

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 630* : 629.45

В. И. ВАРАВА, Г. М. ЛЕВИТ.

С.-Петербургская лесотехническая академия
С.-Петербургский государственный университет путей сообщения

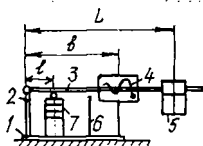
МЕТОДИКА СТЕНДОВОГО КОНТРОЛЯ РЕСОР

Изложена методика экспериментального определения параметров жесткости и демпфирования в листовых рессорах и их соответствия нормативным значениям.

Methods of experimental determination of stiffness and damping parameters of plate springs and their compliance with standard values have been presented.

В работе [2] изложен метод затухающих колебаний для оценки гидрогасителей. Аналогичный простейший стенд (рис. 1) пригоден для испытания листовых рессор даже в производственных условиях. Он состоит из основания 1, стойки 2, рычага (трубы) 3 массой m_p и длиной L , простейшего вибрметра 4, груза 5 массой m_r и упора 6. Рессора 7 устанавливается на основании на плече l от оси шарнира рычага.

Рис. 1



При нажатии на рычаг до упора 6 с начальной амплитудой $\alpha_0 = a_0/b$ он совершает в дальнейшем затухающие колебания, описываемые уравнением

$$I\ddot{\varphi} + lF \operatorname{sign} \dot{\varphi} + cl^2\varphi = 0, \tag{1}$$

где I — момент инерции рычага относительно оси вращения, $I = (m_r + m_p/3) L^2$;

φ — угол поворота рычага;

F, c — сила трения рессоры и ее жесткость.

Решение (1) будем искать методом усреднения:

$$\varphi = \alpha \sin \psi; \quad \psi = \int_0^t \omega dt - \varepsilon, \tag{2}$$

где α — угловая амплитуда;

ω — частота колебаний с диссипацией;

ε — начальная фаза.

Так как α и ε — медленно изменяющиеся величины, то задаем

$$\dot{\alpha} \sin \psi - \alpha \dot{\varepsilon} \cos \psi = 0; \quad \dot{\psi} = \alpha \omega \cos \psi. \tag{3}$$

Вводя решение (2) в уравнение (1) с учетом условия (3) и усреднения нелинейного слагаемого $M(\dot{\varphi}) = lF \operatorname{sign} \dot{\varphi}$, получаем

$$I[(2\dot{\alpha}\dot{\omega} + \alpha\dot{\omega}) \cos \psi - \alpha(\dot{\omega}^2 - 2\dot{\omega}\dot{\epsilon}) \sin \psi] + M \cos \psi + cl^2\alpha \sin \psi = 0,$$

где M — усредненное на решении $\dot{\varphi} = a\omega \cos \psi$ значение амплитуды нелинейного момента $M(\dot{\varphi})$.

Усредняя это уравнение за период колебаний, имеем

$$2I\omega\dot{\alpha} = -I\alpha\dot{\omega} - M; \quad 2I\omega\dot{\epsilon} = -(cl^2 - I\omega^2);$$

$$M = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M(a\omega \cos \psi) \cos \psi d\psi = 4lF/\pi. \quad (4)$$

При $\dot{\epsilon} \approx 0$, $\dot{\omega} \approx 0$ и $\omega^2 \approx cl^2/I = v^2$ имеем

$$Iv\dot{\alpha} = -2lF/\pi.$$

Пусть $\dot{\alpha} = -h$, тогда

$$\alpha = \alpha_0 - ht. \quad (5)$$

В этих формулах

v — частота колебаний без диссипации;

h — скорость снижения угловой амплитуды.

$$h = 2lF(\pi/v)^{-1} = 2Fv(\pi cl)^{-1}.$$

Уменьшение амплитуды за период колебаний $T = 2\pi/v$

$$\Delta\alpha = hT = 4F/(cl). \quad (6a)$$

Поскольку регистрация φ , α осуществляется записью виброграммы (рис. 2) на планшете b (плече b), то для $\alpha b = a$ имеем

$$\Delta a = 4Fb/(cl). \quad (6b)$$

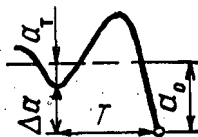


Рис. 2

Таким образом, по виброграмме измеряют a_T , а затем вычисляют силу трения в рессоре

$$F = cl\Delta a/(4b). \quad (6в)$$

Из определения (5) следует, что уменьшение амплитуд при релейном трении происходит по закону арифметической прогрессии. Застойная зона начинается с баланса сил упругости и трения в крайних положениях рессоры: $cl\alpha_* = F$, отсюда $\alpha_* \leq F/cl$ — граница зоны зстоя.

