

7. Лавендел Э.Э. Прикладные методы расчёта изделий из высокоэластичных материалов / Э.Э. Лавендел. – Рига: Зинатне, 1980. – 238 с.
8. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 470 с.
9. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности / К. Васидзу. – М.: Мир, 1987. – 542 с.
10. Дожняк Б.М. Расчёт предварительно напряженных конструкций из эластомеров / Б.М. Дожняк, Ю.Г. Козуб // Материалы XIII Симпозиума «Проблемы шин и резинокордных композитов». – 14-18 октября 2002 г. – М.: НИИ шинной промышленности, 2002. – С. 119-123.
11. Дырда В.И. Механика деформирования и разрушения упруго-наследственных сред / В.И. Дырда, А.С. Кобец, А.А. Демидов. – Днепропетровск: Герда, 2009. – 584 с.
12. Peng R.W. Stored energy function and compressibility of compressible rubber-like materials under large strains / R.W. Peng, R.F. Landel // J. Appl. Phys. – 1975. – V. 46, N 6. – Pp. 2599-2604.
13. Адамов А.А. К выбору функционала для описания поведения вязкоупругого материала при конечных деформациях / А.А. Адамов // Научн. тр. Кубан. гос. ун-та. – 1980. – Т. 3: Механика эластомеров. – С. 13-25.

УДК 628.517.4:621.752

Новикова А.В.

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ТЯЖЕЛЫХ ОКОМКОВАТЕЛЕЙ-СМЕСИТЕЛЕЙ С ПОМОЩЬЮ РЕЗИНОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Розглядається віброізоляція важких технологічних машин за допомогою гумових елементів.

VIBROINSULATION OF HEAVY PELLETIZER-MIXERS BY RUBBER ELEMENTS

Vibroinsulation of heavy technological machines by rubber elements is considered.

1 Введение

Барабанные смесители и окомкователи – широко распространённые машины, применяемые для смешивания и окомкования руд черных и цветных металлов, в химической промышленности, а также в других областях. Их преимущества перед другими конструкциями заключается в более высокой производительности, относительной простоте и высоком качестве смешивания и окомкования.

Работа барабанных смесителей и окомкователей аглофабрик приводит к значительным вибрациям, источниками которых являются процесс перемешивания шихты, а также неравномерный износ и неуравновешенность узлов и деталей. Это способствует разрушению перекрытий и стен зданий аглокорпусов; снижает качество смешивания и окомкования, ограничивает интенсификацию технологического процесса. Вибрации сопровождаются также шумом, превышающим санитарные нормы и вредно действующим на обслуживающий персонал.

Ниже предлагается следующая система виброизоляции: предполагается установить барабан с приводом, кроме очистного устройства и установки для увлажнения шихты, на общую раму. Между рамой и перекрытием устанавливаются опорные виброизоляторы. Такая конструкция отличается простотой и экономичностью; она будет иметь достаточный срок службы, позволит снизить параметры вибраций до допустимых норм и параметры шума до санитарных норм; будет создана возможность замены виброизоляторов при кратковременных остановках.

Целью данной статьи является исследование динамики таких машин и разработка системы виброизоляции для уменьшения производственной вибрации.

2 Основная часть и метод решения

2.1 Математическая модель на основе интегральных соотношений Вольтерра

Применительно к рассматриваемой схеме окомкователя (одномассная система) уравнение колебаний записывается как [1]:

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + \omega_0^2 y = P \sin \omega t. \quad (1)$$

где ω – частота вынужденных колебаний системы;
 ω_0 – собственная частота колебаний системы;
 P – амплитуда возмущающей силы.

