

- условиях. – Киев: Наук. думка, 1988. – 239 с.
101. Дырда В.И., Чижик Е.Ф. Резиновые детали в машиностроении. – Днепропетровск: Полиграфист, 2000. – 584 с.
102. Резиновые футеровки рудоразмольных мельниц: современное состояние / Чижик Е.Ф., Гордиенко Н.А. Чижик Е.Е. // Геотехническая механика. – Днепропетровск: Полиграфист, 2001. – Вып. 19. – С. 11-21.
103. Опыт эксплуатации резиновой футеровки на мельницах МШЦ 5,5×6,5 с шарами 100 мм на СП «ЭРДЭНЭТ» / Чижик Е.Ф., Соколов В.И., Батаа Л. // Геотехническая механика. – Днепропетровск: Полиграфист, 2001. – Вып. 19. – С. 56-66.
104. Опыт использования и перспективы применения эластомеров для футеровки барабана шаровых мельниц на обогатительной фабрике СП «ЭРДЭНЭТ» / Сусликов Б.Ф., Чижик Е.Ф., Соколов В.И. // Геотехническая механика, 1999. – Вып. 14. – С. 86-93.
105. Чижик Е.Ф., Дырда В.И. Особенности разрушения резиновой футеровки в барабанных мельницах // Геотехническая механика, 2002. – Вып. 36. – С. 186-206.
106. Чижик Е.Ф., Дырда В.И. Концептуальные основы создания современных рудоизмельчительных мельниц с резиновой футеровкой // Геотехническая механика, 2002. – Вып. 31. – С. 20-31.
107. Бартенев Г.М., Френкель С.Я. Физика полимеров. – Л.: Химия, 1990. – 423 с.

УДК 622.73:621.926.002.75

Дырда В.И., Лисица Н.И., Шолин М.К.,
Афанасьев В.Д., Калашников С.Л.

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ВИХРЕВЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ АГЛОФАБРИК

Розглядається віброізоляція змішувачів за допомогою гумових елементів.

VIBRATION INSULATION OF EDDY BLENDING MACHINES OF SINTERING PLANTS

The vibration insulation of blending machines with the help of rubber elements is considered.

1 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ

Виброизоляция машин является общей теорией колебаний упругих систем. По этой проблеме имеется обширная литература, частично цитируемая в настоящей работе [1-9]. Достаточно назвать фундаментальные монографии Тимошенко, Ден Гартога, Пановко, Сорокина, Писаренко и ряда других, чтобы представить важность этой проблемы для машиностроения и ее всестороннюю изученность. В последнее время количество работ в этой области заметно уменьшалось, и это связано не только с кризисом в механике, о котором много говорят, но и в первую очередь с наличием огромного теоретического и экспериментального материала, накопленного за два прошлых столетия, доступностью этого материала и возможностью использования его в инженерной практике.

В конце прошлого века усилия многих исследователей были направлены на решение ряда важных практических задач, среди которых в рассматриваемом контексте можно назвать следующие: учет рассеяния энергии при колебаниях механических систем (особенно систем с вынужденными резонансными колебаниями), выбор подходящих материалов для элементов упругой подвески, учет различных эффектов (старения, нелинейности, поврежденности и т.д.) в общем алгоритме расчета и т.д. Рассмотрим эти задачи в приложении к виброизоляции тяжелых машин.

Выбор материала для элементов упругой подвязки. Длительная практика эксплуатации различных машин выработала следующую тенденцию: для виброизоляции тяжелых машин в горно-металлургической и строительной промышленности резиновые элементы являются предпочтительными по сравнению со стальными пружинами и другими типами виброизоляторов. Резина благодаря высокой поглощательной способности, долговечности, надежности (резиновые элементы обладают отсутствием внезапности отказа) практически не имеет равных среди других материалов (металлы, дерево, пластики и др.).

Учет эффектов старения при расчете систем виброизоляции. Такая проблема возникла в связи с необходимостью создания виброизоляции с длительным сроком службы (примерно 15-20 лет) и высокой степенью надежности. Проблема заключается в учете в математической модели эффектов старения резины, т.е. нестабильности жесткостных и диссипативных характеристик во времени эксплуатации системы виброизоляции. Временные характеристики механических свойств резины (в основном модуль сдвига G и коэффициент диссипации ψ) могут быть получены либо при длительных экспериментальных исследованиях, либо при тепловом старении по [8]. Полученные функции старения $G(t)$ и $\psi(t)$ могут быть введены непосредственно в уравнения.

