

УДК 678.4.06

**ОХРАНА ТРУДА В КОНТЕКСТЕ ЗАЩИТЫ ТЯЖЕЛЫХ МАШИН И  
СООРУЖЕНИЙ ОТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ВИБРАЦИЙ****<sup>1</sup>Дырда В.И., <sup>1</sup>Агальцов Г.Н., <sup>2</sup>Толстенко А.В., <sup>3</sup>Лисица Н.Н., <sup>1</sup>Новикова А.В.***<sup>1</sup>Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, <sup>2</sup>Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, <sup>3</sup>Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара***ОХОРОНА ПРАЦІ В КОНТЕКСТІ ЗАХИСТУ ВАЖКИХ МАШИН І СПОРУД  
ВІД ПРОМИСЛОВИХ ВІБРАЦІЙ****<sup>1</sup>Дирда В.І., <sup>1</sup>Агальцов Г.М., <sup>2</sup>Толстенко О.В., <sup>3</sup>Лисиця Н.М., <sup>1</sup>Новікова А.В.***<sup>1</sup>Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, <sup>2</sup>Дніпровський державний аграрно-економічний університет, <sup>3</sup>Дніпровський національний університет ім. О. Гончара***LABOR PROTECTION IN THE CONTEXT OF ISOLATION OF HEAVY  
MACHINERY AND STRUCTURES FROM INDUSTRIAL VIBRATION****<sup>1</sup>Dyrda V.I., <sup>1</sup>Agaltsov G.N., <sup>2</sup>Tolstenko A.V., <sup>3</sup>Lisitsa N.N., <sup>1</sup>Novikova A.V.***<sup>1</sup>Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine, <sup>2</sup>Dnipro State Agrarian and Economic University, <sup>3</sup>Oles Honchar Dnipro National University*

**Аннотация.** Рассматривается одно из приоритетных направлений по проблеме обеспечения охраны труда операторов, машин и сооружений от действия промышленных вибраций. Вибрация является одной из основных причин разрушения машин, зданий и сооружений, она уменьшает долговечность и надёжность машин, нарушает режим их работы, ухудшает технологический процесс. Вибрация и шум оказывают вредное воздействие на человека-оператора, на его физиологическое и психологическое состояние; вибрационная патология стоит на втором месте (после пылевых) среди профессиональных заболеваний. Длительное воздействие вибраций на операторов приводит к повышению утомляемости, снижению производительности и качества их труда, к развитию профессиональных болезней, к риску возникновения аварий и катастроф. Шум ухудшает физическое и психологическое состояние операторов, приводит к ухудшению слуха, возбуждению нервной системы, развитию сердечно-сосудистых заболеваний и т.д.

Рассматриваются методы и средства защиты обслуживающего персонала, машин и оборудования от действия интенсивных вибрационных нагрузок с использованием эластомерных элементов. Одним из направлений решения этой проблемы является разработка эффективных виброзащитных систем на основе резиновых и резинометаллических массивных виброизоляторов типа ОП-180. Такие системы были разработаны Институтом геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины и совместно с Украинским государственным НИИ безопасности труда и экологии в горной и металлургической промышленности установлены на вихревых смесителях аглофабрики СевГОКа (г. Кривой Рог). Промышленные экспериментальные исследования показали эффективность виброзащитных систем, их высокую надёжность и долговечность: полное отсутствие отказа в течение двенадцати лет. Замена виброзащитной системы произошла вследствие естественного старения материала в условиях аглофабрики комбината. Эффективность системы заключалась в снижении вибрационной нагрузки до санитарных норм.

Показано, что разработанные резинометаллические виброизоляторы могут быть использованы в виброзащитных системах машин различного технологического назначения, а также в зданиях и сооружениях: в техническом смысле они обеспечивают долговечность и надёжность машин, в социальном – защищают персонал от действия вредных вибраций и шума.

В работе на примере вихревого смесителя с виброзащитной системой рассматриваются вынужденные колебания одномассной системы. Приведено решение задачи в линейной постановке для случая, когда механическая реакция резины описывается интегральными соотношениями типа Больцмана-Вольтерра. Приводятся соотношения для коэффициента виброизоляции диссипации энергии системы. Соотношения получены с учётом реологических параметров резины, полученных с использованием четырёхпараметрического ядра Ю.Н. Работнова.

**Ключевые слова:** охрана труда, промышленная вибрация и шум, виброзащитная система, виброизолятор, вихревой смеситель, коэффициент виброизоляции, уравнение вынужденных колебаний.

