

УДК 678.4.06

DOI: <https://doi.org/10.15407/geotm2019.144.089>

## ОХРАНА ТРУДА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН, РАБОТАЮЩИХ ПРИ ДЛИТЕЛЬНЫХ ЦИКЛИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ

<sup>1</sup>Дырда В.И., <sup>1</sup>Лисица Н.И., <sup>2</sup>Козуб Г.А., <sup>3</sup>Толстенко А.В., <sup>1</sup>Агальцов Г.Н.,  
<sup>1</sup>Новикова А.В., <sup>1</sup>Филиппенко Е.Н., <sup>4</sup>Дзюба С.В.

<sup>1</sup>Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, <sup>2</sup>Луганский национальный университет им. Тараса Шевченко, <sup>3</sup>Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, <sup>4</sup>Приднепровский научный центр НАН Украины и МОН Украины

## ОХОРОНА ПРАЦІ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИН, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ПРИ ДОВГОТРИВАЛИХ ЦИКЛІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

<sup>1</sup>Дирда В.І., <sup>1</sup>Лисиця М.І., <sup>2</sup>Козуб Г.О., <sup>3</sup>Толстенко О.В., <sup>1</sup>Агальцов Г.М.,  
<sup>1</sup>Новікова А.В., <sup>1</sup>Філіпенко О.М., <sup>4</sup>Дзюба С.В.

<sup>1</sup>Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, <sup>1</sup>Придніпровський науковий центр НАН України і МОН України, <sup>2</sup>Луганський національний університет ім. Тараса Шевченка, <sup>3</sup>Дніпровський державний аграрно-економічний університет, <sup>4</sup>Придніпровський науковий центр НАН України і МОН України

## LABOR SAFETY DURING OPERATION OF MACHINES OPERATING AT LONG-TERM CYCLIC LOADS

<sup>1</sup>Dyrda V.I., <sup>1</sup>Lysytsia M.I., <sup>2</sup>Kozub H.O., <sup>3</sup>Tolstenko O.V., <sup>1</sup>Ahaltsov H.M.,  
<sup>1</sup>Novikova A.V., <sup>1</sup>Filipenko O.M., <sup>4</sup>Dziuba S.V.

<sup>1</sup>Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine, <sup>2</sup>Luhansk Taras Shevchenko National University, <sup>3</sup>Dnipro State Agrarian and Economic University, <sup>4</sup>Prydniprovsk Scientific Center of NAS of Ukraine and Ministry of Education and Science of Ukraine

**Аннотация.** Рассматриваются некоторые аспекты охраны труда на горных предприятиях в контексте защиты машин и операторов от производственной вибрации и шума.

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.

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 всё 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.

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.

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

### **Промышленная безопасность в контексте защиты машин и операторов от вибраций и шума**

Тяжёлые технологические машины, применяемые в горной, металлургической и других отраслях промышленности, характеризуются значительными низкочастотными вибрациями и шумом, что определяется спецификой их работы, вибрационное воздействие машины на опорные конструкции способствует интенсивному износу основных узлов и деталей, тем самым снижается производительность и качество выпуска продукции. Кроме того, высокий уровень вибрации и шума, создаваемый машинами, оказывает вредное воздействие на обслуживающий персонал, ухудшает условия их труда. К таким машинам относятся: рудоразмольные мельницы различного технологического назначения, дробилки, виброгрохоты, вибропитатели, окомкователи-смесители, вихревые смесители, дымососы, вентиляторы и др. Машины такого типа имеют большую массу (10-300 т), большой объём крупнокускового материала, имеютдвигающиеся неуравновешенные массы, устанавливаются на перекрытиях, конструктивно сами являются источником вибрации. Все эти машины вместе с инфраструктурой других технических средств, управляемых человеком, составляют сложные человеко-машинные системы. Эти системы вследствие объективных причин имеют низкий уровень надёжности, а расположение их в зонах большой концентрации населения резко повышает опасность технических и природно-техногенных аварий и катастроф. Отказ одной такой машины можно рассматривать как техногенную аварию, приводящую к остановке технологической цепи и экономическим потерям. Но уже отказ группы таких машин может привести к техногенной катастрофе.

К факторам риска таких машин относятся:

- постоянно и длительно действующие вибрационные нагрузки, вызванные работой технологического оборудования, которые приводят к разрушению самих машин, фундаментов, несущих колонн и других инженерных сооружений; состояние значительно ухудшается наличием активной внешней среды;
- интенсивный абразивный износ (футеровка рудоразмольных мельниц), приводящий к частым заменам футеровки рабочей части барабанов, к их разрушению и разрушению приводов барабанов;
- интенсивное звуковое влияние (шумовое загрязнение), приводящее к травматизму рабочих.

Вибрация, сопутствующая работе любой вибрационной машины, оказывает вредное воздействие на человека и, прежде всего, на человека-оператора, обслуживающего такую технику. Защита от вибраций – одна из важнейших научно-технических проблем, решить которую можно только изучив всю систему «человек – машина – обрабатываемая среда» («ч-м-ос»).

