

ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ ОБЪЕКТА РАЗРУШЕНИЯ НА ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКОВ

Вишневский Д.А., Корнеев С.В., Мулов Д.В.

Донбасский государственный технический институт, Луганская Народная Республика, Алчевск

Ключевые слова: отбойный пневматический молоток, обособленный ствол, амортизирующая пружина, кольцевые канатные виброизоляторы, объект разрушения, коэффициент жесткости, испытательный стенд, математическое моделирование, виброускорение, виброскорость.

Аннотация. На сегодняшний день поиск новых динамических схем и конструктивных решений, направленных на снижение виброактивности пневматических отбойных молотков, является актуальной задачей. В статье приведены математическая модель и результаты математического моделирования рабочего процесса пневматического отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами, установленного на испытательном стенде, имитирующем условия эксплуатации, приближенные к реальным. Установлено существенное влияние конструкции стенда на процессы, протекающие в системе, а также получены зависимости влияния коэффициента жесткости объекта разрушения на уровень вибраций рукоятки. Произведено сопоставление вибрационных характеристик отбойного молотка с обособленным стволом и серийного отбойного молотка МО-2Б. Подтверждены выводы о преимуществах молотка с обособленным стволом, полученные ранее в результате моделирования аналогичной системы на базе стандартного испытательного стенда.

THE IMPACT OF THE DESTRUCTION OBJECT STIFFNESS ON THE VIBRATION CHARACTERISTICS OF PNEUMATIC JACKHAMMERS

Vishnevsky D.A., Korneev S.V., Mulov D.V.

Donbass State Technical Institute, Lugansk People's Republic, Alchevsk

Keywords: pneumatic jackhammer, detached shaft, shock-absorbing spring, circular cable vibration isolators, destruction object, stiffness coefficient, test bench, mathematical model, vibration acceleration, vibration velocity.

Abstract. Today, the search for new dynamic schemes and design solutions aiming to reduce the vibration activity of pneumatic jackhammers is a topical issue. The paper presents a mathematical model and the results of mathematical modeling of a pneumatic jackhammer with a detached shaft operation and circular cable vibration isolators installed on a test bench simulating operation under realistic conditions. The significant influence of the stand design on the processes occurring in the system has been established, and the dependences of the effect of the stiffness coefficient of the destruction object on the handle vibration level have been obtained. A comparison of the vibration characteristics of detached shaft jackhammers with serial MO-2B jackhammers has been made. The conclusions about the advantages of the detached shaft hammer, obtained earlier as a result of modeling a similar system based on a standard test bench, have been confirmed.

Введение. Пневматические отбойные молотки широко применяются для механизации ручного труда в различных отраслях промышленности.

Взаимодействие вставного инструмента молотков с объектами обработки имеет ярко выраженный динамический характер и сопровождается вибрациями, которые воспринимаются руками и приводят к вибрационной болезни и даже инвалидности операторов [1, 2].

В настоящее время достигнуты значительные успехи в улучшении условий труда рабочих, работающих с ручными ударными инструментами. Вместе с тем, выпускаемые заводами современные пневматические отбойные молотки все еще не удовлетворяют в полной мере государственным санитарным нормам по вибрации [3, 4], вследствие чего накладываются ограничения на продолжительность работы операторов и снижается производительность труда [5-7].

Таким образом, поиск новых динамических схем и конструктивных решений, направленных на снижение виброактивности пневматических отбойных молотков, является актуальной задачей.

