

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 630* : 629.114.2

ОПТИМИЗАЦИЯ НЕЛИНЕЙНОГО ТРЕНИЯ В ПОДВЕСЕ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

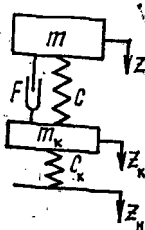
В. И. ВАРАВА

С.-Петербургская лесотехническая академия

Цель исследования — поиск оптимальных параметров нелинейного демпфирования в подвесе транспортных машин методом статистической линеаризации для стохастической рессорной системы [1, 2]. Особенность задачи состоит в том, что в подвесе большинства машин устанавливаются листовые рессоры с фрикционным трением $F_\varphi \approx F_0 \operatorname{sign} \dot{x}$ или пружины с гидрогасителями квадратичного вязкого трения $F_\gamma \approx \gamma \dot{x}^2 \operatorname{sign} \dot{x}$, $\dot{x} \leq \dot{x}_m$.

Упрощенная схема подвеса представлена на рисунке; где обозначены: m , m_k — масса кузова, отнесенная к передней или задней оси, и, масса колесной пары с мостом или без него; c , c_k — параметры жесткости переднего или заднего подвеса-кузова и шин колесной пары или тележки.

Спектральную плотность микропрофиля дороги аппроксимируем известным выражением, реально отражающим широкополосный спектр воздействия пути:



$$S_H(\omega) = \zeta \omega^{-2}, \quad \zeta = 2D_n \alpha_1, \quad \alpha_1 = 0,05 \dots 0,1b; \quad (1)$$

а нелинейное трение линеаризуем минимизацией дисперсии уклонения от линейного сопротивления $F = \beta \dot{x}$:

$$D = \int_{-\infty}^{\infty} (F(\dot{x}) - \beta \dot{x})^2 f(\dot{x}) d\dot{x} \rightarrow \min, \quad \beta = \sigma_x^2 \int_{-\infty}^{\infty} F(\dot{x}) \dot{x} f(\dot{x}) d\dot{x}. \quad (2)$$

Для нормального закона распределения и упомянутых релейного и вязкого трений имеем

$$\beta = \beta_\varphi = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{F_0}{\sigma_{\dot{x}}}; \quad \beta = \beta_\gamma = \sqrt{\frac{8}{\pi}} \gamma \sigma_{\dot{x}}. \quad (3)$$

Математическая модель рессорной системы (см. рисунок) представлена уравнениями

$$\begin{cases} m\ddot{z} + cx + \beta\dot{x} = 0, & x = z - z_k, \quad z_k = z - x; \\ \mu m(\ddot{z} - \ddot{x}) - cx - \beta\dot{x} + c_k(z - x) = c_k z_n, \end{cases} \quad (4)$$

где $\mu m = m_k$,

или операторной расширенной матрицей ($p = d/dt$)

$$\begin{pmatrix} mp^2 & c + \beta p & \vdots & 0 \\ \mu mp^2 + c_k & -(\mu mp^2 + c + c_k + \beta p) & \vdots & c_k z_n(p) \end{pmatrix}. \quad (4a)$$

Отсюда по формулам Крамера определим передаточные функции абсолютной и относительной координаты кузова:

$$\eta_z(p) = \frac{\Delta_z}{\Delta z_n(p)} = c_k \frac{c + \beta p}{\Delta(p)}; \quad \eta_x(p) = \frac{\Delta_x}{\Delta z_n(p)} = \frac{mp^2 c_k}{\Delta(p)}; \quad (5)$$

$$\Delta(p) = \mu m^2 p^4 + \mu_0 m \beta p^3 + mp^2 (\mu_0 c + c_k) + \beta c_k p + c c_k,$$

где $\mu_0 = 1 + \mu'$.

Приняв ускорения кузова за критерий качества виброзащиты, вычислим по формулам Винера необходимые дисперсии:

$$D_z = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_z(i\omega)|^2 \omega^4 S_H(\omega) d\omega = \frac{\zeta v c_k^2}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{-(i\omega)^4 \beta^2 + (i\omega)^2 c^2}{|\Delta(i\omega)|^2} d\omega = \frac{\zeta v}{2m} \left(\frac{\mu_0 c^2}{\beta} + \frac{\beta c_k}{m} \right); \quad (6)$$

$$D_x = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_x(i\omega)|^2 \omega^2 S_H(\omega) d\omega = \frac{\zeta v m^2 c_k^2}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\omega^4 d\omega}{|\Delta(i\omega)|^2} + \frac{\zeta v c_k}{2\beta}. \quad (7)$$