Решение проблемы усугубляется не только её сложностью, но и целым рядом факторов научного и социального значения. Рассмотрим основные из них, акцентируя внимание на безопасности критически важных объектов (КВО).

1. К КВО обычно относят предприятия горно-металлургической промышленности (шахты, рудники, обогатительные предприятия, металлургические заводы, предприятия по переработке цветных руд, цемента и т.д.), сооружения и здания, находящиеся в области сейсмоактивности, воздействия взрывов и вибрационного воздействия; машины и комплексы с интенсивным динамическим нагружением и т.д. Всем этим машинам и сооружениям свойственны низкочастотные колебания большой интенсивности: частота низкочастотных колебаний обычно находится в пределах (0,2-25) Гц; наиболее опасные для здоровья человека-оператора частота – (0,2-50) Гц.

2. Безопасность КВО обеспечивается анализом процессов её функционирования, мониторингом состояния, моделированием и оценкой рисков отказов, оценкой ущерба, разработкой эффективных стратегий безопасности.

Анализ тенденций развития КВО показывает, что риск аварий в результате прямого воздействия неблагоприятных факторов, в будущем будет возрастать. Данная проблема усложняется отсутствием единого комплексного подхода к оценке безопасности КВО. Каждая область человеческой деятельности оперирует своим инструментарием и понятийным аппаратом анализа безопасности. Различия в понимании проблемы приводят к разнообразию методов, применяемых для оценки безопасности КВО.

3. Приоритетными научными разработками по проблеме обеспечения безопасности и защиты населения, среды и объектов от естественных и техногенных катастроф, являются:

- развитие методов и критериев оценки безопасности и риска, как в техногенной, так и в природно-техногенной сфере;
- разработка и развитие интегральных методов защиты от природно-техногенных аварий и катастроф, с учётом возможности технологического терроризма;
- разработка и развитие научно-методической базы на основе многокритериальных подходов теории безопасности.

4. В настоящее время среди наиболее распространённых причин аварий и катастроф можно с большой уверенностью назвать вредные вибрации техногенного и природно-техногенного характера (сейсмические возбуждения являются одним из случаев вибрационных нагрузок). В первую очередь это имеет отношение к КВО предприятий горно-металлургической промышленности, где в 2-3 раза превышены санитарно-технические нормы.

5. Одним из направлений решения проблемы защиты обслуживающего персонала, машин, оборудования, фундаментов и строительных конструкций от действия вибрационных нагрузок большой интенсивности, в том числе при низкочастотных спектрах их действия является разработка принципов выбора параметров виброзащитных систем с использованием эластомерных (резиновых и резинометаллических) элементов при конструировании таких систем.

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

Одной из проблем современного горно-металлургического производства является борьба с вредным воздействием шума и вибраций на оборудование,

строительные конструкции, на здоровье и работоспособность обслуживающего персонала [1].

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 всё 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). При воздействии вибрации на тело человека в разных положениях можно представить в виде кинематически изменяемой системы, отдельные части которой имеют свои собственные частоты колебаний: 4-6 Гц – плечевой пояс, бедра и голова (в положении стоя); 4-8 Гц – брюшная полость; 20-30 Гц – голова (в положении сидя). Внутренние органы имеют собственную частоту колебаний, которая находится в диапазоне 6-9 Гц. Вертикальная составляющая вибрации неблагоприятна для людей, работающих сидя, а горизонтальная – для работающих стоя.

Ухудшение зрительного восприятия происходит под действием вибраций в диапазоне 25-40 Гц и 60-90 Гц.

Между ответными реакциями организма и уровнем воздействующей вибрации нет линейной зависимости. Причину этого явления видят в резонансном эффекте. Резонанс человеческого тела, отдельных его органов наступает под действием внешних сил при совпадении собственных частот колебаний внутренних органов с частотой внешних сил.

Сроки развития расстройств зависят не столько от уровня, сколько от дозы (эквивалентного уровня) вибрации в течение рабочей смены. Преимущественное значение имеет время непрерывного контакта с вибрацией и суммарное время воздействия вибрации за смену.

Гигиеническое нормирование вибраций регламентируют государственные санитарные нормы производственной общей и локальной вибрации ДСН 3.3.6.039-99, разработанные и утверждённые МОЗ Украины в 2000 году [2].

Государственные санитарные нормы подготовлены с учётом современных научных исследований, а также с учётом ранее действующих нормативно-методических документов.

**Шумовое загрязнение.** Шум оказывает воздействие на физическое и психологическое состояние человека. При повышении уровня шума у человека возникают: временное или постоянное ухудшение слуха, возбуждение нервной системы, развитие сердечно-сосудистых заболеваний, гипертония и т.п. В качестве единицы измерения используется уровень шума в децибелах (дБ) с коррекцией по шкале «А» стандартного шумомера при логарифмическом осреднении за годовое (ночное) время. Различают две категории шума и источников шума: 1 – проникающие в помещение звуки, источники которых находятся вне рассматриваемого объекта недвижимости; к числу таких источников шума относятся транспорт, шумящие агрегаты и установки производственных предприятий; 2 – звуки, проникающие в отдельные помещения рассматриваемого объекта недвижимости от источников, находящихся в том же здании (шум лифтов и другого инженерного оборудования).

