

УДК 630*377,44:629

Расчет и анализ виброн нагруженности трелевочной машины

Э.М. Гусейнов¹, Р.Э. Гусейнов¹, Н.Э. Гусейнова¹

¹Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. Кирова, Институтский пер., 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: anatel.r@mail.ru

Статья поступила 15.03.2012, принята 26.09.2012

По виброн нагруженности трелевочной машины наиболее достоверно оцениваются структуры и параметры привода и подвеса, как основных ее динамических подсистем. Уровень виброн нагруженности интегрально оценивается дисперсией реакцией упругодиссипативных связей или инерционной нагруженности доминирующей массы. Последние выявляются по уравнениям динамического состояния в стационарном режиме установившегося движения. Минимизацией дисперсий радиальной реакции шин выявляется оптимальная величина демпфирования, которая практически реализуется значительно меньше расчетной. Поэтому одноступенчатый шинный подвес возможен лишь у тракторов с малой скоростью движения при ограниченной снизу радиальной жесткостью шин по условию боковой устойчивости. При повышенных скоростях неизбежно двухступенчатое рессорное подвешивание с квазиоптимальным интервалом диссипации. При этом значительное расхождение масс корпуса машины и колес допускает малую диссипацию в шинах, особенно во второй резонансной области с противофазным движением масс. Дисперсия радиальной реакции шин пропорциональна возмущению пути и жесткости подвеса и имеет минимум по основной диссипации. Функционалы силовой передачи пропорциональны возмущению от волока на пачку, жесткостям привода и имеют минимум по диссипации. Как и в подвесе при близости парциальных частот реакции резко возрастают, исключая их кратность. Трехмассовый привод предпочтительнее двухмассового, особенно при частых разгонах трелевочной машины, за счет более гибкого амортизатора сцепки по сравнению с касательной жесткостью шин ведущих колес. При увеличении жесткости сцепки в три раза виброн нагруженность привода возрастает в два раза. В одноступенчатом подвесе при увеличении радиальной жесткости шин в четыре раза среднеквадратичная реакция шин возрастает в два раза. При увеличении жесткости подвеса комля пачки в четыре раза его реакция возрастает в два с половиной раза.

Ключевые слова: уравнения состояния, дисперсия реакции шин, оптимальные или рациональные параметры, экстремально-интегральная оптимизация, критериальные однопараметрические функции, ограничения на рациональные параметры.

Calculation and analysis of skidding machines vibration load

E.M. Guseynov¹, R.E. Guseynov¹, N.E. Guseynova¹

¹St. Petersburg State Forest Technical University, 5, Institutsky per., St. Petersburg, Russia. E-mail: anatel.r@mail.ru

The article received 15.03.2012, accepted 26.09.2012

The drive and suspension structures and parameters as the main dynamic subsystems of a skidding machine can be most reliably evaluated by its vibration load. The vibration load level is integrally evaluated by the dispersion of elastic dissipative connections reaction or by the reaction of the dominant mass inertial load. The latter is revealed by the dynamic state equations in the steady motion stationary mode. The damping optimum value, which is in practice much less than the calculated one, is revealed by the minimization of the tire radial reaction dispersions. Therefore, the single-stage tire suspension is the only possible one for the low-speed tractors with radial rigidity limited from below under the lateral stability condition. In case of higher speeds, the two-stage spring suspension with quasi-optimal dissipation interval appears to be unavoidable. Besides, the considerable divergence between the tractor framework and wheels mass allows low dissipation in tires, especially in the second resonance range with antiphased mass motion. The dispersion of radial tire reaction is proportional to the distance disturbance and suspension rigidity and has the minimum as to the main dissipation. The powertrain functionals are proportional to the 'run to bunch' disturbance, drive rigidity and have the minimum in dissipation. As in the case of the suspension, at the partial frequencies proximity the reactions increase sharply eliminating their multiplicity. The three-mass drive is considered to be preferable to the two-mass one, especially if the skidding machine accelerations are frequent due to more flexible hitching damper in comparison with shear stiffness of driving wheels tires. The drive vibration load becomes twice as much when the hitching rigidity increases three-fold. In the single-stage suspension, the tire mean-square reaction becomes twice as much when the tire radial rigidity increases four-fold. If the bunch butt suspension rigidity increases four-fold, its reaction gives a factor of two and half.

