

УДК 62-754; 534.01

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-7-11-19

Физическое и математическое моделирование виброизоляции груза в контейнере с применением полиуретановых амортизаторов

А.Е. Белкин¹, И.З. Даштиев², Е.А. Никитин¹, В.В. Сергиенко¹¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1² ОАО «ЦНИИСМ», 141371, Хотьково, Московская обл., Российская Федерация, ул. Заводская, д. 1

Physical and Mathematical Modeling of Vibration Isolation for Cargo in a Container with Polyurethane Shock Absorbers

A.E. Belkin¹, I.Z. Dashtiev², E.A. Nikitin¹, V.V. Sergienko¹¹ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1² OAO Central Research Institute for Special Machinery, 141371, Khotkovo, Moscow Region, Russian Federation, Zavodskaya St., Bldg. 1

e-mail: aefbelkin@gmail.com, koleso49@mail.ru, devoitene@gmail.com, valeriya0311@mail.ru



Приведены результаты динамических испытаний малоразмерной модели системы виброизоляции груза в контейнере с применением полиуретановых амортизаторов тоннельного типа. Изучены виброизоляционные характеристики полиуретановых амортизаторов. В эксперименте использованы модели малого размера, геометрически подобные реальным амортизаторам, изготовленные из полиуретанов марок SKU-ПФЛ-100 и СУРЭЛ ТФ-228. Исследовано поведение системы контейнер–амортизаторы–груз при гармоническом и импульсном кинематическом возбуждении. Определены амплитудно-частотная характеристика этой системы, эффективная жесткость амортизаторов и коэффициент поглощения энергии. Предложена математическая модель для расчета системы виброизоляции, в которой поведение полиуретановых амортизаторов описано с помощью линейной теории вязкоупругости. Параметры модели получены по данным испытаний. Методом подобия результаты испытаний могут быть распространены на натуральный объект.

Ключевые слова: виброизоляция груза в контейнере, полиуретановые амортизаторы, динамические испытания, амплитудно-частотная характеристика, коэффициент поглощения энергии, математическая модель



This paper presents dynamic tests results for a scale model of the vibration isolation system for cargo in a container with polyurethane tunnel shock absorbers. Vibration isolation properties of polyurethane shock absorbers are studied. Scale models made of SKU-PFL-100 and SUREL TF-228 polyurethane materials and geometrically similar to real shock absorbers are used in the tests. The behavior of the 'container–shock absorbers–cargo' system is investigated at harmonious and impulse kinematic excitation. The system's frequency-response characteristic, effective rigidity of the shock absorbers and energy loss factor are determined. A mathematical model for calculating the vibration isolation system is proposed where the behavior of the shock absorbers is described by the linear viscoelasticity theory. Parameters of the model are derived from the test results. The test results can be extended to a full-scale object by applying the similarity theory.

Keywords: vibration isolation of cargo in a container, polyurethane shock absorbers, dynamic tests, frequency response, energy loss factor, mathematical model

Амортизаторы из полиуретана являются перспективной элементной базой для систем защиты объектов от вибрационных и ударных воздействий [1]. Эти амортизаторы обладают высокой удельной энергоемкостью, весьма большим коэффициентом поглощения энергии и превосходят резиновые аналоги по жесткости. Их можно использовать для изоляции груза в контейнере в условиях строгих ограничений на габаритные размеры и ход амортизатора вследствие ограниченности конструкционного пространства. Полиуретан не подвержен старению и устойчив к агрессивным средам. Благодаря технологичности изготовления полиуретановых деталей амортизаторы могут иметь разнообразную геометрию, выбор которой влияет на их нагрузочные характеристики. Для виброизоляции груза в контейнере предполагается использовать полиуретановые амортизаторы тоннельного типа (рис. 1).

Для обоснования применимости таких амортизаторов при интенсивных динамических нагрузках необходимо провести тщательное теоретическое и экспериментальное моделирование. В статье [2] представлены результаты стендовых ударных испытаний тоннельного амортизатора, проведенных в АО «ВПК «НПО машиностроения». В этих испытаниях по амортизатору наносился вертикальный удар падающей тяжелой плитой и по показаниям датчиков перегрузки и перемещения плиты определялись его ударные силовые характеристики. На основе экспериментальных данных в работе [3]

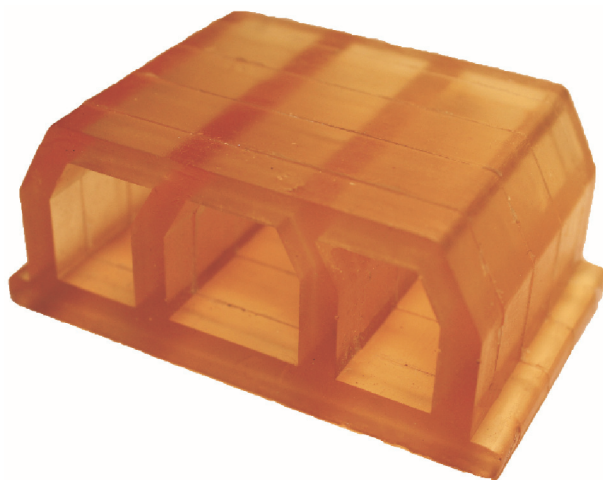


Рис. 1. Полиуретановый амортизатор тоннельного типа

сформулированы две простые модели деформирования тоннельного амортизатора как объекта с одной степенью свободы, предназначенные для применения в расчетах виброизоляции.