Шум с уровнем звукового давления до (30...35) дБ привычен для человека и не беспокоит его. Повышение этого уровня до (40...70) дБ в условиях среды обитания создаёт значительную нагрузку на нервную систему, вызывая ухудшение самочувствия и при длительном действии, может быть причиной неврозов. Воздействие шума уровнем свыше 75 дБ может привести к потере слуха – профессиональной тугоухости. При действии шума высоких уровней (более 140 дБ) возможен разрыв барабанных перепонки и контузия.

### **Методы оценки безопасности горных машин с учётом риска техногенных аварий**

Одним из направлений решения проблемы защиты обслуживающего персонала, машин, оборудование, фундаментов и строительных конструкций от действия вибрационных нагрузок большой интенсивности, в том числе при низкочастотных спектрах их действия есть разработка принципов выбора параметров виброзащитных систем с использованием резиновых и резинометаллических элементов.

**Методы повышения вибробезопасности машин и сооружений.** Анализ существующих методов виброзащиты свидетельствует, что наиболее эффективным есть метод виброизоляции на базе эластомерных элементов конструкций. Такой подход принят за основу при разработке методов повышения безопасности тяжёлых горных машин и обслуживающего персонала от действия интенсивных вибраций.

**Критерии вибробезопасности машин и сооружений.** Критерии вибробезопасности машин и сооружений должны включать два аспекта: во-первых, обеспечивать эффективность виброзащиты; во-вторых, соответствовать долговечности конкретного объекта.

Эффективность виброзащиты определяют с помощью методов теории колебаний. Её основной принцип заключается в том, что частота собственных колебаний  $\omega_{соб}$  в несколько (3-5) раз отличается от частоты  $\omega_n$  нижнего порога

спектра частот возбуждающих сил. Это условие есть необходимым и достаточным условием предотвращения резонансных явлений, которые обуславливают аварийные ситуации, разрушение машин и сооружений. Математическим выражением этого условия есть

$$\omega_{\text{соб}} \leq \omega_{\text{кр}}, \quad \omega_{\text{кр}} = \omega_n / k,$$

где  $k$  – коэффициент, который определяет эффективность виброизоляции с учётом санитарно-гигиенических норм, предназначения объекта и др.

Второй аспект критерия вибробезопасности связан с надёжностью систем виброзащиты, в частности со сроком эксплуатации систем, несущей способностью и прочностью эластомерных элементов, их долговечностью.

### **Расчёт параметров виброизолирующей системы вихревых смесителей**

Смеситель представляет собой полый металлический цилиндр в котором вращается ротор со специальными лопатками для перемешивания перерабатываемого сырья; движения ротора осуществляются от электропривода. Вследствие несовершенств изготовления элементов смесителя, неточности их сборки и особенностей технологии процесса смешивания (налипание продукта на лопатки ротора, падение материала с лопаток по случайному закону и т.д.) строгая круговая симметрия движения элементов смесителя относительно оси вращения нарушается, что приводит к возникновению центробежных сил, к появлению динамической неуравновешенности и возникновению вибраций с широкополосным спектром возмущающих сил, которые передаются железобетонному перекрытию [1].

При жёстком креплении смесителя на железобетонном перекрытии экспериментально полученные параметры вибрации имели следующие значения:

- амплитуда колебаний опорной конструкции смесителя составляла 0,22 мм, частота колебаний 14 Гц;
- амплитуда колебаний корпуса основных узлов смесителя составляла 0,11÷0,17 мм в вертикальной плоскости и 0,05÷0,11 мм в горизонтальной;
- амплитуда колебаний перекрытия между смесителями составляла 0,17÷0,21 мм в вертикальной плоскости и 0,22÷0,27 мм в горизонтальной.
- уровень звукового давления составлял 110 дБ.

Исследования показали, что уровень вибраций и звукового давления превышал санитарные нормы примерно в 1,5 раза. Было отмечено также, что вибрации приводят к интенсивному износу элементов смесителя и к разрушению перекрытия.

После установки смесителя на резиновые виброизоляторы были проведены экспериментальные исследования, которые показали следующее:

- амплитуда колебаний опорной конструкции смесителя составляла 0,07 мм;
- амплитуда колебаний корпуса, основных узлов смесителя в вертикальной плоскости составляла 0,035 мм;
- амплитуда колебаний перекрытия между смесителями в вертикальной плоскости составляла 0,027 мм;
- уровень звукового давления составлял 80 дБ.

Как видно, система виброизоляции смесителя с использованием резинометаллических элементов оказалась довольно эффективной:

- динамические нагрузки на основные элементы смесителя уменьшались в три раза;
- эффективность виброизолирующей системы по снижению вибраций, передаваемых на перекрытие, составила 85 %;
- уровень вибрации на перекрытие и звуковое давление снижены до санитарных норм.

