

УДК 678.4:539.3

Н.А. Гордиенко, В.И. Дырда,
Н.И. Лисица, Е.Ю. Заболотная**РАЗРАБОТКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КРИТЕРИЯ ОЦЕНКИ
ПРИМЕНИМОСТИ УДАРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ**

Наведено основні результати по розробці енергетичного критерію оцінки застосування ударозахисних систем та його експериментальної перевірки.

Существуют два основных направления решения задач противоударной виброизоляции – создание виброизоляторов, обеспечивающих ослабление воздействий, которые возникают при движении фундаментов, например, подвеска автомобилей, крепление электронного оборудования и т.п. и создание противоударных виброизоляторов, обеспечивающих, ослабление сил, которые возникают при работе механизмов, например, противоударные цилиндры орудий, виброизоляторы ковочных молотов, станков, поршневых прессов. Во втором случае виброизоляторы применяются для ограничения сил, передаваемых на опору оборудования, в котором возникает удар. Рассматривая систему виброизолятор – оборудование, можно выбрать собственную частоту такой, чтобы удовлетворить любому задаваемому максимальному ускорению на оборудовании.

При соударении свободно падающего с высоты h тела массой m_2 с упруго установленной массой m_3 процесс удара состоит из двух фаз – соударения, рассматриваемого как удар свободных тел, и последующего движения плиты, получившей начальную скорость V_2 , в процессе которого деформируется упругое основание. В момент соударения происходит потеря энергии ΔT , идущей на необратимые деформации объекта защиты и груза, а оставшаяся часть энергии идет на деформации упругих связей T , причем потеря энергии может увеличиваться, если период колебаний упруго установленной плиты приближается или сравним со временем контакта.

С учетом вышесказанного сформулируем задачу: определить массу и параметры упругой подвески плиты при заданной величине потери энергии $T_{кр}$ таким образом, чтобы величина энергии ΔT , воспринимаемая объектом, не превосходила наперед заданной величины $\Delta T_{кр}$, являющейся допустимой для данного объекта.

Для решения поставленной задачи применяем теорию удара с учетом лишь местных деформаций. Эта теория применима, когда волновыми процессами в соударяющихся телах можно пренебречь в следующих случаях: для свободно движущихся массивных тел; если одно из соударяющихся тел упруго закреплено, если время контакта соударяющихся тел мало по сравнению с периодом колебаний массы на пружине.

Потерю энергии при соударении определим по формуле

$$\Delta T = T_0 - T = (1 - K^2) \frac{m_3 m_2}{2(m_3 + m_2)} (V_3 - V_2)^2. \quad (1)$$

Учитывая, что начальная скорость $V_3 = 0$, получаем

$$\Delta T = (1 - K^2) \frac{m_3 m_2 g h}{m_3 + m_2}, \quad (2)$$

где K – коэффициент восстановления скорости; g – ускорение свободного падения.

Полагая, что в момент взаимодействия груза с плитой возникает некоторая величина потерь энергии $\Delta T_{кр}$, превышение которой может привести к разрушению защищаемого объекта (плиты), запишем условие обеспечивающее безопасность плиты

$$\Delta T \leq T_{кр},$$

или
$$(1 - K^2) \frac{m_3 m_2 g h}{m_3 + m_2} \leq T_{кр}. \quad (3)$$

Решая полученное неравенство относительно m_3 , получаем

$$m_3 \leq \frac{T_{кр} m_2}{(1 - K^2) m_2 g h - T_{кр}}. \quad (4)$$

Данное соотношение позволяет определить массу защищаемого объекта, при которой он не будет подвергаться разрушению при заданной энергии взаимодействующей с ним массы и известной величине критической энергии защищаемого объекта.

Если уравнение (4) выполняется, переходим к определению параметров упругой подвески защищаемого объекта.

Коэффициент жесткости упругих связей выбирается из следующих соображений:

а) согласно допущению: период свободных колебаний t защищаемого объекта должен быть, по крайней мере, на порядок больше времени соударения $\tau_{уд}$, следовательно

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{m_3 + m_2}{c}} > 10\tau_{уд}, \quad (5)$$

отсюда общая жесткость упругой системы $C_{общ}$ должна быть

$$C_{общ} \leq \frac{4\pi^2}{\tau_{уд}^2} (m_3 + m_2); \quad (6)$$

б) из условия допустимых напряжений, возникающих в виброизолирующей конструкции;

в) из условий допускаемых перемещений и ускорений защищаемого объекта.

