

**Корнеев С. В.**  
*д.т.н., профессор,*  
**Вишневский Д. А.**  
*д.т.н., доцент,*  
**Мулов Д. В.**

*старший преподаватель*

*Донбасский государственный технический институт, г. Алчевск, ЛНР*

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКОВ С КОЛЬЦЕВЫМИ КАНАТНЫМИ ВИБРОИЗОЛЯТОРАМИ

В работе [1] установлено, что пневматический молоток с обособленным стволом при удачном сочетании параметров системы является работоспособной машиной. Значительного снижения вибраций рукоятки можно достичь благодаря применению кольцевых канатных виброизоляторов (ККВ), встроенных между инструментом и корпусом, а также между корпусом и рукояткой. Но остается открытым вопрос выбора рациональных значений коэффициентов жесткости ККВ и амортизирующей пружины, установленной в рукоятке, обеспечивающих уровень вибраций в пределах санитарных норм.

На основе математической модели системы «стандартный испытательный стенд — пневматический отбойный молоток» [1] определены рациональные значения коэффициентов жесткости амортизирующей пружины ( $c_{п}$ ) и установленных в трактах передачи силовых воздействий на рукоятку кольцевых канатных виброизоляторов (сккв) пневматического молотка с обособленным стволом, обеспечивающих наименьшие значения вибрационных характеристик.

При моделировании принимаются следующие исходные данные, отвечающие экспериментальному молотку [2]. Геометрические параметры: длина участка ствола, на котором при перемещении ударника над отверстиями, соответственно 1-го и 2-го ярусов, осуществляется выхлоп воздуха:  $\Delta l_1 = 2,6 \cdot 10^{-2}$  м;  $\Delta l_2 = 8 \cdot 10^{-3}$  м;  $l_c = 0,270$  м;  $l_{в1} = 0,146$  м;  $l_{в2} = 0,220$  м;  $l_y = 8 \cdot 10^{-2}$  м;  $l_k = 0,043$  м;  $l_x = 7 \cdot 10^{-2}$  м;  $l_{ст} = 6,3 \cdot 10^{-2}$  м; свободный ход инструмента в стволе  $l_{сх} = 2 \cdot 10^{-2}$  м; осадка пружины, имитирующей связь массы  $m_2$  с рукояткой  $l_{р.р} = 5 \cdot 10^{-3}$  м; ход резинового амортизатора до посадки на жестко  $l_{р.а} = 6 \cdot 10^{-3}$  м;  $l_{п} = 9 \cdot 10^{-3}$  м; ход единичного ККВ  $l_{ккв} = 6 \cdot 10^{-3}$  м;  $d_c = d_y = 3,2 \cdot 10^{-2}$  м;  $d_{и} = 2,4 \cdot 10^{-2}$  м; толщина единичного ККВ  $z_{ккв} = 1,5 \cdot 10^{-2}$  м; конструктивные площади отверстий из магистрали в камеры АиБ:  $f_{АМ} = 2,69 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $f_{БМ} = 1,77 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>; конструктивные площади выхлопных отверстий из камер А и Б в атмосферу:  $f_{в1} = 5,5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $f_{в2} = 10^{-4}$  м<sup>2</sup>; объем ударника  $V_{уд} = 5,9 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>; угол отклонения продольной оси молотка от вертикали  $\beta = 0$  град.

Динамические параметры:  $m_2 = 3,6$  кг;  $m_p = 1,595$  кг;  $m_k = 4,2$  кг;  $m_c = 3,1$  кг;  $m_y = 0,404$  кг;  $m_{и} = 1,2$  кг;  $m_{ск} = 1,8$  кг;  $c_{ст} = 10^5$  Н/м;  $c_1 = 2500$  Н/м;  $c_2 = 2,7 \cdot 10^5$  Н/м;  $c_{р.а} = 5 \cdot 10^4$  Н/м;  $c_{р.а.макс} = 2 \cdot 10^5$  Н/м;  $c_y = 4 \cdot 10^6$  Н/м;  $c_{и} = 3 \cdot 10^5$  Н/м;  $c_{пп} = 2 \cdot 10^4$  Н/м;  $c_{ск} = 2 \cdot 10^6$  Н/м;  $c_{ккв} \dot{i}_{макс} = 2,5 \cdot 10^5$  Н/м;  $\mu_{ст} = 150$  Н·с/м;  $\mu_1 = 350$  Н·с/м;  $\mu_2 = 350$  Н·с/м;  $\mu_{ск} = 500$  Н·с/м;  $\mu_{ккв} \dot{i} = 290$  Н·с/м;  $F_T = 8000$  Н;  $F_6 = 100$  Н;  $F = 50$  Н.