Учет внутреннего трения при колебаниях упругих систем.

Известно [1, 5] по крайней мере, три типа задач, в которых рассеяние энергии оказывает существенное влияние:

- задачи о собственных колебаниях упругих систем; рассеяние энергии способствует их быстрому затуханию;
- задачи о вынужденных резонансных колебаниях, амплитуда которых благодаря рассеянию энергии достигает конечного значения;

- задачи о действии кратковременных импульсов или ударов; рассеяние энергии способствует снижению напряжений в таких системах.

Сорокин Е.С. [5] в обзоре работ по изучению внутреннего трения в материалах и конструкциях отметил следующие теории, позволяющие учесть рассеяние энергии:

- диссипативная функция Релея;
- теория вязкого трения Кельвина-Фохта;
- теория вязкого трения Максвелла;
- обобщенная теория упруго-вязкого тела (Ишлинский, Ржаницын);
- теория наследственности Больцмана-Вольтерра;
- статистическая теория последствий Вартенберга-Беккера-Панова;
- термодиффузионная теория Зинера;
- теория ползучести Гвоздева;
- теория упругого гистерезиса (Корчинский, Давиденков, Панов и др);
- теория неупругого сопротивления (Сорокин).

Для резины, как вязко-упругого 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 учетом внутреннего трения будет иметь вид [1, 3]

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

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

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

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

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

где $f(y)$ – нелинейная функция трения гистерезисного типа;

p – собственная частота системы;

ω – частота возбуждающей силы;

m – масса системы;

P – возмущающая сила;

ε – малый параметр.

Уравнение (1) решается методами, изложенными в [3].

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

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

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

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

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

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

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

где C_t – оператор жесткости упругой подвески системы;

C_0 – мгновенное значение жесткости подвески;

$\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t-\tau)$ – экспоненциальная функция Ю. Работнова;

Γ – гамма-функция;

G_0 – мгновенное значение модуля сдвига резины;

G – модуль сдвига резины;

ψ – коэффициент диссипации резины;

A и B – реологические характеристики резины;

α, β – 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 [1]:

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 учетом $\psi = 2\pi B(\omega)$

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

для коэффициента динамичности

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

или с учетом $\psi = 2\pi B(\omega)$

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

для коэффициента эффективности виброизоляции

$$\Xi = (1 - \eta)100\%. \quad (15)$$

или

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

Уравнения (1) и (6) или их упрощенные варианты получили наиболее широкое распространение в инженерной практике при расчете систем виброизоляции машин и сооружений. Анализ учета 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 учета внутреннего трения позволяет выявить его влияние только в области резонанса; при стационарных колебаниях влияние внутреннего трения незначительно.

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

2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

В 1986-87 г.г. институтом геотехнической механики НАН Украины был проведен комплекс экспериментальных исследований вихревых смесителей линий AG и BG , установленных на монолитной железобетонной плите перекрытия на отметке +10,800 м смесительного отделения аглофабрики ЦПО-2 Северного горно-обогатительно-

го комбината (СевГОК) г. Кривого Рога. Конструктивной особенностью железобетонного перекрытия является то, что одна из его сторон у разгрузочной части смесителя является свободной и опирается на стальные стойки.

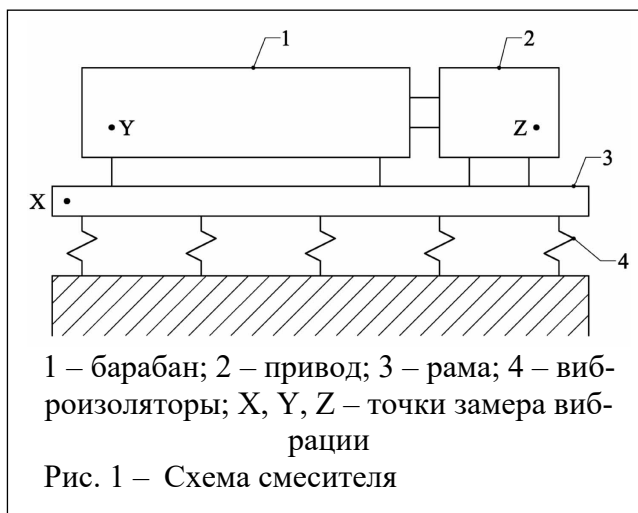
Смеситель представляет собой полый металлический цилиндр (рисунок 1) в котором вращается ротор со специальными

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.

