

Тогда для  $f = 65$  Гц  $\left| \frac{[\dot{q}_i^a(\omega)]'}{\dot{q}_i^a(\omega)} \right| = 2,3$ ; а для  $f = 110$  Гц  $\left| \frac{[\dot{q}_i^a(\omega)]'}{\dot{q}_i^a(\omega)} \right| = 1,37$ . т.е. амплитуда вибраций двигателя увеличивается от 2,5 до 7 дБ.

Следовательно, объективная оценка изменения уровня вибраций двигателя при перестановке его со стенда на объект возможна, если известны динамические характеристики двигателя, стенда и объекта.

Исследование этих характеристик необходимо для решения задачи вибрационной диагностики.

## Л и т е р а т у р а

И. П о п к о в В.И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов.—Д: Судостроение, 1974.

УДК 62-567.752

Н.В.Герасимов, В.И.Крайнов,  
В.М.Ромашкин, Ю.В.Шатилов

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ С УПРАВЛЯЕМОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

На основе амортизаторов с управляемой жесткостью [1 - 2] разработана и прошла испытания многокомпонентная система защиты объектов от динамических нагрузок, возникающих при перевозках железнодорожным транспортом.

Установка представляет собой платформу, подвешенную на 8-ми амортизаторах. Вес платформы с установленным на ней объектом составляет 2 т. Четыре амортизатора грузоподъемностью по 500 кг каждая удерживают платформу в вертикальном направлении, а четыре аналогичной конструкции и грузоподъемности - в горизонтальном. Перемещение платформы в поперечном направлении ограничено площадками, по которым платформа катается на специальных роликах.

Амортизаторы выполнены в виде набора витых стальных пружин. Часть набора может блокироваться управляемым запирающим устройством - гидрозатвором.

Включение гидрозатворов осуществляется 4-х канальным блоком управления по сигналам с датчиков ускорения, расположенных на платформе. Каждый канал осуществляет управление электроклапанами гидрозатворов двух амортизаторов. Электронная схема реализует следующий алгоритм изменения жесткости подвески в  $i$ -ом направлении:

$$C_i = \begin{cases} C & |V_i| > a; \\ 0,5C & |V_i| \leq a, \end{cases}$$

где  $V_i$  - величина скорости платформы в  $i$ -ом направлении;  
 $a$  - величина, определяющая порог срабатывания схемы ( $a \ll V_i$ ).

Конструкция подвески при собственной частоте колебаний равной 1,4 Гц обеспечивает как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях динамический ход  $\pm 25$  см.

Целью испытаний является:

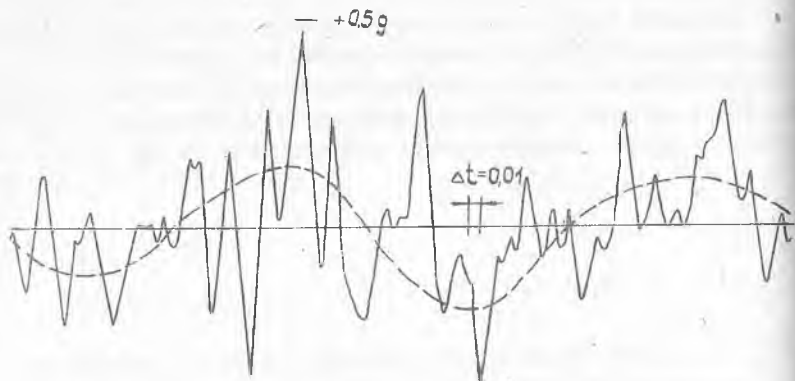
- проверка функционирования узлов и элементов подвески при пробеге на расстояние 3000 км;
- получение данных о характере динамического нагружения при транспортировке объектов по железной дороге;
- оценка эффективности виброзащиты с электронным гасителем колебаний в различных реальных режимах работы.

