УДК 631.316.6 +631.319.2

АВТОКОЛЕБАНИЯ ЖЕСТКИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КУЛЬТИВАТОРА

[1]Анутов Р.М., [2]Котельников В.Я., [3]Козявин А.А., [2]Котельников А.В., [1]Тищенко Д.Е.

[1]Грязинский культиваторный завод, Грязи;

[2]Юго-Западный госуниверситет, Курск, e-mail: rotor9090@mail.ru;

[3]ККГСХА, Курск

Дана оценка параметров колебаний рам культиваторов. Испытания с виброгасителями и без них показали, что при твердости резиновых втулок по Шору 35…75, коэффициент гашения вибраций и виброизоляции *Y* равен 0,15…0,25. При передаче вибраций от роторов и двигателя на навесные комбинированные машины эффект виброизоляции от резиновых втулок находится за резонансной областью и составляет от 30 до 70 % по сравнению с агрегатом без втулок.

Ключевые слова: культиваторы, резонансные нагрузки, виброзащита

SELF-SUSTAINED VIBRATIONS OF STIFF WORKING TOOLS OF CULTIVATOR

[1]Anutov R.M., [2]Kotelnikov V.Y., [3]Kozyavin A.A., [2]Kotelnikov, A.V., [1]Tishchenko D.E.

[1]Gryazinsky cultivator plant, Gryazi;

[2]Southwestern State University, Kursk, e-mail: rotor9090@mail.ru;

[3]KKGSKHA, Kursk

In the article the parameters of self-sustained vibrations of cultivator's chasses are given. Tests with and without vibration dampers have shown that the hardness of rubber plugs Shore 35...75, the coefficient of damping and vibration control *Y* is 0,15...0,25. In transmission of vibrations from the rotors and engine mounted machine combined effect of vibration isolation rubber bushings are for the resonance region, ranging from 30 to 70% compared with the unit without sleeves.

Keywords: cultivators, resonant loads, vibration protection

При жестком креплении стоек гашение колебаний происходит в поперечно-вертикальной и горизонтальной плоскостях. В этом случае имеют место две формы колебаний и два вида уравнений:

$$\begin{cases} (a_{22}-\delta)\xi_y + a_{24}\varphi_x = 0; \\ (a_{33}-\delta)\xi_z - a_{34}\varphi_x = 0; \\ a_{42}\xi_y - a_{43}\xi_z + (a_{44}-\delta\rho_x^2)\varphi_x = 0; \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} (a_{11}-\delta)\xi_x - a_{15}\varphi_y + a_{16}\varphi_z = 0; \\ a_{51}\xi_x + (a_{55}-\delta\rho_y^2)\varphi_y - a_{56}\varphi_z = 0; \\ a_{61}\xi_x - a_{65}\varphi_y + (a_{66}-\delta\rho_z^2)\varphi_z = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Остальные отсутствующие коэффициенты a равны нулю. Решение полученных однородных уравнений (2) относительно δ, составленные из *i* коэффициентов *a*, приравниваем к нулю, согласно определителю:

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{22}-\delta & 0 & a_{24} \\ 0 & a_{33}-\delta & -a_{33} \\ a_{42} & -a_{43} & a_{44}-\delta\rho_x^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (3)$$

Разложив определитель (3), получим кубическое алгебраическое уравнение:

$$\delta^3 - A_1\delta^2 + A_2\delta - A_3 = 0, \quad (4)$$

где

$$\begin{cases} A_1 = a_{22} + a_{33} + \dfrac{a_{44}}{\rho_x^2}; \\ A_2 = a_{22}a_{33} + \dfrac{1}{\rho_x^2}\left[a_{44}(a_{22}+a_{33}) - a_{24}^2 - a_{43}^2\right]; \\ A_3 = \dfrac{1}{\rho_x^2}\left[a_{22}(a_{33}a_{44} - a_{34}^2) - a_{24}^2 a_{33}\right]. \end{cases} \quad (5)$$

Для второй системы уравнений колебаний запишем определитель:

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11}-\delta & -a_{15} & a_{16} \\ -a_{51} & a_{55}-\delta\rho_y^2 & -a_{56} \\ a_{61} & -a_{65} & a_{66}-\delta\rho_z^2 \end{vmatrix} = 0, \quad (6),$$

где

$$\begin{cases} B_1 = a_{11} + \dfrac{a_{55}}{\rho_y^2} + \dfrac{a_{66}}{\rho_z^2}; \\ B_2 = \dfrac{1}{\rho_y^2\rho_z^2}(a_{56}^2 + a_{66}a_{55}) + \dfrac{1}{\rho_y^2}(a_{15}^2 - a_{11}a_{55}) + \dfrac{1}{\rho_z^2}(a_{16}^2 - a_{11}a_{66}); \\ A_3 = \dfrac{1}{\rho_y^2\rho_z^2}\left[a_{11}(a_{55}a_{66} - a_{61}a_{56}) + a_{16}(a_{51}a_{65} - a_{61}a_{55}) + a_{15}(a_{61}a_{56} - a_{51}a_{66})\right]. \end{cases}$$