Keywords: state equation, tire reaction dispersion, optimal or rational parameters, extremally integral optimization, criterion one-parameter functions, rational parameters control.

Виброн нагруженность неконсервативной системы определяется ее структурой, параметрами и характеристиками упруго-диссипативных связей, уровнем и характером внешнего воздействия. Здесь ограничимся

исследованием влияния структуры и параметров привода и подвеса трелевочной машины. В статье [1] обобщена декомпозиция трелевочной системы на рессорную и приводную различных структур и составлены

уравнения их состояния. В статьях [2, 3] приводятся аналитические исследования вибронгруженности их привода и подвеса.

Уравнение состояния двухмассового привода в координатах $x = x_d - x_t$ (касательной деформации шин)

$$m\ddot{x} + 2\beta_\tau \dot{x} + 2c_\tau x = \mu_d P_\Pi(t), \quad (1)$$

где $m_\Sigma = m_t + m_n$, $m = m_d \cdot m_\Sigma(m_d + m_\Sigma)^{-1}$,

$\mu_d = m_d(m_d + m_\Sigma)$, а трехмассового в координатах $x = x_t - x_n$, $u = x_d - x_t$

$$\begin{cases} m_2 \ddot{u} + 2\beta_\tau \dot{u} + 2c_\tau u - \mu_d(c_x x + \beta_x \dot{x}) = 0 \\ m_1 \ddot{x} + \beta_x \dot{x} + c_x x - 2\mu_n(c_\tau u + \beta_\tau \dot{u}) = \mu_t P_\Pi(t), \end{cases} \quad (2)$$

где $m_2 = m_d \cdot m_t(m_d + m_t)^{-1}$, $m_1 = m_t \cdot m_n(m_t + m_n)^{-1}$, $\mu_t = m_t(m_t + m_n)^{-1}$, $2c_\tau$, $2\beta_\tau$, c_x , β_x – параметры касательной жесткости и диссипации в шинах передних и задних колесных пар и сцепке рама – пачка; m_i – массы как параметры инертности; $P_\Pi(t)$ – усилие флуктуационного сопротивления волок – пачка.

Уравнение состояния одномассового шинного подвеса коника с жесткой полупогруженной пачкой в координатах $x_2 = z_2 - z_k(t)$, $m_\Sigma = m_1 + m_2 = 2570$ кг,

$$m_2 \ddot{x}_2 + \beta_n \dot{x}_2 + c_n x_2 = -m_\Sigma \ddot{z}_k, \quad (3)$$

а двухступенчатого подвеса на шинах с параметрами c_n , β_n и подвеса коника (c_z , β_z) в координатах $x_2 = z_2 - z_k$, $x_1 = z_1 - x_2 - z_k$ (деформациях шин и подвеса коника)

$$\begin{cases} m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2) + \beta_z \dot{x}_1 + c_z x_1 = -m_1 \ddot{z}_k \\ m_2 \ddot{x}_2 - \beta_z \dot{x}_1 - c_z x_1 + c_n x_2 + \beta_n \dot{x}_2 = -m_2 \ddot{z}_k, \end{cases} \quad (4)$$

где $z_k(t)$ – микронеровность пути; m_1 , m_2 – массы ступенчатого подвеса.