Регистрация параметров колебаний производится с помощью виброизмерительной аппаратуры ВИБ-6ТН (измеряются ускорения вагона и защищаемого объекта по 3-м координатным направлениям), светодуговых осциллографов, а для фиксации размаха относительных колебаний в подвеске разработаны карандашные самописцы.

Режимы нагружения объектов при транспортировке по железной дороге можно разделить на два типа: стационарный и нестационарный.

Стационарное нагружение характерно для установившегося, равномерного движения поезда. Возникающие при этом нагрузки в значительной степени зависят от скорости движения поезда, состояния данного участка дороги и места нахождения вагона в составе. Преобладающими в этом режиме являются вертикальные нагрузки. Это подтверждается записями как ускорений, так и перемещений. Уровень этих на-

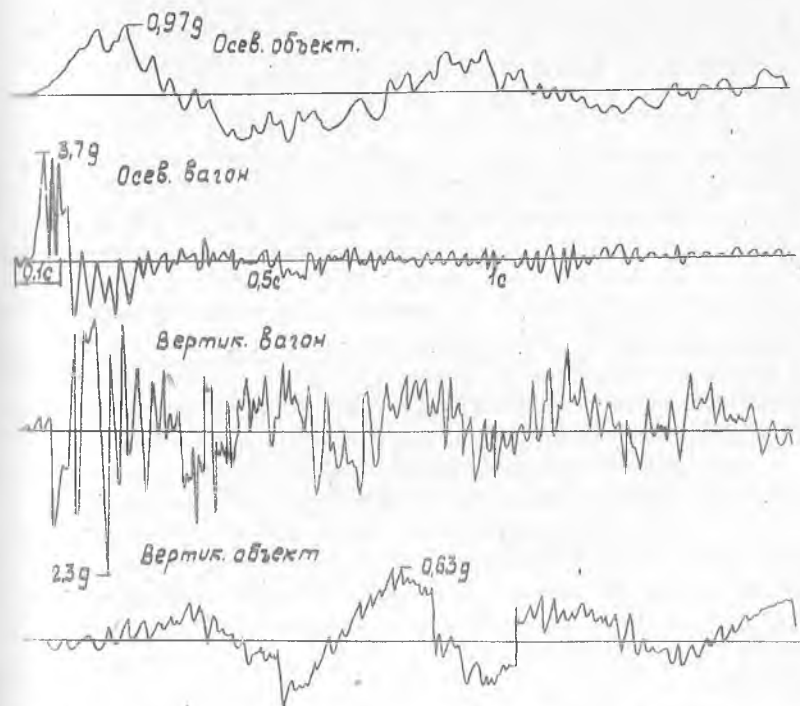
грузок относительно невисок и при скоростях движения 70-80 км/ч не превышает 0,6-0,7  $g$  (рис. 1).



Р и с.1. Оциллограмма вертикальных перегрузок вагона ( $V_{\text{визж.}}=70\text{ км/ч}$ )

Вертикальные нагрузки на полу вагона при равномерном движении поезда можно аппроксимировать низкочастотным узкополосным воздействием высокого уровня со средней частотой 3-4 Гц и наложенным на него высокочастотным шумом 7-40 Гц. Дисперсия вертикального нагружения составляет 0,02-0,03  $g^2$ . Осевые нагрузки аппроксимируются в этом режиме шумовой полосой с дисперсией 0,003-0,005  $g^2$ .

Нестационарное нагружение возникает при трогании, торможении, формировании, разгоне состава, а также при единичном возмущении со стороны пути, например, при прохождении состава через стрелку и т.п. Нестационарные нагрузки действуют в течение короткого времени, имеют значительные амплитуды, зависят от большого количества факторов, сложны в описании, их трудно регистрировать ввиду эпизодичности и случайности появления. Такие нагрузки сопряжаются ударными импульсными процессами, причем максимальные величины ускорений приходится на начало действия нестационарного возмущения. Данные, полученные в результате пробеговых испытаний, подтверждают, что именно в нестационарных режимах возникают наиболее высокие уровни нагружения. Наиболее характерным режимом для данного типа нагружения является режим соударения вагонов при формировании состава, который был исследован на предварительных испытаниях. Анализ оциллограмм (рис. 2) показывает, что при скоростях соударения



Р и с. 2. Осциллограммы нагружения при столкновении вагонов  
( $V_{\text{сход}} = 9 \text{ км/ч}$ )

7–10 км/ч горизонтальные и вертикальные ускорения вагона достигают 3–4 g, движение вагона носит резко динамический характер и за время около 0,1 с вагон передвигается на 8–10 см.