Материалы и методы исследований. В работе [8] предложена новая конструкция пневматического отбойного молотка с обособленным стволом (ОС) и кольцевыми канатными виброизоляторами (ККВ), в котором достигается снижение уровня вибрации, воспринимаемой руками оператора от действия колеблющейся рукоятки, а также увеличивается степень прижатия рабочего инструмента к обрабатываемой поверхности. В работе [9] представлены результаты статических и динамических испытаний ККВ и экспериментальные зависимости упруго-демпфирующих характеристик ККВ. В работе [10] приведены математическая модель стандартного испытательного стенда с установленным на нем пневматическим отбойным молотком с новой системой виброзащиты на основе ККВ и результаты моделирования, которые сравниваются с аналогичными результатами, полученными для серийно выпускаемого молотка МО-2Б. Для молотка МО-2Б получены действующие (среднеквадратические) значения ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p рукоятки, соответственно, $18,6 \text{ м/с}^2$ и $0,125 \text{ м/с}$, которые значительно превышают соответствующие санитарные нормы показателей локальной вибрационной нагрузки для длительности смены 8 ч: $a=2,0 \text{ м/с}^2$ и $v=0,02 \text{ м/с}$, приведенные в стандарте [3], и даже допустимые максимальные значения, приведенные для установленных на стандартном испытательном стенде отбойных молотков в стандарте [4]: $a=8,0 \text{ м/с}^2$ и $v=0,08 \text{ м/с}$. Для молотка с ОС и ККВ получено: $\bar{a}_p=14,75 \text{ м/с}^2$ и $\bar{v}_p=0,06 \text{ м/с}$. Таким образом, в молотках новой конструкции достижимо, по сравнению с молотком МО-2Б, снижение действующих (среднеквадратических) значений виброускорений в 1,26 и виброскорости в 2,06 раз, что доказывает их преимущество в части вибраций.

Вместе с тем, следует отметить некоторые особенности моделируемого стандартного испытательного стенда такие как: замена реального объекта обработки скалкой, зажатой в гидравлических тисках, исключительно вертикальное расположение молотка и возможность беспрепятственного перемещения вверх массы, имитирующей руку оператора, а следовательно, и молотка. Указанные обстоятельства придают испытаниям, а затем и результатам математического моделирования несколько условный характер и не отражают в полной мере реальные условия эксплуатации молотков.

Для лучшего приближения работы молотков к реальным условиям эксплуатации на кафедре горной энергомеханики и оборудования ДонГТИ разработан и создан испытательный стенд (в дальнейшем – стенд ДонГТИ), в котором устранены отмеченные выше ограничения стандартного стенда.

Принятая ориентация молотка в пространстве, создание постоянно действующего статического напорного усилия, применение в качестве разрушаемого объекта образцов горных пород обеспечивают условия работы молотка, приближенные к производственным.

Вместе с тем, экспериментальные исследования молотков на стенде имеют ограниченный точечный характер, проведение их для всего диапазона условий эксплуатации сопряжено со значительными материальными и трудовыми затратами. Поэтому проще проводить исследования методами математического моделирования, получив экспериментальное подтверждение адекватности применяемой модели.

Результаты исследований. Целью настоящей работы является моделирование работы серийного пневматического отбойного молотка МО-2Б, а также созданного на его базе молотка с ОС и ККВ на испытательном стенде ДонГТИ, отражающем условия эксплуатации, приближенные к реальным, и установление зависимостей вибрационных характеристик молотков от коэффициента жесткости объекта разрушения для подтверждения преимуществ молотка с ОС и ККВ.

Расчетные схемы системы, в которую входит экспериментальный молоток с ОС и ККВ или молоток МО-2Б, представлены на рисунке 1.

В конструкции молотка с ОС и ККВ предусматриваются следующие узлы виброзащиты: ККВ1 – между стволом и корпусом, ККВ2 – между инструментом и корпусом, ККВ3 – между корпусом и рукояткой, ККВ4 – между рукояткой и головкой стяжного болта (число узлов ККВ4 равно числу n_b стяжных болтов). В каждый узел входят n_i единичных ККВ (i – номер узла, $i=1, 2, 3, 4$).