Дисперсия нормальной (радиальной) реакции шин по уравнению (3) для спектра неровности пути $S_k(\omega) = B_4 \nu^3 / \omega^4$,

$$D_n = \sigma_n^2 = c_n^2 D_{x_2} + \beta_n^2 D_{\dot{x}_2} = B(c_n / \beta_n + \beta_n / m_\Sigma), \quad (5)$$

$$B = 0,5 B_4 \nu^3 m_\Sigma^2,$$

а по системе уравнений (4)

$$D_n = \sigma_n^2 = c_n^2 D_{x_2} = 0,5 B_4 \nu^3 \frac{c_n / \beta_z + \beta_z m_2 / m_1^2 + c_z (m_2 / m_1)^2 / \beta_n}{(1 - c_z m_2 / m_1 \cdot c_n)^2}. \quad (6)$$

Диссипация в шинах ограничена

$$\beta_n \leq 0,2 \sqrt{c_n m_\Sigma}, \quad (7)$$

а минимизация функционала (5) дает:

$$\begin{aligned} D_n(\beta_n) &= \min, \quad \partial D_n / \partial \beta_n = 0, \\ \beta_n^m &= \sqrt{c_n m_\Sigma}, \quad \beta_{кр} = 2\sqrt{c_n m_\Sigma}, \\ \vartheta_n &= \beta_n / \beta_{кр} = 0,5, \quad \beta_n^m = 2\vartheta_n \sqrt{c_n m_\Sigma}, \end{aligned} \quad (8)$$

где $\vartheta_n = 0,5$ – коэффициент диссипации (демпфирования) в долях от критического значения парциальной системы.

Значение $\vartheta_n = 0,5$ завышено узкополосным спектром возмущения, а при широкополосном спектре возмущения $S_k = \zeta \nu / \omega^2$ интеграл дисперсии расходится. Поэтому при пологом минимуме критериальной функции $D_n(\beta_n)$ значение $\vartheta_n = 0,5$ можно принимать за максимальное и допускать снижение в процессе наработки демпферов в интервале $\Delta \vartheta_n = 0,5 \dots 0,25$, $\vartheta_n^{\min} = \vartheta_n^m / 2 = 0,25$, $\vartheta_0 = \vartheta_n^m / \sqrt{2} = 0,35$.

Для реальной диссипации (7) функционал (5) равен

$$\begin{aligned} D_n &= 2,6 B_4 \nu^3 m_\Sigma \sqrt{m_\Sigma c_n}, \\ c_n / m_\Sigma &= \nu^2, \quad \nu = 15,3 \text{ с}^{-1}, \\ \beta_n &\leq 8 \text{ кНс/м}, \quad \sigma_n^0 = 16 \sqrt{B_4 \nu^3}, \text{ кН}. \end{aligned} \quad (9)$$

Функционалы (5, 6) пропорциональны возмущению $B_4 \nu^3$, жесткостям c_n , c_z и имеют минимум по диссипации β_n , β_z . Второй из них существенно зависит от соотношения c_z / c_n , $m_2 \approx 2m_1$, $c_n \approx 6c_z$, а точнее, парциальных частот $\nu_1^2 = c_z / m_1$, $\nu_2^2 = c_n / m_2$ при рациональных значениях $c_n \approx 6c_z$, $\nu_2 \geq 2\nu_1$. При равенстве $\nu_2 = \nu_1$ $D_n = \infty$ независимо от присутствия диссипации. Последняя здесь обязательна двойной: $\beta_n = \beta_{\min}$, $\beta_z \approx \beta_0$. Если в решении (5) шинного подвеса она ограничена, то в (6) возможна квазиоптимальной в первой ступени коникового подвеса. Минимизация функции $D_n(\beta_z)$ (6) дает:

$$\partial D_n / \partial \beta_z = 0, \quad \beta_z^0 = \sqrt{m_1^2 c_n / m_2}, \quad (11)$$

в т. ч. для $m_1 / m_2 = 0,5$

$$\beta_z^0 = 0,7 \sqrt{c_n m_1}, \quad \vartheta_0 = \beta_z^0 / \beta_{кр} = 0,35,$$

а для $c_n = 6/12$ кН/см, $m_1 = 870$ кг, $m_2 = 1700$ кг

$$\beta_n = 6,4/9; \quad \beta_z = 16 \text{ кНс/м}, \quad \sigma_n = (20/12,8) \sqrt{B_4 \nu^3}. \quad (12)$$

