

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ РУКОЯТОК РУЧНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МОЛОТКОВ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В. Ф. ГОРБУНОВ, А. В. ТРИХАНОВ

(Представлена кафедрой горных машин и рудничного транспорта)

Органическим недостатком пневматических молотков является наличие вибрации их корпуса под воздействием переменного давления воздуха в полостях цилиндра молотка и ударных процессов передачи энергии инструменту. В результате длительной работы пневматическими молотками, обладающими значительной вибрацией, в организме рабочих возникают патологические изменения, приводящие в ряде случаев к инвалидности [3].

Теория виброизоляции применительно к ручным машинам ударного действия разработана пока недостаточно полно ввиду сложности аналитического решения уравнений, описывающих поведение подобных систем [1, 2, 10].

Большими возможностями в решении теоретических и проектных задач виброизоляции обладают электронные вычислительные машины непрерывного действия — математические модели [6, 7]. Модель пневматического молотка с виброизоляционным устройством в виде пружины представляет механическую колебательную систему с четырьмя степенями свободы. Поведение механической модели (рис. 1) описывается системой из четырех нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка.

$$m_n \frac{d^2 x_n}{dt^2} = -\eta S_6 p_n - r_n \frac{dx_n}{dt} + \xi_k C_k (x_k - x_n) - \xi_m C_m x_n, \quad (1)$$

$$m_6 \frac{d^2 x_6}{dt^2} = -S_6 p_3 + S_6 p_n - r_6 \frac{dx_6}{dt} - \xi_{6,k} C_{6,k} (x_6 - x_k), \quad (2)$$

$$m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} = +S_6 p_3 - S_6 p_n r_k \frac{dx_k}{dt} - \xi_k C_k (x_k - x_n) + \xi_{6,k} C_{6,k} (x_6 - x_k) + \\ + C_p (x_p - x_k) - Q, \quad (3)$$

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} = -r_p \frac{dx_p}{dt} - C_p (x_p - x_k), \quad (4)$$

где $m \frac{d^2 x}{dt^2}$ — силы инерции;

Sp — возмущающие силы (давление воздуха);

Cx — упругие силы пружин, моделирующих упругость материала соударяющихся деталей;

ξ — коэффициенты, обуславливающие возникновение упругих сил пружин. Например,

$$\xi_k = \begin{cases} 0, & x_k \leq x_k, \\ 1, & x_k > x_k. \end{cases}$$

Основные обозначения, принятые при описании системы, приведены на рис. 1.

Математическое моделирование предусматривает приведение уравнений к машинному виду путем замены физических переменных напряжениями с введением соответствующих масштабных коэффициентов. В качестве объекта для расчета реальных исходных данных нами принят ручной пневматический молоток КЕ-22, серийно изготавливаемый

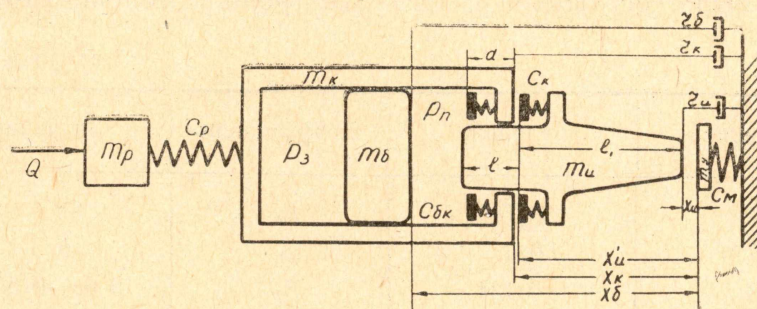


Рис. 1. Расчетная схема пневматического молотка с упругой рукояткой

Томским электромеханическим заводом. Масштабные коэффициенты и коэффициенты уравнений (5—8) приведены в табл. 1, 2.

