

тии выполнения условия  $p_x \leq 1,25 p_{\sigma}$  на входном участке достаточно потребовать, чтобы модуль  $|z_2|$  лежал в границах

$$0,875 \leq |z_2| \leq 1/0,875.$$

### Л и т е р а т у р а

1. В л а д и с л а в л е в А.С. и др. Трубопроводы поршневых и компрессионных машин. М., "Машиностроение", 1972.
2. К о л е с н и ч е н к о К.А. Влияние полости в напорной магистрали насоса на пульсацию давления. - В сб.: Проблемы гидроавтоматики. М., "Наука", 1969.
3. Ш о р и н В.П. К вопросу о гашении вынужденных колебаний давления в гидравлических системах летательных аппаратов и двигателей. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Труды КуАИ, 1967, вып. 30.

В.А.Гришин, А.А.Камаева

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ ТРАНСПОРТНЫХ ЭКИПАЖЕЙ МЕТОДОМ ИДЕНТИФИКАЦИИ И ОПТИМИЗАЦИЯ ИХ НА ЭЦВМ

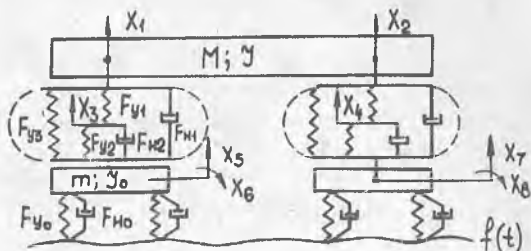
Работа посвящена разработке и апробации методик определения параметров упругого и неупругого сопротивления пневматических амортизаторов и оптимизации их на ЭЦВМ.

Расчетная схема четыреххвостого экипажа представляет собой механическую систему, состоящую из трех абсолютно твердых инерционных тел, соединенных между собой упругими и неупругими (диссипативными) связями.

Задача оптимизации параметров упругого и неупругого сопротивления амортизатора включала два этапа.

Построение математической динамической модели пневматического амортизатора. Конструктивно пневматические амортизаторы транспортных экипажей оформляются в виде систем двух пневмобаллонов последовательно соединенных при помощи специального дросселя. Один из них воспри-

нимает динамическую нагрузку от амортизируемого объекта, другой предназначен для получения мягкой характеристики сил упругого сопротивления. Указанные особенности позволили представить такой амортизатор в виде некоторой эквивалентной механической модели, обведенной на рис. I пунктирной линией, с условно разделенными упругими и диссипативными элементами.



Р и с. I. Расчетная схема транспортного экипажа с пневматическими амортизаторами

Функции  $F_{y1} = c_1 \Delta_{AB}$  и  $F_{y2} = c_2 \Delta_{BC}$ , моделирующие собственно упругие сопротивления основного и дополнительного пневмобаллонов, считались линейными. Здесь  $c_1$  и  $c_2$  - коэффициенты упругого сопротивления пневматического амортизатора;  $\Delta_{AB}$  и  $\Delta_{BC}$  - деформации соответствующих элементов его механической модели.

Функция  $F_{y3}$ , обусловленная изменением эффективной площади деформируемого баллона, определялась по результатам его специальной статической тарировки и аппроксимировалась уравнением

$$F_{y3} = c_3 \Delta_{AC} + c_4 \Delta_{AC} / \Delta_{AC} + c_5 \Delta_{AC}^3, \quad (I)$$

где  $c_3$ ,  $c_4$  и  $c_5$  - некоторые условные коэффициенты жесткости;  $\Delta_{AC}$  - величина осевой деформации пневматического амортизатора.

Сила неупругого сопротивления  $F_{d1} = \beta_1 \Delta_{AC}$ , возникающая вследствие рассеивания энергии в основном пневмобаллоне, ввиду своей малости предполагалась линейной. Здесь  $\beta_1$  - приведенный коэффициент демпфирования;  $\Delta_{AC}$  - скорость деформации амортизатора.