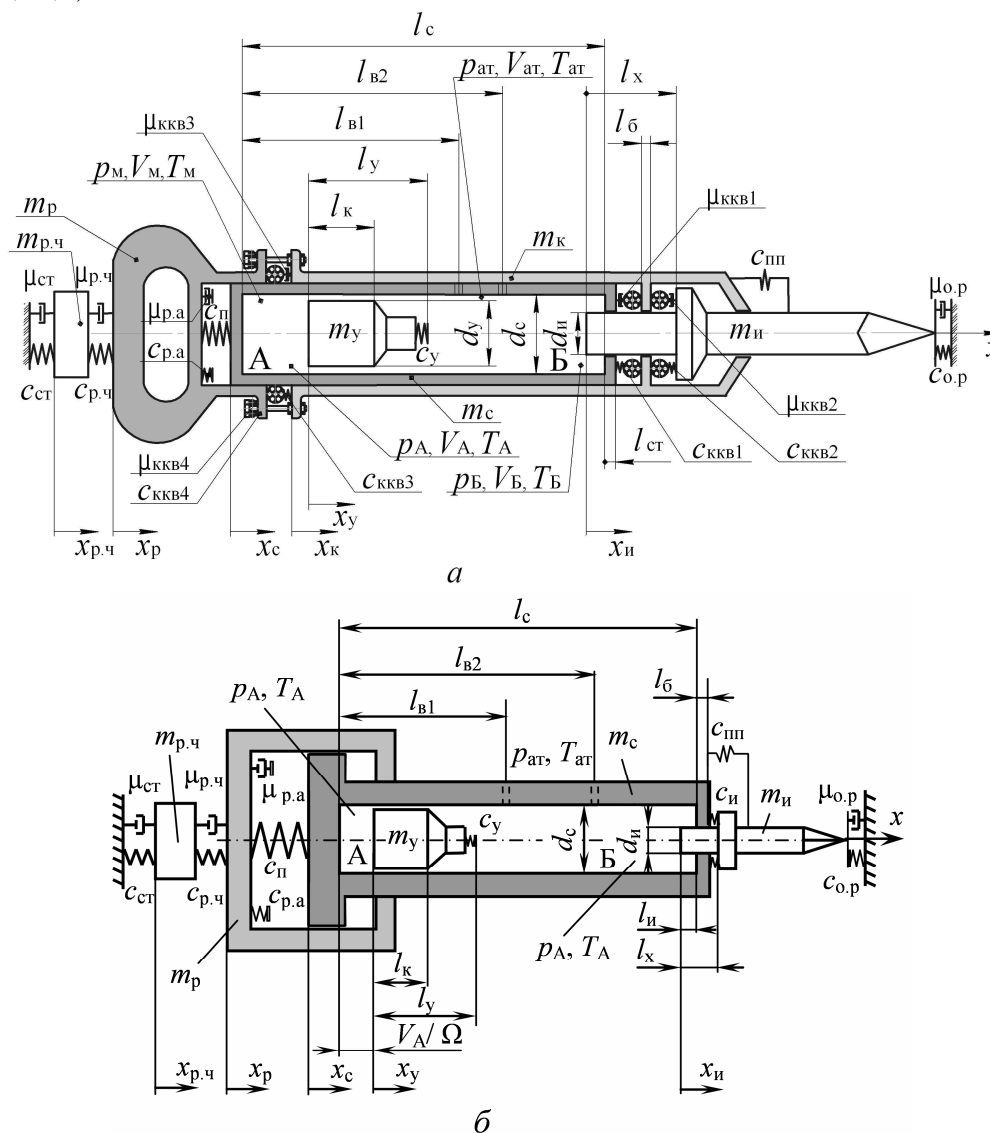


Рис. 1. Расчетная схема системы «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток»: а – молоток с ОС и ККВ, б – молоток МО-2Б

Следует обратить внимание на то, что степень обособления ствола от корпуса при передаче статического напорного усилия от рукоятки рабочему инструменту определяется соотношением коэффициентов жесткости упругих элементов и их ходом до посадки на жестко, с одной стороны, – расположенных в узлах ККВ3 и ККВ4, и, с другой стороны, – связывающих ствол с корпусом. В общем случае, при конечных значениях указанных характеристик этих упругих элементов, ствол можно считать частично обособленным. При этом в статике напорное усилие передается одновременно через ствол и через корпус. Только при несоизмеримо большей жесткости узлов с ККВ3 и ККВ4 или, вообще, их исключении ствол можно считать полностью обособленным. В этом случае статическая составляющая напорного усилия от рукоятки полностью передается через корпус.

Принимаются следующие обозначения: А – верхняя камера, Б – нижняя камера, ст – стенка, р.ч – рука человека-оператора, р – рукоятка, к – корпус, с – ствол, у – ударник, и – инструмент, о.р – объект разрушения, п – пружина амортизационная, р.а – резиновый

