

УДК 630\*377

**Э.М. Гусейнов**

Гусейнов Эльдар Муса оглы родился в 1949 г., окончил в 1972 г. Ленинградскую лесотехническую академию, доктор технических наук, профессор кафедры технологии лесозаготовительных производств С.-Петербургской государственной лесотехнической академии. Имеет более 60 печатных трудов в области механизации лесохозяйственных работ.



### ЭФФЕКТИВНОСТЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТРАНСМИССИИ ЛЕСОВОЗА

Выполнено обобщенное моделирование приводов лесовоза. Исследованы интегральная вибронгруженность упруго-диссипативных связей для аппроксимированной спектральной плотности неуравновешенных внешних сил и интегрально-экстремальная оптимизация параметров связей.

*Ключевые слова:* уравнения состояния, спектр воздействия, дисперсия реакции, минимизация, структура привода.

Вибронгруженность силовой передачи любой машины определяет не только надежность и долговечность привода, но также экономичность и качество функционирования тяговой машины, непосредственно влияющие на функционирование ведущих колес и систем двигателя: топливоподачи, газораспределения и других подвижных механизмов. Параметрическая оптимизация упруго-диссипативных связей привода – основной научный и радикальный путь снижения его вибронгруженности и, как следствие, повышения качества его функционирования.

На рисунке представлены обобщенные модели приводов лесовоза. Приведение параметров  $a$  к валу двигателя (координата  $\varphi_\delta$ , схема  $\bar{b}$ ) при  $J_\delta \approx \text{const}$  и кинематической характеристике  $\dot{\varphi}_k = \dot{x}/r_i$ ,  $i = i_\Gamma i_p i_k$  осуществляется по условию сохранения квадратичных энергетических функций:

$$2T_j = J_j \omega^2 = \sum_j \overset{\circ}{J}_j \omega_i^2; \quad 2\Pi_j = c_j \theta^2 = \sum_j \overset{\circ}{c}_j \theta_i^2; \quad R_j = \beta_j \dot{\theta}^2 = \sum_j \overset{\circ}{\beta}_j \dot{\theta}_i^2. \quad (1)$$

Если инерционно-жесткостные параметры двух ветвей привода одинаковы ( $J_{k_i} = J_k$ ,  $c_{k_i} = c_k$ ,  $c_i = c$ ), то схема  $\bar{b}$  преобразуется в схему  $\bar{v}$ . При реальном соотношении  $2J_k \ll J_p$ ,  $J_c$  трехмассовый привод вырождается в двухмассовый (схема  $\bar{d}$ ), где  $c_3 = 0,5c_k c(c_k + c)$ . В простейшей модели  $\bar{d}$  наглядно и ярко выявляются закономерности функционирования привода лесовоза.

Уравнения состояния привода по схеме  $\bar{d}$ ,  $\varphi_\delta - \varphi_c = \alpha$ :

$$J_\Pi \ddot{\varphi}_\delta + \beta_3 \dot{\theta} + c_3 \theta = M_\delta + M_\delta(t); \quad J_c \ddot{\varphi}_c - \beta_3 \dot{\theta} - c_3 \theta \approx -M_c - M_c(t), \quad (2)$$

где

$$M_i = M_i^c - \beta_i (\dot{\phi}_i - \omega_c); \quad \beta_i = (\partial M_i / \partial \dot{\phi}_i)_{\dot{\phi}_i = \omega_c}, \quad i = \partial, c; \quad (3)$$

$\beta_i$  – крутизна (уклон) регулярных моментов при  $\omega = \omega_c$ ,  $M_i = M_i^c$ .