В реальных динамических системах используют пояса виброизоляции с большим числом амортизаторов. Теоретический анализ поведения таких систем является сложной проблемой [4]. В настоящей статье рассмотрена простейшая физическая модель виброизоляции груза в контейнере с помощью двух амортизаторов и выполнен ее расчет с идентификацией параметров вязкоупругости амортизаторов.

Цель работы — апробация полиуретановых амортизаторов тоннельного типа в качестве элементов системы ударовиброизоляции.

Экспериментальное исследование. На рис. 2 показана общая схема экспериментальной установки физического моделирования амортизации груза в контейнере.

Испытания проведены на вибростенде Data Physics Signal Force V400 в лаборатории кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. На рис. 3 показана смонтированная на

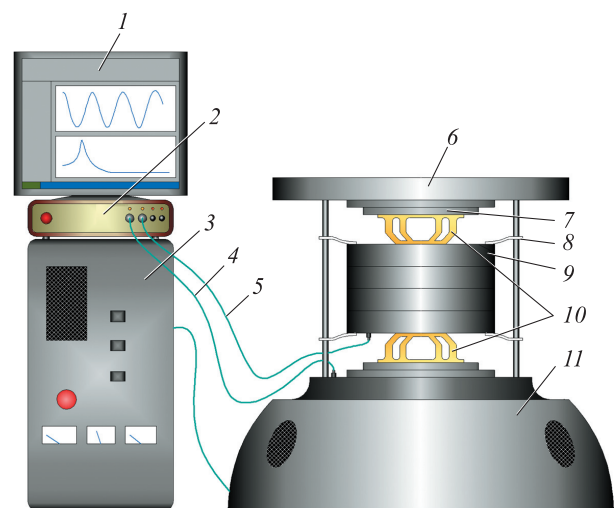


Рис. 2. Общая схема экспериментальной установки физического моделирования амортизации груза в контейнере:

- 1 — монитор; 2 — система управления вибростендом;
- 3 — усилитель управляющего сигнала;
- 4 и 5 — акселерометры стола и груза; 6 — верхний стол;
- 7 — крепление амортизатора; 8 — система стабилизации;
- 9 — грузы (по 10 кг каждый); 10 — амортизаторы;
- 11 — вибростенд

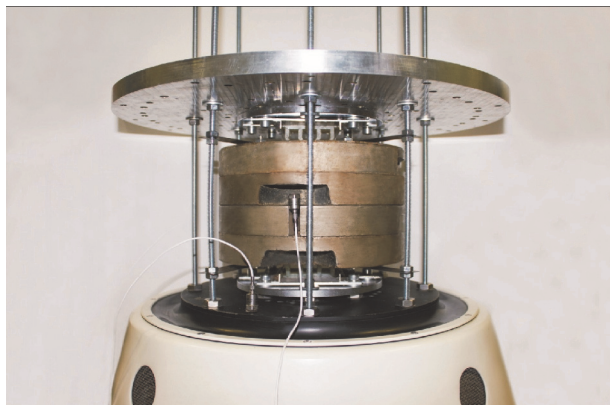


Рис. 3. Смонтированная на стенде модель системы виброизоляции груза, помещенного в контейнер

стенде модель системы виброизоляции груза, помещенного в контейнер, который имитируют две плиты: первая является рабочей поверхностью стенда, вторая (верхняя плита) жестко соединена с первой с помощью шпилек.

Груз набирают из дисков, стянутых проходящими сквозь них болтами, и устанавливают между плитами на двух амортизаторах. Предварительное поджатие амортизаторов можно регулировать путем затяжки шпилек. Поскольку при вертикальных колебаниях груза могут наблюдаться его смещения в поперечном направлении вследствие неточности центровки на амортизаторах или малого перекаса верхней плиты, то для устранения этих смещений между грузом и шпильками введены дополнительные горизонтальные связи в виде гибких металлических стержней, представляющие собой систему стабилизации 8 (см. рис. 2). Эти стержни практически не влияют на жесткость системы виброизоляции в вертикальном направлении.

Испытания проведены с грузом массой $m = 40$ кг. Используются амортизаторы из полиуретана двух марок: СУРЭЛ ТФ-228 твердостью 80 ед. по Шору по шкале А и СКУ-ПФЛ-100 твердостью 92...95 ед. по той же шкале. Для краткости первые амортизаторы назовем мягкими, вторые — жесткими. Исследуемые амортизаторы (см. рис. 1) имеют одинаковые габаритные размеры $30 \times 42 \times 70$ мм с окнами высотой 18 мм и стойками толщиной 5 мм. Они являются малоразмерными, геометрически подобными моделями реальных амортизаторов, испытанных на удар [2].

