УДК 69.002.5

© Р. А. Литвин, аспирант
(Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет)
E-mail: roman.ltv@mail.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2018-15-2-212-219

© R. A. Litvin, post-graduate student
(Saint Petersburg State University of Architecture
and Civil Engineering)
E-mail: roman.ltv@mail.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДЕМПФИРОВАНИЯ РЕЗОНАНСА В ВИБРАЦИОННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ С ПОМОЩЬЮ АМОРТИЗАТОРА

EXPERIMENTAL STUDY OF THE RESONANCE DAMPING PROCESS IN VIBRATING CONSTRUCTION MACHINES USING A SHOCK ABSORBER

Рассмотрено экспериментальное исследование метода демпфирования резонансных колебаний в вибрационном конвейере. Данный метод позволяет демпфировать резонансные колебания в вибрационных строительных машинах любой массы с помощью модернизированного амортизатора. Создана математическая модель и проведено сравнение теоретических и экспериментальных данных.

Ключевые слова: вибрационная строительная машина, амортизатор, резонанс, резонансные колебания, вибрация, эксперимент.

In the paper, an experimental study of the method of damping of resonant oscillations in a vibrating conveyor is considered. This method allows to damp resonant vibrations in vibration machines of any weight with the help of an upgraded shock absorber. There has been created a mathematical model, and a comparison analysis of theoretical and experimental data has been carried out.

Keywords: vibration machines, shock absorber, resonance, resonance oscillations, vibration, experiment.

Введение

Большое количество вибрационных строительных машин работают в зарезонансном режиме. Они используются на множестве предприятий, карьеров и заводов. В периоды разгона и торможения колебательного движения у этих вибрационных машин возникает резонанс — резкое возрастание скорости и амплитуды колебаний. Резонансные колебания негативно сказываются на работе машин из-за повышения динамических нагрузок, снижающих ресурс, вызывают повышенный шум, вредящий здоровью персонала.

Имеется много технических решений по демпфированию резонансных колебаний в машинах. Однако одним из наиболее удачных является использование гидропневматических амортизаторов, коэффициент сопротивления которых изменяется пропорционально скорости колебаний [1, 4, 13].

1. Постановка задачи экспериментального исследования

В результате теоретических исследований была установлена возможность демпфирования

резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах с помощью модернизированного амортизатора. Установлено, что значительное влияние на демпфирование резонансных колебаний и коэффициент сопротивления в целом оказывают не только параметры амортизатора, но такие параметры вибрационного конвейера, как момент инерции вибраторов и частота вращения двигателей [2, 3, 8, 14].

Задача экспериментального этапа — получить данные с реального оборудования и сравнить их с данными, полученными в результате математического исследования.

2. Экспериментальная установка и оборудование

Исследуемая установка представляет собой вибрационный конвейер, предназначенный для транспортирования сыпучих строительных материалов, таких как песок, бетон, щебень, керамзит, песчано-гравийная смесь и др. [6, 7].

Экспериментальная установка (рис. 1, 2) содержит желоб 1, по которому перемещается ма-

териал посредством направленных колебаний, создаваемых вибратором 2. Виброконвейер установлен на основании 4 с помощью четырех пружин 3. Непрерывная подача материала в бункер 5 осуществляется ленточным конвейером 6.

Длина рабочего лотка вибрационного конвейера составляет 2000 мм, ширина и высота соответственно 150 и 200 мм. Нормальный угол вибрации может быть установлен в пределах от 0° до 90°. Амплитуда колебаний вибрационного конвейера варьируется в пределах от 0,5 до 6 мм.

Расчетная схема установки представлена на рис. 3, где также показано действие возмущающей силы F_0 .

Для проведения эксперимента на вибрационный конвейер установлены специально спроектированные амортизаторы [14], обеспечивающие требуемый режим управления колебательным процессом. Список оборудования, используемого при проведении экспериментальных исследований, представлен в табл. 1.

3. Планирование эксперимента

Эксперимент выполняется в следующей последовательности [4, 11, 12]:

- стенд и амортизатор настраиваются на заданные уровни факторов, подключается считывающий прибор;
- включается вибратор и ленточный конвейер, обеспечивающий постоянную подачу песка в бункер. Частота вращения вала электродвигателей измеряется и записывается. Виброграмма

рабочего органа вибрационного конвейера записывается;

- после выполнения первого опыта стенд настраивается на следующие по порядку уровни факторов и выполняется следующий опыт, производя необходимые измерения. Каждый опыт проводится по два раза.