Система виброизоляции оставалась эффективной в течение примерно 9 лет. Вследствие старения резины вертикальная жесткость резиновых виброизоляторов увеличилась в среднем на (60÷65) %, коэффициент диссипации энергии уменьшился в 4-5 раз. Всё это привело к выходу жесткостных и диссипативных характеристик виброизолирующей системы за допустимые пределы изменения параметров, и система стала неэффективной.

Рассмотрим расчёт виброизолирующей системы смесителя АГ 1.019.

Для резины, как вязкоупругого материала с наследственностью, наиболее подходящими являются следующие теории: теории вязкого трения Кельвина-Фохта и Максвелла, и теория наследственности Больцмана-Вольтерра. Первые две используют гипотезу о пропорциональности внутреннего трения скорости нагружения и приводят к общеизвестным уравнениям колебательных систем. Для случая стационарных колебаний и эллиптической петли гистерезиса уравнение колебаний одномассной системы с учётом внутреннего трения имеет вид

$$\ddot{y} + p^2 y + \varepsilon f(y) = \varepsilon \frac{P}{m} \sin \omega t; \quad (1)$$

$$f(y_0) = \pm \frac{bA^n}{m} \sqrt{1 - \left(\frac{y_0}{A}\right)^2}; \quad (2)$$

$$A = \frac{P}{\sqrt{m^2 (\omega^2 - p^2)^2 + b^2 A^{2n-2}}}; \quad (3)$$

$$\left(\frac{p}{\omega}\right)^2 = 1 - \frac{P}{m\omega^2 A} \cos \varphi; \quad (4)$$

$$\sin \varphi = \frac{bA^n}{P}, \quad (5)$$

где  $f(y)$  – нелинейная функция трения гистерезисного типа;  $p$  – собственная частота системы;  $\omega$  – частота возбуждающей силы;  $m$  – масса системы;  $P$  – возмущающая сила;  $\varepsilon$  – малый параметр.

Наследственная теория Больцмана-Вольтерра учитывает весь спектр релаксации системы и приводит к интегро-дифференциальным уравнениям типа:

$$\ddot{y} + C_t y = q_1 \sin \omega t; \quad (6)$$

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

$$\mathfrak{E}_\alpha^*(-\beta)\varepsilon(t) = \int_0^t \mathfrak{E}_\alpha(-\beta, t-\tau)\varepsilon(\tau) d\tau; \quad (7)$$

$$\mathfrak{E}_\alpha(-\beta, t-\tau) = (t-\tau)^2 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t-\tau)^{n(1+\alpha)}}{\Gamma[(n+1)(1+\alpha)]}; \quad (8)$$

$$\psi = 2\pi B(\omega); \quad (9)$$

$$\frac{G(\omega)}{G_0} = 1 - A(\omega), \quad (10)$$

где  $C_t$  – оператор жёсткости упругой подвески системы;  $C_0$  – мгновенное значение жёсткости подвески;  $\mathfrak{E}_\alpha(-\beta, t-\tau)$  – экспоненциальная функция Ю. Работнова;  $\Gamma$  – гамма-функция;  $G_0$  – мгновенное значение модуля сдвига резины;  $G$  – модуль сдвига резины;  $\psi$  – коэффициент диссипации резины;  $A$  и  $B$  – реологические характеристики резины;  $\alpha, \beta$  – реологические параметры резины;  $q_1$  – сила инерции, приходящаяся на единицу колеблющейся массы.

Уравнения (1) и (6) позволяют получать выражения для основных параметров системы виброизоляции в виде:

- для коэффициента виброизоляции

$$\eta = \frac{\sqrt{1 + Z^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + Z^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}; \quad Z = \frac{\omega}{p}; \quad (11)$$

или с учётом  $\psi = 2\pi B(\omega)$

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

- для коэффициента динамичности

$$K_d = \sqrt{(1 - Z^2)^2 + \psi^2 Z^2}; \quad (13)$$

или с учётом  $\psi = 2\pi B(\omega)$

$$K_d = \sqrt{(1 - Z^2)^2 + 4\pi B^2(\omega) Z^2}; \quad (14)$$

- для коэффициента эффективности виброизоляции

$$\mathfrak{E} = (1 - \eta)100\%. \quad (15)$$

или

$$\mathfrak{E} = \left(1 - \frac{1}{K_a}\right)100\%. \quad (16)$$

Уравнения (1) и (6) или их упрощённые варианты получили наиболее широкое распространение в инженерной практике при расчёте систем виброизоляции машин и сооружений. Анализ учёта внутреннего трения в этих уравнениях свидетельствует о следующем:

- при эллиптической петле гистерезиса (линейная жесткостная характеристика упругой системы) внутреннее трение практически не изменяет собственной частоты колебаний системы;
- форма петли гистерезиса мало влияет на величину амплитуды колебаний системы; она влияет на частоту и на положение резонансного пика относительно вертикали  $p/\omega = 1$ ;
- в существующих математических моделях колебаний упругих систем метод учёта внутреннего трения позволяет выявить его влияние только в области резонанса; при стационарных колебаниях влияние внутреннего трения незначительно.

Все эти соображения будут учтены при расчётах конкретной системы виброизоляции вихревых смесителей.