Функция  $F_{d2}$ , характеризующая неупругое сопротивление, возникающее за счет дросселирования воздуха, считалась состоящей из двух компонент: линейной с коэффициентом демпфирования  $\beta_2$  и нелинейно-квадратичной от скорости с коэффициентом  $\beta_3$ :

$$F_{H2} = \beta_2 \dot{\Delta}_{BC} + \beta_3 \dot{\Delta}_{BC} / \Delta_{BC} \quad (2)$$

Задача определения параметров упругого  $c_1$ ;  $c_2$  и неупругого  $\beta_1$ ;  $\beta_2$ ;  $\beta_3$  сопротивления по результатам эксперимента формулировалась как задача параметрической идентификации [1].

Необходимые экспериментальные данные были получены на специальном стенде [2], позволяющем проводить испытания в широком амплитудно-частотном диапазоне. Построение математической динамической модели амортизатора осуществлялось на двух уровнях локализации. Первому уровню соответствовала математическая модель, описывающая колебания только основного пневмобаллона (при запортом дросселе),

$$m\ddot{z} + \beta_1 (\dot{z} - \dot{\eta}) + c_1 (z - \eta) + \hat{c}_3 (z - \eta) + \hat{c}_4 (z - \eta)(z - \eta) + \hat{c}_5 (z - \eta)^3 = 0, \quad (3)$$

второму - математическая модель

$$m\ddot{z} + \hat{\beta}_1 (\dot{z} - \dot{\eta}) + \hat{c}_1 (z - \tilde{z}) + \hat{c}_3 (z - \eta) + \hat{c}_4 (z - \eta)(z - \eta) + \hat{c}_5 (z - \eta)^3 - c_1 (z - \tilde{z}) + \hat{c}_2 (\tilde{z} - \eta) + \beta_2 (\tilde{z} - \eta) + \beta_3 (\tilde{z} - \eta) / (\tilde{z} - \eta) = 0, \quad (4)$$

где  $m$  - приведенная масса груза;  $z$  - координата отклонений груза;  $\tilde{z}$  - условная координата эквивалентной механической модели амортизатора;  $\eta$  - кинематическое возмущение, в режиме свободных колебаний - импульсное  $\eta = \eta_0 \delta(t)$ , в режиме вынужденных - гармоническое  $\eta = \eta_0 e^{i\omega t}$ .

В качестве выходных характеристик свободных колебаний принимались фазовые координаты  $z_i$ ;  $\dot{z}_i$ ;  $\ddot{z}_i$ , определенные для дискретных моментов времени  $t_i$ , расчетные значения которых отыскивались путем решения уравнений (3) и (4) методом численного интегрирования на ЭЦВМ "Наири". В режиме вынужденных колебаний выходами амортизатора считались его амплитудно-фазо-частотные ( $z - \varphi - \omega$ ) и сило-энергетические ( $F - \psi$ ) характеристики, определение которых осуществлялось при помощи метода гармонической линеаризации:

$$z_p = z(m; \eta_0; \omega; c_1; c_2; \varphi_0; \hat{c}_i); \quad (5)$$

$$\varphi_p = \varphi(m; \eta_0; \omega; \beta_1; \beta_2; \beta_3; \hat{c}_i);$$

$$F_p = F(\eta_0; \omega; c_1; c_2; \varphi_0; \hat{c}_i); \quad \psi_p = \psi(\eta_0; \omega; \beta_1; \beta_2; \beta_3; \hat{c}_i), \quad (6)$$

где  $z_p$ ;  $\varphi_p$ ;  $F_p$ ;  $\psi_p$  и  $\varphi_3$ ;  $\psi_3$  - расчетные и экспериментальные значения соответствующих выходных характеристик амортизатора;  $\rho_0$  и  $\omega$  - параметры входного воздействия  $\rho$ ;  $\hat{c}_1$ ;  $\hat{c}_2$ ;  $\hat{c}_3$ ;  $\hat{c}_4$ ;  $\hat{c}_5$  - оценки параметров упругого сопротивления.