Частота вращения вала электродвигателя изменяется в пределах от 800 до 1600 об/мин. На вибрационном конвейере установлены два электродвигателя мощностью 0,54 кВт. Момент инерции дебаланса изменяется путем изменения положения самих дебалансов относительно оси вращения.

Во время эксперимента изменяются и зазоры в амортизаторе посредством замены внутренней втулки амортизатора (рис. 4). Зазоры, находящиеся между штоками 3 и втулкой 4 и обозначенные δ , влияют на коэффициент сопротивления амортизатора — чем больше зазоры, тем больше рабочей жидкости перетекает из полости в полость, тем самым сопротивление амортизатора меньше. Подробно данная конструкция описана в статье [8].

Материал непрерывно подается в бункер конвейера ленточным конвейером. Масса материала в процессе эксперимента изменяется путем добавления большего количества в бункер вибрационного конвейера. Факторы и их значения показаны в табл. 2.

Рис. 1. Внешний вид установки после модернизации: 1 — желоб; 2 — вибратор; 3 — пружины; 4 — основание; 5 — бункер; 6 — ленточный конвейер

Рис. 2. Внешний вид установки после установки амортизаторов: 2 — вибратор; 3 — пружины; 7 — амортизатор

Рис. 3. Расчетная схема виброконвейера:
1 — корпус конвейера; 2 — вибратор направленных колебаний; 3 — пружины; 4 — амортизаторы; 5 — основание; m — масса конвейера с материалом; β — угол наклона возмущающей силы к оси конвейера

Для изменения частоты вращения электродвигателей используется частотный преобразователь, который контролирует частоту вращения обоих электродвигателей, а также синхронизирует ее. Получение амплитудно-частотной характеристики производится путем использования частотомера.

Для хранения и добавления материала используется емкость вместе с весами для отмеривания необходимого его количества. Момент инерции дебаланса изменяется посредством набора инструментов, который позволяет открыть сам вибратор и изменить положение дебалансов относительно друг друга.

4. Проведение эксперимента и полученные результаты

Проведение эксперимента начинается с составления плана эксперимента (табл. 3). Был выбран многофакторный эксперимент с четырьмя

независимыми факторами. Измеряемая величина — амплитуда колебаний вибрационного конвейера. Согласно базовому принципу [4] проведения многофакторных экспериментов с четырьмя факторами проводится 16 экспериментов. Каждый эксперимент повторяется по два раза.

Рис. 4. Принципиальная схема амортизатора для демпфирования резонансных колебаний:
1 — цилиндр; 2 — шток; 3, 5 — поршень; 4 — втулка; 6 — центрирующая втулка; 7 — газовый поршень; А — газовая зона; Б — жидкостная зона; δ — зазор между втулкой и штоком; l — расстояние от втулки до поршня

Таблица 1

Приборы и оборудование экспериментальной установки

№ п/п	Наименование оборудования	Количество, шт.
1	Частотный преобразователь	1
2	Тахометр-частотомер	1
3	Емкость для материала	3
4	Весы	1
5	Набор инструментов для изменения момента инерции дебаланса (гаечные ключи и отвертки различных видов)	1

Таблица 2

Факторы и их изменяемые значения

Обозначение	Название и единица измерения	Значение
x_1	Частота вращения вала электродвигателей, об./мин	800–1600
x_2	Момент инерции дебаланса, кг · м ²	3–12
x_3	Зазоры в амортизаторе, мм	4–8
x_4	Масса материала, кг	25–75

Итого 32 опыта. При каждом опыте факторы принимают свои максимальные (+) и минимальные (–) значения. Таким образом, в течение всех опытов все комбинации максимальных и минимальных значений факторов принимаются во внимание.

По завершении эксперимента был проведен анализ коэффициента сопротивления амортизатора при изменяемых параметрах амортизатора. Полученные характеристики для теоретических и экспериментальных значений показаны на рис. 5 и 6. В связи с условностью эксперимента не все параметры амортизатора возможно было испытать, например варьирование диаметров цилиндра, штока, втулки потребовало бы полной замены амортизатора.