Заметим, что в двухступенчатом подвесе расчетный параметр β_z^0 снижает соотношение масс $m_1 < m_2$, а в одноступенчатом он ограничен ($\beta_n \leq 8$ кНс/м) конструкционным (внутренним) трением резинокордных шин. Интегральная реакция шин первой структуры (10) имеет среднее значение второй (2). Для ограниченной скорости трелевки $\nu \leq 5$ м/с предпочтительным остается подвес машинно-тракторного агрегата (МТА) широкопрофильными шинами низкого давления. Реакция шин ($c_n = 12$ кН/см) при гибкой пачке ($c = 1,5$ кН/см),

равная $\sigma_n = 12,1 \sqrt{B_4 v^3}$, на уровне двухступенчатого подвеса (12) при $c_n = 6$ кН/см. Однако в этой структуре малая и управляемая диссипация в шинах и пачке.

Дисперсия касательной деформации x скорости \dot{x} и реакции шин $R = 2\beta_\tau \dot{x} + 2c_\tau x$ для $B_x = S_0 \mu_d$, $\mu_d = 0,29$, $S_0 = cnt$, по уравнению (1) двухмассового привода $x = x_d - x_\tau$:

$$D_\tau = 4\beta_\tau^2 D_{\dot{x}} + 4c_\tau^2 D_x = B_x (c_\tau / 2\beta_\tau + \beta_\tau / m), \quad 2c_\tau = mv^2; \quad (13)$$

а трехмассового привода по системе уравнений (2') при возмущении от волока на пачку типа «белого шума» – $S_0 = cnt$, $c_x + 2c_\tau = c_\Sigma$, $\beta_x + 2\beta_\tau = \beta_\Sigma$, $1 + c_x / 2c_\tau = \xi$:

$$D_\tau = 4c_\tau^2 D_u = \frac{0,1S_0}{m} \frac{0,5\beta_x^2 / \beta_\tau + \beta_x \xi + mc_x / \beta_x + \beta_\tau c_x / c_\tau}{(2 - c_x / c_\tau)^2}. \quad (14)$$

Функционалы (13, 14) пропорциональны возмущению $B_x = S_0 \mu_d$, жесткости c_τ или c_τ^2 , обратны массе m и имеют минимум по параметру диссипации β_τ или β_x и β_x . Во второй структуре привода получен важный результат: близость парциальных масс $m_1 \approx m_2$ и жесткостей $c_x = 2c_\tau$ обуславливает близость парциальных частот $v^2 = 2c_\tau / m = c_x / m$ и критический режим по кратности частот, при котором $D_\tau = \infty$ независимо от диссипации. Кроме того, здесь обязательна двойная диссипация ($2\beta_\tau$, β_x), при которой демпфирование в шинах не регулируется и ограничено, а в сцепке должно быть расчетное квазиоптимальное для всего привода.

Минимизация функции $D_\tau(\beta_x)$ дает:

$$D_\tau = \min, \quad \partial D_\tau / \partial \beta_x = 0, \quad \beta_x + \beta_\tau \xi = mc_x \beta_\tau / \beta_x^2.$$

Примем за первое приближение $\beta_x = \beta_\tau = 4$ кНс/м, $\xi = 1 + 70/210 = 1,17$; тогда

$$\beta_x^2 = mc_x \beta_\tau (\beta_x + \beta_\tau \xi)^{-1} = 0,3mc_x, \quad \beta_x = 0,55 \sqrt{mc_x} = 6,2 \text{ кНс/м}, \quad (15)$$

а дисперсия реакции шин

$$D_r = 0,72S_0, \quad \sigma_x = 0,85 \sqrt{S_0}. \quad (16)$$

Это решение ниже двухмассового привода (13):

$$D_\tau(\beta_\tau) = \min, \quad \beta_\tau^0 = 0,7 \sqrt{c_\tau m}, \quad \beta_\tau \leq 0,2 \sqrt{c_\tau m}; \quad (17)$$

$$2\beta_\tau \leq 0,4mv = 8,4 \text{ кНс/м}, \quad v = \sqrt{2c_\tau / m} = 12,4 \text{ с}^{-1}; \quad (18)$$