На рис. 4 приведены статические силовые характеристики мягкого и жесткого амортизаторов в виде зависимостей нагрузки F от осад-

ки δ (нижние кривые соответствуют разгрузке), полученные на машине Galdabini Quasar 50 в процессе нескольких циклов медленного нагружения и разгрузки. Как видно из рис. 4, при достижении некоторой осадки (примерно 9...10 мм) происходит существенное повышение жесткости. Такая особенность характеристик тоннельных амортизаторов объясняется самоконтактом стоек при большой осадке (рис. 5).

Исследование виброизоляционных свойств амортизаторов проведено путем испытаний системы контейнер–амортизаторы–груз (далее — система) при гармоническом и импульсном воздействии. В качестве претеста получены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ)

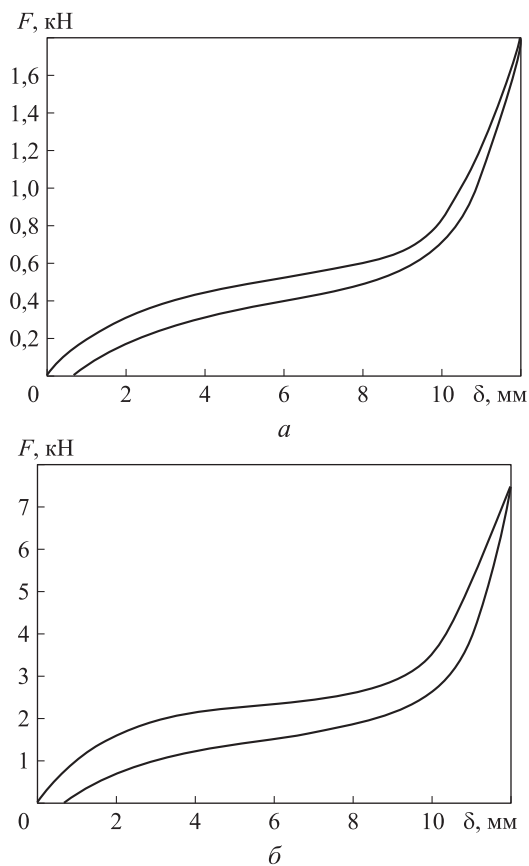


Рис. 4. Статические силовые характеристики мягкого (а) и жесткого (б) амортизаторов

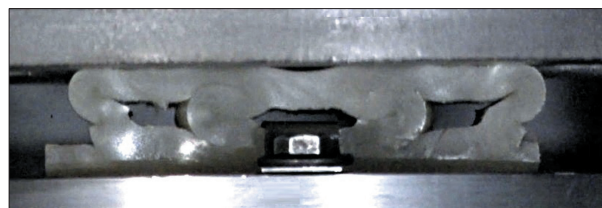


Рис. 5. Самоконтакт стоек при большой осадке амортизатора

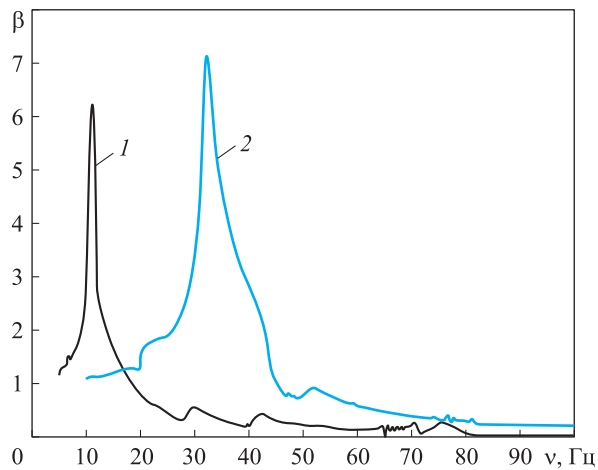


Рис. 6. Экспериментальная зависимость коэффициента динамичности β от частоты ν системы с мягкими (1) и жесткими (2) амортизаторами

системы с мягким и жестким амортизаторами в виде зависимости коэффициента динамичности β от частоты ν (рис. 6). В этом испытании на стол вибростенда подавалось кинематическое возбуждение с амплитудой ускорения 0,5g и частотой ν , являющейся медленно возрастающей линейной функцией времени t . Скорость повышения частоты составляла 0,5 Гц/с; диапазон частот — 5...100 Гц. Согласно полученным АЧХ, собственная (резонансная) частота системы с мягкими амортизаторами $\nu_0 = 11,1$ Гц, с жесткими — $\nu_0 = 32,2$ Гц. В первом случае период колебаний $T_0 = 0,090$ с, во втором — $T_0 = 0,031$ с.

Заметим, что в претесте при заданном ускорении стола не наблюдался самоконтакт стоек амортизаторов даже в резонансных режимах.