амортизатор, пп – пружина, удерживающая инструмент; $m_{p.ч}$, m_p , m_k , m_c , m_y , m_n , $x_{p.ч}$, x_p , x_k , x_c , x_y , x_n – массы (m) и перемещения (x) элементов системы; $c_{ст}$, $c_{p.ч}$ и $c_{p.ч. max}$, $c_{п}$, $c_{p.a}$ и $c_{p.a. max}$, c_y , c_n , $c_{пп}$, $c_{o.p.}$, $c_{ккв}$ и $c_{ккв max}$ – коэффициенты жесткости, соответственно, стенки; руки человека до и после посадки имитирующей ее пружины на жестко; амортизирующей пружины; резинового амортизатора до и после его посадки на жестко; связи, имитирующей упругие свойства ударника и инструмента; пружины, удерживающей инструмент; объекта разрушения; единичного ККВ до и после его посадки на жестко; $\mu_{ст}$, $\mu_{p.ч}$, $\mu_{p.a}$, $\mu_{o.p.}$, $\mu_{ккв}$ – коэффициенты вязкости стенки, имитатора руки человека, резинового амортизатора, объекта разрушения, единичного ККВ; $z_{ккв}$ – толщина единичного ККВ; $l_{ккв}$ – ход единичного ККВ до посадки на жестко; p_m – давление в магистрали; $p_{ат}$ – атмосферное давление; p_A – давление в камере А; p_B – давление в камере Б; V_A , V_B – объемы воздуха в верхней (А) и нижней (Б) камерах; T_A , T_B , T_m и $T_{ат}$ – абсолютная температура воздуха в камерах А, Б, в магистрали и в атмосфере; l_c – длина внутренней поверхности ствола; l_{B1} и l_{B2} – расстояния от верхнего основания ствола до первого и второго яруса выхлопных отверстий; l_y – длина ударника; l_k – длина образующей цилиндрической поверхности ударника, контактирующей со стволом; d_c – внутренний диаметр ствола; d_n – диаметр хвостовика инструмента; l_x – длина хвостовика инструмента; $l_{ст}$ – толщина днища ствола; $l_б$ – длина буксы в корпусе.

При составлении математической модели системы принимаются допущения принятые в работе [10].

Математическая модель механических, термо- и газодинамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток с ОС и ККВ» представляется следующей системой дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{cases}
 m_{p.ч} \ddot{x}_{p.ч} = F_{ст} - F_p + m_{p.ч} g \cos \beta; \\
 m_p \ddot{x}_p = F_p - F_k + F_{p.k} - R_{п} + m_p g \cos \beta; \\
 m_k \ddot{x}_k = F_k - F_{p.k} - F_n + F_c + F_{пп} + m_k g \cos \beta; \\
 m_c \ddot{x}_c = R_{п} - F_{p.A1} + P_c - F_c + m_c g \cos \beta; \\
 m_y \ddot{x}_y = F_{p.A} - F_{p.B} - F_y + m_y g \cos \beta; \\
 m_n \ddot{x}_n = F_y + P_{п} - F_{o.p.} + F_n - F_{пп} + m_n g \cos \beta; \\
 \frac{dp_A}{dt} = \frac{k}{V_A} \left[\left(RT_m G_{Am} - RT_A G_{An} - p_A \Omega \left(\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) \right) \right]; \\
 \frac{dp_B}{dt} = \frac{k}{V_B} \left[RT_m G_{Bm} - RT_B G_{Bn} + p_B \Omega \left(\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) - p_B \Omega_n \left(\frac{dx_n}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) \right]; \\
 \text{если } G_{Am} > 0, \text{ то} \\
 \frac{dT_A}{dt} = \frac{T_A}{p_A V_A} \left[\left(k - \frac{T_A}{T_m} \right) RT_m G_{Am} - (k-1) Rk_{GAn} G_{An} - (k-1) p_A \Omega \left(\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) \right]; \\
 \text{если } G_{Am} \leq 0, \text{ то} \\
 \frac{dT_A}{dt} = \frac{T_A}{p_A V_A} \left[\left(k - \frac{T_m}{T_A} \right) RT_A G_{Am} - (k-1) Rk_{GAn} G_{An} - (k-1) p_A \Omega \left(\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) \right]; \\
 \text{если } G_{Bm} > 0, \text{ то} \\
 \frac{dT_B}{dt} = \frac{T_B}{p_B V_B} \left[\left(k - \frac{T_m}{T_B} \right) RT_m G_{Bm} - (k-1) Rk_{GBn} G_{Bn} + (k-1) p_B \Omega \left(\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) - \right. \\
 \left. - p_B \Omega_n \left(\frac{dx_n}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) \right];
 \end{cases} \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{если } G_{\text{БМ}} \leq 0, \text{ то} \\ \frac{dT_{\text{Б}}}{dt} = \frac{T_{\text{Б}}}{p_{\text{Б}}V_{\text{Б}}} \left[\left(k - \frac{T_{\text{Б}}}{T_{\text{М}}} \right) RT_{\text{Б}}G_{\text{БМ}} - (k-1)Rk_{\text{ГБн}}G_{\text{Бн}} + (k-1)p_{\text{Б}}\Omega \left(\frac{dx_{\text{y}}}{dt} - \frac{dx_{\text{с}}}{dt} \right) - \right. \\ \left. - p_{\text{Б}}\Omega_{\text{и}} \left(\frac{dx_{\text{и}}}{dt} - \frac{dx_{\text{с}}}{dt} \right) \right]. \end{array} \right.$$