Примем, что механическая реакция резины описывается интегральным соотношением типа Больцмана-Вольтерра с ядрами релаксации и последдействия. В этом случае уравнение (1) в операторной форме переписывается в виде

$$\ddot{y} + C_t y = q_1 \sin \omega t, \quad (2)$$

где q_1 – сила инерции, приходящаяся на единицу колеблющейся массы;
 C_t – оператор жёсткости упругой подвески

$$C_t = C_0 [1 - \chi \mathcal{E}_\alpha^*(-\beta)], \quad (3)$$

$$\mathcal{E}_\alpha^*(-\beta) \varepsilon(t) = \int_0^t \mathcal{E}_\alpha(-\beta, t-\tau) \varepsilon(\tau) d\tau, \quad (4)$$

$$\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t-\tau) = (t-\tau)^\alpha \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t-\tau)^{n(n+2)}}{\Gamma[(n+1)(1+\alpha)]}, \quad (5)$$

где C_0 – мгновенное значение жёсткости упругой подвески;
 $\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t-\tau)$ – экспоненциальная функция дробного порядка типа Ю. Работнова;
 α, β, λ – реологические параметры резины;
 Γ – гамма-функция.

Если для системы реакция R_0 на силовое гармоническое возбуждение $F(t) = F_0 \sin \omega t$ представляется уравнением (1), то цель виброзащиты может состоять либо в уменьшении амплитуды силы на опорную конструкцию (раму, перекрытие, фундамент), т.е.

$$R_0 = \frac{F_0 \sqrt{\omega_0^2 + 4n^2 \omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}, \quad (6)$$

либо в уменьшении амплитуды A_0 стационарных колебаний корпуса машины, т.е.

$$A_0 = \frac{F_0}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}. \quad (7)$$

В этом случае для характеристики степени реализации цели виброзащиты вводят безразмерные коэффициенты эффективности:

$$\eta = \frac{R_0}{F_0}; \quad K_a = \frac{cA_0}{F_0}. \quad (8)$$

Величину η обычно называют коэффициентом виброизоляции, а величину K_a – коэффициентом динамичности. Тогда

$$\eta = \sqrt{\frac{1 + 4\nu^2 Z^2}{(1 - Z^2)^2 + 4\nu^2 Z^2}}; \quad (9)$$

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + 4\nu^2 Z^2}}. \quad (10)$$

Здесь приняты следующие обозначения

$$Z = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad \nu = \frac{n}{\omega_0} = \frac{b}{2\sqrt{cm}}; \quad n = \frac{b}{2m}; \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (11)$$

где b – коэффициент демпфирования упругой системы;

ν – относительное демпфирование упругой системы: при $\nu = 1$ в системе реализуется критическое демпфирование.

Коэффициент виброизоляции можно представить в более удобном виде:

$$\eta = \frac{\sqrt{(1+Z^2)^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}{\sqrt{(1-Z^2)^2 + Z^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}. \quad (12)$$

В этой формуле коэффициент диссипации ψ либо определяется экспериментально, либо при известных реологических параметрах резины α, β, λ вычисляется по формуле $\psi = 2\pi B(\omega)$. В этом случае формула (12) принимает вид

$$\eta = \frac{\sqrt{(1+Z^2)^2 \frac{16\pi^2 B^2(\omega)}{16\pi^2 + 4\pi^2 B^2(\omega)}}}{\sqrt{(1-Z^2)^2 + Z^2 \frac{16\pi^2 B^2(\omega)}{16\pi^2 + 4\pi^2 B^2(\omega)}}}. \quad (13)$$

Эффективность виброизоляции при этом равна

$$\mathcal{E} = (1 - \eta) \cdot 100\%. \quad (14)$$

Коэффициент динамичности

$$K_a = \sqrt{(1-Z^2)^2 + \psi^2 Z^2}, \quad (15)$$

или с учётом $\psi = 2\pi B(\omega)$

$$K_a = \sqrt{(1-Z^2)^2 + 4\pi^2 B^2(\omega) Z^2}. \quad (16)$$

2.2 Расчёт виброизолирующей системы

Для активной виброизоляции однобарабанных окомкователей агломерационного цеха аглофабрики Ждановского металлургического завода им. Ильича предлагается виброизолирующая система с резинометаллическими опорными виброизоляторами, устанавливаемыми между рамой, на которой располагается барабан с приводом, и перекрытием (или нижней рамой, стоящей на перекрытии). Кроме того, устанавливаются упорные резинометаллические виброизоляторы между барабаном и кронштейнами, связанными с нижней рамой. Расчёт проведен для однобарабанного окомкователя 0Б7-3,2×12,5 Уралмашзавода.

