

Дифференцируя выражение (13), получаем

$$\frac{dx}{dt} = \frac{V_{\max}}{n F_a p_a} \left(\frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} \frac{dp_a}{dt} \quad (14)$$

Решая совместно уравнения (10), (13) и (14), после преобразований получаем

$$\left\{ \frac{1}{n p_a} \left(\frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} + \left(\psi + \frac{1,5 D_{II}}{\delta_{II} E_{II}} \right) \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} \right] + \frac{1f}{F_a} \left(\psi + \frac{D_T}{\delta_T E_T} \right) \right\} V_{\max} \frac{dp_a}{dt} + Q_{\text{пот}}(t) - Q_H = 0 \quad (15)$$

Если не учитывать расход, обусловленный деформацией основных элементов питающей части ($\psi = 0$, $E_{II} = E_T = \infty$), то из уравнения (15) следует

$$\frac{V_{\max}}{n p_a} \left(\frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} \frac{dp_a}{dt} + Q_{\text{пот}}(t) - Q_H = 0 \quad (16)$$

Данное уравнение решается совместно с уравнениями (5) и (12) и позволяет исследовать переходные процессы в питающей части при указанных выше допущениях.

Л и т е р а т у р а

1. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М., 1971.

УДК 629.113.042.2.001.2

А.И. Гришкевич, докт. техн. наук,
Д.М. Ломако, канд. техн. наук,
В.М. Беляев, канд. техн. наук,
Н.Н. Веремеев

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДРЕССОРИВАНИЯ СИДЕНИЯ НА КОЛЕБАНИЯ ВОДИТЕЛЯ

На водителя воздействует целый комплекс неблагоприятных факторов, которые приводят к снижению его функциональных возможностей по управлению автомобилем и тем самым способствуют снижению производительности труда, возникновению

дорожно-транспортных происшествий, а в некоторых случаях могут быть и причиной заболеваний.

Одним из таких неблагоприятных факторов является вибрация. Характер и интенсивность вибраций, вызванных неровностями дороги, определяет плавность хода — эксплуатационное качество, характеризующее способность длительной работы автомобиля во всем диапазоне эксплуатационных скоростей без возникновения неприятных ощущений и утомления водителя, обусловленного колебаниями. Эффективную виброзащиту, а следовательно, и высокую плавность хода, в этом случае можно получить при хорошей согласованности динамических характеристик подвески автомобиля и сидения водителя.

Достигнутые в последнее время успехи в изучении динамических характеристик человеческого организма и методов оценки влияния вибраций на его физиологическое состояние позволили разработать международный стандарт ИСО 2631-74, в котором даются предельно допустимые уровни вибраций, передающихся человеку в положении "сидя" или "стоя" для частот в диапазоне 1...80 Гц. В основу методики ИСО положены кривые равного дискомфорта [1].

При исследовании колебаний реального автомобиля его заменяют упрощенной эквивалентной системой с использованием общепринятых допущений — динамической моделью, колебательное движение которой описывается системой дифференциальных уравнений.

Полагая колебания поддресоренной массы над передним и задним мостами независимыми, динамическую модель передней части грузового автомобиля можно представить в виде четырехмассовой модели, показанной на рис. 1.

Приводим дифференциальные уравнения, описывающие динамическую модель,

$$\begin{aligned} m_v \ddot{y} + P_{1v} + P_{2v} &= 0; \\ m_c \ddot{x} + P_{1c} + P_{2c} - P_{1v} - P_{2v} &= 0; \\ M \ddot{z} + P_{1п} + P_{2п} - P_{1c} - P_{2c} &= 0; \\ m_n \ddot{\xi} + P_{1н} + P_{2н} - P_{1п} - P_{2п} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где $P_{1v}, P_{1c}, P_{1п}, P_{1н}$ — упругие характеристики соответственно подушки, сидения, рессоры и шины; $P_{2v}, P_{2c}, P_{2п}, P_{2н}$ —

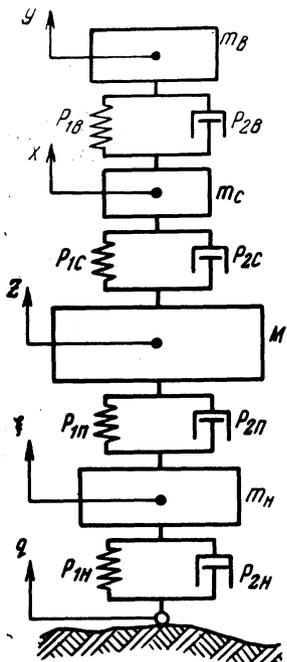


Рис. 1. Динамическая модель передней части автомобиля.