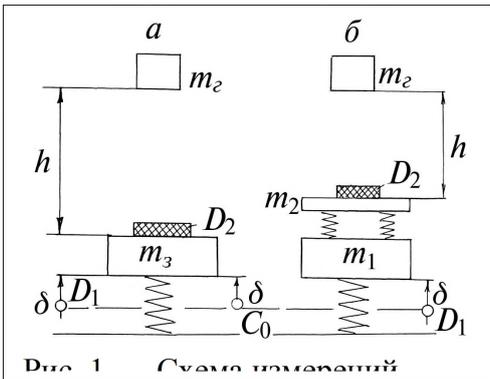


Рис. 1. Схема измерений

Экспериментальные исследования по определению энергии взаимодействия падающего груза и подпружиненного защищаемого объекта выполнялись на специальном стенде, схема которого приведена на рисунке 1. На упругом основании (в данном случае – канатная подвеска специального типа) с коэффициентом жесткости C_0 , удовлетворяющему условию (6) закреплена металлическая плита массой m_3 , на

которую с высоты h падал груз массой m_2 . Перемещение δ упругой подвески фиксировалось датчиком D_1 реохордного типа, а время соударения – датчиком D_2 из токопроводящей резины. Все величины регистрировались на бумаге осциллографа. Измерения выполнялись для двух случаев:

- масса m_3 цельная (рис. 1,а);
- масса m_3 состоит из двух масс – m_1 и m_2 , разделенной упругой связью C , величина которой удовлетворяет условию (6) и $m_3 = m_1 + m_2$ (рис. 1,б).

Коэффициент жесткости канатной подвески определялся как отношение между величиной внешней нагрузки и перемещения. Внешняя нагрузка создавалась с помощью винтового домкрата и определялась по образцовому динамометру сжатия. Одновременно на бумаге осциллографа фиксировались перемещения δ .

Обработка результатов экспериментальных данных по определению коэффициента жесткости упругой подвески способом наименьших квадратов дает следующую зависимость внешней нагрузки от перемещения

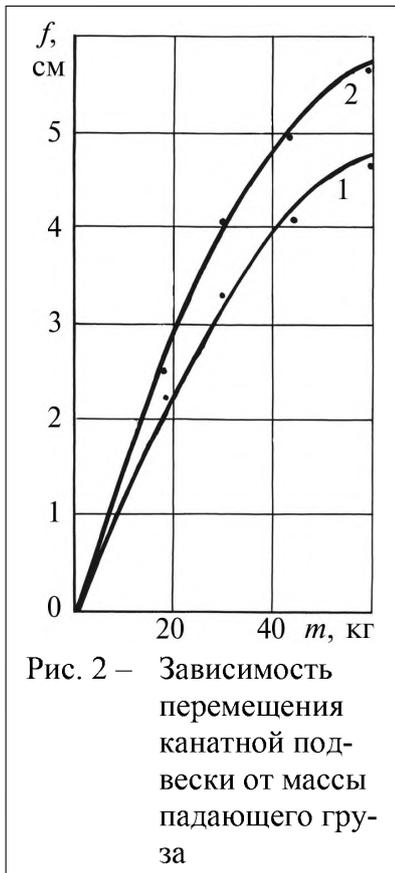
$$P = 146\delta + 1,12\delta^3$$

Результаты определения времени соударения для двух случаев, показанных на рис. 1, приведены в таблице. Анализ полученных данных показывает, что время соударения зависит от массы соударяющихся тел, жесткости подвески и практически не зависит от начальной скорости падающего тела (высоты падения).

Таблица – Экспериментальные значения времени соударения масс

Высота падения, м	Масса падающего груза, кг	Время соударения, с		
		Условия соударения		
		Цельная масса	Разделенная масса	Масса m_1 жестко закреплена
0,25	40	–	–	0,0026
0,50		–	–	0,0028
0,87	18	0,0047	0,0023	–
	30	0,0050	0,0037	–
	40	0,0048	0,0040	–
	60	0,0051	0,0058	–

По результатам обработки осциллограмм построена графическая зависимость перемещения канатной подвески от массы падающего груза, пред-



ставленная на рис. 2 (кривая 1 – при взаимодействии с массой m_3 , кривая 2 – при взаимодействии с разделенной массой: $m_3 = m_1 + m_2$, высота падения 0,87 м). Анализ полученных зависимостей показывает, что при взаимодействии с разделенной массой перемещение подвески в 1,1-1,2 раза больше, чем при цельной. Это объясняется тем, что величина потерь энергии при соударении существенно зависит от массы, воспринимающей удар, и тем меньше, чем эта масса. Остальная часть энергии расходуется на деформацию подвески.