Разделяя установившееся вращение привода на переносное и относительное  $\phi_i = \omega_c t + \psi_i$ ;  $\dot{\phi}_i = \omega_c + \dot{\psi}_i$ ;  $\ddot{\phi}_i = \ddot{\psi}_i$  и вычитая из первого уравнения, умноженного на  $J_c$ , второе, умноженное на  $J_n$ , для  $\beta_n J_n \dot{\psi}_c \approx \beta_c J_c \dot{\psi}_\partial$ ;  $M_c(t) \ll M_\partial(t)$  получим уравнение крутильных колебаний привода

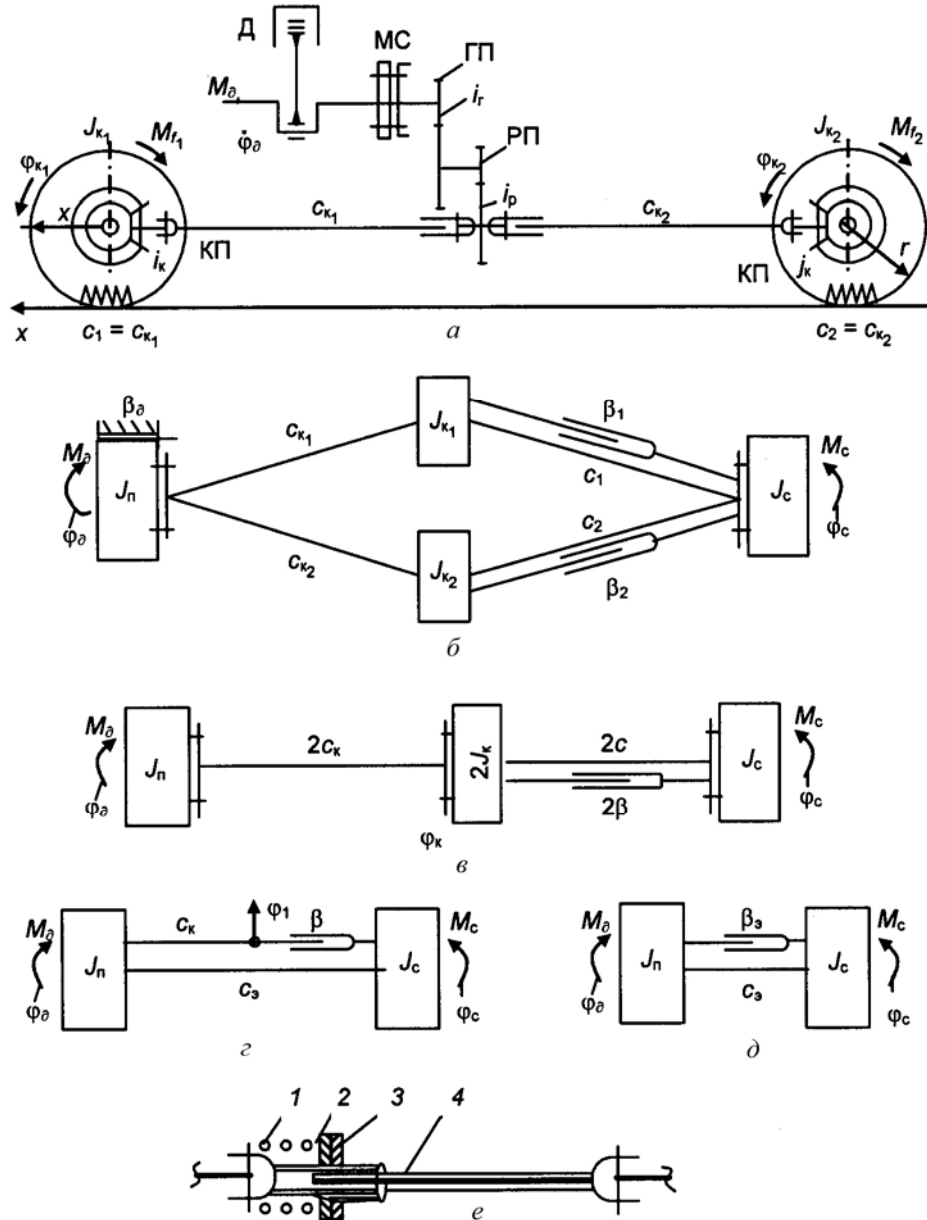
$$J\ddot{\psi} + \beta_3 \dot{\psi} + c_3 \psi = (J/J_n) M_\partial(t); \quad J = J_n J_c (J_n + J_c)^{-1} \quad (4)$$