Согласно данным технической характеристики окомкователя масса узлов и деталей, подлежащих амортизации, $m_1 = 65200$ кг и масса верхней рамы $m_2 = 12200$ кг. По данным аглофабрики Ждановского металлургического з-да им. Ильича масса шихты, постоянно находящейся в окомкователе, $m_3 = 33000$ кг.

Общая масса шихты соответствует 13% заполнению барабана шихтой при частоте вращения барабана 5,92 об/мин. и угле наклона барабана к горизонтам 2° . При расчёте опорных резинометаллических виброизоляторов учитывается только

вертикальная составляющая вибрационной нагрузки, как наиболее опасная для перекрытия.

Частота вынужденных колебаний перекрытия, полученная в результате замеров низкочастотной виброизмерительной аппаратурой НВА-1 под однобарабанным окомкователем, составляет $\beta = 22$ Гц; угловая скорость будет равна

$$\omega = 2\pi f = 138 \text{ рад/с} \quad (17)$$

Принимаем из условия технологичности конструкции опорного резинометаллического виброизолятора значение диаметра резинового элемента $d = 270$ мм, высота одного слоя резины $h_p = 156$ мм (резина марки 7-6620, модуль упругости при сжатии $E_{см} = 2,9$ МН/м² и коэффициент диссипации энергии $\psi = 0,31$).

Общая масса всей системы

$$m = m_1 + m_2 + m_3 = 65200 + 12200 + 33000 = 110400 \text{ кг.} \quad (18)$$

Тогда вертикальная нагрузка от узлов и деталей однобарабанного окомкователя, подлежащих виброизоляции, вместе с шихтой и верхней рамой составляет

$$P_{б.в.} = m \cdot g = 110400 \cdot 9,81 = 1083000 \text{ Н.} \quad (19)$$

Количество опорных виброизоляторов принимаем равным 25 шт. На один виброизолятор статическая нагрузка составит $P = 43300$ Н.

Определяем условное напряжение сжатия в резине

$$\sigma_{усл.} = \frac{P}{S(1-\varepsilon)} = \frac{0,0433}{0,0573(1-0,028)} = 0,778 \text{ МН/м}^2, \quad (20)$$

где

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,27)^2}{4} = 0,0573 \text{ м}^2 \quad (21)$$

– наименьшая площадь поперечного сечения резины;

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{h - \Delta h} = \frac{P}{c_1(h - p/c_1)} = \frac{43300}{10^7(0,156 - 43300 \cdot 10^{-7})} = 0,028 \quad (22)$$

– относительная деформация резины;

$C_1 = 10$ МН/м – статическая жёсткость одного 4-секционного виброизолятора, полученная экспериментальным путём.

Напряжение сжатия значительно меньше допустимого, равного 1,1 МН/м² [2], что обеспечивает долговечную работу виброизоляторов.

Статическая жёсткость комплекта резинометаллических виброизоляторов всей системы $C_{кст} = 10 \cdot 25 = 250$ МН/м.

Определяем динамическую жёсткость всей системы

$$C_{к.дин} = C_{кст} \cdot K_{дин} = 250 \cdot 1,3 = 325 \text{ МН/м,} \quad (23)$$

где $K_{дин} = 1,3$ – коэффициент, учитывающий соотношение между динамическим и статическим модулями сжатия резины [2].