По выражению (5) рассматривались вынужденные колебания груза на амортизаторе, а по уравнению (6) - неподвижное защемление груза, т.е.  $z = 0$ . Использование при определении расчетных значений выходных характеристик  $z_p$  и  $F_p$  дополнительной экспериментальной информации в виде  $\varphi_3$  и  $\psi_3$  позволило разделить оценить параметры  $c_1$ ;  $c_2$  и  $\beta_1$ ;  $\beta_2$ ;  $\beta_3$ .

Параметры сопротивлений амортизатора оценивались при свободных и вынужденных колебаниях путем минимизации целевых функций, осуществляемой методом случайного поиска. Результаты построения математической динамической модели оформлялись в виде полиномиальных зависимостей параметров модели от определяющих их конструктивных параметров реального амортизатора: объемов основного и дополнительного пневмобаллонов, сечения и длины дроссельного трубопровода, давления воздуха внутри амортизатора.

Оптимизация параметров сопротивлений пневматического амортизатора на ЭЦВМ. Математическая динамическая модель экипажа представлялась в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений 14-го порядка, в векторно-матричной форме имеющих вид

$$\bar{D}(\rho)\bar{X} + \bar{F}(\rho) = \bar{Q}(\rho)\bar{f}, \quad (7)$$

где  $\bar{D}(\rho)$  и  $\bar{Q}(\rho)$  - матрицы инерционных, квазиупругих и диссипативных параметров экипажа и действующих на него возмущений;  $\bar{F}(\rho)$  - матрица нелинейностей;  $\bar{X}$  и  $\bar{f}$  - векторы обобщенных координат системы и возмущений;  $\rho$  - оператор дифференцирования.

Возмущающее воздействие считалось стационарным случайным процессом с нормальным законом распределения, поступающим в систему в виде кинематических неровностей. Спектральная плотность возмущений

$$S(\omega) = A_1 V e^{-A_2 \frac{V^2}{\omega^2}} + A_3 V^2 \left[ \frac{1}{A_4 + \left(\frac{\omega}{V} + A_5\right)^2} + \frac{1}{A_4 + \left(\frac{\omega}{V} - A_5\right)^2} \right] + A_6 \frac{V^2}{\omega^2}, \quad (8)$$

где  $A_1$  и  $A_2$  - коэффициенты, учитывающие амплитуду, длительность и расстояние между стыковыми импульсами;  $A_3$ ;  $A_4$  и  $A_5$  - коэф-

эффициенты, характеризующие дисперсию, степень затухания и периодичность неровностей рельсовых звеньев;  $A_6$  - константа "шумовых" неровностей пути;  $V$  - скорость движения;  $\omega$  - круговая частота.

Для решения системы (8) использован метод статистической линеаризации [3]. Применение этого метода сводилось к замене нелинейных функций сопротивления (1) и (2) эквивалентными им линейными, т.е.

$$C_4(z_k - z_e) / |z_k - z_e| + C_5(z_k - z_e)^3 = C_0(z_k - z_e) \text{ и } \beta_3(\ddot{z}_k - \ddot{z}_e) / |\ddot{z}_k - \ddot{z}_e| = \beta_0(\ddot{z}_k - \ddot{z}_e).$$

Определение эквивалентных линейных коэффициентов  $C_0$  и  $\beta_0$  осуществлялось путем разрешения итерационных процедур, построенных на основе рекуррентных соотношений

$$(C_0)_{i+1} = (1,7 C_4 \sigma_{ke} + 3,5 C_5 \sigma_{ke}^2) / \sigma_{ke}, \quad (\beta_0)_{i+1} = (1,7 \beta_3 \tilde{\sigma}_{ke}) / \tilde{\sigma}_{ke},$$

где  $\sigma_{ke}$  и  $\tilde{\sigma}_{ke}$  - среднеквадратические величины координат  $(z_k - z_e)$  и  $(\ddot{z}_k - \ddot{z}_e)$ ;  $i$  - номер итерации.