или

$$\ddot{\psi} + 2h\dot{\psi} + v^2\psi = M_\partial(t)/J_n; \quad v^2 = c/J; \quad h = \beta/(2J); \quad h/v = \vartheta.$$

Эффективным критерием вибронагруженности здесь служит динамический крутящий момент

$$M = \beta_3 \dot{\psi} + c_3 \psi; \quad D_M = \beta_3^2 D_{\dot{\psi}} + c_3 D_\psi. \quad (5)$$



Обобщенные модели приводов лесовоза: *a* – конструкционная; *б* – эквивалентная; *в, г, д* – упрощенные эквивалентные; *е* – конструктивная схема демфера в карданном вале (*1* – пружина; *2, 3* – диски трения, *4* – труба карданного вала)

Внешнее воздействие на трансмиссию идет от двигателя  $S_m(\omega)$  и от пути  $S_n(\omega)$  через шины. Первое на порядок больше второго и мало исследовано, его обоснование приведено ранее\*.

Вводя в (4) оператор дифференцирования  $p = d / dt$ , определим передаточную функцию

$$\eta_\psi(p) = \psi(p) / M_\delta(p) = \xi(Jp^2 + \beta_3 p + c_3)^{-1}; \quad \xi = J / J_n = J_c / J_\Sigma,$$

а также дисперсии реакций (5) для энергетического спектра воздействия от двигателя  $S_m(\omega) = M_0^2 \omega(\omega_0^2 + \omega^2)^{-1}$ ;  $p = i\omega$ ;  $B = (M_0 \xi)^2 / (2\omega_0)$  [1]:

$$D_\psi = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_\psi(i\omega)|^2 S_m(\omega) d\omega = \frac{B}{c_3 \beta_3}; \quad D_{\dot{\psi}} = \frac{B}{\beta_3 J};$$

$$D_m = B \left( \frac{c_3}{\beta_3} + \frac{\beta_3}{J} \right).$$
(6)

Функционал  $D_m(\alpha_i)$  пропорционален квадрату внешнего воздействия  $(M_0 \xi)^2$ , жесткости привода  $c_3$ , обратно пропорционален основной гармонике возмущения  $\omega_0$  и инертности привода  $J$ . При  $\beta_3 \rightarrow 0$  и  $\beta_3 \rightarrow \infty$   $D_m \rightarrow \infty$  ввиду диссипативного (первое слагаемое (6)) и возмущающего (второе слагаемое) действий демпфирования. Поэтому дисперсия  $D_m(\beta_3)$  имеет минимум. Оптимум параметра диссипации находим по формулам

$$\partial D_m / \partial \beta_3 = 0, \quad \beta_3^m = \sqrt{c_3 J}, \quad \mathfrak{G}_m = \beta_3^m / (2\sqrt{c_3 J}) = 0,5.$$
(7)

Значение  $\mathfrak{G}_m = 0,5$  велико, поэтому для пологого минимума его можно принимать за максимальное и допускать снижение в процессе наработки демпфера до  $\mathfrak{G}_{\min} = 0,3$ . Функционал (6) плавно снижается с уменьшением жесткости привода  $c_3$ . Поэтому последняя принимается по ограничению снизу:

$$v \leq \omega_0 / 3; \quad v^2 = c_3 / J \leq 0,1 \omega_0^2; \quad c_3 \leq 0,1 J \omega_0^2.$$
(8)

При выполнении условия (8) можно ограничиться внутренней диссипацией в приводе без автономного демпфирования. Для параметров (7), (8) дисперсия реакций (6) минимальна:

$$D_m^0 = (M_0 \xi)^2 v / \omega_0; \quad \sigma_m^0 = M_0 \xi \sqrt{v / \omega_0}.$$
(9)

Снижение амплитуды  $M_0$  и увеличение частоты  $\omega_0$  основной (низшей) гармоники возмущения достигается установкой на маховике двигателя antivibrаторов бифлярного подвеса, подавляющих низшие гармоники возмущения во всем рабочем интервале оборотов коленчатого вала.

