

*coerulea* и *S. pilifera*. Однако синевя может вызываться и другими грибами, которые при своем развитии в древесине затрагивают клеточные оболочки; в этих случаях возможно ожидать снижения твердости.

При более длительном хранении древесины на воздухе при благоприятных условиях может появиться гниль. Различают два типа гниения – коррозионный и деструктивный. При коррозионном типе гниения уменьшается содержание лигнина, количество же целлюлозы почти не меняется. При деструктивном типе гниения гифы дереворазрушающих грибов вырабатывают ферменты, которые растворяют стенки клеток древесины без образования в них крупных отверстий, превращая их в вещества, пригодные для питания гриба. От этого древесина становится пористой, ее прочность понижается.

Питательной средой для деструктивных грибов является растворимый сахар – продукт разлагаемой ими же целлюлозы. Причиной разрушения клеточных стенок деструктивной гнилью является процесс гидролиза целлюлозы, в результате которого последняя превращается в водорастворимую глюкозу. Объем клеточных стенок при этом изменяется, в клеточных стенках появляются многочисленные продольные и поперечные трещины. В то же время ударная вязкость сильно снижается (на 30... 40 %). Заболонная гниль у хвойных пород снижает предел прочности при сжатии древесины вдоль волокон до 25... 30 %, а при статическом изгибе – до 22 %. Водопоглощение и водопроницаемость увеличиваются.

Таким образом, различают три стадии развития гнили: первую, когда изменяется только цвет древесины; вторую, когда древесина частично изменяет структуру и твердость; третью, когда древесина полностью утрачивает твердость и прочность. Некондиционную древесину третьей стадии принято тщательно собирать и сжигать.

Как известно, грибы, поражающие древесину, наиболее интенсивно развиваются в слабо кислой среде. Учитывая то, что рН некондиционной древесины составил 5,54 (таблица 1), а также то, что физико-

механические показатели древесины ухудшаются (прочность при изгибе на 27 %, плотность на 7 % – таблица 2), можно констатировать наличие дереворазрушающих грибов в древесине определенного рода и стадию некондиции отнести ко второй. Спектральный анализ показал начало стадии разрушения целлюлозы в древесине (гидролиз).

В итоге можно сделать вывод о том, что в древесине, находившейся на открытом воздухе более года, помимо грибов синевы, наличествуют дереворазрушающие грибы, питающиеся клеточными стенками.

### Литература

1. Плотникова, Г.П., Денисов, С.В., Челышева И.Н. Повышение эффективности производства древесностружечных плит // Вестн. Краснояр. гос. аграрного ун-та / КрасГАУ. 2010. Вып. 7. С. 152-158.
2. Плотникова, Г.П., Денисов, С.В. Комплексное использование отходов в производстве древесностружечных плит // Тр. Брат. гос. ун-та. Сер. Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири. 2010. Т. 2. Братск, 2010. С. 294-298.
3. Плотникова Г.П. Использование отходов гниющих заготовок в производстве древесностружечных плит // Перспективные инновации в науке, образовании, производстве и транспорте: материалы междунар. науч.-практ. интернет-конф. Одесса, 2010. Т. 23. С.67-69.
4. ГОСТ 16483.1-84 Древесина. Метод определения плотности. М.: Изд-во стандартов, 1999. 7 с.
5. ГОСТ 16483.3-84 Древесина. Метод определения предела прочности при статическом изгибе. М.: Изд-во стандартов, 1999. 7 с.

### References

1. Plotnikova, G.P., Denisov, S.V., Chelysheva I.N. Increase in wood particle boards productive efficiency // Vestn. Krasnoyar. gos. agrarnogo un-ta / KrasGAU. Vyp.7. Krasnoyarsk, 2010. S.152-158.
2. Plotnikova, G.P., Denisov, S.V. Wastes multipurpose use in wood particle boards manufacturing // Tr. Brat. gos. un-ta. Ser. Estestvennye i inzhenernye nauki – razvitiyu regionov Sibiri. Tom 2. Bratsk, 2010. S. 294-298.
3. Plotnikova, G.P. Decaying waste workpieces use in wood particle boards manufacturing // Perspektivnye innovatsii v nauke, obrazovanii, proizvodstve i transporte. Materialy mezhdunar. nauch.-prakt. internet-konf. Tom 23. Odessa, 2010. S. 67-69.
4. GOST 16483.1-84 Wood. Density assessment technique. M.: Izd-vo standartov, 1999. 7 s.
5. GOST 16483.3-84 Wood. Technique for ultimate stress assessment under static bending. M.: Izd-vo standartov, 1999. - 7 s.

УДК 630\*377,44:629

## Влияние параметров и характеристик связей на вибронгруженность МТА–пачка

В.И. Варав<sup>1</sup>, Э.М. Гусейнов<sup>1</sup>, Р.Э. Гусейнов<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Санкт-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.