Величины  $\sigma_{ke}$  и  $\tilde{\sigma}_{ke}$  определялись на каждом шаге итерации идентичными выражениями

$$\sigma_{k,e} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} S(\omega) |\varphi_{ke}|^2 d\omega}, \quad (9)$$

где  $|\varphi_{ke}|$  - модуль передаточной функции координаты  $(z_k - z_e)$ ;  $\omega$  - частота среза.

Выражение для определения  $|\varphi_{ke}|$ , полученное приведением системы с четырьмя входами к системе с одним входом, имеет вид

$$|\varphi_{ke}|^2 = \sum_{j=1}^4 \left[ (L_{kj} - L_{ej}) \cos \omega \tau_j + (N_{kj} - N_{ej}) \sin \omega \tau_j \right]^2 + \sum_{j=1}^4 \left[ (N_{kj} - N_{ej}) \cos \omega \tau_j + (L_{kj} - L_{ej}) \sin \omega \tau_j \right]^2. \quad (10)$$

Здесь  $\tau_j$  - запаздывание  $j$ -го входа относительно первого;  $L_{kj}$  и  $N_{kj}$  - действительные и мнимые части элементов матрицы  $\bar{\Phi}_0(j\omega)$ , получаемой из уравнения  $\bar{\Phi}_0(j\omega) = \bar{D}_0^{-1}(j\omega) \bar{Q}_0(j\omega)$ . Матрицы  $D_0(j\omega)$  и  $Q_0(j\omega)$  строились на основе исходных матриц  $\bar{D}(p)$  и  $Q(p)$  и линеаризованной матрицы  $F(p)$ .

Итерационный процесс считался законченным, если выполнялись условия

$$\max_{i=1,2,\dots,k} \left| \frac{(C_0)_{i+1} - (C_0)_i}{(C_0)_i} \right| \leq \varepsilon; \quad \max_{i=1,2,\dots,k} \left| \frac{(\beta_0)_{i+1} - (\beta_0)_i}{(\beta_0)_i} \right| \leq \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  - ширина порога ошибки;  $K$  - количество нелинейностей в системе.

После линеаризации исходной системы (7) осуществлялось определение критериев динамических свойств экипажа по формулам, аналогичным выражениям (9) и (10).

Оптимизация параметров сопротивления пневматического амортизатора осуществлялась на ЭЦВМ "Минск-22" методами случайного поиска и градиентным. Первый использовался при отыскании области расположения глобального оптимума, второй - при уточнении его местоположения, путем минимизации целевых функций оптимизации:

$$C_0 = \sum_{i=1}^n \alpha_i (\max_{j=1,2,\dots,2} K_{ij}).$$

Эти функции формировались в виде линейных комбинаций максимальных величин критериев динамических свойств экипажа  $K_{ij}$  с соответствующими весовыми коэффициентами  $\alpha_i$ .

Область изменения оптимизируемых параметров амортизатора определялась возможностью его конструктивной реализации.

Изложенная методология синтеза пневматических амортизаторов с оптимальными характеристиками апробировалась при модернизации ходовой части скоростного поезда РТ-200 и создании маневрового тепловоза ТЭМ-7.

#### Л и т е р а т у р а

1. С е й д ж Э.П., М е л с Дж.Л. Идентификация систем управления. М., "Наука", 1974.
2. Динамика подвижного состава железных дорог. Труды БИТМ, Брянск, 1974, вып. 25.
3. К а з а к о в И.Е., Д о с т у п о в Б.Г. Статистическая динамика нелинейных автоматических систем. М., Физматгиз, 1962.

Н.Д.Заблоцкий

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ С НАДУВОМ  
ПРИ БОЛЬШИХ ЧИСЛАХ СЖИМАЕМОСТИ

Известно, что распределение давления в смазочном слое подшипников с принудительным наддувом газа описывается уравнением Рейнольдса,