Такая динамическая неуравновешенность наряду с поворотной симметрией движущихся частей увеличиваются со временем эксплуатации смесителя благодаря изношенности его элементов. При ремонте смесителя некоторые недостатки устраняются путем замены лопаток ротора, очистки ротора от налипшего материала и т.д. Однако устранить полностью эту конструктивную и технологическую неуравновешенность не представляется возможным.

При жестком 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 $0,11 \div 0,17$ мм в вертикальной плоскости и $0,05 \div 0,11$ мм в горизонтальной;
- амплитуда колебаний перекрытия между смесителями составляла $0,17 \div 0,21$ мм в вертикальной плоскости и $0,22 \div 0,27$ 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 в 1986 году на резиновые виброизоляторы были проведены повторные 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 вплоть до 1996 года, т.е. 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. Все это привело к выходу жесткостных и диссипативных характеристик виброизолирующей системы за допустимые пределы изменения параметров, и система стала неэффективной.

В 1999-2000 годах КП «Харьковский Промстройпроект» провел круг экспериментальных исследований смесительного отделения ЦПО-2 по оценке влияния на несущие строительные конструкции динамических воздействий от работы технологического оборудования. Эти исследования в первую очередь были вызваны последствиями аварии, произошедшей в 1999 году: в результате динамических воздействий от работы оборудования было разрушено 6000 м² крыши здания. В результате исследований было установлено, что наибольшие вибрации строительных конструкций наблюдались в зоне распо-

ложения приводных станций конвейеров; для окомкователей, вибропитателей и вихревых смесителей в точках опирания их на перекрытие [8].

Для смесителей AG 1.019 и AG 1.020 вибрация измерялась с помощью сейсмодатчиков типа К-001 в комплекте с самописцем типа ЭК-М2 [8]. Наибольшие вертикальные колебания от работы двух виброизолированных (виброизоляция 1986 года) смесителей были зафиксированы в месте выгрузки концентрата из барабана – величина колебаний на перекрытии составила $0,17 \div 0,33$ мм. При частоте $14 \div 15$ Гц это намного превосходит не только строительные нормы равные 0,03 мм, но и в несколько раз превосходит предельные колебания для строительных конструкций, равные 0,067 [8]; уровень горизонтальных колебаний перекрытия был равным 0,16 мм, что также превосходит предельные колебания для строительных конструкций, при этом для части балок наблюдался резонансный режим. Исследования показали также, что на колебания с частотой вращения двигателя ($14 \div 15$) Гц накладываются колебания от вращения ротора с частотой 1,2 Гц; причина таких колебаний – сброс концентрата с лопаток ротора [8].

В 2002-2003 годах авторами настоящей работы были проведены комплексные экспериментальные исследования вихревых смесителей со старой виброизолирующей подвеской, установленной в 1986 году, и с новой подвеской, установленной в 2002 году (конструкция элементов подвески оставалась одинаковой – резинометаллические элементы типа ВРМ-903М).

Исследования показали, что вихревые смесители относятся к системам с широкополосным спектром возмущающих сил, вызванных периодическими составляющими инерционных сил от движущихся элементов машины: двигатель, редуктор, ротор смесителя; ударное взаимодействие частей (зубья шестерен редуктора, лопатки смесителя с концентратом и т.д.); электромагнитное взаимодействие статора и ротора приводного двигателя.

Расположение основных возмущающих сил на частотной оси и их соотношение, полученные при экспериментальных исследованиях, показаны на рис. 2.