*Параметры и характеристики упругодиссипативных связей оказывают определяющее влияние на вибронгруженность трелевочной системы МТА–пачка. Распространенные характеристики связей именуется по конструктивному выполнению и виду сопротивления, а в общем называются линейными, жесткими или мягкими нелинейными. Существуют также эффективная статистическая линеаризация слабонелинейных связей и стандартные интегралы дисперсий реакций линеаризован-*

ных уравнений динамики механических систем, облегчающих их аналитическое решение в стационарных режимах движения. В нестационарном режиме разгона трелевочной системы при гибкой сцепке тягач–пачка и жестких шинах возможен переход к одному дифференциальному уравнению относительных продольных колебаний двух масс и непосредственное интегрирование. Таким путем установлено, что возможный максимум реакции сцепки при жесткой характеристике ее амортизатора превышает эквивалентное внешнее воздействие в три раза, при мягкой – в полтора раза, а при линейной – в два раза. Здесь нагляден вывод о целесообразности жесткой характеристики сцепки тягач–пачка. В стационарном режиме установившегося движения приводов при линеаризованных связях и разделении их деформаций на переносное и относительное движения сравнительно просто вычисляются дисперсии деформации, скорости и реакции сцепки. Дисперсии реакций (функционалы) сцепки пропорциональны ее жесткости, обратны эквивалентной массе и имеют минимумы по параметру диссипации. При мягкой характеристике связи уровень критерия меньше чем при жесткой ввиду пониженной жесткости сцепки в окрестности точки переносного равновесия. В целом целесообразной структурой трелевочной системы с малыми скоростями движения выявлен трехмассовый привод и одноступенчатый подвес. Для упругих связей характерно увеличение нагруженности с повышением жесткости, а для диссипативных связей – пологий минимум в окрестности оптимума. Шины имеют ограничения снизу по жесткости, обеспечивающей боковую устойчивость, и по реализации демпфирования.

**Ключевые слова:** Параметры и характеристики упруго-диссипативных связей, вибронгруженность трелевочной машины, статистическая линеаризация нелинейных связей, уравнения состояния установившегося движения МТА, дисперсии реакции привода и подвеса МТА.

## Influence of coupling parameters and characteristics on the machine-tractor aggregate – bunch vibration load

V.I. Varava<sup>1</sup>, E.M. Guseynov<sup>1</sup>, R.E. Guseynov<sup>1</sup>

<sup>1</sup>St. 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 parameters and characteristics of the elastic dissipative couplings have determining influence on the vibration load of the 'MTA (machine-tractor aggregate) – bunch' skidding system. The common couplings characteristics are classified according to their constructive realization and the type of resistance, and in general are called linear, rigid or flexible nonlinear. There is also an effective statistic linearization of weak nonlinear couplings and the standard integrals of dispersion reactions of mechanical systems linearized equations facilitating their analytical solution under the stationary driving modes. Under the skidding system non-stationary acceleration mode when there exists the 'tractor – bunch' flexible hitch and rigid tires, it is possible to make transition to one differential equation of the two masses relative longitudinal vibrations and to direct integration. In this way, it has been found that a possible hitching reactions maximum under its damper rigid characteristic is three times higher than the equivalent external action, under its flexible characteristic it is 1.5-fold, and under linear the increase is two-fold. The conclusion about the rigid characteristic expediency of 'tractor – bunch' coupling becomes evident. In the stationary transmission steady motion mode under the linearized couplings and their deformation differentiation between translational and relative motion, it is quite easy to calculate deformation dispersions, speed and hitching reactions. The hitching reaction dispersions (functionals) are proportional to its hitching rigidity, and inversely proportional to the equivalent mass, and have minimums as to the dissipation parameter. If the connection characteristic is flexible, the criterion level is lower than in case of the rigid one because of the reduced hitching rigidity at the translational balance point. On the whole, the three-mass drive and single-stage suspension are found to be a suitable structure for a skidding system at a low driving speed. The elastic couplings are characterized by increasing stress load accompanied by the rigidity growth, and the dissipative ones – by low-angle minimum at the optimum neighbourhood. Tires have some rigidity limitations from below ensuring the lateral stability conditions and in damper realization.*

**Keywords:** parameters and characteristics of elastic dissipative connections, skidding machine vibration load, statistic linearization of nonlinear connections, MTA steady motion equation, dispersion of MTA drive and suspension reaction.

В статье [1] исследуется влияние структур и параметров линейных связей трелевочной машины на вибронгруженность ее и волока. Здесь исследуются особенности и закономерности вибронгруженности МТА с нелинейными связями. На рис. 1 а, б приведены распространенные в тягово-транспортных машинах характеристики упругих (рис. 1 а) и неупругих (рис. 1 б) диссипативных связей. Билинейная характеристика  $Q(x)$  (3, рис. 1) реализуется в сцепках поезда, а параболическая 2 – в подвесе машин и возвращающих устройствах. Диссипативное сопротивление  $F(\dot{x})$  в гидросистемах аппроксимируется квадратичной функцией  $F_\gamma = \gamma \dot{x}^2 \text{sign } \dot{x}$ ,

линейной  $F_\beta = \beta \dot{x}$  и корневидной  $F_\mu = \mu \sqrt{|\dot{x}|} \text{sign } \dot{x}$ . Во фрикционных демпферах наиболее простое релейное трение  $F_\phi = F_0 \text{sign } \dot{x}$  улучшает задание люфта  $\Delta \approx 0,2\sigma_x$  в одной или двух колодках (дисках) трения.

Наиболее простое аналитическое решение уравнений с квазилинейными связями – предварительная их линеаризация. Заменим в общем случае несимметричную упругую  $Q(x)$  и симметричную неупругую  $F(\dot{x})$  функции линеаризованными:

$$Q = Q_0 + c(x(t) - m_x), \quad F = \beta \dot{x}(t), \quad x(t) = m_x + \tilde{x},$$

где  $\tilde{x}$  – центрированная случайная деформация связи,  $m_x = 0$ .