Число ККВ в узлах:  $n_{ккв1} = n_{ккв2} = 1$ ,  $n_{ккв3} = 3$ ,  $n_{ккв4} = 2$ .

Газо-термодинамические параметры:  $p_M = 5 \cdot 10^5$  Па;  $p_{ат} = 10^5$  Па; давления, при которых клапан перебрасывается в режим холостого хода и в режим рабочего хода:  $p_{х.х} = 3 \cdot 10^5$  Па;  $p_{р.х} = 2,4 \cdot 10^5$  Па; время перебрасывания клапана  $\tau = 3 \cdot 10^{-4}$  с; коэффициенты расхода воздуха через отверстия, соединяющие камеры А и Б с магистралью:  $v_{АМ} = 0,7$ ;  $v_{БМ} = 0,7$ ; коэффициенты расхода воздуха через отверстия, соединяющие камеры А и Б с атмосферой:  $v_{Ав} = v_{Бв} = 0,4$ ;  $T_M = 303$  К;  $T_{ат} = 293$  К.

Варьируются:  $c_{ккв}$  в пределах от  $5 \cdot 10^4$  до  $2 \cdot 10^5$  Н/м,  $c_{п}$  — от  $10^4$  до  $1,6 \cdot 10^5$  Н/м,  $m_1$  — от 20 до 40 кг.

Критерием выбора рациональных значений величин  $c_{\text{ККВ}}$  и  $c_{\text{П}}$  являются показатели уровня вибраций — наименьшие достижимые значения действующих среднеквадратических значений ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки, которые определяются по формулам:

$$\bar{a}_p = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_{pi}^2 \Delta t}{T - t_{\text{П}}}}; \quad \bar{v}_p = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n v_{pi}^2 \Delta t}{T - t_{\text{П}}}},$$

где  $T$  — продолжительность измерений;  $t_{\text{П}}$  — продолжительность переходных процессов в системе при включении молотка;  $\Delta t$  — шаг квантования исследуемых величин;  $a_{pi}$ ,  $v_{pi}$  — текущие  $i$ -е значения ускорения и скорости рукоятки.

Значения действующих среднеквадратических ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки, полученные для нового молотка при значениях  $c_{\text{ККВ}}$  в пределах от  $0,5 \cdot 10^5$  до  $2 \cdot 10^5$  Н/м,  $c_{\text{ККВmax}} = 2,5 \cdot 10^5$  Н/м,  $n_{\text{ККВ1}} = n_{\text{ККВ2}} = 1$ ,  $n_{\text{ККВ3}} = 3$ ,  $n_{\text{ККВ4}} = 2$ ,  $m_1 = 20$  кг, представлены в таблице 1 и на рисунке 1, а. Значения скорости  $\bar{v}_p$  при малых и больших значениях  $c_{\text{ККВ}}$  ККВ, примерно, одинаковы. Это объясняется тем, что при малых значениях  $c_{\text{ККВ}}$  ход ККВ выбирается даже при малых нагрузках, и они переходят работать на участок механической характеристики с жесткостью  $c_{\text{ККВmax}}$ . При больших значениях  $c_{\text{ККВ}}$ , близких по своему значению к  $c_{\text{ККВmax}}$ , ККВ изначально работают таким образом. В рассматриваемом случае в совокупности наименьшие значения  $\bar{a}_p$  и  $\bar{v}_p$  достигаются в диапазоне значений  $c_{\text{ККВ}}$   $0,7 \cdot 10^5 - 1,1 \cdot 10^5$  Н/м.

Влияние  $c_{\text{П}}$  на  $\bar{a}_p$  и  $\bar{v}_p$  при достаточно благоприятном значении  $c_{\text{ККВ}}$ , равном  $10^5$ , отражено в таблице 2 и на рисунке 1, б.

