

УДК 630*377,44:629

Техничко-экономическая оценка эффективности функционирования трелевочных машин

В.И. Варава¹, Э.М. Гусейнов¹, Р.Э. Гусейнов¹¹Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. Кирова, Институтский пер. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: anatel.k@mail.ru

Статья поступила 16.07.2012, принята 15.11.2012

Эффективность функционирования трелевочных машин достигается рациональной структурой привода и подвеса, квазиоптимальными характеристиками упругодиссипативных связей и оптимальными параметрами жесткости и диссипации, а в целом – снижением их динамической нагруженности. При этом повышается их надежность и долговечность. Интегральный уровень вибронгруженности наиболее полно определяется дисперсией реакции по координатным связям, в первую очередь, шин ведущих колес. Она представляет функционал – критерий качества в функции от управляемых параметров системы. Минимизацией функционала вычисляются оптимальные параметры системы. Долговечность привода и подвеса машин проще всего определяется через эффективный период их нагружения. По уровню дисперсий касательных реакций шин выявляется лучшей трехмассовая силовая передача в сравнении с двухмассовой. Ввиду диссипативного и возмущающего действия демпферов чаще реализуется пологий минимум функционала в функции параметра диссипации. В трехмассовом исполнении привода функционал снижается с увеличением касательной жесткости шин и увеличивается с жесткостью сцепки. Малый эффект двухступенчатого подвеса объясняется обязательными условиями двойной диссипации и исключения критического режима по кратности парциальных частот. Долговечность привода и подвеса ощутимо снижается с увеличением жесткости упругих связей. Диссипация в подвесе практически не влияет на долговечность ввиду ее задания в пологом минимуме вибронгруженности и определяющей роли упругой связи. Оценки вибронгруженности и долговечности привода и подвеса непротиворечивы и отражаются как интегральным уровнем, так и параметрическими функциями. По последним наглядно выявляются оптимальные значения параметров, допустимые интервалы их изменения, структуры системы и характеристики упругодиссипативных связей.

Ключевые слова: вибронгруженность и долговечность, уравнения состояния, дисперсия, реакции шин, параметры упруго-диссипативных связей, однопараметрические функции.

Techno-economic evaluation of skidding machines operation efficiency

V.I. Varava¹, E.M. Guseynov¹, R.E. Guseynov¹¹St. Petersburg State Forest Technical University, 5, Institutsky lane, St. Petersburg, Russia. E: mail: anatel.k@mail.ru

The article received 16.07.2012, accepted 15.11.2012

The efficiency of skidding machines operation is achieved by the rational drive and suspension structure, quasi-optimal characteristics of elastic dissipative connections and optimal parameters of the rigidity and dissipation, and on the whole by the decrease of their dynamic load. It increases their reliability and durability. The integral level of the vibration load is most completely determined by the dispersion of coordinate-wise connections reaction, in the first place, by driving wheels tires. It represents a functional – the quality criterion in the function of the system controlled parameters. The system optimal parameters are calculated by the minimization of the functional. Machines drive and suspension durability are easily determined from the effective period of their loading. By the tires dispersion level of tangent reactions, the three-mass power transmission is revealed as compared to the two-mass one. In view of dissipative and disturbing action of dampers, a gently sloping minimum of the functional in the dissipation parameter function is more often implemented. In the three-mass drive implementation, the functional decreases with increasing of tires tangent rigidity and increases with the coupling rigidity growth. The small effect of the two-stage suspension can be explained by the compulsory conditions of double dissipation and the critical regime elimination as to partial frequencies multiplicity. The drive and suspension durability is noticeably decreases with the increase in the elastic coupling rigidity. The dissipation in the suspension does not practically influence the durability because it is specified in the gentle sloping minimum of vibration load, and the elastic coupling role being determinative. The evaluations of the drive and suspension vibration load and durability are not contradictory and reflected by both the integral level and parametrical functions. The latter allow clearly revealing the parameters optimal values, the acceptable intervals of their change, system structure and the characteristics of elastic dissipative connections.