Параметры  $Q_0$ ,  $c$ ,  $\beta$  обычно определяются линеаризацией квадрата отклонения нелинейных функций от линейной

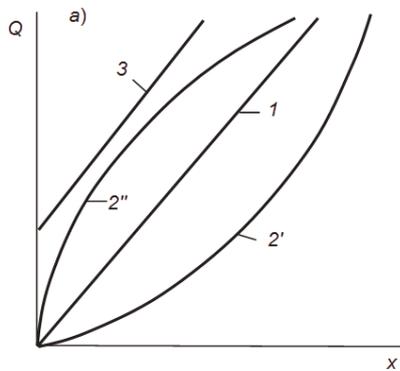
$$Q_0 = \int_{-\infty}^{\infty} Q(x)f(x)dx, \quad c = \sigma_{\tilde{x}}^{-2} \int_{-\infty}^{\infty} Q(x)(x - m_x)f(x)dx, \quad (1)$$

$$\beta = \sigma_{\dot{\tilde{x}}}^{-2} \int_{-\infty}^{\infty} F(\dot{\tilde{x}})f(\dot{\tilde{x}})d\dot{\tilde{x}},$$

где  $m_x$  – матожидание,  $f(x)$ ,  $f(\dot{x})$  – плотности вероятности стационарного случайного процесса.

В частности, для упругой силы  $Q(x) = Q_1 + c_1x$ :

$$Q_0 = Q_1 + c_1m_x, \quad c = c_1, \quad x \leq 3\sigma_x, \quad (1a)$$



а диссипативных  $F = F_0 \text{sign } \dot{x}$ ,  $F_\gamma = \gamma \dot{x}^2 \text{sign } \dot{x}$

$$\beta = 0,8F_0 / \sigma_{\dot{x}}, \quad \beta_\gamma = 1,6\gamma\sigma_{\dot{x}}; \quad F_0 = 1,25\beta\sigma_{\dot{x}}, \quad (1б)$$

$$\gamma = 0,63\beta / \sigma_{\dot{x}}.$$

Оценим характеристики сцепки трактор-пачка  $Q(x)$  в переходном режиме (при разгоне) по уравнениям:

$$m_T \ddot{x}_T + Q(x) = P_T, \quad m_{II} \ddot{x}_{II} - Q(x) = -P_{II}, \quad (2)$$

$$P_T, P_{II} = \text{const}, \quad x = x_T - x_{II}.$$

Вычитая из первого уравнения, умноженного на  $m_{II}$ , второе, умноженное на  $m_T$ , получим уравнение относительного движения,  $x = x_T - x_{II}$ :

$$m\ddot{x} + Q(x) = P, \quad P = (P_T m_{II} + P_{II} m_T) / m_\Sigma, \quad (3)$$

$$m = m_T m_{II} / m_\Sigma.$$

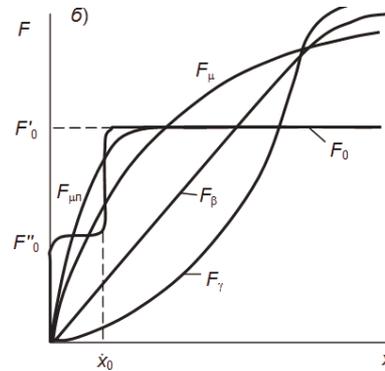


Рис. 1. Распространенные характеристики упругих (а) и диссипативных (б) сил в тягово-транспортных машинах.

Интегрируя уравнение при нулевых НУ, получим уравнение работ

$$0,5mv^2 = P - \int_0^x Q(x)dx \quad \text{или} \quad T = A - П. \quad (4)$$

Накопленная при разгоне трактора кинетическая энергия системы равна разности работ сил тяги и упругости. Максимум деформации сцепки достигается при  $v = 0, x = a$

$$P \cdot a = \int_0^a Q(x)dx. \quad (5)$$

При линейной связи  $Q = cx$  возможный максимум реакции  $a = 2P/c$ ,  $Q_c = ca = 2P_c$  вдвое превышает внешнее воздействие.

При жесткой  $Q(x) = \gamma x^2$  и мягкой  $Q(x) = \mu \sqrt{x}$  характеристиках сцепки:

$$a^2 = 3P / \gamma, \quad Q_\gamma = \gamma a^2 = 3P; \quad \sqrt{a} = 3P / 2\mu, \quad (6)$$

$$Q_\mu = \mu \sqrt{a} = 1,5P.$$

В первом случае возможный максимум вдвое превышает второе, а  $Q_c > Q_\mu = 1,5P$ . Величину  $Q_\mu$  можно увеличить осадкой трактора назад; важнее обеспечить в установившемся движении относительные колебания

на участке меньшей жесткости сцепки. Для этого и предназначена мягкая характеристика сцепки.

Введем уравнение установившегося движения привода дизель-трактор-пачка  $x_d - x_T = u$ ,  $x_T - x_{II} = x$  нелинейную сцепку и возмущение от волока  $P_{II}(t)$

$$\begin{cases} m_d \ddot{x}_d + 2c_\tau u = P_c^c, & m_T \ddot{x}_T - 2c_\tau u + Q(x) + F(\dot{x}) = -P_T^c \\ m_{II} \ddot{x}_{II} - Q(x) - F(\dot{x}) = -P_{II}^c - P_{II}(t). \end{cases} \quad (7)$$

При  $2c_\tau = \infty$ ,  $x_d - x_T = 0$ ,  $m_d + m_T = m_\Sigma$ ,  $x_{II} = x_T - x$  запишем сумму первых двух уравнений, т. е. систему двухмассового привода

$$\begin{cases} m_\Sigma \ddot{x}_T + F(\dot{x}) + Q(x) = P_c^c - P_T^c \\ m_{II} (\ddot{x}_T - \ddot{x}) - F(\dot{x}) - Q(x) = -P_{II}^c - P_{II}(t). \end{cases} \quad (8)$$