Таблица 1

Наименование	Математич. выражение	Размерность	Величины
Масштаб перемещения бойка . .	a_b	м/в	$1,61 \cdot 10^{-3}$
Масштаб перемещения корпуса и инструмента	a_k и a_n	м/в	$2,15 \cdot 10^{-4}$
Масштаб перемещения рукоятки	a_p	м/в	$1,08 \cdot 10^{-3}$
Масштаб времени	a_t	сек/в	$4,34 \cdot 10^{-3}$
Масштаб осевого усилия	a_q	кг/в	1
Масштаб возмущающей силы . .	a_f	кг/в	1
Масса корпуса молотка	m_k	$\frac{\text{кг/сек}^2}{\text{м}}$	0,6—0,9
Масса бойка	m_b	$\frac{\text{кг/сек}^2}{\text{м}}$	0,056
Масса инструмента	m_i	$\frac{\text{кг/сек}^2}{\text{м}}$	0,094
Масса рукоятки	m_p	$\frac{\text{кг/сек}^2}{\text{м}}$	0,15—0,40

Приведя уравнения к машинному виду, получим:

$$\frac{d^2 U_n}{d\tau^2} = -B_1 U_{1,2} - B_1 \frac{dU_n}{d\tau} + \xi_k D_1 (U_k - U_n) - \xi_m \Gamma_1 U_n, \quad (5)$$

$$\frac{d^2 U_6}{d\tau^2} = -A_2 U_{3,4} + B_2 U_{1,2} - B_2 \frac{dU_6}{d\tau} - \xi_{6,к} \Gamma_2 (AU_6 - U_к), \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 U_к}{d\tau^2} = & A_3 U_{3,4} - B_3 U_{1,2} - B_3 \frac{dU_к}{d\tau} - \xi_к D_3 (U_к - U_{и}) + \\ & + \xi_{6,к} \Gamma_3 (AU_6 - U_к) + Ж_3 (BU_p - U_к) - T_3 U_q, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\frac{d^2 U_p}{d\tau^2} = -B_4 \frac{dU_p}{d\tau} - Ж_4 (BU_p - U_к). \quad (8)$$

В соответствии с описанием математическая модель пневматического молотка была составлена на базе электронной моделирующей уста-

Таблица 2

Коэффициент	Значение	Коэффициент	Значение
A	0,745	Γ_2	61
B	0,5	E_2	0
B	0,134	F_2	0,05—0,35
B_1	0,771	A_3	0,081
B_1	0,83	B_3	0,088
Γ_1	59,5	Γ_3	6,25
D_1	59,5	D_3	6,25
E_1	0	E_3	0,19
F_1	0,227—0,876	F_3	0
A_2	0,173	T_3	0,097
B_2	0,173	$Ж_3$	0,005—0,053
B_2	1,3	B_4	0,087—0,131
		$Ж_4$	0,005—0,032

новки ИПТ-5. Структурная схема модели (рис. 2) состоит из четырех взаимосвязанных цепей решающих блоков, соответствующих уравнениям (5—8). Так, например, решение уравнения (5) производится набором блоков 1—7, основными из которых являются интеграторы 2 и 3, блок 5 сравнивает координаты корпуса и инструмента, блок 4 моделирует ограничитель инструмента со стороны обрабатываемого материала — C_m , блок 6 задает скорость инструмента после его соударения с бойком.

Задание результирующей силы от давления воздуха на корпус молотка, боек и инструмент ($p_з$, $p_п$) производилось с помощью блоков нелинейностей БН-1, 2, 3, 4 на основании результатов индирования различных конструкций пневматических молотков в лаборатории горных машин Томского политехнического института [4]. Реализация ударных процессов осуществлялась специально разработанными для этой цели электронно-релейными блоками [7]. Модель работала в замедленном темпе в 230 раз (с масштабом времени $4,34 \cdot 10^{-3}$). Таким образом, представлялась возможность визуально по экрану осциллографа анализировать каждый цикл колебания корпуса, рукоятки, инструмента и фотографировать наиболее характерные режимы.