Keywords: vibration load and durability, state equation, dispersion, tire reaction, elastic dissipative connections parameters, one-parameter functions.

Вибронгруженность и долговечность приводных и рессорных систем трелевочных машин на лесосеке или волоке определяют их структуры, параметры и характеристики упруго-диссипативных связей, уровень и характер воздействия пути. Интегральную оценку функционирования колесных машин дают уровни виб-

ронагруженности и долговечности. Аналитическое решение интегральной задачи доступно при изучении стационарного процесса вибронгруженности упрощенной системы со статистической линеаризацией нелинейных упруго-диссипативных связей. При этом интегральный уровень вибронгруженности наиболее полно выявляется дисперсией по координатных реакций шин ведущих колес (реже связей коника), а долговечность привода и подвеса машин – через эффективный перевод их нагружения.

Введем в трехмассовой силовой передаче «дизель – трактор – пачка» линейные упругие связи $Q_\tau = 2c_\tau \cdot u$, $u = x_d - x_\tau$, $Q_x = c_x x$, $x = x_\tau - x_n$ и линеаризованные неупругие (диссипативные) $F_u = 2\beta_\tau \dot{u}$, $F_x = \beta_x \dot{x}$ в стационарном процессе установившегося движения. Здесь целесообразно разложить сложное движение каждого инерционного блока (ротора) на относительное и переносное: $x_i = x_i^e + x_i^r$, $\dot{x}_i = \dot{x}_i^e + \dot{x}_i^r$. Аналогично раскладывается (линеаризуется) внешнее воздействие в ряд Тейлора в окрестности средней скорости установившегося движения ($v = v_c = r\omega_c / i_n$): $P_i = P_i^c + \beta_i(v_i - v_c)$, $\beta_i[\partial P_i / \partial v_i]v_i = v_c$. При этом средние значения сил переносного движения уравновешиваются $P_k = P_\tau^c + P_n^c = 2c_\tau u^c + c_x x^c$, а флуктуационные относительные колебания привода выявляются по уравнениям состояния [1]:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{u} + 2\beta_\tau \dot{x} + 2c_\tau u - \mu_d(c_x x + \beta_x \dot{x}) = 0 \\ m_1 \ddot{x} + \beta_x \dot{x} - c_x x - 2\mu_n(c_\tau u - \beta_\tau \dot{u}) = \mu_n P_n(t), \end{cases} \quad (1)$$

где $m_1 = \frac{m_\tau m_n}{m_\tau + m_n}$, $m_2 = \frac{m_d \cdot m_\tau}{m_d + m_\tau}$, $m_1 \approx m_2 = 1,7 \cdot 10^3$ кг,

$$\mu_\tau = \frac{m_\tau}{m_\tau + m_n} = 0,69.$$

Заметим, что здесь имеются две парциальные $v_1^2 = c_x / m_1$; $v_2^2 = 2c_\tau / m_2$ и две собственные λ_1, λ_2 частоты трехмассовой системы, отражающие относительные колебания привода. Переносное движение с нулевой частотой и средней нагруженностью реализуется в квазистатическом режиме.

Среднеквадратичная удельная касательная реакция шин системы (1) для спектра воздействия «волока – пачка» $S_0 \approx cnt$ интегрально выражается через управляемые параметры привода [1]:

$$K = \sqrt{D_\tau / S_0} = [10m(2 - c_x / c_\tau)]^{-1} \times \sqrt{0,5\beta_x^2 / \beta_\tau + \beta_x \xi + mc_x / \beta_x + \beta_\tau c_x / c_\tau}. \quad (2)$$

При $c_x = 2c_\tau$ реализуется критический режим по кратности парциальных частот $v_i^2 = c_x / m = 2c_\tau / m$. Поэтому обязательна раздвижка жесткостей ($c_\tau \geq 3c_x$, примем $c_x = 70$, $c_\tau = 210$ кН/м). Тогда

$$\xi = 1 + c_x / 2c_\tau = 1,17; \quad \vartheta_\tau \leq 0,1;$$

$$2\beta_\tau = 2\vartheta_\tau \sqrt{2c_\tau m} = 5,4 \text{ кНс/м}. \quad (3)$$