**Расчёт системы виброизоляции вихревого смесителя без учёта старения резины.** Данные для расчёта.

1. Масса виброизолирующей системы  $m = 35000$  кг.

2. Частота вынужденных колебаний  $\omega = 14$  Гц.

3. Максимальная амплитуда колебаний корпуса смесителя (экспериментальные данные)  
 $A = 0,22$  мм.

4. Скорость вращения ротора  $n_1 = 75$  об/мин.

Расчёт системы виброизоляции будем вести согласно уравнению (1); уравнение (6) даёт поправку лишь в области резонанса, что хорошо видно из сравнения амплитудно-частотных характеристик, показанных на рис. 1.

Последовательность расчёта системы виброизоляции следующая.

1. Определяем вертикальную нагрузку от смесителя на фундамент:  
 $P = mg = 343,3$  кН.

2. Принимаем коэффициент динамичности  $K_d = 5$ .

3. Определяем собственную частоту колебаний смесителя:  $p = 37,5$  с<sup>-1</sup>.

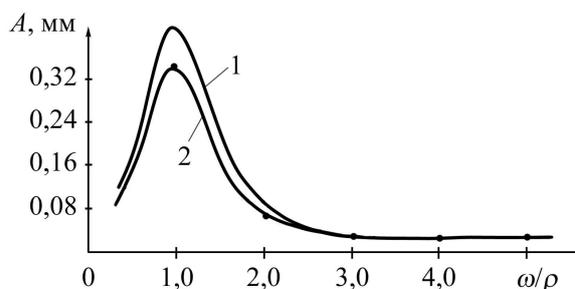
4. Выбираем для элементов системы виброизоляции резину 2959 со следующими параметрами: условно-равновесный модуль Юнга  $E_\infty = 3,7$  МПа, динамический модуль  $E_d = 4,8$  МПа, коэффициент диссипации энергии  $\psi = 0,31$ , коэффициент динамичности  $K_d = 1,3$ .

5. Определяем динамическую жёсткость системы

$$C_d = p^2 \cdot m = 49,0 \text{ МН/м.}$$

6. Определяем статическую жёсткость системы

$$C_{cm} = \frac{C_d}{1,3} = 38,0 \text{ МН/м.}$$



1 – расчетная кривая по формуле (3);  
2 – расчетная кривая по уравнению (6);  
• – экспериментальные точки  
Рисунок 1 – Амплитудно-частотная характеристика смесителя

7. Из конструктивных соображений выбираем число опорных виброизоляторов  $i = 26$  шт. и число упорных (для исключения раскачки смесителя в горизонтальном направлении  $k = 8$  шт.). Статическая жёсткость одного виброизолятора

$$C'_{cm} = \frac{C_{cm}}{26} = 1,46 \text{ МН/м.}$$

8. Выбираем виброизоляторы типа ВРМ-903М, представляющие собой сплошной цилиндр с привулканизованными по торцам металлическими пластинами; наружный диаметр  $D = 180$  мм, высота  $h = 100$  мм.

9. Определяем относительную деформацию резинового элемента при статическом сжатии  $\varepsilon_{cm} = 0,09$ .

10. По формулам (11) или (12) определяем коэффициент виброизоляции системы  $\eta = 0,21$ .

11. Уточняем значение коэффициента динамичности по формулам (13) или (14)  $K_d = 4,54$ .

12. Определяем коэффициент эффективности виброизоляции по формулам (15) или (16)  $\varepsilon = 0,79$ .

Как отмечалось выше, такая система виброизоляции оказалась довольно эффективной: на практике коэффициент эффективности составил 0,85 (85 %), амплитуда колебаний корпуса смесителя  $A = 0,035$  мм (против 0,22 мм до виброизоляции). Система оставалась эффективной примерно 9 лет.

**Расчёт системы виброизоляции вихревого смесителя с учётом старения резины.** Данные по старению резины 2959 могут быть аппроксимированы следующими уравнениями.

Экспоненциальная зависимость динамического модуля Юнга  $E_d(t)$  может быть описана соотношением

$$E_d(t) = E_{dn} + (E_{dk} - E_{dn}) \exp(k_E t), \quad (17)$$

где  $E_{dn}$  и  $E_{dk}$  – начальные и конечные значения динамического модуля;  $k_E$  – константа скорости.

Линейная зависимость коэффициента диссипации энергии  $\psi(t)$  может быть описана соотношением

$$\psi(t) = \psi_0 - k_\psi t, \quad (18)$$

где  $\psi_0$  – начальное значение коэффициента поглощения;  $k_\psi$  – константа скорости.

Для исследуемых виброизоляторов ВРМ-903М:  $\psi_0 = 0,31$ ;  $E_{dn} = 48,0$  МПа;  $E_{dk} = 81,6$  МПа;  $k_\psi = 0,083 \cdot 10^{-8} \text{ с}^{-1}$ ;  $k_E = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^{-1}$ .

Подставляя соотношения (17) и (18) в уравнения (3) и (15) получим временные зависимости амплитуды колебаний смесителя (рис. 2) и коэффициента эффективности виброизоляции (рис. 3).