Поэтому начальная амплитуда

$$a_0 > b(\alpha_* + \Delta\alpha) \geq 6Fb/(cl). \quad (7)$$

Например, при $l = 0,1$ м; $c = 2 \cdot 10^5$ Н/м $a_0 \geq 3 \cdot 10^{-4} Fb$ см.

Частоту колебаний целесообразно задавать по основной частоте колебаний кузова (остова) машины $v \approx 10$ с⁻¹. Из (5) принимается равенство $cl^2/I = v^2 = 100$, откуда

$$I = cl^2/100. \quad (8)$$

При $l = 0,1$ м; $c = 2 \cdot 10^5$ Н/м получим $I = 20$ кг · м². Поскольку жесткость рессор передней ($c_n \approx 200$ кН/м) и задней ($c_z \approx 400$ кН/м) подвесок лесовоза разнятся вдвое при одинаковой основной частоте $\lambda \approx \sqrt{g/f_y} \approx 10$ с⁻¹, то целесообразно задавать два сменных груза. Статическая нагрузка P и прогиб рессоры f равны:

$$P = mgL/l = Ig/(lL); \quad f = P/c. \quad (9)$$

При $I = 20$ кг · м²; $l = 0,1$ м; $L = 1$ м и $c = 2 \cdot 10^5$ Н/м получим $P = 2$ кН; $f = 1$ см.

Из уравнения (3) вычислим $\dot{\epsilon} = (\dot{\alpha}/\alpha) \operatorname{tg} \psi = -\varphi \omega h / (\dot{\varphi} \alpha)$ и подставим во второе уравнение (4). Тогда

$$\omega^2 = v^2 \left(1 + \frac{2\varphi h}{\dot{\varphi} \alpha} \right).$$

Ввиду $\alpha > \alpha_*$ и разложением в ряд Маклорена находим

$$\omega \approx v \left(1 + \frac{\varphi h}{\dot{\varphi} \alpha} \right). \quad (10)$$

Отсюда следует, что частота колебаний ω пропорциональна параметру затухания h и обратна амплитуде колебаний α . На рис. 3 изображена рабочая диаграмма рессоры, где $\operatorname{tg} \Theta = c$ — ее жесткость.

Динамическую жесткость c_d определяют по формуле

$$c_d = \operatorname{tg} \Theta_d = c + F/a = c(1 + F/(ca)). \quad (11)$$

Площадь диаграммы $A_T = 4Fa$ представляет работу диссипативных сил за период колебаний. Из баланса работ с линейным трением $A_\beta = \pi v \beta a^2$ находят эквивалентный параметр демпфирующего сопротивления

$$\beta_s = \frac{4F}{\pi v a} = \frac{4F}{\pi v}. \quad (12)$$

где $v = va'$ — амплитуда скорости колебаний.

Вводя его в модуль комплексной жесткости $c_k = c + i v \beta_s$, получаем

$$c_k = c \sqrt{1 + (v \beta_s / c)^2} \approx c \left[1 + 2 \left(\frac{2F}{\pi c a} \right)^2 \right]. \quad (13)$$

Экспериментом подтверждается зависимость (10), которая переводится в частотную

$$\omega \approx v \sqrt{1 + F/(ca)} \approx v(1 + F/(2ca)). \quad (14)$$

Сопоставляя выражения (14) и (10), находим, что

$$\frac{\varphi v}{\dot{\varphi}} \approx \operatorname{tg} \varphi \approx \psi + \psi^3/3; \quad \operatorname{tg} \psi_0 = \pi/4. \quad (15)$$

Сила трения в рессоре выражается приближенной зависимостью через конструктивные параметры:

$$F \approx c f 2\mu (z - 1) h/l, \quad (16)$$

где $\mu = 0,2 \dots 0,4$ — коэффициент трения между листами;

z, l, h — число листов и длина рессоры, высота листа.