$$D_\tau \geq 1,45 \mu_d^2 S_0 v, \quad \sigma_\tau \geq 1,24 \sqrt{S_0}.$$

В итоге трехмассовый привод предпочтительнее двухмассового, особенно при частых разгонах МТА на волоке (лесосеке), за счет гибкой сцепки $c_x \ll 2c_\tau$. Важно в нем исключить критический режим $v_x = v_\tau$ заданием

$$2c_\tau / c_x \gg m_1 / m_2, \quad c_\tau \approx 3c_x. \quad (19)$$

Исследуем критериальную функцию (5) подвеса колесной трелевочной машины (КТМ) с исходными параметрами ($m_\Sigma = 2,57 \cdot 10^3$ кг, $c_n = 6$ кН/см, $\beta_n \leq 8$ кНс/м, $v = 15,3 \text{ с}^{-1}$, $B_4 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ 1/м}$),

$$\sigma_n = \sqrt{D_n} = 0,07 \sqrt{v^3 (c_n / \beta_n + \beta_n / m_\Sigma)}, \text{ кН} \quad (20)$$

и соответствующими однопараметрическими функциями

$$\sigma_n(v) = 0,6 \sqrt{v^3}, \quad \sigma_n(c_n) = 0,36 \sqrt{3 + c_n / 8}, \quad \sigma_n(\beta_n) = 0,36 \sqrt{600 / \beta_n + \beta_n / 2,57}. \quad (21)$$

Аналогично для функции (6) с исходными параметрами $c_z = 1,6$; $c_n = 8$ кН/см; $\beta_n \leq 8$, $\beta_z \leq 16$ кНс/м; $m_1 = 870$, $m_2 = 1700$ кг

$$\sigma_n = [31,6(1 - 2c_z / c_n)]^{-1} \times \sqrt{v^3 (c_n / \beta_z + 2,3\beta_z + 0,5c_z)}, \text{ кН}; \quad \sigma_n(v) = 0,7 \sqrt{v^3}, \quad \sigma_n(c_z) = 0,164(1 - 2c_z / 800)^{-1} \sqrt{86 + 0,5c_z}, \quad c_n(\beta_z) = 0,27 \sqrt{80 + 2,3\beta_z + 800 / \beta_z}, \quad \sigma_n(c_n) = 0,16(1 - 320 / c_n)^{-1} \sqrt{121 + c_n / 18}. \quad (22)$$

На рис. 1 а, б построены соответствующие графики.

Скорость трелевки оказывает интенсивное влияние на реакцию при узкополосном спектре перевозки. Поэтому на расчищенных волоках требуется ее ограничение, $v \leq 5$ м/с. Диссипация в шинах (рис. 1 а, $c_z = \infty$) интенсивно снижает $\sigma_n(\beta_n)$ до ограничения $\beta_n = 8$ кНс/м, а далее – медленно. И наоборот, в схеме на рис. 1 б диссипация β_z обеспечивает весьма пологий минимум $\sigma_n(\beta_z)$ в широком интервале $\Delta\beta_z = (10...30)$ кНс/м. Вибронагруженность σ_n интенсивно нарастает с жесткостью c_n (рис. 1 а) почти линейно, а с c_z (рис. 1 б) – по параболе. Желаемые их ограничения снизу $c_n^a \leq 5$ кН/см, $c_z^o \approx 1$ кН/см. И наоборот, $\sigma_n(c_n)$ в схеме (рис. 1 б) круто снижается до $c_n = 8$ кН/см с удалением от критического режима $v_1 = v_2$ при желаемом ограничении $c_n \geq 8$ кН/см.