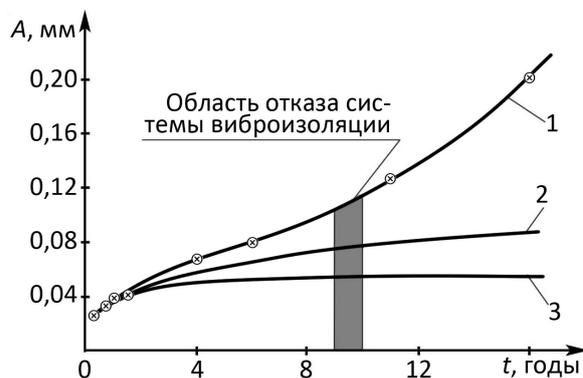
**Обсуждение результатов.** 1. Несмотря на многообразие методов учёта внутреннего трения при колебаниях механических систем, современные математические модели в целом недостаточно полно учитывают вязко-упругие эффекты (в основном диссипацию энергии), сопровождающие деформирование

резины. При построении амплитудно-частотных характеристик системы (рис. 1) согласно уравнениям (1) и (6) и при определении коэффициента виброизоляции по формулам (11) и (12) величины  $A$  и  $\eta$  мало зависят от коэффициента диссипации энергии  $\psi$ ; их величины определяются в основном соотношением частот  $\omega/p$ . Поэтому при влиянии на динамику смесителя старения резины большую роль играют изменения жесткостных характеристик, т.к. именно они определяют собственную частоту колебаний системы; изменения коэффициента диссипации энергии в 6 раз мало изменяет коэффициент виброизоляции, что хорошо видно из анализа формулы (12).

2. Увеличение динамической жёсткости (см. рис. 2, кривая 3) упругой подвески системы на (60÷70) % (16 лет эксплуатации)

даёт расчётное приращение амплитуды колебаний на (20÷25) % согласно уравнению (1) и (16); уравнение (6) более точно учитывает вязкоупругие эффекты (см. рис. 2, кривая 2), однако совпадение с экспериментом (рис. 2, кривая 1) наблюдается исключительно в первые 3-4 года эксплуатации. Такие значительные расхождения между теоретическими кривыми и экспериментом вызваны следующими обстоятельствами: при расчётах величина силы инерции на единицу массы смесителя принималась постоянной. Вместе с тем, для большинства горно-металлургических машин в процессе эксплуатации изменяются не только параметры упругой подвески; вследствие износа движущихся элементов изменяется также степень их неуравновешенности, что приводит к увеличению силы инерции на единицу массы. Безусловно, ремонт машины приводит к уменьшению этой силы, однако в межремонтный период она может существенно увеличиться (например, за счёт налипания концентрата на лопатки, неравномерного износа лопаток, износа деталей редуктора и т.д.).

Всё это, как следует из рис. 2, должно учитываться при проектировании и расчёте системы виброизоляции; она должна быть выполнена с определённым запасом, позволяющим на протяжении заданного времени не выходить за пределы допустимых значений даже при отклонении от заданных параметров смесителя (например, при изменении массы или возмущающей силы). Для этого коэффициент динамичности должен быть в пределах 4,5÷5,0. Рассматриваемая



1 – экспериментальная кривая с учётом износа элементов смесителя; 2 – расчёт по уравнению (6); 3 – расчёт по уравнению (1)  
Рисунок 2 – Временная зависимость амплитуды колебаний корпуса смесителя

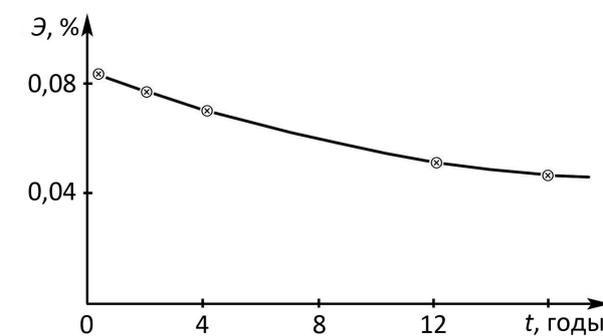


Рисунок 3 – Временная зависимость коэффициента эффективности виброизоляции

система віброізоляції смесителя спроектована саме таким образом и при зміні жорсткості віброізоляторів на  $(60\div 70)\%$  і збурюючої сили (за рахунок зношеності елементів смесителя), вона знаходилась в межах санітарних норм і технологічних вимог оріомо 9 років.

3. Дисипація енергії практично не впливає на амплітуду коливань смесителя; вона впливає на частоту і на положення резонансного піка відносно вертикалі  $p/\omega = 1$ . Старіння резини збільшує амплітуду коливань смесителя (см. рис. 2), змінює собствєнну частоту коливань системи і сдвігає в сторону величини  $p/\omega$  положення резонансного піка.

4. Дисипація енергії незначительно впливає на коефіцієнт віброізоляції  $\eta$ ; старіння резини суттєво збільшує  $\eta$  в основному за рахунок змінєння співвідношення частот  $\omega/p$ ; відповідно зменшується і ефективність віброізоляції (рис. 3).