из которого получаем кубическое уравнение собственных колебаний во второй плоскости:

$$\delta^3 - B_1\delta^2 + B_2\delta - B_3 = 0,$$

При одной плоскости симметрии достаточно решить два кубических уравнения, предварительно вычислив коэффициенты *a, A, B*. Исходя из системы координат и схемы установки упругих элементов, получаем шесть уравнений собственных колебаний агрегата:

$$\begin{cases} (a_{11}-\delta)\xi_x = 0; \\ (a_{22}-\delta)\xi_y = 0; \\ (a_{33}-\delta)\xi_z = 0; \\ (a_{44}-\delta\rho_x^2)\varphi_x = 0; \\ (a_{55}-\delta\rho_y^2)\varphi_y = 0; \\ (a_{66}-\delta\rho_z^2)\varphi_z = 0. \end{cases}$$

Если перемещения ξ_x, ξ_y, ξ_z вдоль осей координат и крутильные колебания φ_x, φ_y, φ_z вокруг осей координат не равны нулю, и принимая во внимание, что $\delta = m\omega^2$, то и я, получим:

$$\begin{cases} \sum\limits_{i=1}^{n} k_{ix} - m\omega^2 = 0; \\ \sum\limits_{i=1}^{n} k_{iy} - m\omega^2 = 0; \\ \sum\limits_{i=1}^{n} k_{iz} - m\omega^2 = 0; \\ \sum\limits_{i=1}^{n}\left(k_{iy}z_i^2 + k_{iz}y_i^2\right) - m\rho_x^2\omega^2 = 0; \\ \sum\limits_{i=1}^{n}\left(k_{ix}z_i^2 + k_{iz}x_i^2\right) - m\rho_y^2\omega^2 = 0; \\ \sum\limits_{i=1}^{n}\left(k_{iy}x_i^2 + k_{ix}y_i^2\right) - m\rho_z^2\omega^2 = 0. \end{cases}$$

Частоты собственных поступательных колебаний системы вдоль осей координат *Ox*, *Oy*, *Oz* соответственно равны

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{n} k_{ix}}; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{n} k_{iy}};$$

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{n} k_{iz}}.$$

Собственные частоты вращательных крутильных колебаний относительно осей координат определим из условия

$$\begin{cases} \omega_4 = \dfrac{11}{\rho_x}\sqrt{\dfrac{}{m}\sum\limits_{i=1}^{n}\left(k_{iy}z_i^2 - k_{iz}y_i^2\right)}; \\ \omega_5 = \dfrac{11}{\rho_y}\sqrt{\dfrac{}{m}\sum\limits_{i=1}^{n}\left(k_{ix}z_i^2 - k_{iz}x_i^2\right)}; \\ \omega_6 = \dfrac{11}{\rho_z}\sqrt{\dfrac{}{m}\sum\limits_{i=1}^{n}\left(k_{iy}x_i^2 - k_{ix}y_i^2\right)}. \end{cases}$$

Коэффициенты жесткости виброгасителей по осям координат, определим из уравнений:

$$\sum_{i=1}^{n} k_{ix} = nk_x; \quad \sum_{i=1}^{n} k_{iy} = nk_y;$$

$$\sum_{i=1}^{n} k_{iz} = nk_z.$$

Определим частоты линейных и крутильных колебаний (***c***$^{-1}$):

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{nk_x}{m}}; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{nk_y}{m}};$$

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{nk_z}{m}}; \quad \omega_4 = \frac{h}{\rho_x}\sqrt{\frac{nk_y}{m}};$$

$$\omega_5 = \frac{h}{\rho_y}\sqrt{\frac{nk_x}{m}}; \quad \omega_6 = 0.$$

Частота собственных колебаний (Гц) равна

$$\nu = \frac{\omega_i}{2\pi}, \quad i = 1, 2, 3, \ldots, 6.$$

Частота вынужденных колебаний (c^{-1}) от ротора комбинированного агрегата, двигателя трактора и других источников:

$$\Omega = \frac{\pi n_r}{30}.$$

Частота возбуждения (Гц) равна

$$F = \frac{\Omega}{2\pi} = \frac{n_r}{60}.$$

Коэффициент передачи вибрационных сил μ равен отношению передаваемых на опоры силы P к возбуждаемой силе P_v: $\mu = P/P_v$. Коэффициент передачи вибрационной нагрузки можно выразить исходя из коэффициента Ψ гашения колебаний резиновыми виброгасителями:

$$\mu = \frac{P}{P_v} = \frac{1}{\sqrt{\left[1-\left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2\right]^2 + \Psi^2\left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}}\sqrt{1+\Psi^2\left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}.$$

Испытания на МИС показывают, что наибольшая эффективность виброизоляции наблюдается в том случае, когда отношение собственной частоты ω меньше частоты возбуждения Ω два раза. Чем больше отношение Ω/ω, тем больше эффект виброизоляции и гашения вибраций комбинированного агрегата. Испытания с виброгасителями и без них показали, что при твердости резиновых втулок по Шору 35…75, коэффициент гашения вибраций и виброизоляции Ψ равен 0,15…0,25. При передаче вибраций от роторов и двигателя на навесные комбинированные машины эффект виброизоляции от резиновых втулок находится за резонансной областью и составляет от 30 до 70 % по сравнению с агрегатом без втулок.