Вычитая из первого уравнения, умноженного на  $m_{II}$ , второе, умноженное на  $m_\Sigma$ , получим для  $P_c^c - P_T^c = P_{II}^c = Q(x_c)$  одно уравнение относительных колебаний,  $x_T - x_{II} = x$ :

$$m\ddot{x} + F(\dot{x}) + Q(x) = \mu_k P_{II}^c + \mu_{II} (P_{II}^c + P_{II}(t)), \quad (9a)$$

$$\text{где } m = \frac{m_n m_\Sigma}{m_n + m_\Sigma} = 1,8 \cdot 10^3 \text{ кг, } \mu_k = \frac{m_n}{m_\Sigma + m_n} = 0,45, \mu_n = \frac{m_\Sigma}{m_\Sigma + m_n} = 0,75.$$

Тогда

$$m\ddot{x} + F(\dot{x}) + Q(x) = 1,2P_n^c + \mu_n P_n(t). \quad (9б)$$

В установившемся движении разложим деформацию сцепки на среднюю  $x_e \approx idem$  и относительную  $x_r = var$  несимметричную функцию  $Q(x) = c_1 x + dx^2$ ,  $d \geq 0$  в ряд Тейлора в окрестности  $x_e$ ,  $x_r = x - x_e$ :

$$Q(x) = Q_e + cx_r, \quad c = Q'_x(x)_{x=x_e} = c_1 + 2dx_e > 0, \quad (10)$$

$$Q_e = c_1 x_e + dx_e^2.$$

Вводя в (9б) линеаризованные связи (10, 1б), получим:

$$Q_e = c_1 x_e + dx_e^2 = 1,2P_n^c, \quad (11)$$

$$m\ddot{x}_r + \beta\dot{x}_r + cx_r = \mu_n P_n(t).$$

Вводя параметр  $p = d / dt$  в (11), запишем передаточную функцию (ПФ)

$$\eta_x(p) = x_r(p) / P_n(p) = \mu_n (mp^2 + \beta_i + c)^{-1} \quad (12)$$

и дисперсии деформации, скорости и реакции сцепки для спектра воздействия от волокна на пачку  $S_n = S_0 = cnt$ :

$$D_x = \frac{\mu_n^2 S_0}{2\beta c}, \quad D_{\dot{x}} = \frac{\mu_n^2 S_0}{2\beta m}, \quad (13)$$

$$D_r = c^2 D_x + \beta^2 D_{\dot{x}} = \frac{\mu_n^2 S_0}{2} \left( \frac{c}{\beta} + \frac{\beta}{m} \right).$$

Функционал  $D_r(\vec{\alpha})$  пропорционален возмущению  $\mu_n^2 S_0$  и жесткости сцепки  $c$ , обратен массе  $m$  и имеет минимум по параметру  $\beta$  диссипации ввиду ее диссипативного и возмущающего действия:

$$D_r = \min, \quad \partial D_r / \partial \beta = 0, \quad \beta_m^2 = c_1 m, \quad (14)$$

$$\vartheta_m = \beta / \beta_{кр} = 0,5; \quad \beta_{кр} = 2\sqrt{c_1 m}.$$

Практически целесообразна реализация  $\Delta\vartheta = 0,5 \dots 0,25$ , а  $c \leq 0,1 m v^2$  с ограничением деформации связи  $x_r \leq 3\sigma_r$ . Минимум функционала (13) для  $\beta_m = \sqrt{cm}$

$$D_r^0 = 0,56 S_0 \sqrt{c/m}. \quad (15)$$

Чем выше уровень  $c = c_1 + 2dx_e$ ,  $d \geq 0$ , тем больше реакция. Отсюда следует, что при  $d < 0$  стационарная вибронгруженность сцепки ниже, чем при  $d > 0$ . Для выполнения устойчивости системы  $c > 0$  при  $d < 0$  сле-

дует увеличивать  $c_1 > 0$ . Суть мягкой характеристики сцепки в снижении ее реакции на больших амплитудах уменьшением эквивалентной жесткости  $\langle c \rangle$ . Переносная реакция  $Q_e$  в (11) в установившемся движении  $v \approx cnt$  уравнивается силами тяги и сопротивления.

Вводя в решение (13) эквивалентную замену (1б)

$$\beta = 0,8 F_0 / \sigma_{\dot{x}} = 2,3 F_0^2 m / S_0, \quad F_0^2 = 0,44 S_0 \beta / m, \quad (16)$$

получим функционал с релейным трением

$$D_r = 0,64 F_0^2 + 0,12 c S_0^2 / F_0^2 m. \quad (17)$$

Если заменим упругую силу (1а) в уравнении (9б), то получим систему (11) с видоизмененным первым равенством  $Q_e = Q_1 + c_1 m_x = 1,2 P_n^c$ .

