М. — Комбинированные газотурбинные установки для электростанций — В кн.: Труды ВНИИЭМ, М., ВНИИЭМ, 1969, т. 25, с. 269—496.
2. Зинченко В. И. — Шум судовых двигателей. М.: Судпромгиз, 1956 — 256 с.