1. Обработка результатов эксперимента

Вначале определяем среднее арифметическое параллельных опытов по формуле

$$\bar{I}_i = \frac{\sum_{q=1}^n I_{iq}}{n}, \quad (1)$$

где $i = 1, 2, \dots, N$ — номер опыта; $q = 1, \dots, n$ — номер параллельного опыта.

Далее рассчитывается дисперсия для каждого опыта:

$$S_j^2 = \frac{\sum_{q=1}^n (I_{ij} - \bar{I}_i)^2}{n-1}. \quad (2)$$

Далее по F-критерию (Фишера) проверяется однородность дисперсий. Для этого вычисляем $F_{\text{расч}}$ по формуле

$$F_{\text{расч}} = \frac{S_{i\max}^2}{S_{i\min}^2} \quad (3)$$

и сравниваем его с табличным значением $F_{\text{табл}}$.

Если рассчитанное значение критерия $F_{\text{расч}}$ меньше табличного $F_{\text{табл}}$, то дисперсии однородны, т. е. дают одинаковое рассеяние. По критерию Стьюдента t_1 проверяют однородность опытов и значение критерия рассчитывают для каждого опыта по формуле

$$t_{i\text{расч}} = \frac{Y_{iq} - \bar{I}_i}{S_i} \quad (4)$$

и затем сравнивают с табличным значением. Если $t_{\text{расч}} < t_{\text{табл}}$, то опыты однородны, в противном случае опыты неоднородны и число параллельных опытов надо увеличить.

Далее определяется дисперсия параметра оптимизации по формуле

$$S_Y^2 = \frac{\sum_{i=1}^N S_i}{N} = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{q=1}^n (Y_{iq} - \bar{Y}_i)^2}{N(n-1)} \quad (5)$$

и устанавливается уравнение регрессии:

$$\hat{Y} = b_0 + b_1 x + b_2 x^2 + \dots + b_k x_k^2. \quad (6)$$

Рис. 5. Зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от диаметра поршня амортизатора

Таблица 3

План эксперимента

№ эксперимента	Независимые факторы					Критерии оптимизации I_i		Среднее значение критерия оптимизации I_{cp}
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	I_1	I_2	
1	+	+	+	+	+	4,2	2,1	3,15
2	+	-	+	+	+	8,77	6,66	7,72
3	+	+	-	+	+	5	3,2	4,10
4	+	-	-	+	+	7,57	5,67	6,62
5	+	+	+	-	+	9,6	7,85	8,73
6	+	-	+	-	+	13,17	11,32	12,25
7	+	+	-	-	+	3,4	1,6	2,50
8	+	-	-	-	+	9,97	7,52	8,75
9	+	+	+	+	-	7,2	4,56	5,88
10	+	-	+	+	-	8,77	6,57	7,67
11	+	+	-	+	-	5	2,9	3,95
12	+	-	-	+	-	5,57	3,37	4,47
13	+	+	+	-	-	6,6	4,7	5,65
14	+	-	+	-	-	10,17	8,32	9,25
15	+	+	-	-	-	6,4	4,4	5,40
16	+	-	-	-	-	7,97	5,37	6,67

После получения уравнения регрессии рассчитывают его коэффициенты по формулам

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{Y}_i \chi_{i0}}{N}; b_j = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{Y}_i \chi_{ij}}{N}, \quad (7)$$

где $i = 1, 2, \dots, N$ — номер опыта; $j = 1, 2, \dots, k$ — номер фактора; x_0 — фиктивный фактор; x_j — кодированные значения фактора в i -м опыте; I_i —

среднее значение параметра оптимизации в i -м опыте.

После расчета полученных значений получаем математическую модель и проверяем ее адекватность.

Коэффициенты уравнения регрессии:

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^N I_i}{N} = \bar{I}; b_j = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{I}_i \chi_{in}}{N}; \quad (8)$$

$$b_0 = 235,5 / 16 = 14,72;$$

$$b_1 = -20,5 / 16 = -1,2813;$$

$$b_2 = -62,5 / 16 = -3,963; \quad (9)$$

$$b_3 = -7,5 / 16 = -0,4688;$$

$$b_4 = 63,5 / 16 = 3,9688.$$

Окончательно получаем математическую модель:

$$y = 14,72 - 1,2813x_1x_3 - 3,963x_2 - 0,4688x_3 + 3,9781x_4x_2. \quad (10)$$

Проверяя коэффициенты на адекватность, получаем, что не все они адекватны. Заново проводя описанные выше операции, получаем финальное уравнение:

$$y = 14,72 - 3,963x_2 + 3,9688x_1 + 2,09375x_3 + 3,9781x_4x_2. \quad (11)$$

Расчетное значение критерия Фишера получилось меньше критического, отсюда следует, что математическая модель адекватна.