Для исходных данных в решениях (13, 17),  $m = 1,8 \cdot 10^3$  кг,  $\mu_n = 0,75$ ,  $S_0 = 0,06$  кН<sup>2</sup>с,  $c = c_x = 80$  кН/м,  $\beta_m = \sqrt{cm} = 12$  кНс/м,  $F_0^m = 0,45$  кН запишем однопараметрические функции:

$$D_r(c) = 1,7 \cdot 10^{-2} (8,3 + c/15), \quad (18)$$

$$D_r(\beta) = 1,7 \cdot 10^{-2} (80/\beta + \beta/1,8),$$

$$D_r(F_0) = 0,64 F_0^2 + (1,9/100) = F_0,$$

$$D_r(c) = 0,14 + c/10^3, \text{ кН.}$$

По ним на рис. 2 а построены соответствующие графики. Кривые  $\sigma_r(c)$  при исходных  $\beta_m$  и  $F_0^m$  близки и стабильны при  $c \geq 55$  кНм и расходятся при  $c < 50$  кН/м за счет повышенного трения  $F_0^m = 0,45$  кН. Если кривая  $\sigma_r(\beta)$  при  $c = 80$  кН/м имеет весьма пологий минимум в интервале  $\Delta\beta = 9 \dots 20$  кНс/м, то кривая  $\sigma_r(F_0)$  становится сравнительно крутой в интервале  $\Delta F_0 = 0,35 \dots 0,65$  кН ввиду несоответствия трения  $F_0$  оптимальному при  $F_0 \geq F_0^m$ . При этом средний уровень реакции на 10 % выше, чем при вязком линейном: на уровне  $\sigma_r = 0,45 \dots 0,5$  кН при  $c = 50 \dots 100$  кН/м.

Примем в системе (7) линейную  $Q(x) = c_x x$  и линеаризованную по условию (1б)  $F(\dot{x}) = \beta_x \dot{x}$  и вычтем из предыдущего уравнения последующее для  $x_d - x_r = u$ ,  $x_r - x_n = x$

$$\begin{cases} m_2 \ddot{u} + 2\beta_\tau \dot{u} + 2c_\tau u - \mu_d (c_x x + \beta_x \dot{x}) = 0 \\ m_1 \ddot{x} + \beta_x \dot{x} + c_x x - 2\mu_n (c_\tau u + \beta_\tau \dot{u}) = \mu_n P_n(t), \end{cases} \quad (19)$$

где исходные и расчетные параметры равны:

$$m_1 \approx m_2 = 1,7 \cdot 10^3 \text{ кг, } \mu_d = 0,31, \mu_n = 0,32, \mu_\tau = 0,69, \quad (20)$$

$$c_x = 70, \quad c_\tau = 210 \text{ кН/м; } \vartheta_\tau \leq 0,1;$$

$$2\beta_\tau = 2\vartheta_\tau \sqrt{2c_\tau \cdot m} = 5,4 \text{ кНс/м.}$$

Дисперсии скорости деформации и реакции сцепки для спектра воздействия волок-пачка  $S_e = S_0 = cnt$

$$D_{\dot{x}} = \frac{S}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_x(i\omega)|^2 \omega^2 d\omega = \frac{S_0}{4m\beta_x},$$

$$D_x = \frac{S_0}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_x(i\omega)|^2 d\omega = \frac{S_0}{4\beta_x c_x},$$

$$D_r = c_x^2 D_x + \beta_x^2 D_{\dot{x}} \approx \left( \frac{c_x}{\beta_x} + \frac{\beta_x}{m} \right) \frac{S_0}{4}. \quad (21)$$

Заметим отсутствие в (21)  $2\beta_\tau$ , что увеличивает виброн нагруженность сцепки. Минимизация функционала  $D_r(\beta_x)$  дает *opt*  $\beta_x$  для всего спектра частот:

$$\partial D_r / \partial \beta_x = 0, \quad (\beta_x^0)^2 = cm, \quad \vartheta_x = \beta_x / \beta_{кр} = 0,5;$$

$$\beta_x^0 = \sqrt{c_x m} = 11 \text{ кНс/м}. \quad (22)$$

В решениях (21) имеется неопределенность вида % при кратности частот  $v^2 = 2c_\tau / m = c_x / m$ , обвязывающая раздвижку жесткостей  $c_\tau \approx 3c_x$ .

По условию (1б)

$$F_0^2 = 1,56\beta_x^2 \sigma_x^2 = 14\beta_x \cdot 10^3, \quad F_0 = \sqrt{14\beta_x^0 / 10^3} = 0,4 \text{ кН},$$

$$\beta_x = F_0^2 \cdot 10^3 / 14;$$

$$\beta_x^2 = 2,56\gamma^2 \sigma_x = 23\gamma^2 / \beta_x, \quad \beta_x = 2,84\gamma^{2/3},$$

$$\gamma_0 = \beta_x^0 \sqrt{\beta_x^0} / 23, \quad \gamma_0^{2/3} = 4,2 \cdot 10^3. \quad (23)$$

Отсюда и исходных данных (20) однопараметрические функции дисперсии реакции сцепки (21) будут:

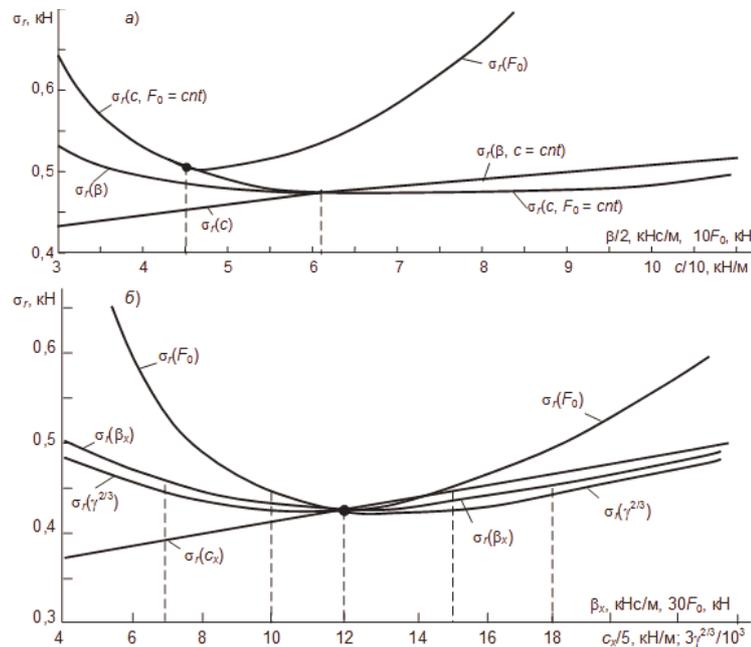


Рис. 2. Однопараметрические среднеквадратичные реакции сцепки двух- (а) и трехмассового (б) привода МТА-пачка при различной диссипации.