---

\* *Варава, В.И.* Снижение нагруженности колесных лесохозяйственных машин и лесной почвы [Текст]: науч. изд. / В.И. Варава, Э.М. Гусейнов. – СПб.: Изд-во СПбГУ, 2005. — 324 с.

Если в приводе реализуется фрикционное трение  $M_T = M_T^0 \text{sign } \dot{\psi}$ , то, вводя в условие статистической эквивалентности  $M_T = 1,25 \beta_3 \sigma_{\dot{\psi}}$  выражение  $\sigma_{\dot{\psi}}^2 = B/(\beta_3 J)$  (6) для квазиоптимального интервала  $\Delta \beta_3^2 = (1 \dots 0,6) c_3 J$  (7), получаем расчетный интервал нелинейного трения

$$\Delta M_T^0 = (0,75 \dots 0,55) M_0 \xi \sqrt{v/\omega_0}. \quad (10)$$

Для исключения блокирования малых амплитуд этим трением целесообразны малые люфты  $\psi_0 \approx 0,2 \sigma_{\dot{\psi}}$  в диске трения, исключающие его работу в диапазоне  $\pm \dot{\psi}_0$ . Заметим также, что результат (9) соответствует критерию долговечности привода  $T = N_0 T_e \theta$ ;  $N_0 = 10^7$ , где  $\theta$ ,  $T_e$  – показатель цикловой усталости и эффективный период нагружения,

$$T_e = 2\pi \sigma/\sigma_x = 2\pi \sqrt{J/c_3} = 2\pi/v. \quad (11)$$

Здесь выполняется естественная закономерность: чем выше гибкость системы, оцениваемая низшей собственной частотой, тем меньше ее вибронагруженность и больше долговечность.

В трехмассовом приводе (схема в) обозначим  $2c_k = c_1$ ;  $2c = c_2$ ;  $2J_k = J_0$ ;  $M_c = M_c^c$  и введем реальные ограничения:  $c_1 \ll c_2$ ;  $\beta = \beta_1 \gg \beta_2 \approx 0$ . Уравнения крутильных колебаний в установившемся движении запишем в операторно-матричной форме:

$$\left( \begin{array}{cc|c} J_1 p^2 + \beta p + c_1 & -\xi_n c_2 & \xi_0 M(p) \\ -\xi_c (\beta p + c_1) & J_2 p^2 + c_2 & 0 \end{array} \right), \quad \begin{array}{l} \xi_0 = J_0 (J_n + J_0)^{-1} \\ \xi_n = J_n (J_n + J_0)^{-1} \\ \xi_c = J_c (J_c + J_0)^{-1}, \end{array} \quad (12)$$

где  $J_{1,2}$  — парциальные инертности,

$$J_1 = J_n J_0 (J_n + J_0)^{-1}; \quad J_2 = J_c J_0 (J_c + J_0)^{-1}; \\ J_0 \ll J_n, J_c; \quad \xi_n \approx \xi_c \leq 1; \quad \xi_0 \approx J_0 / J_n \ll 1;$$

$\xi_n, \xi_c = \xi$  – коэффициенты связности парциальных систем.

Определитель системы

$$\Delta(p) = J_1 J_2 [p^4 + p^3 \beta / J_1 + p^2 (c_1 / J_1 + c_2 / J_2) + p \xi \beta c_2 / (J_1 J_2) + \xi c_1 c_2 / (J_1 J_2)]; \\ c_1 / J_1 = v_1^2; \quad c_2 / J_2 = v_2^2; \quad h = \beta / (2J_1), \quad (13)$$

а собственные частоты

$$\lambda_1^2 \approx \xi v_1^2 v_2^2 / v_\Sigma^2; \quad \lambda_2^2 \approx v_\Sigma^2 - \lambda_1^2. \quad (14)$$