Периодические составляющие возмущающих сил в диапазоне частот ($16 \div 30$) Гц вызывались ударами лопаток смесителя о перемещаемый материал и инерционными силами ротора двигателя и первой степени редуктора. Широкополосное возбуждение в диапа-

зоне частот 500÷2000 Гц – ударным взаимодействием зубьев редуктора и электромагнитными силами взаимодействия статора и ротора приводного двигателя.

Жесткая установка вихревого смесителя на опорные элементы перекрытия привела к возбуждению интенсивных колебаний перекрытия. Уровни вибрационной скорости в диапазоне октавной полосы со среднегеометрической частотой 16 Гц составили 108 дБ.

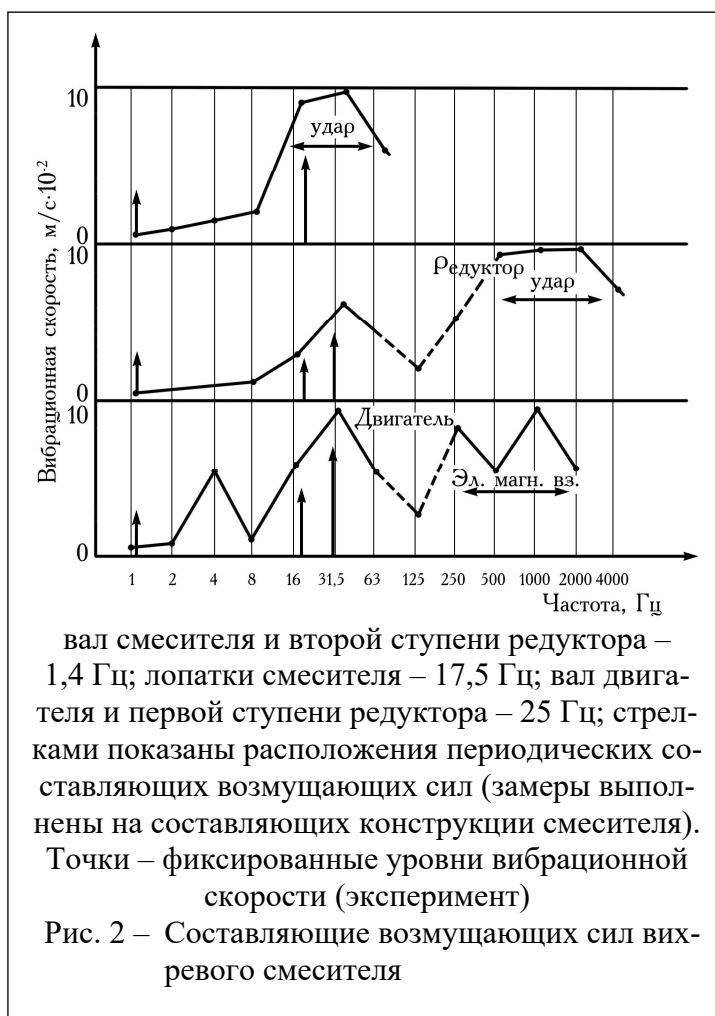
Разработанные институтом геотехнической механики НАН Украины виброизоляторы типа ВРМ-903М были использованы для сни-

жения вибраций, передающихся на элементы здания аглофабрик. Результаты измерений показали, что в диапазоне частот 16 Гц уровни вибрационной скорости находились в пределах 90÷92 дБ.

На втором этапе, после более чем 16-летней эксплуатации разработанных виброизоляторов, проведены исследования по оценке виброакустической активности вихревых смесителей и их влияние на наиболее чувствительный элемент здания – перекрытие, представляющей собой систему с распределенными параметрами и многомодовом отклике на динамическое воздействие.

При исследованиях использован комплект аппаратуры, включающей измеритель шума и вибрации типа ВШВ-003·М2 совместно с конденсаторным микрофоном типа М101 и пьезокристаллическим вибродатчиком типа ДН-3М (св. госповерки № 0739 от 04.04.2002 г).

Измерения вибраций элементов вихревого смесителя и опорной рамы выполнены с использованием магнитного основания, а перекрытия – при помощи переходной платформы согласно требованиям [10]. Помимо этого при исследованиях использовалась аппаратура



фирм «Брюль и Кьер» и «Роботрон», включающая виброметры, широкополосные усилители, фильтры и вибродатчики.