Здесь t – время; β – угол отклонения продольной оси молотка от вертикали; $F_{\text{ст}}$ – реакция стенки; $F_{\text{р}}$ – реакция рукоятки на воздействие оператора; $R_{\text{п}}$ – суммарная сила сжатия амортизирующей пружины и резинового амортизатора, установленных в рукоятке; g – ускорение свободного падения; $F_{\text{рА}}$ и $F_{\text{рБ}}$ – силы давления воздуха в камерах А и Б ствола на ударник; $F_{\text{рА1}}$ – сила манометрическим давления воздуха в камере А ствола, действующая на дно ствола; $P_{\text{с}}$ и $P_{\text{и}}$ – силы манометрического давления воздуха, действующие на днище ствола (с) в камере Б и на инструмент (и); F_{y} – сила соударения ударника с инструментом; $F_{\text{с}}$ – сила взаимодействия ствола с корпусом через ККВ1; $F_{\text{и}}$ – сила взаимодействия инструмента с корпусом через ККВ2; $F_{\text{к}}$ – сила взаимодействия корпуса с рукояткой через ККВ3; $F_{\text{р.к}}$ – сила взаимодействия стяжного болта с рукояткой через ККВ4; $F_{\text{пп}}$ – сила растяжения пружины, удерживающей инструмент; $F_{\text{о.р}}$ – реакция объекта разрушения на воздействие инструмента; $G_{\text{Ам}}$, $G_{\text{БМ}}$ – расход воздуха, поступающего из магистрали в камеру А и в камеру Б, соответственно; $G_{\text{Аи}}$, $G_{\text{Би}}$ – расход воздуха, истекающего в атмосферу из камер А и Б, соответственно; $k_{\text{ГАи}}$ и $k_{\text{ГБи}}$ – логические коэффициенты, принимающие значения температуры в камере или в атмосфере в зависимости от направления миграции воздуха через выхлопные отверстия,

$$k_{\text{ГАи}} = \begin{cases} T_{\text{А}}, & \text{если } G_{\text{Аи}} \geq 0; \\ T_{\text{ат}}, & \text{если } G_{\text{Аи}} < 0; \end{cases} \quad k_{\text{ГБи}} = \begin{cases} T_{\text{Б}}, & \text{если } G_{\text{Би}} \geq 0; \\ T_{\text{ат}}, & \text{если } G_{\text{Би}} < 0, \end{cases}$$

Ω – площадь поперечного сечения внутренней полости ствола; $\Omega_{\text{и}}$ – площадь торца хвостовика инструмента; k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная воздуха.

Модель станда с молотком МО-2Б также описывается системой уравнений (1), в которой исключается уравнение движения корпуса (его в этом молотке нет), а уравнения движения рукоятки и ствола представляются в виде:

$$\begin{aligned} m_{\text{р}}\ddot{x}_{\text{р}} &= F_{\text{р}} - R_{\text{п}} + m_{\text{р}}g \cos \beta; \\ m_{\text{с}}\ddot{x}_{\text{с}} &= R_{\text{п}} - F_{\text{рА1}} + P_{\text{с}} + m_{\text{с}}g \cos \beta. \end{aligned}$$

Моделирование молотков проводится при следующих параметрах станда: $m_{\text{р.ч}}=3,6$ кг; $c_{\text{р.ч}}=5 \cdot 10^4$ Н/м; $c_{\text{р.ч. max}}=10^5$ Н/м; $c_{\text{ст}}=2 \cdot 10^4$ Н/м; напорное усилие, создаваемое пневматическим податчиком, $F_{\text{под}}=280$ Н (80 Н добавляется для компенсации отсутствующей силы тяжести молотка); $\beta=90^\circ$ (горизонтальное расположение).