Коэффициент динамичности для принятой системы с 4-слойными резинометаллическими виброизоляторами будет равен

$$K_a = \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\beta^2}\right)^2 + \psi^2 \frac{\omega^2}{\beta^2}} = \sqrt{\left(1 - \frac{138^2}{54,26^2}\right)^2 + 0,31^2 \frac{138^2}{54,26^2}} = 5,53 \quad (24)$$

где

$$\beta = \sqrt{\frac{C_{к.дин}}{m}} = \sqrt{\frac{325000}{110,4}} = 54,26 \text{ Гц} \quad (25)$$

– собственная частота системы.

Тогда коэффициент эффективности виброизоляции будет равен

$$\varepsilon = (1 - \eta) \cdot 100 = (1 - 0,18) \cdot 100 = 82\% \quad (26)$$

где $\eta = \frac{1}{k_a} = 0,18$ – коэффициент виброизоляции.

2.3 Экспериментальные исследования окомкователей с виброизолирующей системой

Целью проведения экспериментальных исследований являлось определение частоты и амплитуды вынужденных колебаний, действующих на стены и перекрытия корпусов аглофабрики, необходимых для определения параметров разрабатываемых конструкций виброизолирующих устройств однобарабанных окомкователей.

В ходе проведения экспериментальных исследований предусматривалось решение следующих задач:

- 1) определение значения виброскорости и частоты колебаний перекрытия под опорными катками окомкователя;
- 2) определение виброскорости и частоты колебаний перекрытия в точке, равноудалённой от опорных поверхностей качения однобарабанных окомкователей;
- 3) определение амплитуды вибраций в местах крепления барабанов.

Определение виброскорости и частоты колебаний выполнялось с помощью виброизмерительной аппаратуры с непосредственной регистрацией на осциллографе.

Определение амплитуды виброперемещений производилось косвенным методом, путём расшифровки осциллограмм записи виброскорости.

Точность полученных результатов оценивалась на основании методов математической статистики [3].

Для записи параметров вибраций барабанных окомкователей использовалась электронная одноканальная виброизмерительная аппаратура НВА-1 с пьезокерамическим датчиком Д19.

Запись уровней вибрации исследуемого объекта, выраженных в децибелах, осуществлялась через приставку осциллографа, входящую в комплект привода. Рабочий диапазон частот виброаппаратуры 2-300 Гц, диапазон измерений по виброскорости 78-130 дБ. Перевод уровней вибраций в абсолютные величины виброскоростей (мм/с) осуществляется с помощью таблицы, прилагаемой к инструкции по эксплуатации виброаппаратуры. В качестве регистрирующего прибора использовался 16-канальный осциллограф Н41У4.2 с магнитоэлектрическим гальванометром жидкостного успокоения типа М001.3, диапазон рабочих частот которого 0-40 Гц.

На рис. 1 показана схема расположения точек замеров виброскоростей колебаний. На рис. 2 представлены осциллограммы виброскоростей однобарабанного окомкователя № 9 для точек 1, 2, 3, 4.

Сравнивая полученные результаты среднеквадратичных значений виброскоростей колебаний точек однобарабанного окомкователя № 9 (рис. 1) с допустимыми нормами [4] (для частотного диапазона 6,3-90 Гц среднеквадратичное значение виброскорости не должно превышать 2 мм/с), получаем, что уровень вибраций точек рамы окомкователя превышает допустимые в 1,98 раза, а перекрытия в 1,7 раза.

Для снижения уровней вибраций перекрытия до значений, указанных в нормах, производилась виброизоляция барабанного окомкователя от перекрытия.

Для оценки эффективности виброизоляции проведены испытания виброизолирующей системы. Программой производственных испытаний предусматривалось решение следующих задач:

1) определение виброперемещений и частоты колебаний рамы и опорной конструкции смесителя, установленного на виброизолирующую систему, в вертикальной и горизонтальной плоскости;

2) определение шумовых характеристик смесителя;

3) определение статических и динамических нагрузок на резинометаллические виброизоляторы в процессе эксплуатации барабана первичного смешивания.