При малой осадке амортизаторов из-за существенной нелинейности их силовых характеристик (см. рис. 4) сложно определить жесткость системы с хорошей точностью. Однако по известным резонансным частотам можно вычислить эффективную жесткость системы $c = m(2\pi\nu_0)^2$. Для системы с мягкими амортизаторами $c \approx 195$ Н/мм, для системы с жесткими амортизаторами $c \approx 1\,637$ Н/мм.

Таблица 1

Основные параметры физической модели

Марка материала амортизатора	Резонансная частота системы ν_0 , Гц	Период колебаний T_0 , с	Эффективная жесткость c , Н/мм	Коэффициент поглощения ψ
СУРЭЛ ТФ-228	11,1	0,090	195	0,63
СКУ-ПФЛ-100	32,2	0,031	1 637	0,64

По полученным АЧХ можно косвенно установить значение коэффициента поглощения энергии в системе. Воспользуемся методом «ширины резонансного пика» [5, 6]. Исходя из зависимости коэффициента динамичности β от частоты ν при кинематическом гармоническом возбуждении основания [7]

$$\beta = \sqrt{\frac{1 + (\psi/2\pi)^2}{(1 - \nu^2/\nu_0^2)^2 + (\psi/2\pi)^2}}$$

запишем уравнение для поиска коэффициента поглощения

$$\left(\frac{\beta_{\max}}{\beta}\right)^2 = \frac{(1 - \nu^2/\nu_0^2)^2 + (\psi/2\pi)^2}{(\psi/2\pi)^2}, \quad (1)$$

где ψ — коэффициент поглощения; β_{\max} — максимальное значение коэффициента динамичности, достигаемое при резонансной частоте.

Из уравнения (1), задавшись отношением коэффициентов динамичности $\alpha = (\beta_{\max}/\beta)^2$, получим

$$(\alpha - 1)(\psi/2\pi)^2 = (1 - \nu^2/\nu_0^2)^2.$$

Отсюда

$$\psi = \frac{2\pi}{\sqrt{\alpha - 1}}(1 - \nu_-^2/\nu_0^2); \quad \psi = -\frac{2\pi}{\sqrt{\alpha - 1}}(1 - \nu_+^2/\nu_0^2),$$

где ν_- , ν_+ — две частоты, при которых коэффициент динамичности β составляет заданную долю от максимального значения β_{\max} , т. е. $\beta = \beta_{\max}/\sqrt{\alpha}$, причем $\nu_- < \nu_0$, $\nu_+ > \nu_0$.

Обозначим через $\Delta\nu = \nu_+ - \nu_-$ ширину АЧХ на уровне коэффициента динамичности $\beta = \beta_{\max}/\sqrt{\alpha}$. Тогда формулу для определения коэффициента поглощения можно представить в виде

$$\psi = \frac{2\pi}{\sqrt{\alpha - 1}} \left(\frac{\Delta\nu}{\nu_0} \right).$$

Как правило, принимают $\alpha = 2$ и $\beta = 0,707\beta_{\max}$. При таких параметрах, используя АЧХ, находим коэффициенты поглощения энергии: системы с мягкими амортизаторами $\psi = 0,63$, с жесткими амортизаторами $\psi = 0,64$.

Основные результаты испытаний модели при гармоническом возбуждении (параметры физической модели) приведены в табл. 1.

Для оценки качества удароизоляции груза в контейнере проведена серия испытаний системы при ударном нагружении. Столу вибростенда сообщалось резкое ускорение с амплитудой 5g...15g продолжительностью 0,01 с (режим работы стенда — Shock). Форма импульса — полуволна синуса. Вследствие технических ограничений работы стенда перед основным ударом и после него в движении стола присутствуют обратные полуволны с меньшими амплитудами (рис. 7). Это обеспечивает нулевой уровень скорости и перемещения стола вибростенда в конце кинематического возбуждения.

Качество системы изоляции груза оценивается коэффициентом удароизоляции $\gamma = \max |a_{тр}| / \max |a_{ст}|$, где $a_{тр}$ и $a_{ст}$ — ускорения груза и стола.

На рис. 8 приведены результаты испытаний системы с мягкими амортизаторами при различной амплитуде ускорения основания (стола стенда).

Из приведенных графиков можно установить, что при амплитуде ускорения основания 5g и 10g коэффициент удароизоляции груза $\gamma \approx 0,22$, а при 15g — $\gamma \approx 0,17$. Эти результаты показывают, что полиуретановые амортизаторы тоннельного типа могут обеспечить эффективную защиту груза от ударов.