Схема расположения точек измерения на втором этапе исследований показана на рис. 3 (1', 2', 3' – для измерения уровней вибрационной скорости; 2' и 3' – для измерения уровней инфразвука и уровней звукового давления). Результаты измерений приведены в табл. 1. Установлено, что смесители являются источником повышенного

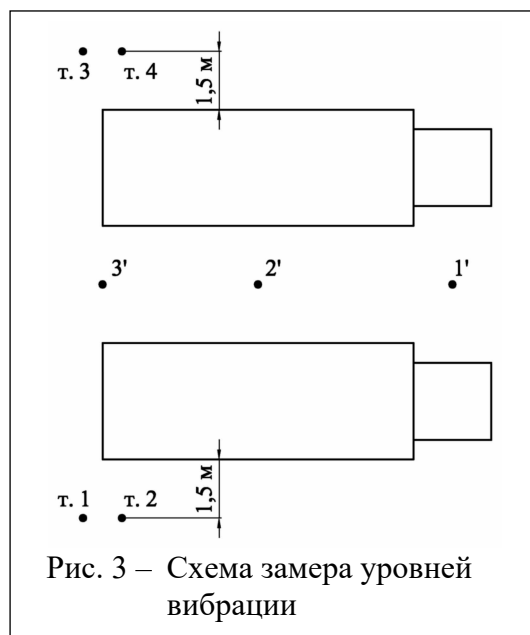


Рис. 3 – Схема замера уровней вибрации

изучения инфразвуковых колебаний в диапазоне (11÷22) Гц с уровнями (102÷104) дБ, а также уровней частот (125÷1000) Гц. Уровни вибрационной скорости в диапазоне частот (11÷22) Гц достигают 93 дБ на железобетонном перекрытии между приводами вихревых смесителей и до 104 дБ у разгрузочной части смесителей.

Таблица 1 – Виброакустическая характеристика смесителей после длительной (16 лет) эксплуатации системы виброизоляции

Частота, Гц	Уровни инфразвука, дБ		Уровни звукового давления, дБ		Уровни вибрационной скорости, дБ		
	Точки измерений		Точки измерений		Точки измерений		
	2'	3'	2'	3'	1',	2'	3'
2	75	80	–	–	80	83	90
4	75	80	–	–	83	85	92
8	84	85	–	–	85	88	96
16	102	104	–	–	93	99	104
31,5	–	–	87	88	85	85	90
63	–	–	81	82	78	84	90
125	–	–	92	93	–	–	–
250	–	–	92	93	–	–	–
500	–	–	93	94	–	–	–
1000	–	–	89	88	–	–	–
2000	–	–	82	83	–	–	–
4000	–	–	84	85	–	–	–
8000	–	–	75	74	–	–	–

Как видно, после 16 лет эксплуатации уровни виброскорости на перекрытии в диапазоне частот (11÷22) Гц повысились от 90 до 104 дБ. Экспериментально установлено также, что максимальные уровни инфразвука в полосе частот 16 Гц достигают 104 дБ (при норме 105 дБ), и максимальные уровни звукового давления в полосах

частот (250÷500) Гц достигают 92-96 дБ (при норме соответственно 82-78 дБ).

За время эксплуатации в результате старения резиновых элементов системы виброизоляции амплитуд колебаний перекрытия увеличилась практически в 9 раз (от первоначального значения в 1985 году $A = 0,027$ мм до $A = 0,21$ мм в 2002 году). Величина амплитуды $A = 0,21$ мм практически совпадала с величиной амплитуды колебаний ($A = (0,17 \div 0,33)$ мм), полученными КП «Харьковский Промстройпроект» в 1999 году.

На третьем этапе исследований, после замены виброизоляторов смесителей № 19 и № 20 уровни инфразвука и уровни звукового давления смесителей практически не изменялись (табл. 2). Уровни инфразвука достигали 104 дБ на частоте 16 Гц, а уровни звукового давления (90÷94) дБ в диапазоне (125÷1000) Гц. Уровни вибрационной скорости на площадках привода достигали (90÷92) дБ, а со стороны разгрузочных устройств смесителя – (94÷98) дБ. Амплитуда колебаний перекрытия составляла 0,034 мм (при частоте 16 Гц).