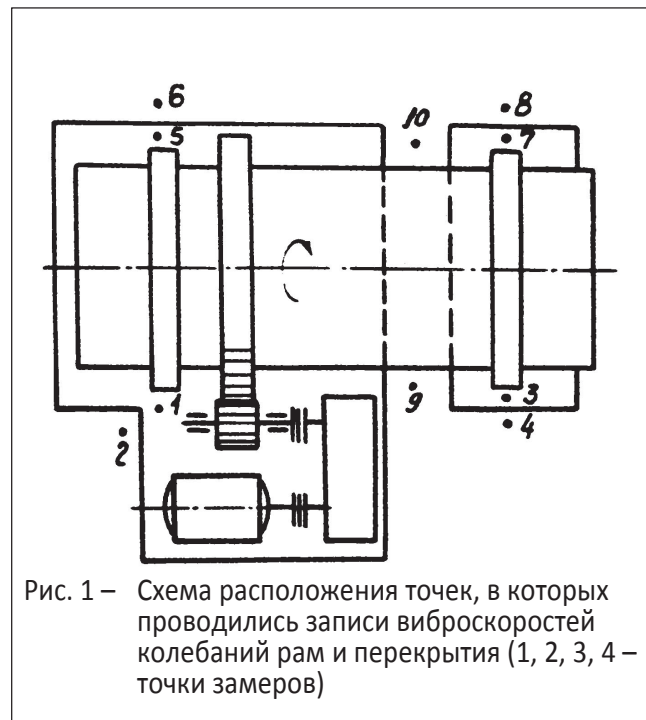


Рис. 1 – Схема расположения точек, в которых проводились записи виброскоростей колебаний рам и перекрытия (1, 2, 3, 4 – точки замеров)

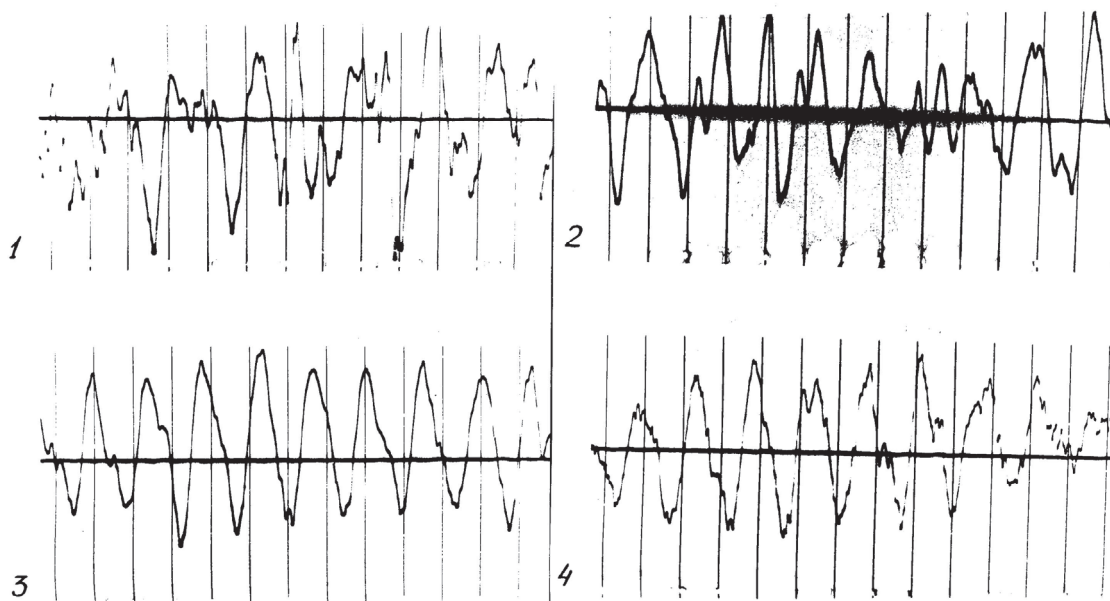


Рис. 2 – Осциллограммы виброскоростей колебаний рамы и перекрытия под однобарабанным окомкователем № 9