При экспериментальных исследованиях $m_3 = 40$ кг, $m_1 = 15$ кг, $m_2 = 25$ кг, $m_c = 40$ кг, $h = 0,87$ м. Энергия падающего груза при взаимодействии составляла

$$T_0 = mgh = 40 \cdot 9,8 \cdot 0,87 = 340 \text{ Дж}.$$

Потери энергии ΔT при соударении массы m_c с высоты h составят

- для разделенной массы

$$\Delta T = \frac{m_2}{m_2 + m_c} m_c gh = \frac{15}{15 + 40} \cdot 340 = 98 \text{ Дж};$$

- для цельной массы

$$\Delta T = \frac{m_3}{m_3 + m_c} T_0 = \frac{40}{40 + 40} \cdot 340 = 175 \text{ Дж}.$$

Энергия деформации составит:

- для разделенной массы

$$T_1 = \int_0^{\delta} P(\delta) d\delta = \int_0^{4,9} (146,5\delta + 1,12\delta^3) d\delta = 192 \text{ Дж};$$

- для цельной массы

$$T_1 = \int_0^{4,1} (146,5\delta + 1,12\delta^3) d\delta = 131 \text{ Дж}.$$

Сумма энергии деформации подвески и потерь энергии на соударение составляет:

- для разделенной массы

$$T_{\text{экс}} = \Delta T + T_1 = 98 + 192 = 290 \text{ Дж};$$

- для цельной массы

$$T_{\text{экс}} = 175 + 131 = 306 \text{ Дж}.$$

Отличие значений $T_{\text{экс}}$ от T_0 на 8-14 % объясняется тем, что при экспериментальных исследованиях не всегда удавалось получить центральный удар

(приведенные значения усреднены), а при нецентральной ударе часть энергии падающего груза расходуется на вращательные движения масс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. –М.: Высшая школа, 1971. –488 с.

УДК 631.3.004

Н.Н. Межуев, И.Н. Бевз,
В.В. Романюха, В.М. Яременко,
В.Н. Рачковский, П.Н. Дуброва,
В.И. Дырда, Б.Г. Харченко,
П.М. Кухаренко, В.А. Тараненко

СОЗДАНИЕ ДИЛЕРСКОЙ СЕТИ ПО «ЮМЗ» ПО РЕАЛИЗАЦИИ И ТЕХНИЧЕСКОМУ СЕРВИСУ ТРАКТОРОВ ЮМЗ

Приведено обґрунтування створення дилерської системи технічного сервісу тракторів ПМЗ. Розглянуто основні задачі, що стоять перед учасниками дилерської мережі ВО «ПМЗ»: генеральними дилерами, дилерами та агентами. Визначені перспективи участі співробітників ДДАУ у підготовці технічного персоналу для учасників дилерської мережі, розробці вказівок зі створення і функціонування фірмових технічних центрів з сервісу тракторів ПМЗ.

Производственное объединение «Южный машиностроительный завод» освоило выпуск колесных тракторов с начала 50-х годов. В июле 1978 года с главного конвейера завода сошел миллионный трактор. К этому времени ежегодный выпуск тракторов достиг 60 тыс. шт.

В настоящее время ПО «ЮМЗ» выпускает универсально-пропашные сельскохозяйственные тракторы ЮМЗ-6 АКЛ и ЮМЗ-6 АКМ с мощностью 60 л.с., а также тракторы мощностью 80 л.с. моделей ЮМЗ-8080, ЮМЗ-8280 с двигателями Д 8045.25.850, производства ЗАО «ИВЕКО-МОТОРСИЧ» и ЮМЗ-8070, ЮМЗ-8270 с двигателями Д-65 НТ1 производства АО «Рыбинские моторы» (Россия).

В 1999 году была произведена большая работа по созданию и постановке на производство новых тракторов ЮМЗ «Дніпро» с двигателями повышенной мощности [1]. В 2000 году выпущена опытно-промышленная партия тракторов «Дніпро» для проведения испытаний в УкрЦВТ, а также в условиях рядовой эксплуатации.

Новые универсально-пропашные тракторы «Дніпро» моделей ЮМЗ-8085, ЮМЗ-8285, ЮМЗ-10280 колесной формулы, соответственно, 4×4 и 4×2, предназначены для выполнения пропашных, транспортных и других сельскохозяйственных работ и агрегируются с навесными, полунавесными и прицепными