Эффективность виброзащиты в установившемся режиме движения поезда отражает таблица I. Оценка эффективности виброзащиты в установившемся режиме движения поезда проведена по критерию вибронадежности В.В.Болотина. Критерий определяет количество выбросов случайного процесса за некоторый фиксированный уровень в единицу времени.

Сравнение оценок дисперсий ускорений объекта с дисперсиями ускорений вагона показывает, что амортизация позволяет уменьшить

Т а б л и ц а 1

Количество выбросов за уровень в секунду

(  $V$  движения = 70 км/ч,  $T$  осциллограммы = 273 с )

| Уровень<br>ед $g$ | Н а п р а в л е н и е   п е р е г р у з к и |                         |                  |                   |
|-------------------|---|-------------------------|------------------|-------------------|
|                   | вертикальная<br>вагона                      | вертикальная<br>объекта | осевая<br>вагона | Осевая<br>объекта |
| 0,25              | 4,45  | 1,3                     | 0,37             | 0,005             |
| 0,5               | 0,08  | -                       | -                | -                 |

нагружение объекта по дисперсиям в 5-6 раз как в вертикальном, так и в осевом направлениях.

Итак, амортизация значительно снижает уровень нагружения защищаемого объекта в режиме установившегося движения поезда.

В таблице 2 приведены данные, полученные с двух типовых осциллограмм соударения вагонов. Процесс соударения разбит на несколько этапов, на каждом произведено сравнение максимальных значений перегрузки на полувагоне и на защищаемом объекте по коэффициентам снижения перегрузок как в осевом, так и вертикальном направлениях.

Т а б л и ц а 2

Обработка осциллограмм испытаний на соударение

$$( K = \frac{n_{\max \text{ вагона}}}{n_{\max \text{ объект}}} )$$

| $\Delta t_c$ | $V$ соудар.<br>км/ч | Направление перегрузки |        |        |        | Коэффициент<br>снижения |                   |
|--------------|---------------------|------------------------|--------|--------|--------|-------------------------|-------------------|
|              |                     | вертикальная           |        | осевая |        | $K_{\text{верт}}$       | $K_{\text{осев}}$ |
|              |                     | вагон                  | объект | вагон  | объект |                         |                   |
| 0-1          | 9                   | 2,3                    | 0,63   | 3,7    | 0,97   | 3,6                     | 3,8               |
| 1-2          | 9                   | 0,96                   | 0,7    | 0,5    | 0,68   | 1,4                     | 0,74              |
| 2-3          | 9 <sup>4</sup>      | 0,36                   | 0,31   | 0,27   | 0,14   | 1,1                     | 1,9               |
| 0-1          | 6                   | 1,67                   | 0,5    | 2,3    | 0,7    | 3,3                     | 3,3               |
| 1-2          | 6                   | 0,6                    | 0,35   | 0,2    | 0,22   | 1,7                     | 0,9               |
| 2-3          | 6                   | 0,3                    | 0,2    | 0,2    | 0,15   | 1,5                     | 1,3               |

Анализ осциллограмм показывает, что наиболее высокая эффективность амортизации достигается на первом этапе столкновения. Виброзащита в 3-3,7 раза снижает осевые и вертикальные перегрузки. Колебания подвески в переходных режимах гасятся за 0,6-1 сек.