## Введение

Производственная вибрация выступает как вредное явление, прежде всего по отношению к самим машинам – её источникам, так как интенсифицирует износ, снижает их надёжность и долговечность, повышает уровни излучаемого шума. В этой связи по интенсивности вибрации принято судить о качестве машины, её техническом состоянии. Распространяясь по конструкциям и грунту, вибрация воздействует на другие объекты, вызывает разрушения строительных конструкций, ухудшает работу приборов, точных станков. И, наконец, в случае контакта человека с вибрирующими поверхностями возникает ряд новых специфических проблем, обусловленных отрицательным влиянием вибрации на здоровье и работоспособность людей [1, 2].

Систематическое воздействие вибрации на работающих приводит к повышению утомляемости, снижению производительности и качества их труда, а также к развитию профессионального заболевания, именуемого вибрационной болезнью. Общая вибрация передаётся через опорные поверхности на тело сидящего или стоящего человека. Она вовлекает в колебательный процесс все тело человека, когда оператор выполняет работу сидя или стоя, находясь непосредственно на вибрирующих поверхностях машин, агрегатов или в непосредственной близости от них на вибрирующих фундаментах или участках пола. Локальная вибрация передаётся человеку через руки. Она возникает при использовании ручных машин, при контакте рук рабочего с вибрирующими поверхностями.

Производственная вибрация, имея широкий частотный диапазон (от десятых долей до нескольких тысяч Гц) колебаний, воздействует посредством раздражения периферических нервных окончаний в местах контакта, вызывая изменение как физиологического, так и функционального состояния организма человека. Действие вибрации на человека становится особенно опасным, если частота колебаний приближается к собственной частоте колебаний человеческого тела (5 Гц). Проблема защиты от вибрации существует практически на каждом предприятии. Её успешное решение во многом зависит от умелого использования приёмов управления колебательными процессами, возникающими в машинах, реализации эффективных способов и средств виброзащиты. Работа в этом направлении требует комплексного системного подхода на всех этапах проектирования, производства и эксплуатации машин и агрегатов. Метод защиты – снижение параметров вибрации на пути её распространения от источника возбуждения путём использования эластомерных элементов.

Именно эластомерные элементы – виброизоляторы, упругие звенья, защитные футеровки, – введённые в структурные схемы машин, способствуют снижению виброн нагруженности, звукового давления, повышению долговечности, надёжности и безопасности. Все достижения в области машиностроения, авто- и тракторостроения, вибрационной техники и т.д. в той или иной степени связаны с применением эластомеров как конструкционных материалов.

### **Защита тяжёлых машин и операторов от вибрации и шума**

Институтом геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины совместно с Украинским государственным НИИ безопасности труда и экологии

в горнорудной и металлургической промышленности выполнена разработка способов защиты обслуживающего персонала, тяжёлых машин и сооружений от действия вибрационных нагрузений с использованием эластомерных элементов. Выполнена разработка и исследование резиновых виброизоляторов типов ОП-180, УП-230 и систем виброизоляции для вихревых смесителей ВС-360 [3].

Экспериментальные исследования показали, что величины вибраций существенно зависят от величин динамического нагружения на опорные конструкции, материала опорных площадок (железобетонные или стальные), их связью с машиной (жёсткой связью или через эластомерные конструкции).

Измерения величин виброускорения на площадках обслуживания вихревых смесителей выполнены по осям OX, OY и OZ в точках, которые находятся в зоне обслуживания. Данные про результаты измерений виброускорений вихревых смесителей ВС-360 при жёсткой установке на перекрытии приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Величины вибраций на площадке вихревого смесителя для среднегеометрической частоты 16 Гц при жёсткой установке

Точки измерений	Оси измерений	Виброускорения
По данным института ИГТМ НАН Украины		
т. 2'	OZ	1,08
	OY	0,98
т. 3	OZ	1,78
	OY	1,48
т. 3'	OZ	1,5
	OY	0,5
т. 4	OZ	2,3
	OY	1,8
т. 5	OZ	1,6
По данным КП «Харьковский ПромстройНИИпроект»		
т. 2	OZ	0,71
т. 3	OZ	2,03
т. 4	OZ	2,34
	OY	1,02
границно-допустимые: – для обслуживающего персонала при $t = 60$ мин – для перекрытия	OX, OY, OZ	0,56
	OZ	0,60

Данные про результаты измерений виброускорений вихревого смесителя с системой виброизоляции приведены в табл. 2.