Определение виброперемещений и частоты колебаний рамы и опорной конструкции смесителя производилось с помощью сейсмических датчиков К001. Запись виброперемещений производилась последовательно согласно методике. Определение вибрационных нагрузок на основные детали и узлы смесителя производилось косвенным методом путём измерения геометрических параметров и виброперемещений всего виброизолятора с последующим пересчётом по известным из лабораторных исследований коэффициентам жёсткости.

Выявление характера механических разрушений, теплообразования и старения резинометаллических виброизоляторов проводилось визуально путём осмотра каждого виброизолятора, измерения его геометрических параметров. Статические

и динамические нагрузки на резинометаллические виброизоляторы определялись путём непосредственного измерения высоты виброизолятора и пакета.

Проводилась подготовка к монтажу и установка виброизолирующих систем однобарабанных окомкователей. Монтаж виброизолирующей системы окомкователя выполнялся в период капитального ремонта. Затем были проведены экспериментальные исследования машины в эксплуатационных режимах в соответствии с методикой выполнения работ. Характерная осциллограмма виброн нагруженности фундамента и рам представлена на рис. 3, а результаты обработки – в табл. 1. Анализ полученных результатов свидетельствует о работоспособности виброизолирующей системы окомкователя. Так, практически отсутствует передача вибраций на фундамент, уменьшился шум от работы машины, стало возможным повышение скорости вращения барабана до 7-8 об/мин по сравнению с жёсткоустановленным, повысилась производительность и улучшилось качество окомкования.

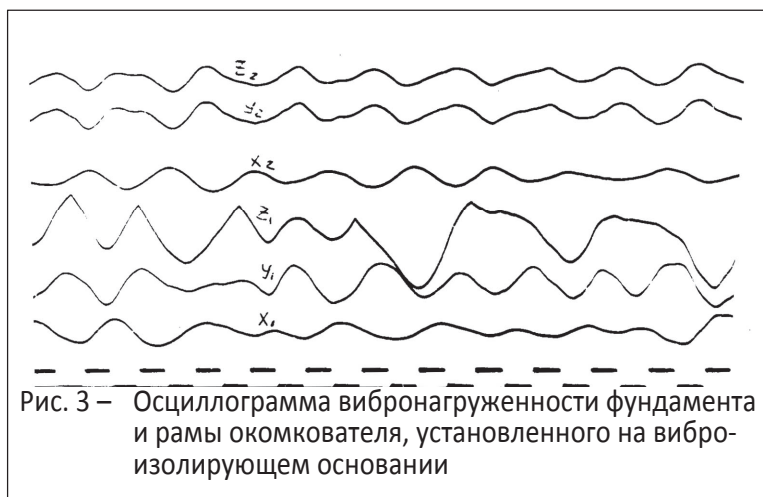


Рис. 3 – Осциллограмма виброн нагруженности фундамента и рамы окомкователя, установленного на виброизолирующем основании

Таблица 1 – Результаты обработки осциллограмм виброперемещений окомкователя, установленного на виброизолирующем основании

Условия работы окомкователя	Амплитуда колебаний A , мм	Скорость виброперемещений V , мм/с	Среднеквадратическое значение скорости $V_{ср}$, мм/с	Частота колебаний f , Гц	Уровень шума D_b , дБ	Скорость вращения барабана ω , об/мин
Барабан под нагрузкой	0,148	6,93	5,20	12	74	5
	0,034	1,88	1,34	13	70	5
	0,121	9,60	5,30	13	76	5
Барабан без нагрузки	0,039	1,07	0,68	9	72	5
	0,000	0,00	0,00	0	70	5
	0,076	1,41	1,50	8	78	5

Производственные испытания виброизолирующих систем тяжёлых технологических машин и анализ исследований показали:

1) разработанная виброизолирующая система барабанов первичного смешивания и окомкователей, состоящая из фундаментного основания (подрамника), пакетов опорных секционных резинометаллических виброизоляторов, упорных цилиндрических резинометаллических виброизоляторов и узлов крепления опорных и упорных виброизоляторов позволила снизить амплитуды колебаний рамы в вертикальной плоскости в 3,5 раза, в горизонтальной плоскости – в 3 раза по сравнению с жёстко установленной рамой; амплитуды колебаний опорной конструкции и перекрытия здания – в 10-12 раз;

2) амортизирующая система позволила снизить уровень шума на 20-25 дБ, который составляет в среднем 80 дБ;

3) виброизолирующая система позволила снизить вибрационные нагрузки на опорные и упорные ролики банджа, венцовую шестерню в 5-7 раз, тем самым увеличила срок службы основных узлов и деталей окомкователей и смесителей в 3-4 раза;

4) производственные испытания резинометаллических виброизоляторов не выявили их механических повреждений, а также повреждений узлов крепления виброизоляторов;

5) теплообразование и старение резинометаллических виброизоляторов в условиях работы аглофабрики не наблюдались;

6) эффективность виброизоляции составляет 82 %;

7) параметры разработанной виброизолирующей системы близки к расчётным, т.е. статические и динамические нагрузки на резинометаллические виброизоляторы практически не изменялись по сравнению с расчётными.

Анализ результатов производственных испытаний экспериментальных образцов виброизолирующих систем технологических машин показывает их экономическую эффективность и целесообразность и позволяет рекомендовать для внедрения виброизолирующую систему данной конструкции на всех барабанах первичного смешивания и окомкователях аглофабрики.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат А.Ф., Дырда В.И., Звягильский Е.Л., Кобец А.С. Прикладная механика упругонаследственных сред. В 3-х томах. – К.: Наук. думка, 2012. – Т. 2. Методы расчёта эластомерных деталей. – 2012. – 616 с.
2. Булат А.Ф., Дырда В.И., Звягильский Е.Л., Кобец А.С. Прикладная механика упругонаследственных сред. В 3-х томах. – К.: Наук. думка, 2011. – Т. 1. Механика деформирования и разрушения эластомеров. – 2011. – 463 с.
3. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
4. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації; Чинний від 01.12.99. – Київ, 2000. – 45 с.

УДК 629.3.027.5:678.017

Науменко М.О.

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕЛЬЄФУ ПОВЕРХНІ ПОЛІМЕРНОГО ВОЛОКНИСТОГО НАПОВНЮВАЧА ЗА КОНСТРУКЦІЙНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ ПРИ СТИСНЕННІ ТЕРМОПЛАСТИЧНИХ ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ

Здобуто експериментальне підтвердження наведених теоретичних передбачень впливу на властивості термопластичних полімерних композитів полімерного волокнистого наповнювача з прогнозованим рельєфом, що обґрунтовує доцільність створення прийнятних засобів поширення нового типу наповнювача.

PREDICTING SURFACE OF POLYMERIC FIBROUS FILLER BY MECHANICAL PROPERTIES UNDER COMPRESSION OF THERMOPLASTIC POLYMER COMPOSITES

The experimental evidence for presented theoretical predictions of influence of polymeric fibrous filler with predictable relief on properties of thermoplastic polymer composites that proves the feasibility of establishing acceptable means of distributing a new type of filler is gained.

Вирішенню питання підвищення безпеки руху транспортних засобів у разі раптового пошкодження традиційної пневматичної шини сприяє дооснащення звичайного колісного рушія спеціальною непневматичною опорою, яка, за умови збереження здатності до ремонту пошкодженої шини, прогнозовано руйнується протягом експлуатації у аварійному стані, тобто має одноразове застосування. Оскільки аварійна опора є додатковим елементом, тому, за умови прийнятної спроможності