$$\sigma_r(c_x) = \sqrt{0,015(c_x / 12 + 7,1)},$$

$$\sigma_r(\beta_x) = 0,12\sqrt{70/\beta_x + \beta_x / 1,7}, \text{ кН}. \quad (24)$$

$$\sigma_r(F_0) = 1,2\sqrt{F_0^2 / 2,4 + 1 / (10F_0)^2},$$

$$\sigma_r(\gamma^{2/3}) = 0,155\sqrt{\gamma^{2/3} / 10^3 + 1,47 \cdot 10^3 / \gamma^{2/3}}, \text{ кН}.$$

На рис. 2 б построены соответствующие графики. Как и в схеме (рис. 2 а), функция  $\sigma_r(c_x)$  линейно и медленно нарастает в интервалах  $c_x = 40...100$  кН/м,  $\sigma_{r0} = 0,4...0,47$  кН. Все диссипативные кривые имеют минимум  $\sigma_r = 0,425$  кН при оптимальной эквивалентной диссипации  $\beta_i = 12$  кНс/м. При гидрогасителях реализуется весьма пологий минимум в широком интервале  $\Delta\beta = 7...18$  кНс/м, а фрикционным демпфере – в меньшем интервале  $\Delta F_0 = 0,3...0,5$  кН. Эти интервалы необходимы для задания минимума виброн нагруженно-

сти привода, контроля и ремонта демпферов. Из сопоставления кривых вариантов (а, б) рис. 2 следует, что предпочтительнее трехмассовый привод. Еще больше его преимущества в переходном процессе частых разгонов на волоке (лесосеке).

Исследуем нелинейную вертикальную связь мостиконик  $Q(x) = c_1 x + dx^3 - m_1 g$ ,  $x_1 = z_k - z_m$  при жестких шинах и пачке по уравнению состояния

$$m_1 \ddot{x}_1 + \beta_z \dot{x}_1 + Q(x) = -m_z \ddot{z}_k. \quad (25)$$

Статистическая линеаризация связи  $Q^{(x)} = Q_0 + cx_1$ ,  $x_1 = x - m_x$  дает

$$Q_0 = c_1 m_x + dm_x(m_x^2 + 3\sigma_x^2) - m_1 g,$$

$$c = c_1 + 3d(m_x^2 + \sigma_x^2) \quad (26)$$

и линеаризованное уравнение

$$m_1 \ddot{x}_1 + \beta_z \dot{x}_1 + c x_1 = -m_1 \ddot{z}_k; \quad (27)$$

$$d m_x^3 + c_f m_x - m_1 g = 0, \quad c_f = c_1 + 3df \sigma_x^2. \quad (28)$$

В кубическом уравнении (28)  $c_f$  – жесткость статического равновесия  $f$ . Из трех его решений примем  $m_x = f = m_1 g / c_f$ , тогда  $m_x = 0$ . Вводя оператор  $p = d / dt$ , запишем ПФ-27  $\eta(p) = x_1(p) / z_k(p) = m_1 p^2 (m_1 p^2 + \beta_z p + c)^{-1}$  и дисперсии реакции подвеса для спектральной плотности неровности пути  $S_n = B_4 v^3 / \omega^4$ :

$$D_x = \frac{m_1^2 B_4 v^3}{2\beta_z c}, \quad D_{\dot{x}} = m_1^2 B_4 v^3 \frac{2\beta_z}{m_1}, \quad (29)$$

$$D_r = c^2 D_x + \beta_z^2 D_{\dot{x}} = \frac{m_1^2 B_4 v^3}{2} \left( \frac{c}{\beta_z} + \frac{\beta_z}{m_1} \right).$$

Функционал  $D_r(\alpha)$  пропорционален возмущению  $B_4 v^3$ , квадрату поддресоренной массы  $m_1^2$ , эквивалентной жесткости  $\langle c \rangle$  подвеса и имеет минимум по диссипации:

$$\partial D_r / \partial \beta, \quad \beta_z^2 = c m_1, \quad \vartheta_z = \beta_z / \beta_{кр} = 0,5. \quad (30)$$

Ввиду задания узкополосного спектра внешнего воздействия величину  $\vartheta_z^m = 0,5$  целесообразно принимать максимальной и допускать снижение в процессе наработки демпфера в интервале

$$\Delta \vartheta = 0,5 \dots 0,25, \quad \vartheta_0 \approx 1/3, \quad \beta_z^0 = 2\vartheta_0 \sqrt{c m_1}. \quad (31)$$

Напомним также, что параметр  $\beta_z$  не зависит от внешнего воздействия и определяет наилучшей линейную характеристику неупругого сопротивления для различных дорог и скоростей движения. Для расчетного  $\beta_z$  (30) дисперсия реакции минимальна

$$D_r^0 = \sigma_r^2 = B_4 v^3 m_1^{1,5} \sqrt{c}, \quad c = c_1 + 3d \sigma_x^2 > 0. \quad (32)$$

Отсюда следует, что при  $d < 0$  функционал меньше, а при  $d > 0$  – больше линейного случая. Однако практически в подвесе транспортных машин обоснованно реализуется жесткая билинейная характеристика в двух случаях: с поддресорниками для амортизации (сбивания) перезагрузок и пружинами разной высоты – для снижения жесткости на холостом ходу.