Диссипация в сцепке определяется минимизацией функционала (2):

$$\beta_x + \beta_\tau \xi = mc_x \beta_\tau / \beta_x^2, \quad \beta_x = 6,2 \text{ кНс/м}. \quad (4)$$

Для расчетных параметров $\sigma_{\tau_3} = 0,9\sqrt{S_0}$, что ниже двухмассовой структуры привода с ограниченной снизу жесткостью, а сверху – с диссипацией; $\sigma_{\tau_2} \geq 1,24\sqrt{S_0}$.

В итоге по вибронгруженности целесообразнее трехмассовая структура привода. Однако функционал (2) дает и качественную оценку по реализации управляемых параметров. Она наглядно иллюстрируется на рис. 1 а в виде однопараметрических критериальных функций при расчетных остальных параметрах. В трехмассовом исполнении привода (сплошные кривые) критерий качества (эффективности) снижается с увеличением касательной жесткости шин ведущих колес МТА до разумной величины $2c_\tau \leq 340$ кН/м и увеличивается с жесткостью сцепки, ограничивая сверху ее уровень $c_x \leq 65$ кН/м при выполнении соотношения $c_\tau \geq 3c_x$, исключающего критический режим. Ввиду диссипативного и возмущающего действия диссипации имеется пологий минимум кривой $K(\beta_x)$ в окрестности оптимального значения:

$$\Delta\beta_x = 9...4 \text{ кНс/м}, \quad \beta_0 = 6,2 \text{ кНс/м}, \quad \Delta\beta = (1 \pm 0,4)\beta_0 \quad (5)$$

В двухмассовом приводе (пунктирные кривые на рис. 1 а) функция $K(\beta_\tau)$ убывает с ограниченной реализацией $2\beta_\tau \leq 0,2\vartheta_\tau \sqrt{2c_\tau m} \approx 9$ кНс/м, а $K(c_\tau^n)$ – нарастает с желаемым ограничением $2c_\tau \leq 340$ кН/м. Двухмассовый привод конструктивно проще, однако в трехмассовой структуре существенно снижается еще и вибронгруженность переходного пускового процесса при частых разгонах на волоке (лесосеке).

Уравнения состояния одномерного двухступенчатого подвеса коника с жесткой пачкой массой $m_1 = 0,5m_2 \approx 850$ кг в координатах $x_1 = z_1 - z_2$, $x_2 = z_2 - z_k$, т. е. в деформациях рессорной и шинной ступеней подвеса [1]:

$$\begin{cases} m_1(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) + \beta_z \dot{x}_1 + c_z x_1 = -m_1 \ddot{z}_k \\ m_2 \ddot{x}_2 - \beta_z \dot{x}_1 - c_z x_1 + c_n x_2 + \beta_n \dot{x}_2 = -m_2 \ddot{z}_k. \end{cases} \quad (6)$$

Для жесткостей подвеса $c_z = 160$, $c_n = 600$ кН/м частоты системы $v_1 / v_2 = 13,5 / 21,2$; $\lambda_1 / \lambda_2 = 11,4 / 22,4$ очевидна близость парциальных частот к частотам системы. Дисперсия нормальной (радиальной) реакции шин для спектральной плотности неровности волока $S_k = B_4 v^3 / \omega^2$

$$D_n = c_n^2 D_{x1} = 0,5B_4 v^3 \frac{c_n / \beta_z + 2\beta_z / m_1 + 4c_z / \beta_n}{(1 - 2c_z / c_n)^2}. \quad (7)$$