В процессе испытаний фиксируется размах относительных колебаний концов платформы. По результатам измерения следует, что максимальные перемещения в установившихся режимах движения с постоянной скоростью не превышают  $\pm 50$  мм.

В наиболее тяжелых режимах соударения (скорость 7-10 км/ч) максимальные перемещения составляют 120-140 мм. Полученные результаты позволяют оценить потребный динамический ход амортизаторов.

Оценить эффективность виброзащиты рассматриваемой системы по сравнению с обычной пассивной, в которой относительное затухание определяется коэффициентом аперидичности  $\psi = 0,3$ , позволяет таблица 3.

Т а б л и ц а 3

Относительное ослабление перегрузок амортизаторами  
в различных режимах

| Тип амортизатора         | Частота 3 Гц | Частота 30 Гц | Режим соударения вагонов |
|--------------------------|--------------|---------------|--------------------------|
| С управляемой жесткостью | I            | 10,0          | 2                        |
| Обычный<br>$\psi = 0,3$  | I            | I             | I                        |

Т.е., если принять эффективность ослабления перегрузки обычным амортизатором с  $\psi = 0,3$  за единицу, то на частоте 30 Гц амортизатор с переменной жесткостью эффективнее обычного в 10 раз, а ударения вагонов в 2 раза.

Подводя итог, отметим, что разработанная система виброзащиты с переменной жесткостью своей надежной и безотказной работой в условиях длительных испытаний и хорошими виброзащитными свойствами заслуживает высокой оценки. Такая система эффективна для защиты изделий от разнообразных возмущений, при этом эффективность ее тем выше, чем шире спектр возмущения.

## Л и т е р а т у р а

1. Герасимов Н.В., Шатилов Ю.В. Амортизатор. № 621916, кл. F 16 f 9/06. Бюллетень № 32, 1978.

2. Герасимов Н.В., Шатилов Ю.В. Амортизация на основе упругого элемента с переменной жесткостью. - В кн.: Вопросы прочности элементов авиационных конструкций: Межвуз. сборник.- Куйбышев, 1975, вып. П.

УДК 532.595.001

А.Н.Головин

### К РАСЧЕТУ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Одним из способов защиты гидросистем от динамических нагрузок, вызванных колебательными режимами течения рабочей жидкости, является установка гасителей колебаний. Показателем эффективности работы гасителя является коэффициент  $K_{\text{БН}}$  вносимого затухания [1], величина которого зависит от соотношения частотных характеристик гасителя и гидросистемы (в месте установки гасителя). С учетом "удаляемого" отрезка трубопровода, вместо которого устанавливается гаситель,

$$K_{\text{БН}} = K_c \left| \frac{Z_\beta}{\sqrt{Z_{c1} Z_{c2}}} \right| \frac{\left| 1 + \frac{Z_{c1}}{Z_1} \right| \left| 1 + \frac{Z_{c2}}{Z_2} \right|}{\left| 1 + \frac{Z_\beta}{Z_1} \right| \left| 1 + \frac{Z_\beta}{Z_2} \right|} \times$$

$$\times \frac{\left| 1 - \frac{e^{-j^2 \eta_c}}{K_c^2} \left( \frac{Z_1 - Z_{c1}}{Z_1 + Z_{c1}} \right) \left( \frac{Z_2 - Z_{c2}}{Z_2 + Z_{c2}} \right) \right|}{\left| 1 - \frac{e^{-j^2 \eta_{cp}}}{K_{cnp}^2} \left( \frac{Z_1 - Z_\beta}{Z_1 + Z_\beta} \right) \left( \frac{Z_2 - Z_\beta}{Z_2 + Z_\beta} \right) \right|}, \quad (I)$$

где  $K_c$ ,  $K_{cnp}$  - коэффициенты собственного затухания гасителя и "удаляемого" отрезка трубопровода;  $Z_\beta$ ,  $Z_{c1}$ ,  $Z_{c2}$  - волновые сопротивления "удаляемого" отрезка трубопровода и гасителя со сторо-