Результаты измерений показывают, что гранично-допустимые значения виброускорения обеспечиваются во всех точках, кроме точки 4 (рис. 1). В точке 4 гранично допустимые значения виброускорения на частотах 16 Гц обеспечиваются для  $t = 60$  мин. По данным хронометражных исследований максимальное время обслуживания вихревых смесителей машинистами конвейеров в т. 4 (на площадках разгрузочных устройств) не превышает 60 мин.

Результаты измерений показали, что величины виброускорений на площадках обслуживания смесителя значительно ниже гранично-допустимых, согласно ДСН 3.3.6.039-99 [4].

Таблица 2 – Величины вибраций на площадке вихревого смесителя с системой виброизоляции

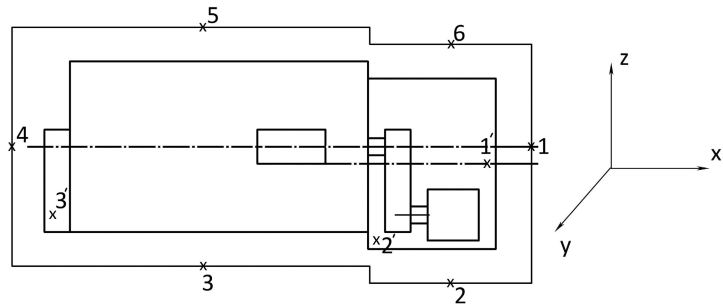


Рисунок 1 – Схема расположения точек измерений вибраций на площадке вихревого смесителя ВС-360 с системой виброизоляции

Точки измерений	Оси измерений	Виброускорения, м/с <sup>2</sup>					
		Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц					
		2	4	8	16	31,5	63
т. 1	OX	0,002	0,04	0,04	0,015	0,02	0,02
	OY	0,002	0,005	0,02	0,07	0,02	0,03
	OZ	0,015	0,0	0,02	0,07	0,08	0,05
т. 2	OX	0,006	0,007	0,008	0,03	0,006	0,005
	OY	0,007	0,007	0,006	0,016	0,008	0,008
	OZ	0,001	0,007	0,7	0,33	0,3	0,1
т. 3	OX	0,001	0,007	0,08	0,08	0,02	0,01
	OY	0,002	0,007	0,03	0,06	0,03	0,02
	OZ	0,002	0,008	0,008	0,33	0,3	0,2
т. 4	OX	0,01	0,009	0,008	0,04	0,05	0,03
	OY	0,011	0,01	0,02	0,08	0,03	0,028
	OZ	0,002	0,01	0,11	0,5	0,25	0,20
т. 5	OX	0,003	0,003	0,005	0,05	0,03	0,05
	OY	0,001	0,0025	0,02	0,03	0,03	0,03
	OZ	0,005	0,006	0,025	0,2	0,16	0,2
т.6	OX	0,003	0,008	0,006	0,03	0,03	0,01
	OY	0,008	0,007	0,006	0,02	0,03	0,04
	OZ	0,005	0,007	0,035	0,25	0,31	0,08
Гранично-допустимые: – для обслуживающего персонала: при t = 120 мин при t = 60 мин – для перекрытия	OX, OY, OZ	0,28	0,2	0,2	0,4	0,78	1,57
		0,40	0,28	0,28	0,56	1,1	2,2
	OZ	–	–	–	0,6	–	–

### Вынужденные колебания тяжёлых машин с системой виброизоляции

Уравнение колебаний одномассной системы (рис. 1) можно записать в виде

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

где  $\omega$  – частота вынужденных колебаний системы;  $\omega_0$  – собственная частота колебаний системы;  $P$  – амплитуда возмущающей силы.

Будем считать, что механическая реакция резины описывается интегральными соотношениями типа Больцмана-Вольтерра с ядрами релаксации и последдействия. Тогда уравнение (1) в операторной форме можно записать так

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

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

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

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

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

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

Цель виброзащиты состоит либо в уменьшении амплитуды силы  $R_0$  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.

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

Введём безразмерные коэффициенты эффективности виброзащиты:

$$\eta = \frac{R_0}{F_0}; \quad K_a = \frac{c A_0}{F_0}. \quad (8)$$

Величину  $\eta$  обычно называют коэффициентом виброизоляции, а величину  $K_a$  – коэффициентом динамичности. Тогда

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

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

где  $Z = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad \nu = \frac{n}{\omega_0} = \frac{b}{2\sqrt{cm}}; \quad n = \frac{b}{2m}; \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}};$

$b$  – коэффициент демпфирования упругой системы;  $\nu$  – относительное демпфирование упругой системы: при  $\nu = 1$  в системе реализуется критическое демпфирование.