Диссипация в шинах ограничена $\beta_n \leq 0,2 \sqrt{c_n m_2}$, а в подвесе коника оптимизируется:

$$\partial D_n / \partial \beta_z = 0, \quad \beta_z^0 = 0,7 \sqrt{c_n m_1}, \quad \beta_x^0 = 16 \text{ кНс/м.} \quad (8)$$

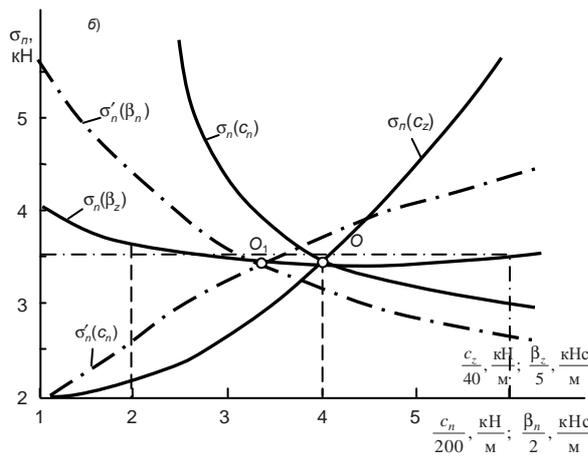
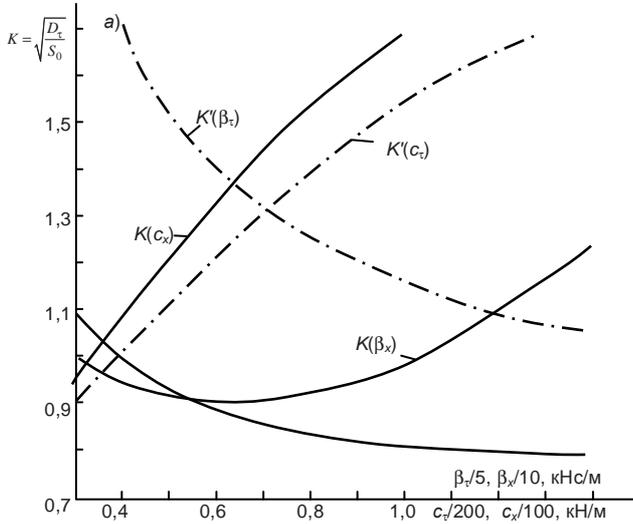


Рис. 1. Однопараметрические реакции шин в двух- и трехмассовом приводе (а) и одно- и двухмассовом подвесе «МТА – пачка» (б).

Для

$$c_n = 6/12 \text{ кН/см } \beta_n = 6,4/9; \quad \sigma_n = (20/12,8) \sqrt{B_4 v^3}. \quad (9a)$$

При шинном подвесе

$$c_n = 6 \text{ кН/см, } m_\Sigma = m_1 + m_2 = 2550 \text{ кг,}$$

$$\beta_n \leq 8 \text{ кНс/м. } \sigma_n = 16 \sqrt{B_4 v^3}, \quad (9б)$$

т. е. искомая реакция имеет среднее значение двух решений (9а).

Малый эффект двухступенчатого подвеса объясняется обязательными условиями двойной диссипации ($\beta_z = \beta_z^0, \beta_n \geq \beta_{\min}$); исключения критического режима по кратности парциальных частот:

$$c_z \ll c_n m_1 / m_2 = c_n/2, \quad c_n \geq 5c_z.$$

Наглядную иллюстрацию дают построенные на рис. 1 б по функционалу (7) однопараметрические функции $\sigma_n(\alpha)$ для исходных данных: $B_4 = 2 \cdot 10^3 \text{ 1/м, } v_0 = 3 \text{ м/с, } c_z = 160, c_n = 800 \text{ кН/м.}$ Кривая $\sigma_n(c_z)$ интенсивно нарастает по параболе при рациональном интервале $\Delta c_z = 80 \dots 120 \text{ кН/м,}$ а кривая $\sigma_n(c_n)$ – по гиперболе с лучшей реализацией $\Delta c_n = 800 \dots 1000 \text{ кН/м.}$ Кривая $\sigma_n(\beta_n)$ имеет весьма пологий минимум в окрестности $\Delta \beta_z = 10 \dots 30 \text{ кН/м, } opt \beta_z = 20 \text{ кНс/м.}$ В узловых точках O, O_1 ограниченная вибронагруженность ($\sigma_n = 3,5 \text{ кН}$) также в шинном подвесе при желаемых реализациях $c_n \leq 500 \text{ кН/м, } \beta_n \geq 8 \text{ кНс/м.}$ При их достижении упрощенная структура подвеса из широкопрофильных шин низкого давления предпочтительнее для малых скоростей трелевки, $v \leq 5 \text{ м/с.}$