В критериальной функции (6) имеется ее минимум по демпфированию. Этому минимуму соответствует оптимальное значение параметра линеаризованного трения. Из условия $\partial D_z / \partial \beta = 0$ имеем

$$\beta_0^2 = \mu_0 m c^2 / c_k; \quad \vartheta_0 = \beta_0 / 2 \sqrt{c m} = 0,5 \sqrt{\mu_0 c / c_k}. \quad (8)$$

Оно постоянно и не зависит от качества пути ζ . На пути худшего качества ($\zeta_2 > \zeta_1$) и с повышением скорости движения ($v_2 > v_1$) пропорционально возрастает дисперсия ускорений кузова (6).

$$D_z^0 = \zeta v c \sqrt{\mu_0 c_k / m^3}. \quad (6a)$$

Дисперсия скорости деформации подвеса (7) обратна величине демпфирования. Для нелинейного трения с учетом (3) среднее квадратичное значение скорости

$$\sigma_{x\varphi} = \sqrt{\frac{\pi}{8}} \frac{\zeta v c_k}{F_0}; \quad \sigma_{x\dot{\varphi}} = \sqrt{\frac{\pi}{32}} \frac{\zeta v c_k}{\gamma}. \quad (9)$$

Введя в равенство (8) условие (3), с учетом (9) получим оптимальные параметры нелинейного трения

$$F_0^2 = 0,8 \zeta v \sqrt{\mu_0 m c}; \quad \gamma_0^2 = \frac{\pi c^3 (\mu_0 m)^{1,5}}{4 \zeta v c_k^{2,5}}. \quad (10)$$

В отличие от линейного ($F = \beta x$) оптимальные значения параметров нелинейного трения зависят от качества пути ζ и скорости движения v , причем для квадрата параметра релейного трения эта зависимость прямая, вязкого — обратная. Поэтому для дорог различного качества следует задавать ζ_{cp} , а влияние скорости компенсировать изменением характеристики трения. Установка предохранительного клапана в гидrogасителе не только ограничивает расчетное усилие $F_m = \gamma x_m^2$, но и меняет квадратичное сопротивление на постоянное при $x > x_m$.

При гармоническом воздействии релейное трение блокирует малые колебания и не ограничивает резонансные. При случайном воздействии согласно решению (9) этого не наблюдается и подтверждается необходимость демпфирования: при $F_0 = 0$, $\sigma_x = \infty$ и $\sigma_z = \infty$. Замена параметра β в критерии (6) эквивалентным значением (3), (9) с последующей минимизацией критериальной функции также приводит к расчетным выражениям (10).

Заметим также, что в модели транспортного экипажа помимо увеличения массы кузова m в выражениях (6) — (10) учитывается среднее значение коэффициента осности ($k_0 = 0,7$; $k_0^2 = 0,5$). Расчетные суммарные значения параметров демпфирования относятся не к двум, а к четырем демпферам.

В расчетной модели учтены упругие свойства шин суммарной жесткостью $c_k > c$. Гистерезисные потери в них можно учесть динамической жесткостью $c_k + \beta_k p$ в матрице (4а) вместо c_k . Тогда усложняются выражения передаточных функций (5) и дисперсии ускорения кузова (6) даже для ограничений $c_k > c$, $\beta_k < \beta$:

$$D_z^0 \approx \frac{\zeta c c_k}{m^2} \frac{\beta (\beta^2 + \epsilon \mu_0 c m) + \beta_k \epsilon (\beta^2 + m c) + \beta_k^2 \beta (\epsilon^2 + \beta^2 / \mu_0^2 c_k)}{\beta^2 + \beta \beta_T} \quad (11)$$

где $\epsilon = c/c_k$.

Минимизируя дисперсии по параметрам β , β_k , $\partial D_z^0 / \partial \alpha_j = 0$, находим их оптимальные значения

$$m c \beta_0^0 \approx m c^2 / c_k; \quad \beta_k^0 \approx \beta_0 (\mu / \epsilon)^2 / 2 \mu_0. \quad (12)$$

Для $\epsilon \approx 0,35$, $\mu \approx 0,25$, $\mu_0 = 1 + \mu = 1,25$ имеем $\beta_k^0 \approx 0,2 \beta_0$, $\beta_0 \approx 0,6 \sqrt{c m}$, $\beta_0 = \beta / 2 \sqrt{c m} = 0,3$.