Исследуем критериальную функцию (13) привода КТМ с исходными параметрами ($m_d = 2,2 \cdot 10^3$, $m_\tau = 5,2 \cdot 10^3$, $m_n = 2,4 \cdot 10^3$, $m_\Sigma = m_\tau + m_n = 7,6 \cdot 10^3$, $m = m_d \cdot m_\Sigma (m_d + m_\Sigma)^{-1} = 1,7 \cdot 10^3$ кг, $\mu_d = 0,22$, $c_\tau = 130$ кН/м, $v_\tau = 12,4 \text{ с}^{-1}$, $\beta_\tau = 4$ кНс/м)

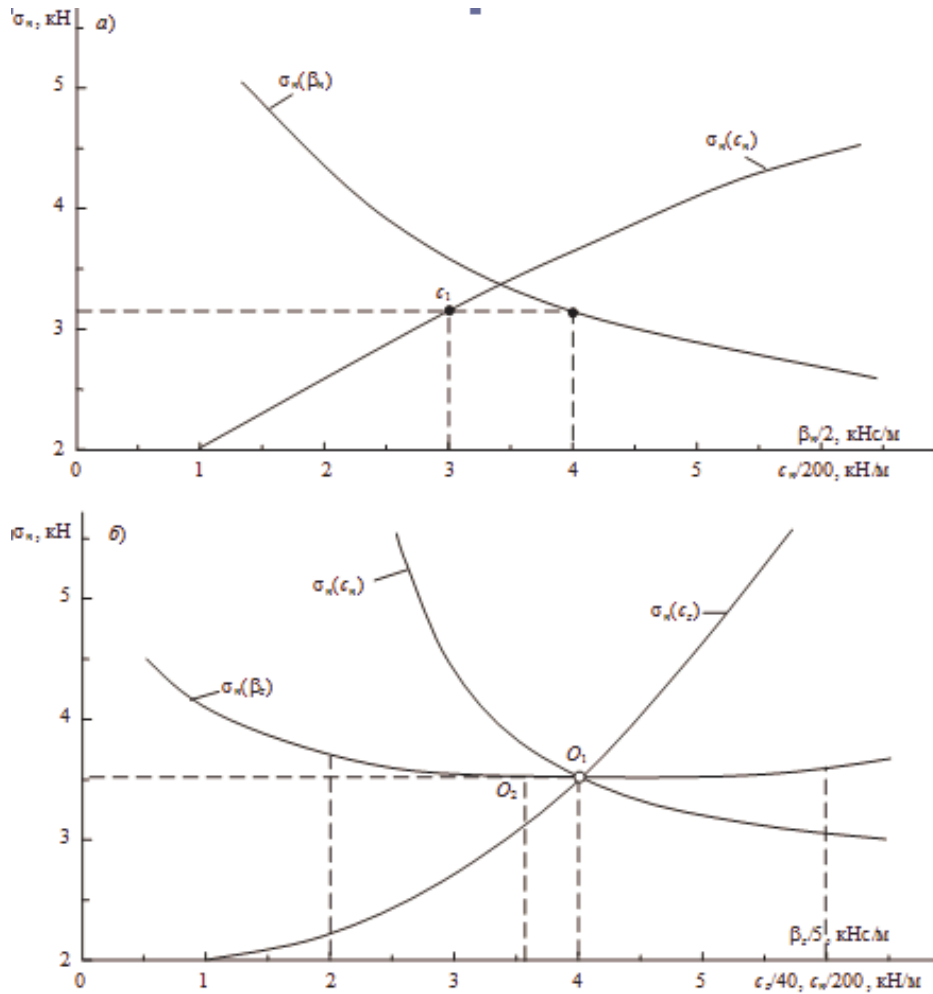


Рис. 1. Однопараметрические зависимости радиальной реакции шин КТМ в одно- (а) и двухступенчатом подвесе (б) комля жесткой пачки.

$$K = \sqrt{D_\tau / S_0} = 0,29\sqrt{c_\tau / 2\beta_\tau + \beta_\tau / 1,7}, \text{ кН} \quad (23)$$

и соответствующими однопараметрическими функциями

$$\begin{aligned} K(c_\tau) &= 0,29\sqrt{2,36 + c_\tau / 8}, \\ K(\beta_\tau) &= 0,29\sqrt{65 / \beta_\tau + \beta_\tau / 1,7}. \end{aligned} \quad (24)$$