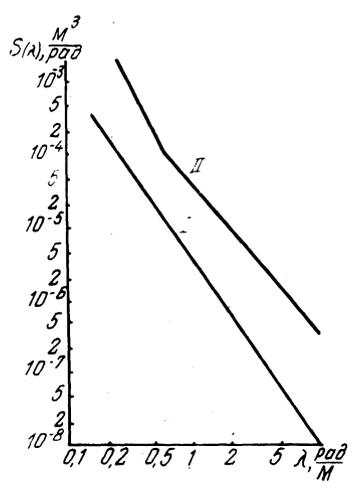


Рис. 2. Спектральные плотности микропрофиля расчетных дорог: I — цементобетонное шоссе; II — изношенное асфальтобетонное шоссе.

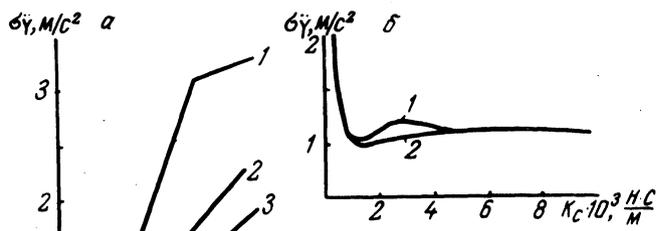


Рис. 3. Зависимость средних квадратических ускорений водителя при движении по изношенному асфальтобетонному шоссе а) от жесткости подвески сидения; $v_a = 16,7$ м/с; $C_{II} = 20 \cdot 10^3$ Н/м; $K_{II} = 180$ Н·с/м

$F_{trc} = 20$ Н; 1 — $K_c = 0,2 \cdot 10^3$ Н·с/м; 2 — $K_c = 0,6 \cdot 10^3$ Н·с/м; 3 — $K_c = 1,0 \cdot 10^3$ Н·с/м; 4 — $K_c = 2,5 \cdot 10^3$ Н·с/м; 5 — $K_c = 5,0 \cdot 10^3$ Н·с/м;
 б) от коэффициента сопротивления амортизатора подвески сидения: $v_a = 16,7$ м/с; $C_{II} = 20 \cdot 10^3$ Н/м; $K_{II} = 180$ Н·с/м; $C_c = 3 \cdot 10^3$ Н/м; $F_{trc} = 20$ Н; 1 — сжатие; 2 — отбой.

характеристики диссипативных элементов соответственно подушки сидения, сидения, рессоры (подвески) и шины; m_B , m_C , M , m_H - соответственно массы водителя, сидения, поддрессоренная и неподдрессоренная, приходящиеся на переднюю часть автомобиля.

Параметры динамической системы близки к параметрам автомобиля МАЗ-500А. Расчеты проводились применительно к цементобетонному и изношенному асфальтобетонному шоссе, спектральные плотности микропрофиля которых представлены на рис. 2. Средние квадратические отклонения ординат микропрофиля в диапазоне частот $0,2 \leq \lambda \leq 25$ рад/м равны

$$\sigma_I = 0,6 \cdot 10^{-2} \text{ м; } \sigma_{II} = 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Моделирование микропрофиля дороги при наличии экспериментальной функции его спектральной плотности сводится к аппроксимации опытной зависимости расчетным уравнением в виде дробнорационального выражения. В нашем случае кривые спектральных плотностей расчетных дорог аппроксимируются выражениями вида

$$S_q(\lambda) = \frac{K_0 (\lambda^2 + \lambda_1^2)}{(\lambda^2 + \lambda_2^2)^2}, \quad (2)$$

где $S_q(\lambda)$ - спектральная плотность микропрофиля, $\text{м}^3/\text{рад}$; λ - путевая частота, рад/м; K_0 , λ_1 - константы, определяющие уровень и вид спектральной плотности.