Таблица 2 – Виброакустическая характеристика смесителей после установки новых резиновых элементов системы виброизоляции

Частота, Гц	Уровни инфразвука, дБ		Уровни звукового давления, дБ		Уровни вибрационной скорости, дБ	
	Точки измерений		Точки измерений		Точки измерений	
	2'	3'	2'	3'	1', 2'	1, 2, 3', 4
2	72	74	–	–	–	–
4	72	76	–	–	–	–
8	90	92	–	–	–	–
16	104	104	–	–	90÷92	94÷98
31,5	–	–	96	97	–	–
63	–	–	96	98	–	–
125	–	–	90	94	–	–
250	–	–	95	98	–	–
500	–	–	94	95	–	–
1000	–	–	89	90	–	–
2000	–	–	82	83	–	–
4000	–	–	79	80	–	–
8000	–	–	80	81	–	–

3 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ВИХРЕВОГО СМЕСИТЕЛЯ БЕЗ УЧЕТА СТАРЕНИЯ РЕЗИНЫ

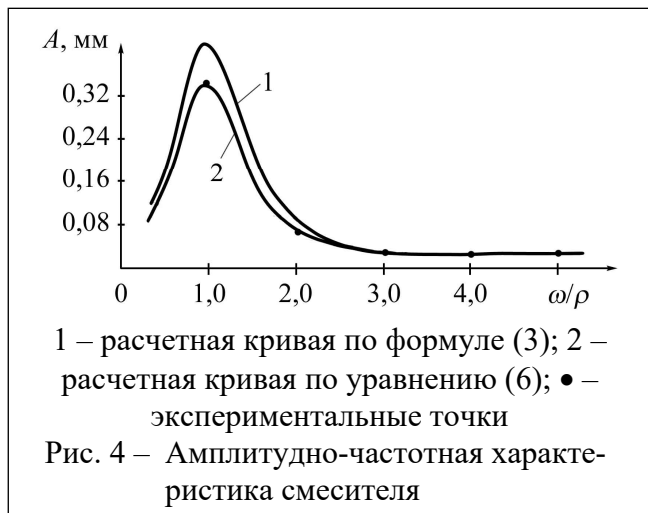
Данные для расчета.

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.

Расчет системы виброизоляции будем вести согласно уравнению (1); уравнение (6) дает поправку лишь в области резонанса, что хорошо видно из сравнения амплитудно-частотных характеристик, показанных на рис. 4.



Последовательность расчета 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: $p = 37,5$ 1/с.

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 жесткость системы

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

6. Определяем статическую жесткость системы

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

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 жесткость одного виброизолятора

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

8. Выбираем виброизоляторы типа ВРМ-903М [2], 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 $\varepsilon_{ст} = 0,09$.

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) $\Xi = 0,79$.

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.

4 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ВИХРЕВОГО СМЕСИТЕЛЯ С УЧЕТОМ СТАРЕНИЯ РЕЗИНЫ

Данные по старению резины 2959 были получены в [6,7] и 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 ψ_0 – начальное значение коэффициента поглощения;