Расчетное исследование. Рассмотрим задачу математического моделирования испытаний системы при гармоническом возбуждении. Каждый амортизатор, скрепленный со стенкой

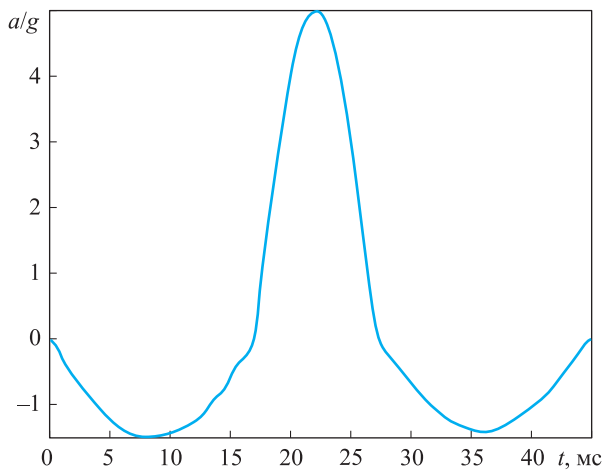


Рис. 7. Форма импульса при ударном нагружении (a/g — перегрузка)

контейнера, является для груза односторонней связью, работающей лишь на сжатие. Предпо-

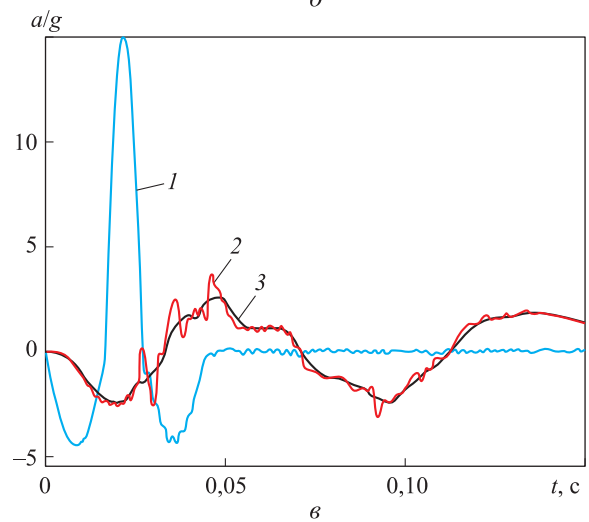
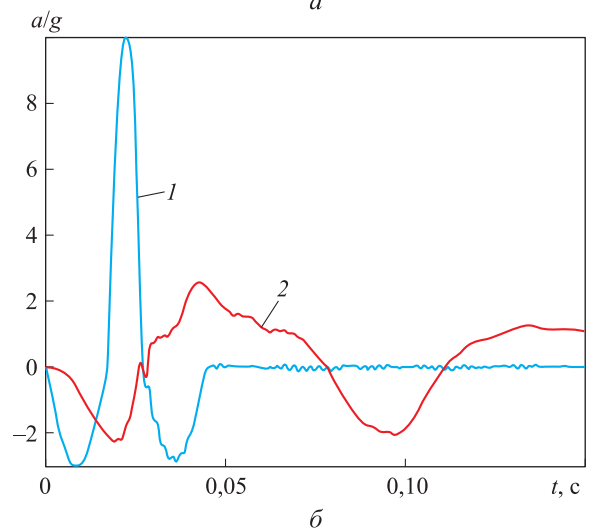
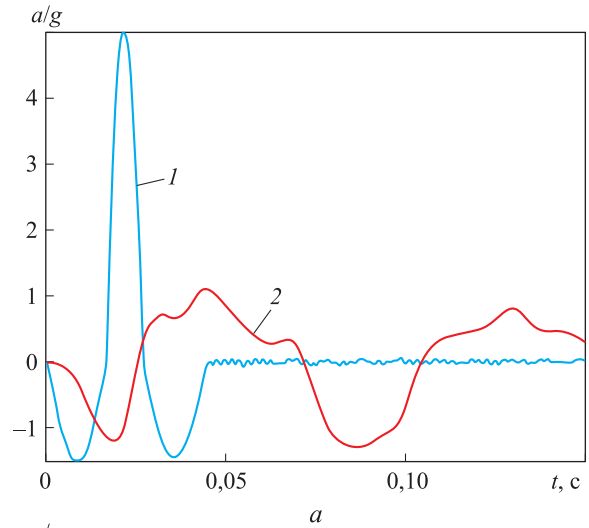


Рис. 8. Зависимости перегрузки a/g стола (1), груза (2) и груза с использованием сглаживающего фильтра (3) от времени t для системы с мягкими амортизаторами при импульсном нагружении с амплитудой ускорения основания, равной 5g (а), 10g (б) и 15g (в)

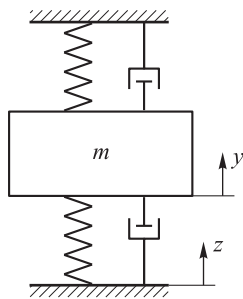


Рис. 9. Расчетная схема к задаче виброизоляции груза в контейнере

ложим, что при любых отклонениях груза от положения статического равновесия реакция связи создается только одним амортизатором. Тогда два амортизатора, установленные навстречу друг другу, при расчете можно рассматривать как двустороннюю связь с симметричной характеристикой. Соответствующая расчетная схема показана на рис. 9.