Для цементобетонного шоссе

$$S_{qI}(\lambda) = 1,36 \cdot 10^{-6} \frac{\lambda^2 + 1,2^2}{(\lambda^2 + 0,28^2)^2}. \quad (3)$$

Для изношенного асфальтобетонного шоссе

$$S_{qII}(\lambda) = 0,376 \cdot 10^{-4} \frac{\lambda^2 + 0,57^2}{(\lambda^2 + 0,28^2)^2}. \quad (4)$$

Чтобы получить случайный сигнал с заданной спектральной плотностью, "белый шум", снимаемый с генератора случайных сигналов, пропускался через формирующий фильтр, набранный из блоков аналоговой вычислительной машины [2].

Расчет вибраций, действующих на водителя, производился на аналогово-цифровом комплексе, включающем в себя две аналоговые вычислительные машины МНБ-1 и ЭЦВМ "Наири-2".

Спектральный анализ колебаний водителя на неподдресоренном и поддресоренном серийно выпускаемых сиденьях показал, что в отдельных октавных полосах частот величины среднеквадратических значений ускорений превышают предельно допустимые нормы для 8-часового времени воздействия. В отличие от стандарта ИСО 2631-74 величины допустимых ускорений были приведены к октавным полосам частот. Поэтому в дальнейшем был проведен подбор оптимальных параметров поддресоренного сиденья. При этом в качестве функции цели принималась средняя квадратическая величина ускорения, действующая на водителя $\sigma_{\ddot{y}}$. Параметры подбирались при движении автомобиля по изношенному асфальтобетонному шоссе со скоростью $v^a = 16,7$ м/с. Подобранные величины проверялись также и при движении автомобиля по цементобетонному шоссе.

На первом этапе была подобрана величина жесткости подвески сиденья. Исходя из соображений минимума величин ускорения и перемещения водителя (рис. 3, а), была принята величина жесткости сиденья, равная $C = 3 \cdot 10^3$ Н/м. Уменьшение жесткости нежелательно, поскольку это приводит к увеличению ходов и пробоям подвески сиденья.

На втором этапе проводился подбор значений коэффициентов сопротивления амортизатора. На рис. 2, б видно, что, начиная с величины $K_c = 4 \cdot 10^3$ Н·с/м, величина ускорения не зависит от коэффициента сопротивления, причем влияние коэффициента сопротивления при ходе сжатия и отбоя идентичны. Исходя из соображений минимума ускорений (рис. 2, б), принимаем

$$K_c^{сж} = K_c^{от} = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м} .$$

Амортизатор, имеющий сопротивление, меньше оптимального, устанавливать нецелесообразно, так как при этом резко возрастают значения средних квадратических ускорений водителя (рис. 2, б).

На последнем этапе определялись величины сухого трения в направляющем устройстве подвески сиденья. Для этого был произведен спектральный анализ ускорений, действующих на водителя при различных величинах сил сухого трения в подвеске сиденья. Анализ показал, что с увеличением сил сухого трения возрастает величина спектральной плотности в диапазоне частот 2...8 Гц (рис. 4, а). Появление второго пика на частоте 3,5 Гц связано с блокировкой подвески сиденья силами сухого трения, в этом случае колебание водителя частично происходит на подушке сиденья. Поэтому при конструировании направляю-

шего устройства подвески сидения необходимо по возможности снижать до минимума величину сил сухого трения.