### Выводи

1. При розрахуках систем віброізоляції смесителя или аналогічних машин, працюючих в технологічних лініях круглодобово і в течение довгого часу слід враховувати старіння резини, а також неізмєбне збільшення со временем збурюючої сили.

2. Система віброізоляції смесителя повинна бути «м'якою», щоб зменшити собствєнну частоту коливань, це досягається підбором оптимальних параметрів віброізолятора і вибором підходящої марки резини.

3. Система віброізоляції з використанням металлорезинових віброізоляторів ВРМ-903М є ефективною, довговечною і надійною; використання системи віброізоляції дозволило експлуатувати смесители в межах санітарних норм на вібраційну безпеку.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Шум і вібрація в людино-машинних системах в контексті охорони праці / В.І. Дырда, Г.Н. Агальцов, Е.А. Булат, С.В. Рощупкин. *Геотехнічна механіка*. 2010. Вип. 86. С. 195-231.
2. Диментберг Ф.М., Фролов К.В. Вібрація в техніці і людина. М.: Знание, 1987. 160 с.
3. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. [Чинний від 01.12.99]. Київ, 2000. 45 с.
4. ДСТУ 2300-93. Вібрація. Терміни та визначення. Київ, 1993.
5. ГОСТ 30610-98. Міждержавний стандарт. Вібрація. Динамічні характеристики стаціонарно-обогатитєльного обладнання. Методи визначення. [Введен 01.07.2000]. Київ: Держстандарт України. 39 с.
6. Івович В.А., Онїщенко В.Я. Захист від вібрації в машинобудуванні. М.: Машинобудування, 1990. 272 с.
7. Determination of Effective Characteristics of the Fibrous Viscoelastic Composite with Transversal and Isotropic Components / A.F. Bulat, V.I. Dyrda, S.N. Grebenyuk, M.I. Klimenko. *Strength of Materials*. 2019. Vol. 51, Is. 2, pp. 183-192, <https://doi.org/10.1007/s11223-019-00064-x>.

### REFERENCES

1. Dyrda, V.I., Agaltsov, G.N., Bulat, Ye.A. and Roshchupkin, S.V. (2010), "Noise and vibration in man-machine systems in the context of labor protection", *Geo-Technical Mechanics*, no. 86, pp. 195-231.
2. Dimentberg, F.M. and Frolov, K.V. (1987), *Vibratsiya v tekhnike i chelovek* [Vibration in technology and man], Znaniye, Moscow, USSR.
3. Ministry of health protection of Ukraine (2000), *DSN 3.3.6.039-99. Derzhavni sanitarni normy vyrobnychoyi zahal'noyi ta lokal'noyi vibratsiyi* [DSN 3.3.6.039-99. State sanitary norms of production of general and local vibration], Kyiv, Ukraine.
4. Derzhstandart Ukrayiny (1993), *DSTU 2300-93. Vibratsiya. Terminy ta vyznachennya* [DSTU 2300-93. Vibration. Terms and definitions], Kyiv, Ukraine.
5. Derzhstandart Ukrayiny (2000), *GOST 30610-98. Mezhdosudarstvennyy standart. Vibratsiya. Dinamicheskiye kharakteristiki statsionarno-obogatitel'nogo oborudovaniya. Metody opredeleniya* [GOST 30610-98. Interstate standard. Vibration. Dynamic characteristics of stationary processing equipment. Methods of determination], Derzhstandart Ukrayiny, Kyiv, Ukraine.

6. Iovich, V.A. and Onishchenko V.Ya. (1990), *Zashchita ot vibratsii v mashinostroenii* [Vibration protection in mechanical engineering], Mashinostroyeniye, Moscow, USSR.
7. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Grebenyuk, S.N. and Klimenko, M.I. (2019), "Determination of Effective Characteristics of the Fibrous Viscoelastic Composite with Transversal and Isotropic Components", *Strength of Materials*, Vol. 51, Is. 2, pp. 183-192, <https://doi.org/10.1007/s11223-019-00064-x>

### 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](mailto:vita.igtm@gmail.com)

**Лисица Николай Иванович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, [vita.igtm@gmail.com](mailto:vita.igtm@gmail.com)

**Козуб Галина Александровна**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры информационных технологий и систем, Луганский национальный университет им. Тараса Шевченко (ЛНУ им. Тараса Шевченко), Старобельск, Украина, [kosub@rambler.ru](mailto:kosub@rambler.ru)

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

**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](mailto:ag.gena@gmail.com)

**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, [alina.goncharenko@gmail.com](mailto:alina.goncharenko@gmail.com)

**Филиппенко Елена Николаевна**, инженер, инженер I категории отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, [ElenaFilippenko123@gmail.com](mailto:ElenaFilippenko123@gmail.com)

**Дзюба Сергей Владимирович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, учёный секретарь Приднепровского научного центра НАН Украины и МОН Украины

### About the authors

**Dyrda Vitalii Illarionovych**, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Professor, Head of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, [vita.igtm@gmail.com](mailto:vita.igtm@gmail.com)