Аналогично для функции (14) с исходными параметрами ($m_1 \approx m_2 = m = 1,7 \cdot 10^3$ кг, $\mu_d = 0,31$; $\mu_n = 0,32$; $\mu_\tau = 0,69$; $\mu_d \cdot \mu_n = 0,1$; $\mu_d \cdot \mu_\tau = 0,21$; $c_x = 70$, $c_\tau = 210$ кН/м, $\vartheta_\tau \leq 0,1$, $\beta_\tau = 2,7$; $\beta_x = 6,5$ кНс/м)

$$\begin{aligned} K(c_\tau) &= \sqrt{D_\tau / S_0} = \frac{0,32\sqrt{19,7 + 111 / c_\tau}}{2 - 70 / c_\tau}, \\ K(c_x) &= \frac{0,32\sqrt{8,4 + 0,7c_x}}{2 - c_x / 210}, \end{aligned} \quad (25)$$

$$K(\beta_x) = \sqrt{D_\tau / S_0} = 0,2\sqrt{0,11\beta_x^2 + 0,7\beta_x + 70 / \beta_x + 0,53}.$$

На рис. 2 а, б построены соответствующие графики.

Функция $K(\beta_\tau)$ в схеме (рис. 2 а) монотонно убывает до минимума, в интервале $\Delta\beta_\tau = 4,5 \dots 10$ кНс/м, а в схе-

ме на рис. 2 б кривая $K(\beta_x)$ имеет весьма пологий минимум в интервале $\Delta\beta_x = 2 \dots 9$ кНс/м. Функция $K(c_\tau)$ в схеме на рис. 2 а нарастает до $c_\tau \approx 240$ кН/м с последующей стабилизацией, а в схеме (рис. 2 б) медленно убывает до минимума $K = 0,8$ при $c_\tau \geq 150$ кН/м. Только кривая $K(c_x)$ на схеме рис. 2 б) нарастает аналогично $K(c_\tau)$ с 10-процентным превышением виброн нагруженности. Ограничения на рациональные параметры по схеме (а) $\beta_\tau \geq 4$ кНс/м, $c_\tau \leq 130$ кН/м, а в схеме (б) – $\Delta\beta_x = 3 \dots 9$ кНс/м, $c_\tau \geq 150$, $c_x \leq 50$ кН/м, $c_\tau \geq 3c_x$.

Выводы. Дисперсии радиальной реакции шин пропорциональны внешнему воздействию, жесткостям подвеса c_n , c_z и имеют минимум для диссипации β_n , β_z . Важными факторами нагруженности двухступенчатого подвеса являются критический режим при кратности частот $v^2 = c_n / m_2 = c_z / m_1$, $D_n^v = \infty$, и обязательность двойной диссипации β_n , β_z . Рациональные ограничения на параметры одноступенчатого подвеса $c_n \leq 500$ кН/м, $\beta_n \geq 7$ кНс/м, а двухступенчатого – $c_n \geq 800$, $c_z \leq 140$ кН/м, $\Delta\beta_z = 10 \dots 30$ кНс/м. Для малых скоростей $v \leq 5$ м/с предпочтительнее одноступенчатая структура подвеса жесткой пачки.