Из анализа полученных данных видно, что наилучшие вибрационные характеристики достигаются при  $c_{\text{П}} = 8 \cdot 10^4$  и  $c_{\text{ККВ}} = 10^5$  Н/м.

Наибольшее снижение вибраций обеспечивается в случае применения ККВ, встроенных между инструментом и корпусом, стволом и корпусом, а также между корпусом и рукояткой, если коэффициент жесткости единичных ККВ составляет  $9 \cdot 10^4 - 1,1 \cdot 10^5$  Н/м. В некоторых случаях целесообразно применять пакеты из последовательно расположенных ККВ. Методом проб установлено, что пакет ККВ между корпусом и рукояткой должен содержать три единичных ККВ, а пакет между рукояткой и головкой стягивающего болта — два ККВ. Большее число ККВ в этих пакетах может привести к исчерпанию при их деформации зазора между рукоятью и стволом. Корпус и рукоятка стягиваются двумя болтами с усилием, примерно, 75 Н, приходящимся на один болт.

Таблица 1 — Зависимости ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки, от жесткости ККВ  $c_{\text{ККВ}}$

$c_{\text{ККВ}}$ , Н/м	$0,5 \cdot 10^5$	$0,75 \cdot 10^5$	$1,0 \cdot 10^5$	$1,25 \cdot 10^5$	$1,5 \cdot 10^5$	$1,75 \cdot 10^5$	$2,0 \cdot 10^5$
$\bar{a}_p$ , м/с <sup>2</sup>	16,15	15,16	16,91	20,6	25,57	30,2	34,56
$\bar{v}_p$ , м/с	0,1	0,079	0,07	0,071	0,076	0,084	0,094

Таблица 2 — Зависимости ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки, от жесткости  $c_{\text{П}}$  пружины

$c_{\text{П}}$ , Н/м	$10^4$	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$7 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^5$	$1,6 \cdot 10^5$
$\bar{a}_p$ , м/с <sup>2</sup>	55,2	52,1	25,2	14,8	14,75	25,35	27,88
$\bar{v}_p$ , м/с	0,174	0,171	0,125	0,066	0,06	0,067	0,079

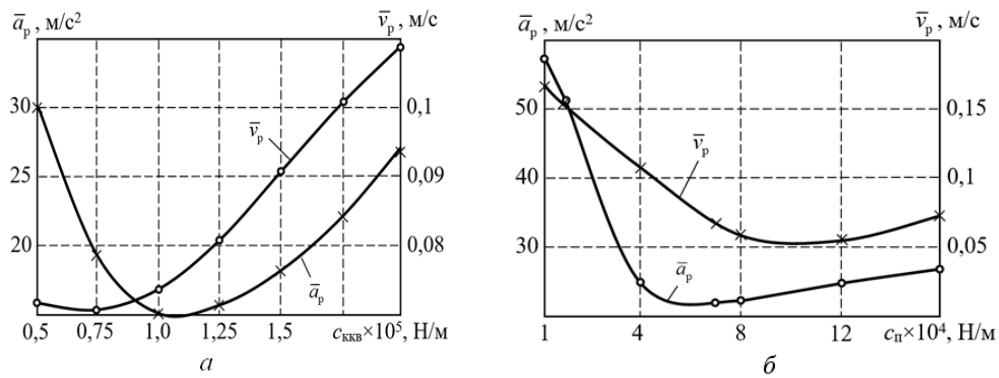


Рисунок 1 — Зависимости ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки, от жесткости ККВ  $c_{\text{ККВ}}$  (а) и жесткости амортизирующей пружины  $c_n$  (б)

Задачей последующих исследований является анализ динамических процессов в пневматическом отбойном молотке с обособленным стволом с полученными параметрами коэффициентов жесткости ККВ и амортизирующей пружины.

### Список литературы

1. Вишневский, Д. А. Математическая модель пневматического отбойного молотка с обособленным стволом / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов // *Фундаментальные основы механики*. — СПб. : НИЦ МС, 2022. — № 9. — С. 30–39.
2. Мулов, Д. В. Экспериментальные исследования вибрационных параметров ручной ударной машины с виброзащитной системой / Д. В. Мулов // *Гірничий вісник : науково-технічний збірник*. — Кривий Ріг : КНУ, 2012. — Вип. 95 (1). — С. 124–128.