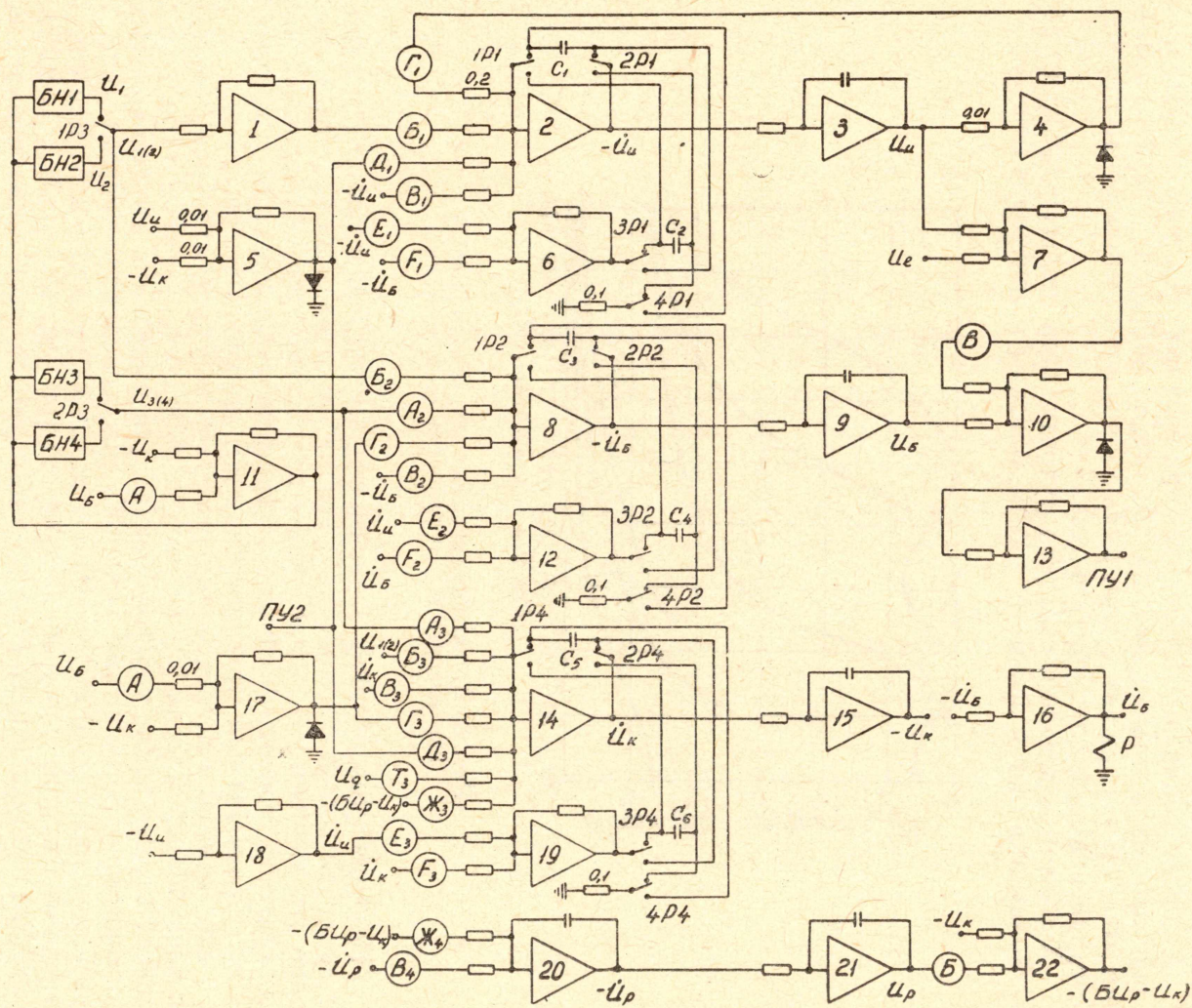


Рис. 2. Структурная схема модели

Амплитуда колебания рукоятки A_p снижается с увеличением усилия нажатия (рис. 3). При весе рукоятки 2 кг и жесткости пружины 400 кг/м амплитуда рукоятки в 5—10 раз меньше амплитуды корпуса. Причем интересно отметить, что с увеличением давления воздуха, подаваемого в молоток, эффект виброизоляции повышается. Так, при сохранении предельно основного режима работы молотка [11] и повышении давления воздуха с 5 до 6 ати амплитуда вибрации корпуса практически не возрастает, а амплитуда рукоятки уменьшается с 0,43 до 0,32 мм (усилия нажатия соответственно 25 и 30 кг).