Параметры молотка МО-2Б такие же, как в работе [10].

Параметры экспериментального молотка с ОС и ККВ: 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; $l_{\text{с}}=0,270$ м; $l_{\text{в1}}=0,146$ м; $l_{\text{в2}}=0,220$ м; $l_{\text{y}}=8 \cdot 10^{-2}$ м; $l_{\text{к}}=4,3 \cdot 10^{-2}$ м; $l_{\text{х}}=7 \cdot 10^{-2}$ м; $l_{\text{ст}}=6,3 \cdot 10^{-2}$ м; свободный ход инструмента в стволе $l_{\text{сх}}=2 \cdot 10^{-2}$ м; осадка пружины, имитирующей связь массы $m_{\text{р.ч}}$ с рукояткой $l_{\text{р.ч}}=5 \cdot 10^{-3}$ м; ход резинового амортизатора до посадки на жестко $l_{\text{р.а}}=6 \cdot 10^{-3}$ м; $l_{\text{п}}=9 \cdot 10^{-3}$ м; $l_{\text{ккв1}}=6 \cdot 10^{-3}$ м; $d_{\text{с}}=d_{\text{y}}=3,2 \cdot 10^{-2}$ м; $d_{\text{и}}=2,4 \cdot 10^{-2}$ м; $z_{\text{ккв}}=1,5 \cdot 10^{-2}$ м; конструктивные площади отверстий из магистрали в камеры А и Б: $f_{\text{Ам}}=2,69 \cdot 10^{-4}$ м², $f_{\text{БМ}}=1,77 \cdot 10^{-4}$ м²; конструктивные площади выхлопных отверстий из камер А и Б в атмосферу: $f_{\text{в1}}=5,5 \cdot 10^{-4}$ м², $f_{\text{в2}}=10^{-4}$ м²; объем ударника $V_{\text{уд}}=5,9 \cdot 10^{-5}$ м³; $m_{\text{п}}=1,595$ кг; $m_{\text{к}}=4,2$ кг, $m_{\text{с}}=3,1$ кг, $m_{\text{y}}=0,404$ кг; $m_{\text{и}}=1,2$ кг; $c_{\text{п}}=8 \cdot 10^4$ Н/м; $c_{\text{р.а}}=5 \cdot 10^4$ Н/м; $c_{\text{р.а. max}}=2 \cdot 10^5$ Н/м; $c_{\text{y}}=4 \cdot 10^6$ Н/м; $c_{\text{пп}}=2 \cdot 10^4$ Н/м; $c_{\text{ккв}}=10^5$ Н/м; $c_{\text{ккв max}}=2,5 \cdot 10^5$ Н/м; $\mu_{\text{ст}}=150$ Н·с/м; $\mu_{\text{р.ч}}=350$ Н·с/м; $\mu_{\text{р.а}}=300$ Н·с/м; $\mu_{\text{о.р}}=150$ Н·с/м; $\mu_{\text{ккв}}=290$ Н·с/м; $F_{\text{с}}=75$ Н; $F=75$ Н; число ККВ в узлах 1-4: $n_{\text{ккв1}}=n_{\text{ккв2}}=1$, $n_{\text{ккв3}}=3$, $n_{\text{ккв4}}=2$; $p_{\text{м}}=5 \cdot 10^5$ Па; $p_{\text{ат}}=10^5$ Па; давления, при

которых клапан перебрасывается в режим холостого хода и в режим рабочего хода: $p_{x,x}=3 \cdot 10^5$ Па; $p_{p,x}=2,4 \cdot 10^5$ Па; время перебрасывания клапана $\tau=3 \cdot 10^{-4}$ с; коэффициенты расхода воздуха через отверстия, соединяющие камеры А и Б с магистралью: $\nu_{AM}=0,7$; $\nu_{BM}=0,7$; коэффициенты расхода воздуха через отверстия, соединяющие камеры А и Б с атмосферой: $\nu_{AB}=\nu_{BB}=0,4$; $T_M=303^\circ\text{K}$; $T_{ат}=293^\circ\text{K}$.