При расчетном значении коэффициента демпфирования $\beta_0 \approx 0,3$ в грузовых автомобилях реально вводятся $\Delta \beta = 0,15 \dots 0,25$. Для оптимальных параметров демпфирования (12) дисперсия ускорения кузова минимальна:

$$D_z^0 \approx 2 \zeta c \sqrt{c_k m^2}; \quad D_\phi = m^2 D_z^0. \quad (11a)$$

Но она почти в два раза выше варианта (6а) без расчетной диссипации в шинах, а оптимальное демпфирование (12) — только в $\sqrt{\mu_0} \approx 1,1$ раза меньше исходного решения (8). Таким образом, значимой диссипации (12) в шинах не требуется, а расчетные параметры трения в подвесе кузова можно принимать по формулам (8), (10). Заметим, что при узкополосном спектре воздействия дороги $S_n = l_4 v^3 \omega^{-4}$ оптимальное значение коэффициента демпфирования в подвесе возрастает до $\beta_0 = 0,54$. Кроме того, демпферы в условиях эксплуатации теряют работоспособность, оцениваемую линеаризованным параметром сопротивления β . Пологий минимум динамической нагрузки (инерционной $D_\phi = m^2 D_z^0$) допускает изменение этого параметра в эксплуатации $\Delta \beta = (1 \pm 0,25) \beta_0$. Верхний предел принимают при изготовлении демпфера, а нижний служит браковочной величиной в эксплуатации.

Выводы

Оптимальные параметры (10) нелинейного трения, в отличие от линейного (8), зависят от качества пути и скорости движения. Поэтому их необходимо усреднять по состоянию пути и корректировать характеристику трения со скоростью движения. Если при гармоническом воздействии релейное трение непригодно, то при случайном оно возможно, но желательно с улучшенной характеристикой. Метод статистической

линеаризации позволяет установить простые расчетные формулы (3), (8), (10) демпфирования в подвесе при желательных малых гистерезисных потерях в шинах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Варава В. И. Прикладная теория амортизации транспортных машин.— Л.: ЛГУ, 1986.— 188 с. [2]. Динамика системы дорога — машина — автомобиль — водитель / Под ред. А. А. Хачатурова.— М.: Машиностроение, 1976.— 535 с.

Поступила 29 сентября 1993 г.

УДК 625.143.2

ИЗНОС КОНЦОВ РЕЛЬСОВ НА ЛЕСОВОЗНЫХ УЖД

С. И. МОРОЗОВ, А. П. ЕЛИСЕЕВ

Архангельский лесотехнический институт

Нормативный срок службы рельсов лесовозных УЖД составляет 25...30 лет. Фактически же они служат в течение 8...10 лет. Это приводит к необходимости их преждевременной замены, что связано с большими материальными и трудовыми затратами.

Наблюдения, проведенные в 1986 г. на Нюбской [3] и в 1991 г. на Кудемской [1] УЖД, показали, что основным видом дефекта, влияющим на срок службы рельсов, является износ их концов. Он выражается как в смятии головки в зоне стыка, так и в волнообразном износе поверхности катания на расстоянии 0,10...0,25 м по концам рельса. Оба этих дефекта приводят к повышенному динамическому воздействию на путь от колес тягового и подвижного состава, что, в свою очередь, способствует интенсивному развитию дефектов верхнего строения пути.

На остальном протяжении рельсов между стыками износ невелик и не влияет на срок их службы. СевНИИПом и АЛТИ было предложено реставрировать «старогодние» рельсы за счет обрезки изношенных концов и укладки в путь рельсов длиной 6,5...7,0 м. Это позволит существенно снизить потребность лесозаготовительных предприятий в новых рельсах. СевНИИПом было также предложено сваривать укороченные рельсы в длинные плети на специально оборудованном полигоне.

Для обоснования целесообразности строительства полигона на нижних складах лесозаготовительных предприятий необходимо иметь данные о возможном объеме реставрации старогодных рельсов по каждой лесовозной УЖД. В настоящей работе приведены материалы обследования рельсов по их износу на Литвиновской УЖД.

Выборка рельсов необходима при вертикальном износе на концах порядка 1 см или при смятии головки с образованием наплывов шириной 6...8 мм. Такой износ можно зафиксировать без применения инструментов (визуально). Поэтому при обследовании рельсов нами был использован их визуальный осмотр с применением в отдельных случаях линейки или штангенциркуля для уточнения размера дефекта. Это позволило существенно сократить трудоемкость работ не в ущерб точности результатов.

Летом 1993 г. производили осмотр концов рельсов на участке магистральной длиной 62 км и прилегающих к ней тупиках (бывших ветках) на протяжении 200...300 м каждый.

Первоначально предполагали, что будут обследованы рельсы по пикетам и километрам. Однако оказалось, что километровые столбы поставлены только до пятидесятого километра. Надписи с указанием километров выцвели и не всегда различимы. Отдельных столбов нет, а