Если же сравнение проводить при равных усилиях нажатия, то с повышением давления воздуха амплитуда вибрации рукоятки возрастает (рис. 3) и снижается кратность уменьшения амплитуды рукоятки по сравнению с амплитудой корпуса.

Характер изменения скорости рукоятки при любых режимах работы молотка остается весьма плавным, близким к синусоидальному.

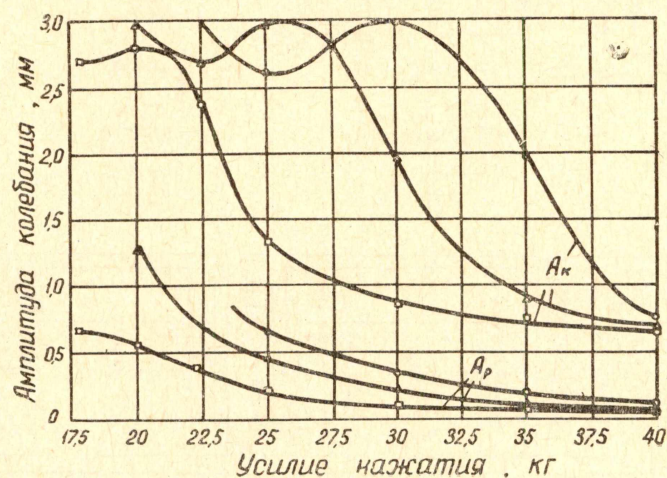


Рис. 3. Амплитудно-силовые зависимости вибрации корпуса A_k и рукоятки A_p молотка

Подводя итог анализу зависимости амплитуды вибрации рукоятки от давления воздуха в молотке и усилия нажатия, отметим, что качественно эта зависимость аналогична с подобными характеристиками первых опытных моделей молотков с упругими рукоятками [5], а количественные величины для молотков типа КЕ получены впервые.

Как показали исследования двухмассовой колебательной системы на электронной модели [6], амплитуда вибрации рукоятки очень сильно зависит от жесткости упругого звена. Для выявления этой зависимости применительно к молоткам типа КЕ, мы исследовали систему (рис. 1) при изменении C_p от 200 до 1600 кг/м и весе рукоятки 2 кг. Вес корпуса молотка принят для данной серии опытов неизменным $G_k = 8,75$ кг. Давление воздуха (диаграмма результирующих сил) также принята неизменной, соответствующей $p = 5$ ати.

Общий характер изменения амплитуды колебания рукоятки в зависимости от коэффициента жесткости пружины был показан нами в предыдущих работах по моделированию [6]. Качественно эта зависимость предсказывается и другими исследованиями по виброгашению [1, 2, 9, 10].

Данные настоящих исследований характеризуют количественные взаимосвязи этих показателей для молотков типа КЕ. Некоторое увеличение амплитуды колебания рукоятки при переходе из плавающего ре-

жима в предельно основной (рис. 4), очевидно, закономерно вследствие подобного изменения и амплитуды колебания корпуса. Для рукоятки весом 2 кг и работы молотка в предельно основном режиме амплитуда вибрации рукоятки увеличивается с повышением коэффициента жесткости пружины от 0,2 мм (при $C_p = 200 \text{ кг/м}$) до 1,6 мм (при $C_p = 1600 \text{ кг/м}$). При других режимах работы молотка эта пропорциональность не соблюдается. С увеличением жесткости пружины амплитуда рукоятки в зоне больших усилий нажатия возрастает в меньшей степени, так как в этих условиях корпус колеблется относительно малое время и его воздействие на рукоятку через пружину приближается к ударному. Очевидно, при передаче ударного импульса жесткость пружины оказывает меньшее влияние на эффект виброизоляции, чем при более плавном, гармоническом колебании корпуса молотка.