Уравнение движения амортизированного груза имеет вид

$$\ddot{\delta} + m^{-1}F(\delta) = \ddot{z},$$

где δ — осадка амортизатора, $\delta = z - y$ (z — смещение контейнера (заданное кинематическое возбуждение); y — перемещение груза, отсчитываемое от положения статического равновесия); $F(\delta)$ — реакция амортизатора. Положительные направления перемещений показаны на рис. 9.

Для аппроксимации закона деформирования амортизатора $F(\delta)$ используем приближенную модель, основанную на линейной теории вязкоупругости [8],

$$F = c_1 \left[\delta(t) - \int_0^t R(t-t^*) \delta(t^*) dt^* \right] + H(\delta-h) c_2 \times \left\{ \delta(t) - h - \int_{\tau}^t R(t-t^*) [\delta(t^*) - h] dt^* \right\}, \quad (2)$$

где c_1, c_2 — жесткости; $R(t-t^*)$ — ядро релаксации напряжений; t^* — время, предшествующее моменту наблюдения; H — функция Хевисайда;

h — осадка амортизатора в момент τ появления самоконтакта, сопровождающегося резким повышением жесткости.

Поскольку в испытаниях с небольшими амплитудами не наблюдался самоконтакт стоек амортизатора, при теоретическом анализе в законе деформирования (2) опускаем слагаемое с функцией Хевисайда.

Уравнение колебаний груза

$$\ddot{\delta} + \omega_0^2 \left[\delta - \int_{-\infty}^t R(t-t^*) \delta(t^*) dt^* \right] = \ddot{z} \quad (\omega_0^2 = c_1/m)$$

при гармоническом возбуждении $z = Z_0 \sin \omega t$ имеет решение [9, 10]

$$\delta = - \frac{k^2 Z_0}{\sqrt{(1-R_c - k^2)^2 + R_s^2}} \sin(\omega t - \varphi),$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{R_s}{1 - R_c - k^2},$$

где Z_0 — амплитуда колебаний; $k = \omega/\omega_0$ — отношение частоты возбуждения к собственной частоте; R_c и R_s — косинус- и синус-преобразования Фурье ядра релаксации напряжений,

$$R_s = \int_0^{\infty} R(\xi) \sin \omega \xi d\xi, \\ R_c = \int_0^{\infty} R(\xi) \cos \omega \xi d\xi \quad (\xi = t - t^*);$$

φ — разность фаз отклика и возбуждения.

Перемещение груза определяется сложением заданного кинематического возбуждения от контейнера и осадки амортизатора, т. е. $y = z - \delta$. Ускорение груза вычисляется по выражению

$$\ddot{y} = -a \sin \omega t - \frac{ak^2}{\sqrt{(1-R_c - k^2)^2 + R_s^2}} \sin(\omega t - \varphi)$$

или по более удобной для анализа формуле

$$\ddot{y} = -a \sqrt{\zeta^2 + \eta^2} \sin(\omega t - \chi), \quad (3)$$

где a — амплитудное значение ускорения контейнера, $a = \omega^2 Z_0$;

Таблица 2

Основные параметры математической модели

Марка материала амортизатора	Жесткость c_1 , Н/мм	Параметры функции релаксации		Резонансная частота ν_0 , Гц	Коэффициент поглощения ψ
		A , c^{-1}	λ , c^{-1}		
СУРЭЛ ТФ-228	207	11	42	11,1	0,78
СКУ-ПФЛ-100	1712	28	92	32,2	0,76

$$\zeta = \frac{(1 - R_c - k^2)(1 - R_c) + R_s^2}{(1 - R_c - k^2)^2 + R_s^2};$$

$$\eta = \frac{k^2 R_s}{(1 - R_c - k^2)^2 + R_s^2}; \quad (4)$$

$$\operatorname{tg} \chi = \eta / \zeta.$$

Из формулы (3) получаем значение коэффициента динамичности системы

$$\beta = |\ddot{y}_{\max}| / a = \sqrt{\zeta^2 + \eta^2}, \quad (5)$$

максимум которого достигается приблизительно но при $k^2 = 1 - R_c$:

$$\beta_{\max} \approx \sqrt{1 + \left(\frac{1 - R_c}{R_s}\right)^2}.$$

Вычисляя реакцию амортизатора (2) при гармоническом законе деформирования $\delta(t)$, можно определить

$$F = c_1 \left[(1 - R_c) \delta(t) + \omega^{-1} R_s \dot{\delta}(t) \right].$$

Энергия, рассеиваемая в системе за период колебаний,

$$W = \int_0^{2\pi/\omega} F \dot{\delta} dt = \pi c_1 R_s \delta_{\max}^2,$$

где δ_{\max} — амплитудное значение осадки амортизаторов.