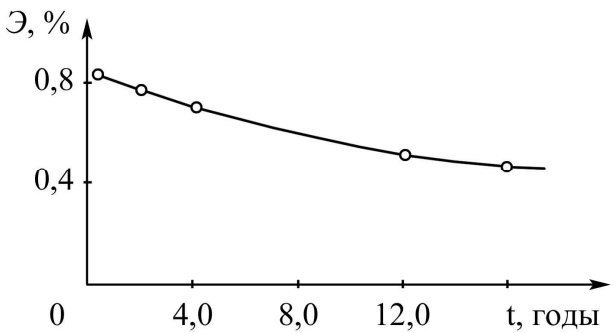
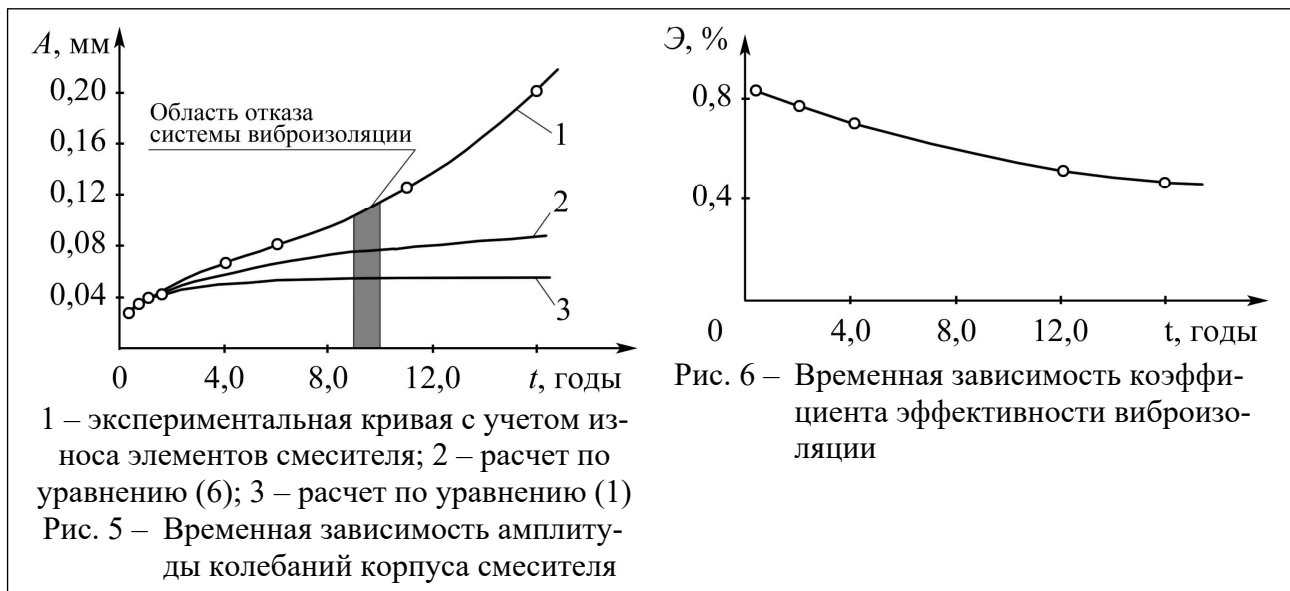
k_ψ – константа скорости.

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. 5) и коэффициента эффективности виброизоляции (рис. 6).

5 ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

1. Несмотря на многообразие методов учета внутреннего трения при колебаниях механических систем, современные математические модели в целом недостаточно полно учитывают вязко-упругие эф-



фекты (в основном диссипацию энергии), сопровождающие деформирование резины. При построении амплитудно-частотных характеристик системы (рис. 4) согласно уравнениям (1) и (6) и при определении коэффициента виброизоляции по формулам (11) и (12) величины A и η мало зависят от коэффициента диссипации энергии ψ ; их величины определяются в основном соотношением частот ω/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 (11).

2. Увеличение динамической жесткости (см. рис. 5, кривая 3) упругой подвески системы на (60÷70) % (16 лет эксплуатации) дает расчетное приращение амплитуды колебаний на (20÷25) % согласно уравнению (1) и (17); уравнение (6) более точно учитывает вязкоупругие эффекты (см. рис. 5, кривая 2), однако совпадение с экспериментом (рис. 5, кривая 1) наблюдается исключительно в первые 3-4 года эксплуатации. Такие значительные расхождения между теоретическими кривыми и экспериментом вызваны следующими обстоятельствами: при расчетах 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 счет налипания концентрата на лопасти, неравномерного износа лопаток, износа деталей редуктора и т.д.).

Все это, как следует из рис. 5, должно учитываться при проектировании и расчете системы виброизоляции; она должна быть выполнена с определенным запасом, позволяющим на протяжении заданного времени не выходить за пределы допускаемых значений даже при отклонении от заданных параметров смесителя (например, при изменении массы или возмущающей силы). Для этого коэффициент динамичности должен быть в пределах $4,5 \div 5,0$. Рассматриваемая система виброизоляции смесителя спроектирована именно таким образом и при изменении жесткости виброизоляторов на $(60 \div 70) \%$ и возмущающей силы (за счет изношенности элементов смесителя), она находилась в пределах санитарных норм и технологических требований около 9 лет.