**Lysytsia Mykola Ivanovych**, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Senior Researcher in Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, [vita.igtm@gmail.com](mailto:vita.igtm@gmail.com)

**Kozub Halyna Oleksandrivna**, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, Associate Professor in Department of Technology of Production and Trade Education, Luhansk Taras Shevchenko National University (LTSNU), Starobilsk, Ukraine, [kosub@rambler.ru](mailto:kosub@rambler.ru)

**Tolstenko Oleksandr Vasylovych**, 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](mailto:info@dsau.dp.ua)

**Ahaltsov Hennadii Mykolaiovych**, Master of Science, Junior Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, [ag.gena@gmail.com](mailto:ag.gena@gmail.com)

**Novikova Alina Viacheslavivna**, Master of Science, Junior Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, [alina.goncharenko@gmail.com](mailto:alina.goncharenko@gmail.com)

**Filipenko Olena Mykolaivna**, Master of Science, Engineer of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, [ElenaFilippenko123@gmail.com](mailto:ElenaFilippenko123@gmail.com)

**Dziuba Serhii Volodymyrovych**, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Academic Secretary in Prydniprovsk Scientific Center of NAS of Ukraine and Ministry of Education and Science of Ukraine, Dnipro, Ukraine

**Анотація.** Розглядаються деякі аспекти охорони праці на гірничих підприємствах в контексті захисту машин та операторів від виробничої вібрації та шуму.

Виробнича вібрація виступає як шкідливе явище, перш за все по відношенню до самих машин – її джерел, оскільки інтенсифікує знос, знижує їх надійність та довговічність, підвищує рівні випромінюваного шуму. У зв'язку з цим за інтенсивністю вібрації прийнято судити про якість машини, її технічний стан. Поширюючись по конструкціях і ґрунту, вібрація впливає на інші об'єкти, викликає руйнування будівельних конструкцій, погіршує роботу приладів, точних верстатів. І, нарешті, в разі контакту людини з вібруючими поверхнями виникає ряд нових специфічних проблем, зумовлених негативним впливом вібрації на здоров'я та працездатність людей.

Систематичний вплив вібрації на працюючих призводить до підвищення стомлюваності, зниження продуктивності та якості їх праці, а також до розвитку професійного захворювання, іменованого вібраційною хворобою. Загальна вібрація передається через опорні поверхні на тіло людини, що сидить або стоїть. Вона залучає до коливального процесу усе тіло людини, коли оператор виконує роботу сидячи або стоячи, перебуваючи безпосередньо на віброючих поверхнях машин, агрегатів або в безпосередній близькості від них на віброючих фундаментах або ділянках підлоги. Локальна вібрація передається людині через руки. Вона виникає при використанні ручних машин, при контакті рук робітника з віброючими поверхнями.

Вібрація та 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 та 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.

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 чотиріпараметричного ядра Ю.М. Работнова.

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

**Abstract.** Some aspects of labor protection at mining enterprises are considered in the context of protecting machines and operators from industrial vibration and noise.

Production vibration acts as a harmful phenomenon, primarily in relation to the machines themselves – its sources, as it intensifies wear, reduces their reliability and durability, increases the levels of radiated noise. In this regard, according to the intensity of vibration, it is customary to view the quality of the machine, its technical condition. Spreading over the structures and the ground, the vibration affects other objects, causes the destruction of building constructions, impairs the operation of devices, precision machine tools. And finally, in the case of human contact with vibrating surfaces, a number of new specific problems arise, due to the negative effect of vibration on people's health and performance.

The systematic effect of vibration on workers leads to increased fatigue, reduced productivity and quality of their work, as well as the development of an occupational disease, called vibratory disease. The overall vibration is transmitted through the supporting surfaces to the body of a person sitting or standing. It involves the entire human body in the oscillatory process when the operator performs work sitting or standing, being directly on the vibrating surfaces of machines, units or in close proximity to them on vibrating foundations or parts of the floor. Local vibration is transmitted to a person through hands. It occurs when using hand machines, when the hands of a worker touch the vibrating surfaces.

Vibration and noise have a detrimental effect on the human operator, on his physiological and psychological state; vibration pathology ranks second (after dust) among occupational diseases. The prolonged effect of vibrations on operators leads to increased fatigue, reduced productivity and quality of their work, the development of occupational diseases, and the risk of accidents and disasters. Noise affects the physical and psychological state of the operators, leads to hearing impairment, arousal of the nervous system, development of cardiovascular diseases, etc.

In this paper, using the example of a vortex mixer with a vibration-proof system, we consider forced oscillations of a single-mass system. The solution of the problem in the linear formulation is given for the case when the mechanical reaction of rubber is described by integral relations of the Boltzmann-Volterra type. The relations for the coefficient of vibration isolation of the energy dissipation of the system are given. Relations are obtained considering the rheological parameters of rubber obtained using the four-parameter core of Yu.N. Rabotnov.

**Keywords:** labor protection, industrial vibration and noise, vibration-proof system, vibration isolator, vortex mixer, vibration isolation coefficient, equation of forced oscillations

*Стаття поступила в редакцію 01.02.2019*

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