В соответствии с этим коэффициент поглощения энергии

$$\psi = 2\pi R_s / (1 - R_c).$$

Тогда для ядра релаксации экспоненциального вида $R(t) = A e^{-\lambda t}$, часто используемой в расчетах, имеем

$$R_s = \frac{A\omega}{\lambda^2 + \omega^2}; \quad R_c = \frac{A\lambda}{\lambda^2 + \omega^2}, \quad (6)$$

где A, λ — параметры функции релаксации ($A < \lambda$), c^{-1} .

Таким образом, осадка амортизаторов, закон движения груза и его ускорение выражены через параметры математической модели, которые можно найти по данным виброиспытаний. Однако следует отметить, что синус- и косинус-преобразования Фурье (6) выбранной функции релаксации являются функциями частоты.

Экспериментальные характеристики физической модели определены только при резонансной частоте, что предопределяет неоднозначность результатов поиска параметров математической модели. Один из вариантов

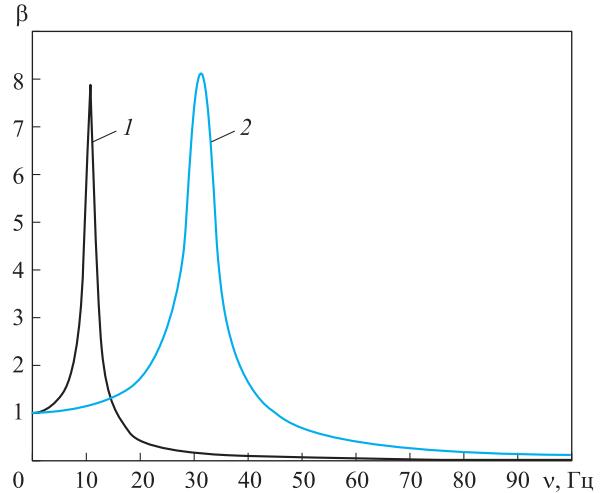


Рис 10. Теоретическая зависимость коэффициента динамичности β от частоты ν системы с мягкими (1) и жесткими (2) амортизаторами

настройки математической модели приведен в табл. 2. Этот вариант соответствует точной настройке на резонансную частоту и компромиссным значениям пика коэффициента динамичности и коэффициента поглощения.

На рис. 10 показаны графики коэффициента динамичности, рассчитанного по формулам (5) и (4) с привлечением преобразования (6).

Сравнение теоретических и экспериментальных значений максимального коэффициента динамичности (см. рис. 6, 10) показывает, что для жестких амортизаторов получено лучшее согласование: расхождение составляет не более 12,5 %. В случае мягких амортизаторов различие несколько выше, что объясняется влиянием нелинейности силовых характеристик амортизаторов при больших осадках.

Выводы

1. Предложена и реализована физическая модель системы виброизоляции груза в контейнере полиуретановыми амортизаторами тоннельного типа. С помощью этой модели экспериментально исследовано поведение системы контейнер–амортизаторы–груз при гармоническом и импульсном кинематическом возбуждении. Определены амплитудно-частотная характеристика системы, эффективная жесткость амортизаторов, коэффициент поглощения энергии. Испытания проведены для малоразмерных моделей реальных амортизаторов, изготовленных из полиуретана марок СКУ-ПФЛ-100 и СУРЭЛ ТФ-228. Методом по-

добия результаты испытаний могут быть распространены на натурный объект.

2. Разработана математическая модель системы виброизоляции, в которой поведение

полиуретановых амортизаторов описано с помощью линейной теории вязкоупругости. Параметры математической модели получены по результатам испытаний.

Литература

- [1] Круглов Ю.А., Храмов Б.А., Кабанов Э.Н. *Системы ударовиброзащиты ракет, аппаратуры и оборудования*. Санкт-Петербург, Балтийский государственный технический университет «Военмех», 2010. 70 с.
- [2] Алашеев В.И., Белкин А.Е., Бобров А.В., Ярошевич Н.В. Анализ работы полиуретанового амортизатора тоннельного типа в условиях ударного нагружения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2017, № 5, с. 4–13.
- [3] Белкин А.Е., Дурадзи В.Ю., Салихов А.А. Расчет удароизоляции груза в контейнере с помощью полиуретановых амортизаторов. *Механика и математическое моделирование в технике. II Всерос. науч.-техн. конф. Сб. тр.*, Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, с. 98–103.
- [4] Коловский М.З. *Нелинейная теория виброзащитных систем*. Москва, Наука, 1966. 318 с.
- [5] Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Дж. *Демпфирование колебаний*. Москва, Мир, 1988. 448 с.
- [6] Матвеев В.В. *Демпфирование колебаний деформируемых тел*. Киев, Наукова думка, 1985. 263 с.
- [7] Бидерман В.Л. *Теория механических колебаний*. Москва, URSS, 2017. 406 с.
- [8] Колтунов М.А., Майборода В.П., Зубчанинов В.Г. *Прочностные расчеты изделий из полимерных материалов*. Москва, Машиностроение, 1983. 240 с.
- [9] Колтунов М.А., Кравчук А.С., Майборода В.П. *Прикладная механика деформируемого твердого тела*. Москва, Высшая школа, 1983. 350 с.
- [10] Работнов Ю.Н. *Механика деформируемого твердого тела*. Москва, URSS, 2018. 712 с.