Вернемся к решениям (29 – 32) с линейной упругой

$$(c = c_1 = 160 \text{ кН/м}, \quad m_1 = 870 \text{ кг}, \quad v_z = \sqrt{c_1 / m_1} = 13, \quad 6 \text{ с}^{-1})$$

$$\sigma_r^0 = m_1 \sqrt{B_4 v^3 v_z} = 3,2 \sqrt{B_4 v^3}, \text{ кН} \quad (33)$$

и линейной диссипативной связью в подвесе. По условию эквивалентности (1) для релейного трения

$$F_z = F_0 \text{ sign } \dot{x} \quad F_0^2 = 1,56 \beta_z^2 D_{\dot{x}} = 0,8 m_1 B_4 v^3 \beta_z^0 = 0,34 m_1^2,$$

в т. ч. для  $B_4 = 2/10^3, 1/\text{м}; \quad v_0 = 2,5 \text{ м/с},$

$$\varphi_0 = F_0 / m_1 = 0,58; \quad \varphi_0' = F_0 / m_1 g = 0,06;$$

$$\beta_z = 0,8 F_0 / \sigma_{\dot{x}} = 1,3 \varphi_0^2 m_1 / B_4 v^3, \quad (34)$$

где  $\varphi_0$  – относительное трение, в долях поддресоренной массы.

Вводя  $\beta_z$  (34) в дисперсию реакции (29), получим ее выражения через управляемые параметры подвеса:

$$\sigma_r = \sqrt{D_r} = 21/10^3 \cdot \sqrt{1130 \varphi_0^2 + 3,1 c_z v^3 / \varphi_0^2 \cdot 10^6}, \text{ кН}; \quad (35)$$

$$\sigma_r(c_z) = 21/10^3 \cdot \sqrt{384 + 2,2 c_z / 10^3},$$

$$\sigma_r(\varphi_0) = 21/10^3 \sqrt{1130 \varphi_0^2 + 120 / \varphi_0^2}.$$

Соответствующие кривые построены на рис. 3 с индексом  $\langle \rangle$ .

Оценку реакции коника в двухступенчатом подвесе выполним по уравнениям состояния

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x} + \beta_z \dot{x} + c_z x + m_1 \ddot{z}_2 = 0 \\ m_1 \ddot{x} + m_{\Sigma} \ddot{z}_2 + \beta_n \dot{z}_2 + c_n z_2 = \beta_n \dot{z}_k + c_n z_k, \end{cases} \quad (36)$$

где  $m_1$  – приведенная к конику полупогруженная часть массы пачки,  $m_1 = m_n + m_k = 870, \quad m_2 = 1700 \text{ кг}, \quad m_{\Sigma} = m_1 + m_2 = 2570 \text{ кг}, \quad x = z_1 - z_2.$

Дисперсии деформации, скорости и реакции подвеса коника для спектральной плотности неровности пути  $S_n(\omega) = B_4 v^3 / \omega^4$  здесь равны:

$$\xi = \left( 1 - \frac{c_z m_{\Sigma}}{c_n m_1} \right)^2, \quad (37)$$

$$D_r = c_z^2 D_x + \beta_z^2 D_{\dot{x}} = \frac{B_4 v^3}{2\xi} \left( \frac{c_z^2 m_{\Sigma}^2}{\beta_n c_n} + \frac{m_1^2 c_z}{\beta_z} + \frac{\beta_z^2 m_{\Sigma}}{\beta_n} \right).$$

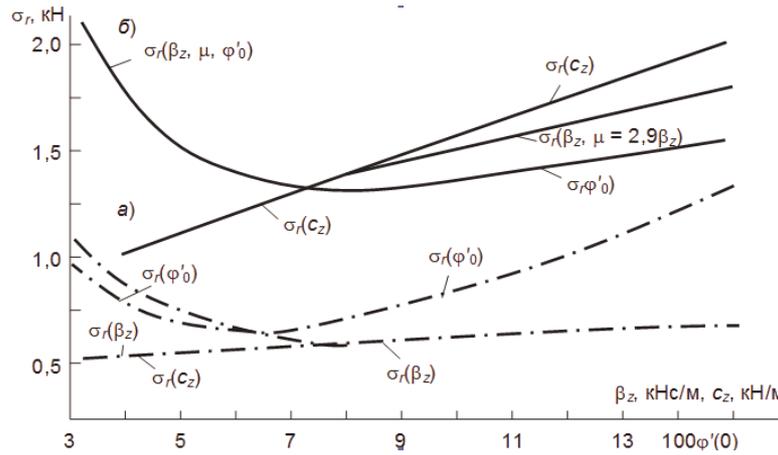
Функционал пропорционален возмущению  $B_4 v^3$ , массам  $m_1, m_{\Sigma}$ , жесткости  $c_z$ , обратен  $c_n$  и имеет минимум по  $\beta_z$ :

$$D_r = \min, \quad \partial D_r / \partial \beta_z = 0, \quad (\beta_z^0)^3 \approx m_1^2 c_z \beta_n / 2 m_{\Sigma}. \quad (38)$$

Показательными свойствами этой структуры являются обязательность двойной диссипации  $\beta_n \approx 0,2 \sqrt{c_n m_{\Sigma}}, \quad \beta_z = (1 \pm 0,3) \beta_z^0$  и исключения критического режима  $v^2 = c_z / m_1 = c_n / m_{\Sigma}$  по условию  $c_n \gg c_z m_{\Sigma} / m_1$ . Вводя исходные параметры  $c_z = 1,6, \quad c_n = 12 \text{ кН/см}, \quad \beta_n \approx 10 \text{ кНс/м}, \quad \xi = 0,36, \quad \beta_n \approx 6,2 \text{ кНс/м}$  в дисперсию (37), получим

$$\sigma_r = 7,7 \sqrt{B_4 v^3}, \text{ кН}, \quad (39)$$

т. е. в 2,4 раза выше одноступенчатой структуры подвеса. Это объясняется наличием критического режима и нерациональным распределением жесткостей и масс.