Определяем оптимальные значения параметров при выбранных значениях факторов и получаем зависимости, показанные на рис. 7–10 [9, 15].

Рис. 6. Зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от хода поршня во втулку внутри амортизатора

Из полученных зависимостей хорошо видно, что зазоры в амортизаторе играют ключевую роль. Чем больше зазоры, тем выше частота резонансных колебаний (см. рис. 9). Однако момент инерции вибраторов и частота вращения электродвигателей также влияют на демпфирование резонансных колебаний, что подтверждается графиками на рис. 7 и 8. Самыми неоднозначными получились результаты зависимости на рис. 10. Эта характеристика имеет наибольшее различие между экспериментальными и теоретическими данными.

Выводы

В результате расчета и уточнения математической модели отклонения данных, полученных экспериментальным путем, следует расценивать как удовлетворительные. Расхождение составляет всего 10 %, что находится в пределах погрешности эксперимента. Характеристика по массе материала имеет несколько большее расхождение, но все же находится в пределах погрешности.

Установлено, что построенная математическая модель показывает фактическую работу вибрационного конвейера с установленными амортизаторами. Можно сказать, что математическая модель верна и с помощью нее можно демпфировать резонансные колебания для вибрационных машин любой размерности и мощности.

Рис. 7. Зависимость частоты колебаний от частоты вращения электродвигателей: $f(a)$ — данные, полученные экспериментально; $s(a)$ — данные, полученные теоретически

Рис. 8. Зависимость частоты колебаний от момента инерции вибраторов: $f(x)$ — данные, полученные экспериментально; $s(x)$ — данные, полученные теоретически

Рис. 9. Зависимость частоты колебаний от зазоров в амортизаторах, где $f(z)$ — данные, полученные экспериментально; $s(z)$ — данные, полученные теоретически

Рис. 10. Зависимость частоты колебаний от массы материала: $f(w)$ — данные, полученные экспериментально; $s(w)$ — данные, полученные теоретически

Проверена конструкция амортизатора в условиях реальной работы, были учтены незначительные конструктивные недоработки, выявленные в процессе работы амортизаторов. Благодаря этому принятые конструктивные решения позволяют снизить стоимость модернизации амортизатора, не принося в жертву его демпфирующие свойства.

Библиографический список

1. Добромиров В. Н., Гусев Е. Н., Карунин М. А., Хавханов В. П. Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания. М.: МГТУ «МАМИ», 2006. 184 с.
2. Вибрация в технике: справочник: в 6 т. / под ред. В. Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1981. Т. 1. 352 с.
3. Вибрация в технике: справочник: в 6 т. / под ред. В. Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1981. Т. 2. 351 с.
4. Вибрация в технике: справочник: в 6 т. / под ред. В. Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1981. Т. 4. 509 с.
5. Вибрация в технике: справочник: в 6 т. / под ред. В. Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1981. Т. 5. 496 с.
6. Бауман В. А., Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. М.: Высшая школа, 1977. 255 с.
7. Бауман В. А., Клушанцев Б. В., Мартынов В. Д. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1981. 324 с.
8. Репин С. В., Литвин Р. А. Моделирование процессов управления колебаниями в вибрационных строительных машинах с помощью гидравлических амортизаторов // Вестник гражданских инженеров. 2016. № 5 (58). С. 142–149.
9. Коросов А. В. Имитационное моделирование в среде MS Excel (на примерах из экологии). Петрозаводск: ПетрГУ, 2002. 212 с.
10. Баженов В. И. Основы планирования и моделирования в теории инженерного эксперимента. М.: МАИ, 1983. 58 с.
11. Зедгинидзе И. Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем. М.: Наука, 1976. 390 с.
12. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 278 с.
13. Волков Д. П., Николаев С. Н. Надежность строительных машин и оборудования. М.: Высшая школа, 1979. 400 с.
14. Репин С. В., Скрипилов А. П., Сизиков С. А. Теоретическое и экспериментальное исследование виброударного грохота для фракционирования песка //

Вестник гражданских инженеров. 2013. № 5 (40). С. 188–193.