Жесткость рессоры выявляется на стенде последовательным нагружением — разгрузением рычага тремя грузами $P_k = P_r L/l$ и измерением ее деформации z_k ($k = 1, 2, 3$). Для уточненных расчетов необходимо провести пять опытов. Заданные P_k и измеренные z_k величины наносят на миллиметровую бумагу, а из точки начала отсчета проводят среднюю прямую $Q = cz$ (рис. 3), тангенс угла наклона которой

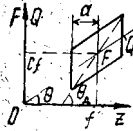


Рис. 3

представляет жесткость рессоры $Q/z = c = \operatorname{tg} \theta$. Силы трения F статического цикла нагрузки — разгрузки отличаются от динамического уже различием коэффициентов трения сцепления и скольжения. Поэтому их следует вычислять по виброграмме рис. 2 и формуле (6).

У грузовых автомашин гибкость подвесок, определяемая статическим прогибом, мала ($f = m_1 g/c = 7 \dots 8$ см). Рациональное ее значение ограничивается боковой устойчивостью кузова, с учетом коэффициента запаса $\kappa_3 = 1 + \mu_\theta = 1 + mh^2/I_x \geq 2$:

$$f = b_k^2 [h_k k_3 (1 + c_2 b_k^2 / (c_{ш} b_{ш}^2))]^{-1}, \quad (17)$$

где $2b_k$, h_k — поперечная база и высота центра тяжести кузова над плоскостью опор;

$2b_{ш}$ — поперечная база шинных колес;

c_2 , $c_{ш}$ — суммарная жесткость подвесок и шин автомашины.

Оптимальное значение силы трения в рессорах передней и задней подвесок [1] при спектральной плотности неровности пути $S_n(\omega) = \zeta \omega^{-2}$, $\zeta = 2D_n \alpha_1$, $\alpha_1 = 0,05 \dots 0,15$; $\sigma_n = 5 \dots 15$ мм определяется по формуле.

$$F_0^2 = 0,8 \zeta v \sqrt{\mu_0 m_1 c}, \quad \mu_0 = 1 + m_{к1}/m_1, \quad (18)$$

где m_1 , $m_{к1}$ — над- и подрессорная масса, отнесенная к одной рессоре.

Скорость v следует принимать по конструкционному или превалирующему максимальному значению, а величину ζ , характеризующую качество пути, — по среднему уровню. Изменение трения в процессе эксплуатации рессор допускается в пределах $\pm 25\%$ от оптимального значения (18) $\Delta F = (1,00 \pm 0,25) F_0$. Верхний предел устанавливается при выпуске из завода, а нижний служит браковочной величиной в эксплуатации. Отсюда при выпуске из завода допускается разброс значений $\Delta F_3 = (1,25 \dots 1,10) F_0$. Этому диапазону и должна соответствовать сила трения F (6) при стендовом контроле рессоры.

Выводы

1. Параметры жесткости и демпфирования рессор определяют динамическую нагруженность и плавность хода автомашины. Первые имеют рациональное значение (17) по устойчивости, а вторые — оптимальные (18) по нагруженности. Поэтому необходим их стендовый контроль как при выпуске из завода, так и по истечении ресурсного пробега.

2. Стендовый контроль качества рессоры включает:

статическую нагрузку — разгрузку с построением графика упругой силы $Q = cz$ и жесткости $c = \operatorname{tg} \theta = Q/z$;

запись виброграммы затухающих колебаний рессоры с вычислением силы трения $F = cl \cdot \Delta a / (4b)$;

установление соответствия параметров жесткости и демпфирования нормативному диапазону, $\Delta F = (1,25 \dots 1,10) F_0$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Варава В. И. Оптимизация нелинейного трения в подвесе транспортных машин // Лесн. журн. — 1993. — № 5—6. — С. 51—54. — (Изв. высш. учеб. заведений);