Простую и наглядную оценку эффективности функционирования МТА дает долговечность наиболее нагруженных систем привода и подвеса. В стационарном процессе стохастической системы она определяется по числу циклов $\langle n \rangle$ за срок службы $T_{сл}$ и вероятности $dn = f(P)dP$ превышения уровня P_0 нагружения:

$$N_{сл} = T_{сл} / T_e, \quad dn = N_{сл} dP = T_{сл} T_e^{-1} f(P) dP, \quad (10)$$

где $T_e \approx 2\pi \sigma_x / \sigma_{\dot{x}}$ – эффективный период нагружения. С учетом гипотезы линейного накопления усталостных повреждений и кривой усталости материала

$$\sum_n \frac{n_k}{N_k} = \int_n \frac{dn}{N} = 1, \quad N = N_0 \left(\frac{P_0}{P} \right)^m, \quad m = 8 \dots 12 \quad (11)$$

функция долговечности (10) преобразуется к известному виду

$$T_{сл} = T_e \theta N_0, \quad N_0 = 10^7, \quad (12)$$

где N_0, θ – базовое число циклов и показатель прочности.

Эффективный период нагружения шинного одномерного подвеса равен

$$T_e = 2\pi \sqrt{D_x / D_{\dot{x}}} \approx 2\pi \sqrt{m_\Sigma / c_n} = 2\pi / v, \quad (13)$$

$$v = \sqrt{c_n / m_\Sigma},$$

а радиальная реакция шин

$$\sigma_n^0 = 1,6 B_4 v^3 m_\Sigma v. \quad (14)$$

Вибронагруженность подвеса (14) пропорциональна его собственной частоте, а критерий долговечности (13) обратен ей. С уменьшением v снижается σ_n и увеличивается T_e и $T = N_0 \theta T_e$. Для $m_\Sigma = 2,55 \text{ т}$ при $c_n = (3, 6, 9) 10^2 \text{ T}_e = 14,4; 13; 10,6 \text{ с.}$

В двухступенчатом подвесе (б) эффективный период нагружения

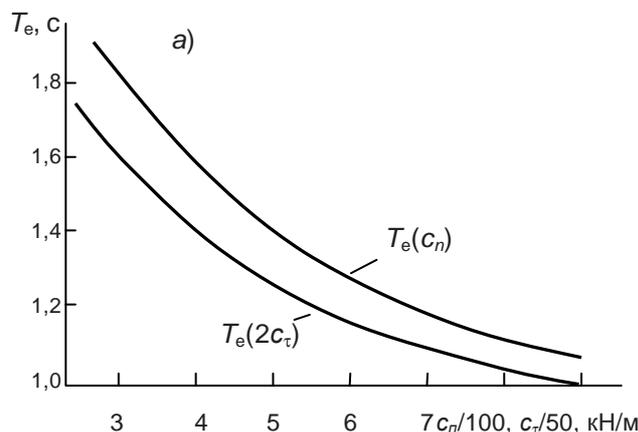
$$T_e = 2\pi \sqrt{\frac{D_n}{D_{\dot{n}}}} = 260 \sqrt{\frac{c_n + 2,3c_z + 9c_z^2 / c_n}{c_n^2 + 15,6c_z^2}}. \quad (15)$$

На рис. 2 а построены однопараметрические функции (13), (15) подвеса при $c_z = 160$, $c_n = 800$ кН/м. Параметр жесткости c_z оказывает существенное влияние на $T = N_0\theta T_e$: при его увеличении в 3 раза T_e снижается в 2 раза. Параметр c_n практически не оказывает влияния на T_e ввиду определяющей роли гибкого подвеса коника, $c_z \approx 0,2c_n$. Диссипация в подвесе практически не влияет на T_e ввиду ее задания в пологом минимуме вибронгруженности и определяющей роли упругой связи.