References

- [1] Kruglov Yu.A., Khramov B.A., Kabanov E.N. *Sistemy udarovibrozaschity raket, apparatury i oborudovaniia* [Impact protection systems for missiles, instruments and equipment]. Sankt-Petersburg, Baltiiskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet «Voenmekh» publ., 2010. 70 p.
- [2] Alasheev V.I., Belkin A.E., Bobrov A.V., Iaroshevich N.V. Analiz raboty poliuretanovogo amortizatora tonnel'nogo tipa v usloviakh udarnogo nagruzheniia [The Analysis of a Polyurethane Tunnel-Type Shock Absorber Operating Under Shock Loading]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2017, no. 5, pp. 4–13.
- [3] Belkin A.E., Duradzi V.Iu., Salikhov A.A. Raschet udaroizoliatsii gruzha v konteinere s pomoshch'iu poliuretanovykh amortizatorov [Calculation of shock insulation of cargo in the container using polyurethane shock absorbers]. *Mekhanika i matematicheskoe modelirovanie v tekhnike. II Vserossiiskaia nauchno-tekhnicheskaiia konferentsiia. Sb. tr.* [Mechanics and mathematical modeling in engineering. Proceedings of the 2 All-Russian scientific and technical conference]. Moscow, Bauman Press, 2017, pp. 98–103.
- [4] Kolovskii M.Z. *Nelineinaia teoriia vibrozashchitnykh system* [Nonlinear theory of vibration protection systems]. Moscow, Nauka publ., 1966. 318 p.
- [5] Nashif A., Dzhouns D., Khenderson Dzh. *Dempfirovaniie kolebanii* [Vibration damping]. Moscow, Mir publ., 1988. 448 p.
- [6] Matveev V.V. *Dempfirovaniie kolebanii deformiruemykh tel* [Damping of vibrations of deformable bodies]. Kiev, Naukova dumka publ., 1985. 263 p.
- [7] Biderman V.L. *Teoriia mekhanicheskikh kolebanii* [The theory of mechanical vibrations]. Moscow, URSS publ., 2017. 406 p.

- [8] Koltunov M.A., Maiboroda V.P., Zubchaninov V.G. *Prochnostnye raschety izdelii iz polimernykh materialov* [Strength calculations of polymer materials]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1983. 240 p.
- [9] Koltunov M.A., Kravchuk A.S., Maiboroda V.P. *Prikladnaia mekhanika deformiruemogo tverdogo tela* [Applied mechanics of deformable solids]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 1983. 350 p.
- [10] Rabotnov Iu.N. *Mekhanika deformiruemogo tverdogo tela* [Mechanics of deformable solids]. Moscow, Nauka publ., URSS, 2018. 712 p.

Статья поступила в редакцию 11.04.2018

Информация об авторах

БЕЛКИН Александр Ефимович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная механика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: aefbelkin@gmail.com).

ДАШТИЕВ Идрис Зилфикарович (Хотьково) — доктор технических наук, зам. главного конструктора. ОАО «ЦНИИСМ» (141371, Хотьково, Московская область, Российская Федерация, ул. Заводская, д. 1, e-mail: koleso49@mail.ru).

НИКИТИН Егор Александрович (Москва) — инженер НИИАПП. МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: devoitene@gmail.com).

СЕРГИЕНКО Валерия Викторовна (Москва) — инженер НИИАПП. МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: valeriya0311@mail.ru).

Information about the authors

BELKIN Aleksandr Efimovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Applied Mechanics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: a_belkin@newmail.ru).

DASHTIEV Idris Zilfikarovich (Khotkovo) — Doctor of Science (Eng.), Deputy Chief Designer. ОАО Central Research Institute for Special Machinery (141371, Khotkovo, Moscow Region, Russian Federation, Zavodskaya St., Bldg. 1, e-mail: koleso49@mail.ru).

NIKITIN Egor Aleksandrovich (Moscow) — Engineer, Research Institute for Automation of Industrial Processes. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: devoitene@gmail.com).

SERGIENKO Valeriya Viktorovna (Moscow) — Engineer, Research Institute for Automation of Industrial Processes. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: valeriya0311@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Белкин А.Е., Даштиев И.З., Никитин Е.А., Сергиенко В.В. Физическое и математическое моделирование виброизоляции груза в контейнере с применением полиуретановых амортизаторов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 7, с. 11–19, doi: 10.18698/0536-1044-2018-7-11-19.

Please cite this article in English as:

Belkin A.E., Dashtiev I.Z., Nikitin E.A., Sergienko V.V. Physical and Mathematical Modeling of Vibration Isolation for Cargo in a Container with Polyurethane Shock Absorbers. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 7, pp. 11–19, doi: 10.18698/0536-1044-2018-7-11-19.