В зоне малых усилий нажатия амплитуда колебания рукоятки сравнительно большая ввиду увеличенной вибрации корпуса, а также наличия циклов со значительно различными амплитудами. Это приводит к изменению не только собственно амплитуды вибрации рукоятки, но одновременно и к изменению положения ее динамического равновесия.

Качественно зависимость амплитуды колебания рукоятки от ее веса выражается формулировкой, встречающейся во многих литературных источниках: «С увеличением веса упругой рукоятки эффект виброизоляции улучшается». Справедливость этого очевидна. Количественное же выражение этой зависимости для ручных пневматических молотков, по нашим сведениям, получено впервые.

Как следует из данных моделирования, изменение веса рукоятки существенно сказывается на амплитуде ее колебания и практически не влияет на амплитуду вибрации корпуса молотка. С повышением веса рукоятки пропорционально снижается ее амплитуда.

Основные закономерности виброгашения применительно к пневматическим молоткам необходимо рассматривать во взаимосвязи с величиной основной колеблющейся массы — корпуса молотка. Естественно, что чем больше масса корпуса, тем меньше должна быть амплитуда его колебания и, следовательно, соответственно снизится амплитуда вибрации рукоятки. В наших опытах уменьшение массы корпуса с 0,9 до 0,6 $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$ приводило к увеличению амплитуды его колебания с 2,7—2,8 до 3,2 мм (при $p = 5 \text{ атм}$ и усилия нажатия, обеспечивающем предельно основной режим работы).

Количественные данные по зависимости амплитуд колебания рукоятки и корпуса при изменении их масс приведены на рис. 5.

Исследование колебательных систем, аналогичных молоткам с упругими рукоятками, принято проводить с использованием безразмерных зависимостей. В частности, эффект виброгашения, определяемый отно-

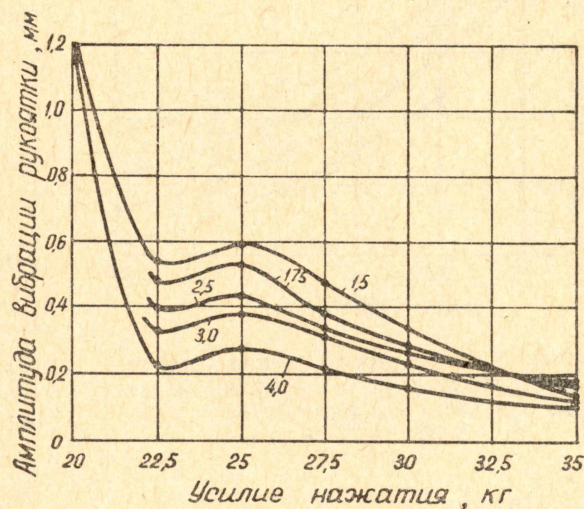


Рис. 4. Зависимость амплитуды вибрации рукоятки от ее веса и усилия нажатия

шением амплитуд рукоятки и корпуса (или наоборот), неизменно связывается с относительной частотой колебаний

$$\beta = \frac{\omega}{\omega_0},$$

где ω — частота действия возмущающей силы (давления воздуха),

ω_0 — собственная (парциальная) частота свободных колебаний рукоятки на пружине C_p .

Выражения для частот общеизвестны:

$$\omega = 2\pi n, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{C_p}{m_p}},$$

где n — частота ударов молотка в секунду.

Зависимость относительной амплитуды колебания рукоятки от соотношения частот вынужденных и собственных колебаний, построенная по данным моделирования системы (рис. 1), приведена на рис. 6.