Эффективный период нагружения двухмассового привода:

$$T_e = 2\pi \sqrt{\frac{D_x}{D_{\dot{x}}}} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c_{\tau}}} = \frac{2\pi}{v_{\tau}}; \quad c_{\tau} = 2c_{\tau} = mv_{\tau}^2, \quad (16)$$

в т. ч. при $v_{\tau} = 12,4 \text{ с}^{-1}$, $c_{\tau} = (1,3; 2,6; 4)100$



$$T_e = 0,72; 0,51; 0,41.$$

Кривая $T_e(c_{\tau})$ построена на рис. 2 а: при увеличении c_{τ} в 3 раза уровень T_e снижается в 1,76 раза, т. е. аналогично кривой $T_e(c_n)$ одноступенчатого подвеса.

Эффективный период нагружения трехмассового привода (1) для исходных данных $m = 1,6 \cdot 10^3$ кг, $c_x = 80, 2c_{\tau} = 280$ кН/м, $\beta = 8$ кНс/м

$$T_e = \sqrt{\frac{D_u}{D_{\dot{u}}}} = 2\pi \sqrt{\frac{(1+c_x/2c_{\tau})(2+c_x m/\beta^2)}{(c_{\tau}+2c_{\tau})/m+2(c_x/\beta)^2}}. \quad (17)$$

На рис. 2 б построены однопараметрические функции $T_e(\vec{\alpha})$. Диссипация (параметр β) в приводе, как и в подвесе, практически не влияет на $T = N_0\theta T_e$. С увеличением c_x линейно снижается T_e , но незначительно: при изменении c_x в 3 раза T_e – в 1,17 раза. С увеличением $2c_{\tau}$ в 3 раза T_e снижается в 1,4 раза, т. е. ощутимо.

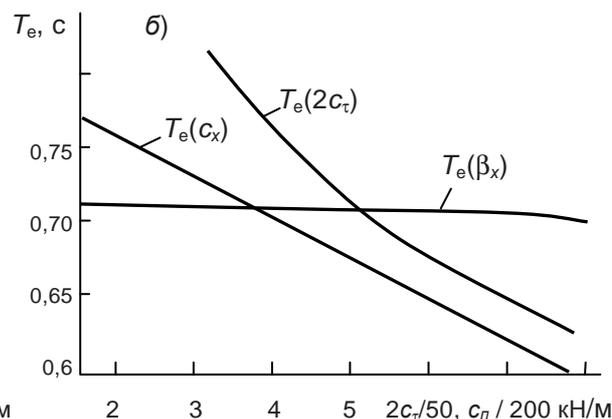


Рис. 2. Зависимости эффективного периода нагружения от параметров связей одномассового подвеса (а) и трехмассового привода «МТА – пачка» (б).

Выводы. Вибронгруженность и долговечность привода и подвеса являются естественными технико-экономическими оценками качества (эффективности) их функционирования. Причем, эти оценки непротиворечивы и отражают как интегральный уровень, так и наглядные параметрические функции. По ним можно просто и наглядно выяснить как оптимальные значения, так и рациональные интервалы параметров, структуры систем и характеристики упруго-диссипативных связей.

Литература

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

References

1. Varava V.I. Decomposition of skidding system model [Text] / V.I. Varava, E.M. Guseynov // Proceedings of S. Petersburg Forest Academy. – SPb.: SPbSFTA, 2008. – Is. 185. – P. 142–145