3. Диссипация энергии практически не влияет на амплитуду колебаний смесителя; она влияет на частоту и на положение резонансного пика относительно вертикали $p/\omega = 1$. Старение резины увеличивает амплитуду колебаний смесителя (см. рис. 5), изменяет собственную частоту колебаний системы и сдвигает в сторону величины p/ω положение резонансного пика.

4. Диссипация энергии незначительно влияет на коэффициент виброизоляции η ; старение резины существенно увеличивает η в основном за счет изменения соотношения частот ω/p ; соответственно уменьшается и эффективность виброизоляции (рис. 6).

ВЫВОДЫ

1. При расчетах систем виброизоляции смесителя или аналогичных машин, работающих в технологических линиях круглосуточно и в течение длительного времени следует учитывать старение резины, а также неизбежное увеличение со временем возмущающей силы.

2. Система виброизоляции смесителя должно быть «мягкой», чтобы уменьшить собственную частоту колебаний, это достигается подбором оптимальных параметров виброизолятора и выбором подходящей марки резины.

3. Система виброизоляции с применением металлорезиновых виброизоляторов ВРМ-903М является эффективной, долговечной и надежной.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: 1959. – 440 с.

2. Дырда В.И., Чижик Е.Ф. Резиновые детали в машиностроении. – Днепропетровск: Полиграфист, 2000. – 586 с.
3. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. – М.: 1958. – 562 с.
4. Василенко Н.В. Влияние формы петли гистерезиса на характеристики колебательного движения // Вопросы рассеяния энергии при колебаниях упругих систем. – К.: 1962. – С. 36-38.
5. Сорокин Е.С. Обзор работ ЦНИИСК АСН СССР по изучению внутреннего трения в материалах и конструкциях // Вопросы рассеяния энергии при колебаниях упругих систем. – К.: 1962. – С. 19-27.
6. Шолин М.К., Дырда В.И. Выбор параметров и расчет системы виброизоляции тяжелых горно-обогатительных машин // Геотехническая механика. – 2002. – Вып. 39. – С. 106-119.
7. Шолин М.К. Прогнозирование долговечности металлорезиновых цилиндрических виброизоляторов // Геотехническая механика. – 2002. – Вып. 39. – С. 34-57.
8. Заключение о техническом состоянии строительных конструкций, рекомендации и технические решения по усилению поврежденных конструкций, паспорт технического состояния корпуса обжига и окомкования ЦПО-2 ОАО «Сев.ГОК», г. Кривой Рог: Отчет о НИР (заключительный) / КП «Харьковский Промстройпроект». – Харьков. – 2000. – Том 2 (договор № 2911 от 15.12.1999 г.).
9. ГОСТ 9.713-86. Резины. Метод прогнозирования изменения свойств при термическом старении; Введен 01.01.88. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 8 с.
10. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования; Введен 01.01.92. – М.: Госстандарт, 1990. – 46 с.

УДК 622.73:621.926.002.75

Дырда В.И., Твердохлеб Т.Е.,
Шолин М.К.

ОСОБЕННОСТИ КВАЗИСТАТИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ МЕТАЛЛОРЕЗИНОВЫХ СИСТЕМ

Розглядаються особливості розрахунку металевогумових систем при їх квазістатичному навантаженні.

FEATURES OF QUASISTATIC CALCULATIONS OF METAL- RUBBER SYSTEMS

The features of calculation of metal-rubber systems are considered at their quasistatic stressing.

1 ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ В ОБЩЕМ ВИДЕ И ЕЕ СВЯЗЬ С ВАЖНЫМИ НАУЧНЫМИ ЗАДАЧАМИ

В последние годы благодаря новым технологиям присоединения резины к металлу (в основном благодаря новым решениям в области очистки металла и клеям «Хемосил») прочность связи резина-металл существенно повысилась. Это важное обстоятельство обусловило более широкое применение металлорезиновых систем в общем машиностроении в качестве силовых элементов: упругие связи в вибрационных машинах, демпферы и виброизоляторы, компенсаторы переко-