Аналогичная графическая зависимость получена Ю. П. Цивинским [2] при исследовании механической двухмассовой колебательной системы с ограничителем.

Несмотря на различный подход к решению задачи и разные исходные параметры системы, кривые в безразмерных координатах совпадают. Кстати отметим, что указанная зависимость, построенная Ю. П. Цивинским [2] по данным наших ранних исследований [6], также лежит в области реальных амплитудно-частотных характери-

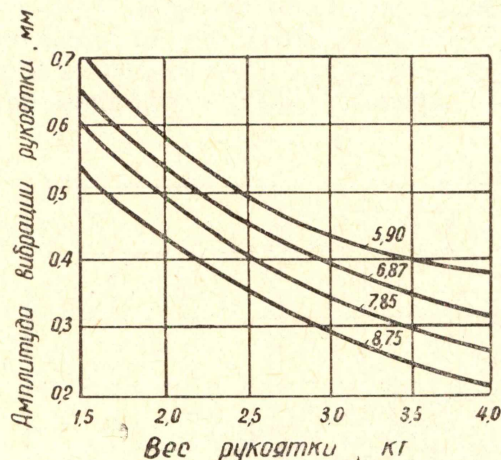


Рис. 5. Зависимость амплитуды вибрации рукоятки от величины ее веса при весе корпуса молотка 5,9; 6,87; 7,85 и 8,75 кг

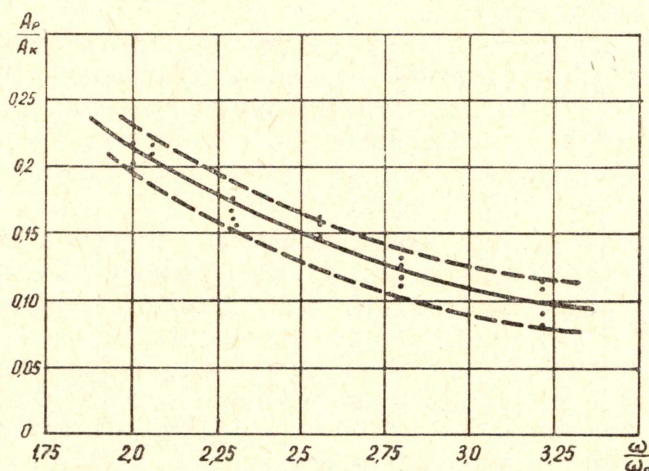


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика модели молотка с упругой рукояткой: $\frac{A_p}{A_k}$ — отношение амплитуд вибраций рукоятки и корпуса; $\frac{\omega}{\omega_0}$ — безразмерная частота

динах совпадают. Кстати отметим, что указанная зависимость, построенная Ю. П. Цивинским [2] по данным наших ранних исследований [6], также лежит в области реальных амплитудно-частотных характери-

стик двухмассовых систем. Все это доказывает объективность полученных данных и важность их с точки зрения использования для разработки и совершенствования методов расчета и проектирования молотков с упругими рукоятками.

Аналитическое выражение эффекта виброгашения через отношение частот, выведенное в работе [2], отражает поведение системы в широком диапазоне частот возмущающей силы при наличии трения

$$\frac{A_p}{A_k} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{\gamma\omega^2}{C_p^2}}}, \quad (9)$$

где γ — коэффициент, учитывающий трение.

Ограничив изменение частот ω и ω_0 реальными пределами параметров пневматических молотков при $p = 5$ ати, формулу (9) можно упростить и с учетом результатов моделирования записать так:

$$\frac{A_p}{A_k} = \frac{0,035 \cdot \omega_0}{\omega} = \frac{0,056 \cdot \sqrt{C_p}}{n \sqrt{m_p}}. \quad (10)$$

Эмпирический коэффициент формулы (10) получен при обработке данных моделирования системы по рис. 1.

Определение амплитуды вибрации рукоятки также можно производить аналитически, пользуясь результатами обработки графиков (рис. 5, 6).

$$A_p = \kappa_1 \sqrt{\frac{C_p}{m_k m_p}} = \kappa_1 \omega \sqrt{\frac{1}{m_k}}, \quad \text{мм}, \quad (11)$$

где κ_1 — эмпирический коэффициент.