**Рис. 3.** Однопараметрические среднеквадратичные реакции одно- (а) и двухступенчатого (б) подвеса коника МТА-пачка при различной диссипации.

Решение (37) получается также при мягкой характеристике диссипации  $F_\mu = \mu \dot{x} e^{-\dot{x}^2/2} / 2\sigma_x^2$  с эквивалентным по условию (1) параметром:  $\mu = 2,9\beta_z$ ,  $\beta_z = 0,35\mu$ . Эквивалентное сопротивление релейного трения

$$F_0 = 1,25\beta_z \sigma_x = 1,25\beta_z \sqrt{B_4 v_0^3 m_\Sigma / 2\xi\beta_n} = 33,4\beta_z \sqrt{v^3 / 10^3}, \quad (40)$$

в т. ч. для расчетных  $\beta_z = 6$  кНс/м,  $v_0 = 2,5$  м/с,

$$B_4 = \frac{2}{10^3} \frac{1}{m} F_0 = 720 \text{ Н}, \quad \phi_0 = F_0 / m_1 = 0,9;$$

$$\phi'_0 = F_0 / m_1 g = 0,09.$$

Отсюда

$$\beta_z / 10^3 = \frac{F_0}{33,4\sqrt{v^3}} \frac{m_1 g}{m_1 g} = \frac{260\phi'_0}{\sqrt{v^3}}, \quad (41)$$

в т. ч. при  $v_0 = 2,5$  м/с

$$\beta_z^0 / 10^3 = 69\phi'_0, \quad \beta_z^0 / 10^3 = 6,2 \text{ кНс/м}.$$

Заменяя  $\beta_z$  (41) в функционале (37), получим его выражения через управляемые параметры подвеса:

$$\begin{aligned} \sigma_r(c_z) &= 6,6\sqrt{(c_z / 10^3)^2 \cdot 0,55 + 0,12c_z + 9,8 \cdot 10^3}, \text{ Н}; \\ \sigma_r(\beta_z, \mu) &= \\ &= 6,6\sqrt{14 \cdot 10^3 + 119 \cdot 10^6 / \beta_z + \beta_z^2 \cdot 0,26 / 10^3}, \text{ Н}; \\ \sigma_r(\phi'_0) &= 6,6\sqrt{14 \cdot 10^3 + 1,72 \cdot 10^3 / \phi'_0 + 1,24 \cdot 10^6 \phi_0'^2}, \text{ Н}, \end{aligned} \quad (42)$$

где  $\phi'_0 = F_0 / m_1 g$  – коэффициент относительного трения, в долях подрессоренного веса.

На рис. 3 по решениям (35, 42) построены однопараметрические функции одно- и двухступенчатого подвеса МТА-пачка.

Из графиков и решений (33, 39) для малых скоростей следует лучший (менее нагруженный) шинный подвес, несмотря на ограничения снизу на параметры жесткости и диссипации.

Функции  $\sigma_r(c_z)$  линейно нарастающие, а  $\sigma_r(\beta_z, \phi'_0)$  – параболические с расчетным минимумом. Весьма на-

глядны интервалы пологих минимумов диссипации: верхний предел служит нормой изготовления демпфера, а нижний – допуском в процессе наработки.

**Выводы.** Целесообразными (менее нагруженными) структурами трелевочной системы с малыми скоростями движения являются трехмассовый привод и одноступенчатый подвес. Общая закономерность упругих связей – увеличение нагруженности с повышением жесткости, а диссипативных – пологий минимум реакции в окрестности оптимума диссипации. Шины имеют ограничения снизу по реализации жесткости и диссипации, поэтому в одноступенчатом весе целесообразны широкопрофильные формы низкого давления со статическим прогибом  $f = 5 \dots 7$  см.

В двухступенчатом подвесе и трехмассовом приводе в стационарном процессе установившегося движения возможны, независимо от диссипации, критические режимы по кратности парциальных частот. Они исключают оптимальное соотношение жесткостей и обязывают примерно трехкратную раздвижку парциальных частот.

Возможно использование конструктивно простых и более надежных фрикционных демпферов, но с улучшенной характеристикой. Лучшая характеристика диссипации – линейное вязкое трение с оптимальным параметром  $\beta_0$ , не зависящим от возмущения, и ограничением усилия предохранительного клапана,

$F_m \leq \sqrt{2}\beta_0 \sigma_x$ . Важно соблюдение пологого минимума вибронгруженности в интервале  $\Delta\beta \approx (1 \pm 0,3)\beta_0$  от оптимального значения. Мягкая упругая характеристика сцепки ограничивает ее деформацию и снижает жесткость (реакцию связи) на нагруженном участке функционирования.

### Литература

1. Варова В.И., Гусейнов Р.Э. Декомпозиция модели трелевочной системы // Изв. С.-Петербург. лесотехн. акад. СПб., 2008. Вып. 185. С. 142–145.

### 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.