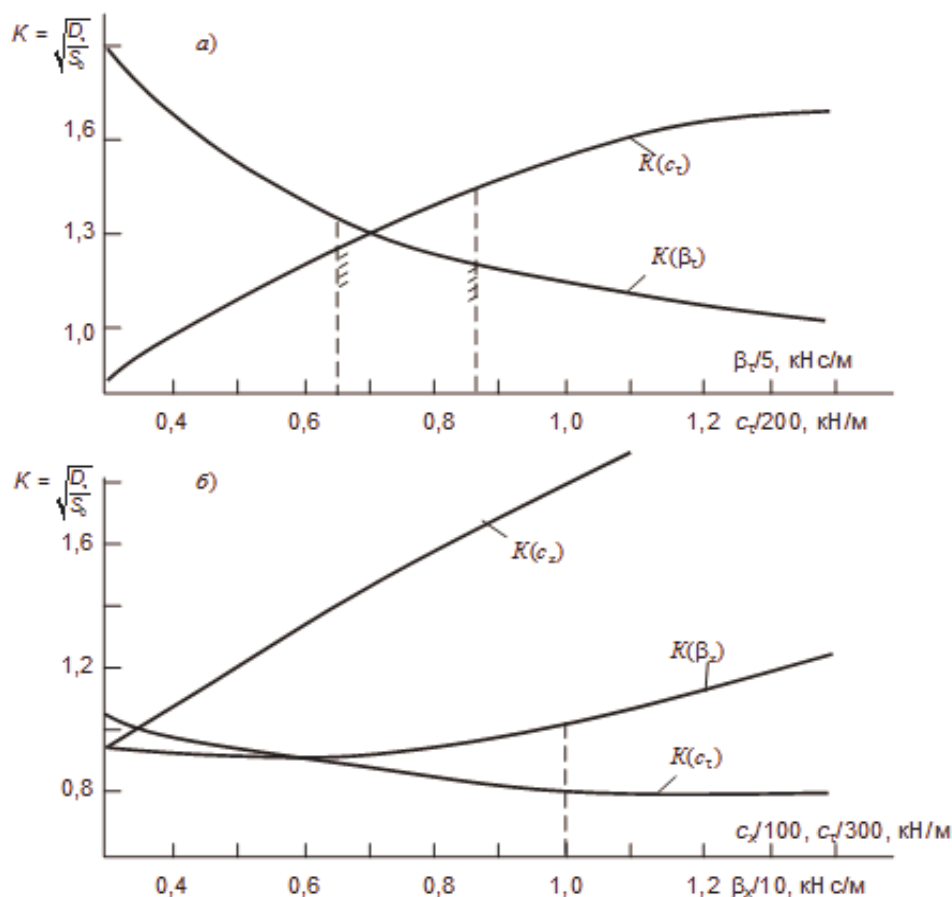


Рис. 2. Однопараметрические зависимости удельной касательной реакции шин двух- (а) и трехмассового (б) привода МТА – пачка.

Дисперсии касательной реакции шин пропорциональны возмущению от волокна на пачку, жесткости c_t или c_x^2 , обратны массе m и имеют минимум по параметру диссипации β_t или β_t и β_x . В трехмассовой структуре привода при $v^2 = 2c_t/m = c_x/m$ реализуется критический режим $D_t = \infty$ независимо от диссипации. Кроме того, в ней обязательна двойная диссипация ($2\beta_t, \beta_x$), при которой демпфирование в шинах не регулируется и ограничено, а в сцепке должно быть расчетное квазиоптимальное для всего привода. Рациональные ограничения на параметры двухмассового привода $2c_t \leq 260$ кН/м, $2\beta_t \geq 7$ кНс/м, а трехмассового – $2c_t \geq 370$, $c_x \leq 70$ кН/м, $c_t \geq 3c_x$, $\Delta\beta_x = 3 \dots 9$ кНс/м. Предпочтительнее трехмассовая структура привода, особенно в переходных процессах частых разгонов и переездов единичных неровностей.

Литература

1. Варава В.И., Гусейнов Р.Э. Декомпозиция модели трелевочной системы // Изв. С.-Петербург. лесотехн. акад. СПб., 2008. Вып. 185. С. 142–145.
2. Гусейнов Р.Э. Исследование нагруженности трелевочной системы // Изв. С.-Петербург. лесотехн. акад. СПб., 2007. Вып. 181. С. 105–110.
3. Варава В.И., Гусейнов Р.Э. Исследование поддрессоривания трелевочной системы // Тр. лесоинж. факультета ПетрГУ. 2008. Вып. 7. С. 13–17.

References

1. Varava V.I., Guseynov R.E. Decomposition of the skidding system model // Izv. S.- Petersburg. lesotekhn. akad. SPb., 2008. Vyp. 185. S. 142–145.
2. Guseynov R.E. Study of the skidding machine loading// Izv. S.- Petersburg. lesotekhn. akad. SPb., 2007. Vyp. 181. S. 105–110.
3. Varava V. I., Guseynov R. E. Study of the skidding system cushioning // Tr. lesoinzh. fakul'teta PetrGU. Petrozavodsk, 2008. Vyp. 7. S. 13-17.