Коэффициент виброизоляции можно представить также в виде

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

Здесь коэффициент диссипации  $\psi$  либо определяется экспериментально, либо при известных реологических параметрах резины  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\lambda$  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

$$\Xi = (1 - \eta) \cdot 100\%. \quad (14)$$

Коэффициент динамичности

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

или с учётом  $\psi = 2\pi B(\omega)$

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

Соотношения (12) и (13) позволяют достаточно точно определить коэффициент виброизоляции системы и с помощью соотношений (14) и (15) эффективность виброизоляции и коэффициент диссипации.

Разработанные конструкции виброизолирующих систем могут быть использованы в машинах и сооружениях различного технологического назначения. Использование виброизолирующих систем позволяет: в экономическом плане – снизить затраты на поддержку строений промышленных предприятий, в социальном – обеспечить защиту машин и обслуживающего персонала от действия вредных вибраций и шума.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ивович В.А. Защита от вибрации в машиностроении / В.А. Ивович, В.Я. Онищенко. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
2. Безопасность жизнедеятельности: Тексты лекций / Сост.: А.И. Павлов. – М.: МИЭМП, 2003. – 20 с.
3. О некоторых особенностях виброизоляции вихревых смесителей аглофабрик / В.Д. Афанасьев, В.И. Дырда, Н.И. Лисица, А.Р. Арутюнян // Геотехническая механика. – Днепрпетровск: Авантаж, 2005. – Вып. 60. – С. 162-168.
4. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. – К.: МОЗ України, 2000. – 45 с.

#### REFERENCES

1. Ivovich, V.A. and Onishchenko, V.Ya. (1990), *Zashchita ot vibratsii v mashinostroyenii* [Protection from vibration in engineering], Mashinostroyenie, Moscow, USSR.
2. Pavlov A.I. (ed.) (2003), *Bezopasnost zhiznedeyatel'nosti: Teksty lektsiy* [Life safety: Lecture texts], MIEML, Moscow, RF.
3. Afanasiev, V.D., Dyrda, V.I., Lisitsa, N.I. and Arutiunian, A.R. (2005), On some features of vibration isolation vortex mixers sinter

plant, *Geo-Technical Mechanics*, no. 60, p. 162-168, Dnipro, Ukraine.

4. Ministry of health of Ukraine (2000), SSN 3.3.6.039-99: *Derzhavni sanitarni normy vyrobnychoyi zahalnoyi ta lokalnoyi vibratsiyi* [SSN 3.3.6.039-99: State sanitary norms of production of general and local vibration], Kyiv, Ukraine.

#### Об авторах

**Дырда Виталий Илларионович**, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, vita.igtm@gmail.com

**Агальцов Геннадий Николаевич**, инженер, младший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, ag.gena@gmail.com

**Толстенко Александр Васильевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Надежность и ремонт машин», Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, Днепр, Украина, info@dsau.dp.ua

**Лисица Наталья Николаевна**, ассистент кафедры компьютерных технологий, факультет прикладной математики, Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара, Днепр, Украина, lisitsa\_natalya@mail.ru

**Новикова Алина Вячеславовна**, магистр, младший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, a\_v\_novikova@mail.ru

#### About the authors

**Dyrda Vitaly Illarionovich**, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Professor, Head of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

**Agaltsov Gennady Nikolaevich**, Master of Science, Junior Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, ag.gena@gmail.com

**Tolstenko Alexandr Vasil'yevich**, Candidate of Technical Science (Ph. D.), Associate Professor of Department «Reliability and repair of machinery», Dnipro State Agrarian and Economic University (DSAEU), Dnipro, Ukraine, info@dsau.dp.ua

**Lisitsa Natalya Nikolaevna**, Master of Science, Assistant of computer technologies department, faculty of applied mathematics, Oles Honchar Dnipro National University (Oles Gonchar DNU), Dnipro, Ukraine, lisitsa\_natalya@mail.ru

**Novikova Alina Vyacheslavovna**, Master of Science, Junior Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, a\_v\_novikova@mail.ru

**Анотація.** Розглядається один із пріоритетних напрямків по проблемі забезпечення охорони праці операторів, машин і споруд від дії промислових вібрацій. Вібрація є однією з основних причин руйнування машин, будівель і споруд, вона зменшує довговічність і надійність машин, порушує режим їх роботи, погіршує технологічний процес. Вібрація і шум шкідливо впливають на людину-оператора, на його фізіологічний і психологічний стан; вібраційна патологія стоїть на другому місці (після пилових) серед професійних захворювань. Тривала дія вібрацій на операторів призводить до підвищення стомлюваності, зниження продуктивності і якості їх праці, до розвитку професійних хвороб, до ризику виникнення аварій і катастроф. Шум погіршує фізичний та психологічний стан операторів, призводить до погіршення слуху, порушення нервової системи, розвитку серцево-судинних захворювань тощо.