Для молотков типа КЕ с упругими рукоятками при работе в предельно основном режиме и давлении воздуха 5 ати $\kappa_1 = 8,5 \cdot 10^{-3}$.

Приведенные формулы (10), (11) рекомендуются для приближенного определения эффекта виброгашения за счет применения упругих рукояток к молоткам типа КЕ и МР. Они не претендуют на исчерпывающее освещение вопроса виброизоляции всех пневматических молотков и будут, очевидно, уточнены после исследования ряда опытных конструкций молотков с виброизоляционными устройствами. Заметим кстати, что в современной литературе признается, что ...«Методы и техника регулирования колебаний и их гашения в одинаковой степени являются объектами как искусства, так и науки» [9]. В связи с этим успех работы зависит не только от правильно выбранного метода виброгашения и объективного расчета виброгасящих устройств, но и во многом определяется конструктивными решениями и точностью их исполнения.

Данные моделирования динамики работы пневматического молотка КЕ-22 с упругой рукояткой показывают, что ограничение вредного влияния вибрации пневматических молотков на рабочего весьма эффективно может быть осуществлено введением в конструкцию молотков упругого звена (пружины). В этом случае амплитуда вибрации рукоятки снижается в 5—10 раз против амплитуды корпуса, что гарантирует безопасность работы молотками с санитарно-гигиенической точки зрения.

Полученные в данном исследовании количественные зависимости вибрации рукоятки от параметров молотков и жесткости упругого звена могут быть использованы при проектировании опытных конструкций молотков. Ожидаемый эффект виброгашения может быть определен по

приведенным в данной работе аналитическим и графическим зависимостям.

ЛИТЕРАТУРА

1. П. М. Алабужев, В. И. Копытов. К вопросу о возможности применения динамического поглотителя колебаний к машинам ударного действия. Известия ТПИ, т. 108, Metallurgizdat, 1959.
 2. П. М. Алабужев, Ю. П. Цивинский. Амплитудно-частотная характеристика колебаний двухмассовой системы с ударом об ограничитель одной из масс. Механизмы и машины ударного, вращательного и вращательно-ударного действия. Межвузовский сборник трудов № 1, Новосибирск, 1963.
 3. Е. Ц. Андреева-Галанина, В. Г. Артамонова, Э. А. Дрогичина. Вибрационная болезнь. Медгиз, 1961.
 4. О. Д. Алимов, И. Г. Басов, В. Ф. Горбунов, Д. Н. Маликов. Бурильные машины. Госгортехиздат, 1960.
 5. В. Ф. Горбунов, В. И. Копытов, И. Ф. Высоцкий. Некоторые результаты исследования опытного образца отбойного молотка с упругой рукояткой. Известия вузов, Машиностроение, № 10, 1963.
 6. В. Ф. Горбунов, В. М. Разин, А. В. Триханов. Некоторые результаты моделирования колебаний пневматических молотков с виброизоляционными устройствами. Труды конференций «Математические методы в горном деле». Изд. СО АН СССР, 1963.
 7. В. Ф. Горбунов, В. М. Разин, А. В. Триханов. Электронная модель упругого удара. Издание ГОСИНТИ, сб. 1964.
 8. В. Ф. Горбунов, В. И. Копытов, М. П. Шумский. Методика расчета виброизоляционного звена пневматических молотков с упругими рукоятками. Известия ТПИ, т. 123, Изд. ТГУ, 1963.
 9. Кин Н. Тонг. Теория механических колебаний. Машгиз, 1963.
 10. А. Е. Кобринский. К теории ударного виброгашения. Известия АН СССР, № 5, 1957.
 11. А. М. Петреев. К теории рабочего цикла пневматических машин ударного действия. Труды конференции «Математические методы в горном деле». Изд. СО АН СССР, 1963.
-