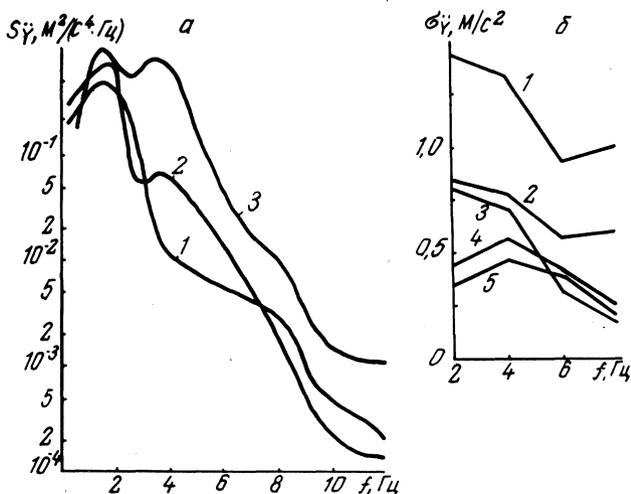


Рис. 4. Параметры колебаний водителя на поддрессоренном сидении при движении по изношенному асфальтобетонному шоссе а) спектральная плотность ускорений: $v_a = 16,7 \text{ м/с}$; $C_c = 3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $K_c^{сж} = K_c^{от} = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $C_{п} = 30 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $K_{п} = 180 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; 1 - $F_{\text{трс}} = 0$; 2 - $F_{\text{трс}} = 40 \text{ Н}$; 3 - $F_{\text{трс}} = 200 \text{ Н}$; б) средние квадратические ускорения по октавным полосам частот: $C_c = 3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $K_c^{сж} = K_c^{от} = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $C_{п} = 30 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $K_{п} = 180 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $F_{\text{трс}} = 40 \text{ Н}$; 1 - нормы ИСО для 4-часового воздействия; 2 - нормы ИСО для 8-часового воздействия; 3 - $v_a = 16,7 \text{ м/с}$; 4 - $v_a = 12,5 \text{ м/с}$; 5 - $v_a = 8,3 \text{ м/с}$.

Исходя из конструктивных соображений и условий производства, в настоящее время минимально возможная величина сухого трения, которая может быть получена в шарнирах направляющего устройства, находится в пределах $40 \dots 50 \text{ Н}$. Для оценки потенциальных возможностей поддрессоренного сидения с оптимальными параметрами и минимальной величиной сил сухого трения $F_{\text{трс}} = 40 \text{ Н}$ были определены спектральные плотности ускорений водителя при движении по изношенному асфальтобетонному шоссе со скоростью $v_a = 16,7 \text{ м/с}$. Анализ кривых (рис. 4, а) показывает, что увеличение силы сухого трения практически не влияет на спектральную плотность до $1,5 \text{ Гц}$. В то же время на частоте $3,5 \text{ Гц}$ величина спектральной плотности ускорения для сидения с оптимальными парамет-

рами приблизительно в 10 раз меньше, чем для сидения с силой сухого трения, равной 200 Н.

На рис. 4, б приведены графики среднеквадратических значений ускорений, действующих на водителя в октавных полосах частот на подрессоренном сидении с оптимальными параметрами при движении по изношенному асфальтобетонному шоссе с различными скоростями. Как видно из графиков, величины ускорений во всех октавных полосах частот находятся ниже предельно допустимых норм ИСО для 8-часового времени воздействия.

Выводы. Произведена оценка серийных вариантов неподдресоренного и подрессоренного сидений большегрузных автомобилей по средним квадратическим величинам ускорений, действующих на водителя, определяемых в октавных полосах частот.

Подобраны оптимальные параметры подвески сидения бортового грузового автомобиля типа МАЗ-500А. Рекомендуем устанавливать подрессоренное сидение со следующими оптимальными параметрами:

$$C_c = 3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \quad K_c^{\text{сж}} = K_c^{\text{от}} = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}; \quad F_{\text{трс}} = \\ = 40 \dots 50 \text{ Н.}$$

Л и т е р а т у р а

1. МС ИСО 2631-74. Вибрация, передаваемая человеческому телу. Руководство по оценке воздействия на человека. Изд. 1. 2. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Методика моделирования движения автомобилей на аналоговых вычислительных машинах. Минск, 1975.

УДК 629.113.073

П.П. Артемьев, канд. техн. наук

СТАТИСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МИКРОПРОФИЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ДОРОГ

Статистическая динамика машин широко применяется при исследовании динамических систем дорога - машина - водитель. Микропрофили дорог являются основными источниками низкочастотных колебаний машин. Знание статистических характеристик микропрофилей дорог имеет и практическое и теоретическое