15. Кудрявцев Е. М. Mathcad 2000 Pro. М.: ДМК Пресс, 2001. 576 с.

References

1. Dobromirov V. N., Gusev E. N., Karunin M. A., Khavkhanov V. P. *Amortizatory. Konstruktsiya. Raschet. Ispytaniya* [Shock-absorbers. Design. Calculation. Tests]. M.: MGTU MAMI Publ., 2006, 184 p.
2. *Vibratsiya v tekhnike. Spravochnik* [Vibration in the equipment. Reference book]. In 6 vol. Ed. by Chelomey V. N. Moscow, Mechanical engineering Publ., 1981, vol. 1. 352 p.
3. *Vibratsiya v tekhnike. Spravochnik* [Vibration in the equipment. Reference book]. In 6 vol. Ed. by Chelomey V. N. Moscow, Mechanical engineering Publ., 1981, vol. 2. 351 p.
4. *Vibratsiya v tekhnike. Spravochnik* [Vibration in the equipment. Reference book]. In 6 vol. Ed. by Chelomey V. N. Moscow, Mechanical engineering Publ., 1981, vol. 4. 509 p.
5. *Vibratsiya v tekhnike. Spravochnik* [Vibration in the equipment. Reference book]. In 6 vol. Ed. by Chelomey V. N. Moscow, Mechanical engineering Publ., 1981, vol. 5. 496 p.
6. Bauman V. A., Bykhovskiy I. I. *Vibratsionnye mashiny i protsessy v stroitel'stve* [Vibration cars and processes in construction]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1977, 255 p.
7. Bauman V. A., Klushantsev B. V., Martynov V. D. *Mekhanicheskoe oborudovanie predpriyatiy stroitel'nykh materialov, izdeliy i konstruktsiy* [Mechanical equipment of the enterprises of construction materials, products and designs]. 2-nd iss. revised and added. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 324 p.
8. Repin S. V., Litvin R. A. *Modelirovanie protsessov upravleniya kolebaniyami v vibratsionnykh stroitel'nykh mashinakh s pomoshch'yu gidravlicheskiy amortizatorov* [Simulation of controlling oscillations process in the vibration construction machines by using hydraulic shock absorbers]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov – Bulletin of Civil Engineers*, 2016, no. 5 (58), pp. 142–149.
9. Korosov A. V. *Imitatsionnoe modelirovanie v srede MS Excel (na primerakh iz ehkologii)* [Imitating modeling in the environment of MS Excel (on examples from ecology)]. Petrozavodsk, PetrSU Publ., 2002, 212 p.
10. Bazhenov V. I. *Osnovy planirovaniya i modelirovaniya v teorii inzhenernogo ehksperimenta* [Basics of planning and modeling in the theory of engineering experiment]. Moscow, MAI Publ., 1983, 58 p.
11. Zedginidze I. G. *Planirovanie ehksperimenta dlya issledovaniya mnogokomponentnykh system* [Planning of

an experiment aimed at researching multi-component systems]. Moscow, Nauka Publ., 1976, 390 p.

12. Adler Yu. P., Markova E. V., Granovskiy Yu. V. *Planirovanie ehksperimenta pri poiske optimal'nykh usloviy* [Planning of experiment by search of optimum conditions]. Moscow, Nauka Publ., 1976, 278 p.

13. Volkov D. P., Nikolaev S. N. *Nadezhnost' stroitel'nykh mashin i oborudovaniya* [Reliability of construction machines and equipment]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1979, 400 p.

14. Repin S. V., Skripilov A. P., Sizikov S. A. *Teoreticheskoe i ehksperimental'noe issledovanie vibroudarnogo grokhota dlya fraktsionirovaniya peska* [Theoretical and pilot study of a vibratory impact screen equipment for fractioning sand]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov – Bulletin of Civil Engineers*, 2013, no. 5 (40), pp. 188–193.

15. Kudryavtsev E. M. *Mathcad 2000 Pro*. Moscow, DMK Press Publ., 2001, 576 p.