Розглядаються методи та засоби захисту обслуговуючого персоналу, машин і устаткування від дії інтенсивних вібраційних навантажень з використанням еластомерних елементів. Одним з напрямків вирішення цієї проблеми є розробка ефективних віброзахисних систем на основі гумових і гумометалевих масивних віброізоляторів типу ОП-180. Такі системи були розроблені Інститутом геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України та спільно з Українським державним НДІ безпеки праці та екології в гірничій та металургійній промисловості встановлені на вихрових змішувачах аглофабрики Північного ГЗК (м. Кривий Ріг). Промислові експериментальні дослідження показали ефективність віброзахисних систем, їх високу надійність і довговічність: повна відсутність відмови протягом дванадцяти років. Заміна віброзахисної системи сталася внаслідок природного старіння матеріалу в умовах аглофабрики комбінату. Ефективність системи полягала в зниженні вібраційного навантаження до санітарних норм.

Показано, що розроблені гумометалеві віброізолятори можуть бути використані в віброзахисних системах машин різного технологічного призначення, а також в будівлях і спорудах: в технічному сенсі вони забезпечують довговічність і надійність машин, в соціальному – захищають персонал від дії шкідливих вібрацій і шуму.

У роботі на прикладі вихрового змішувача з віброзахисною системою розглядаються вимушені коливання одномасної системи. Наведено рішення задачі в лінійній постановці для випадку, коли механічна реакція гуми описується інтегральними співвідношеннями типу Больцмана-Вольтерра. Наводяться співвідношення для коефіцієнта віброізоляції дисипації енергії системи. Співвідношення отримані з урахуванням реологічних властивостей гуми, отриманих з використанням чотирипараметричного ядра Ю.Н. Работнова.

**Ключові слова:** охорона праці, промислова вібрація і шум, віброзахисна система, віброізолятор, вихровий змішувач, коефіцієнт віброізоляції, рівняння вимушених коливань.

**Abstract.** One of the priority directions on the issue of ensuring labor protection for operators, machines and structures against the effects of industrial vibrations is considered. Vibration is one of the main causes of destruction of machines, buildings and structures; it reduces life of machines and degrades their reliability causing their malfunction and breakdowns in process. Vibration and noise harmfully effect on the operator, his/her physiological and psychological state. Vibration pathology is second (after dust) among the occupational diseases. Long-term exposure of operators to vibrations increases their fatigue, reduces their efficiency and degrades quality of their work, leads to development of occupational diseases and risk of accidents and disasters. Noise worsens physical and psychological state of operators, causing hearing injury, excitation of nervous system, development of cardiovascular diseases, etc.

Methods and means for protecting maintenance staff, machines and equipment against intensive action of vibrational loads through usage of elastomeric elements are considered. One of the ways to solve this problem is designing of effective vibration-isolation systems based on the rubber and rubber-metal massive vibration isolators of the OP-180 type. Such systems were designed in the Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine and, together with the Ukrainian State Research Institute of Occupational Safety and Ecology for the Mining and Metallurgical Industries, were installed in the vortex mixers of the SevGOK sinter plant (Krivoy Rog). Industrial experimental studies showed effectiveness of vibration isolation systems, their high reliability and long operating life: no one failure for twelve years. The vibration isolation system was replaced due to natural aging of material in the conditions of the factory's sinter plant. Effectiveness of the system consisted in reduced vibration load to the sanitary standards.

It is shown that the designed rubber-metal vibration isolators can be used in vibration isolation systems of machines of various technological functions, as well as in buildings and structures: in technical sense, they ensure long life and reliability of machines; in the social sense, they protect the personnel against effects of harmful vibrations and noise.

In the work, forced oscillations of a single-mass system are considered on the example of a vortex mixer with a vibration protection system. Solution of the problem in a linear formulation is given for the case when mechanical reaction of rubber is described by integral relations of the Boltzmann-Volterra type. Ratios are given for the coefficient of vibration isolation of the energy dissipation of the system. The ratios were obtained with taking into account rheological parameters of rubber obtained by using the Yu.N. Rabotnov's four-parametric nucleus.

**Keywords:** labor protection, industrial vibration and noise, vibration isolation system, vibration isolator, vortex mixer, vibration isolation coefficient, forced oscillation equation.

*Статья поступила в редакцию 14.12.2017*

*Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.Г. Шевченко*