Передаточные функции деформаций карданных валов и шин ведущих колес по матрице (12):

$$\eta_1(p) = \frac{\psi_1(p)}{M(p)} = \frac{\Delta_1(p)}{\Delta M(p)} = \xi_0 \frac{J_2 p^2 + c_2}{\Delta(p)}; \quad (15)$$

$$\eta_2(p) = \frac{\Delta_2(p)}{\Delta M(p)} = \xi_0 \xi_c \frac{\beta p + c_1}{\Delta(p)}.$$

Дисперсии реакций связей системы для внешнего воздействия  $S_M = S_0 = \text{const}$ :

$$D_{\psi_1} = \frac{S_0}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_{\psi_1}(i\omega)|^2 \omega^2 d\omega = S_0 \xi_0^2 / (2J_1 \beta_1 \xi); \quad (16)$$

$$D_{r_1} = \beta_1^2 D_{\psi_1} + c_1^2 D_{\psi_1} = \frac{\xi_0^2 S_0}{2\xi} \left[ \frac{\beta}{J_1} + \frac{c_1}{\xi \beta} \left( 1 + \xi_n \xi_c \frac{J_2 c_1}{J_1 c_2} \right) \right].$$

Дисперсия реакции гибкой связи с диссипацией пропорциональна возмущению  $S_0$ , жесткости этой связи  $c_1$  и имеет минимум по диссипации, обусловленный оптимальным значением демпфирования:

$$\partial D_{r_1} / \partial \beta = 0; \quad \beta_0^2 = [1 + \xi_n \xi_c (v_1/v_2)^2] c_1 J_1 / \xi \approx c_1 J_1 / \xi. \quad (17)$$

При  $\beta = \beta_0$

$$\sigma_{r_1} = \sqrt{D_{r_1}} = \xi_0 \sqrt{S_0 \beta / (\xi J_1)}. \quad (18)$$

Для фрикционного трения в карданных валах  $M_T = M_0^T \sin \psi_1$ . Вводя в условие статистической эквивалентности  $M_0^{T^2} = \pi / (2\beta_{10}^2 D_{\psi_1})$  дисперсию скорости (16) и оптимальное линейное трение (17), получаем расчетное значение нелинейного:

$$M_0^{T^2} = \frac{\pi}{4} \xi_0^2 S_0 v_1 \sqrt{\xi_n \xi_c / \xi^3}. \quad (19)$$

Реакция (18) системы (12) ниже реакции (9) системы (4) за счет увеличенной гибкости карданного вала ( $v_1 \gg v$ ) и эффективной диссипации в нем, т. е.  $c_1 \ll \infty$ . Поэтому рекомендуется использовать дисковый демпфер на гибком валу (рис. е).

#### Выводы

Обобщенная модель привода упрощается при близких параметрах его ветвей и реальных ограничениях параметров инертности,  $2J_k \ll J_n, J_c$ . Доминирующее флуктуационное воздействие на привод газовых сил в цилиндрах двигателя эффективно аппроксимируется спектральной плотностью крутящего момента, а эффективным интегральным критерием вибронгруженности служит дисперсия крутящего момента на ведущих колесах. Интегрально-экстремальная минимизация функционала дает квазиоптимальные расчетные выражения и числовые значения параметров жесткости и диссипации связей привода для всего спектра частот.

Эффективность трехмассового привода по сравнению с двухмассовым возрастает за счет увеличения расчетной гибкости карданного вала и

---

---

возможной реализации расчетной диссипации в нем. При жестком карданном вале гибкое звено с оптимальными параметрами выполняет продольная упруго-диссипативная связь рамы трактора и коника с пачкой. Расчетные параметры фрикционного трения эффективно выявляются по условию статистической эквивалентности с линейным трением.

С.-Петербургская государственная  
лесотехническая академия

Поступила 28.12.06

*E.M. Guseinov*

### **Operating Efficiency of Timber Truck Transmission**

The generalized simulation of timber truck drives is carried out. The integral vibroloading of elastic-dissipative coupling for approximated spectral intensity of unbalanced external forces and integrated-extreme optimization of coupling parameters are investigated.