Коэффициент жесткости объекта разрушения $c_{o,p}$ варьируется в пределах от 10^5 до 10^6 Н/м.

В начальный момент времени перемещения и скорости всех масс полагаются равными нулю, $p_A=p_M$, $p_A=p_{ат}$, $T_A=T_M$, $T_B=T_{ат}$.

Компьютерная программа составлена на алгоритмическом языке Турбо Паскаль.

В результате моделирования установлены зависимости среднеквадратических значений ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p от коэффициента жесткости $c_{o,p}$ объекта разрушения (рис. 2). В случае молотка с ОС и ККВ (рис. 2, а) функция $\bar{a}_p(c_{o,p})$ резко убывает от $32,7 \text{ м/с}^2$ до минимального значения $21,55 \text{ м/с}^2$ при $c_{o,p}$, равном $5 \cdot 10^5$ Н/м, затем несколько возрастает. Функция $\bar{v}_p(c_{o,p})$, сначала также резко убывает, а затем, начиная со значения $c_{o,p}$ равного $5 \cdot 10^5$ Н/м, убывает незначительно, находясь в диапазоне значений $0,106 \dots 0,981 \text{ м/с}$.

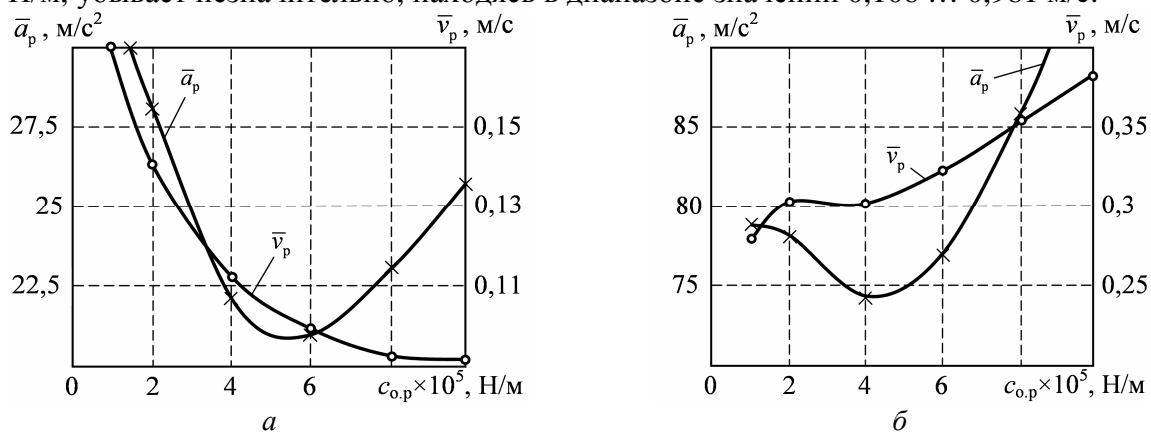


Рис. 2. Зависимости среднеквадратических значений ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p пневматических отбойных молотков от коэффициента жесткости $c_{o,p}$ объекта разрушения: а – молоток с ОС и ККВ; б – молоток МО-2Б

В случае молотка МО-2Б (рис. 2, б) характер изменения ускорения \bar{a}_p такой же, как для молотка с ОС, однако его значения в 2,4 ... 3,7 раз выше. Минимум \bar{a}_p , равный $73,87 \text{ м/с}^2$, достигается при $c_{o,p}$, равном $4 \cdot 10^5$ Н/м. Функция \bar{v}_p возрастает от 0,273 до 0,378 м/с. Для молотка МО-2Б значения \bar{v}_p выше аналогичных значений, полученных для молотка с ОС и ККВ, в 2,18 ... 3,86 раз. Указанные отношения значительно выше аналогичных отношений, полученных при моделировании молотков, установленных на стандартном стенде. Поскольку модели самих молотков в обеих моделируемых системах идентичны, то причиной несовпадения отношений являются конструктивные отличия стендов.

Диаграммы некоторых процессов в системе «испытательный стенд – молоток отбойный пневматический с ОС и ККВ», полученные при коэффициенте жесткости $c_{o,p}$, равном $5 \cdot 10^5$ Н/м, при котором достигаются наименьшие значения \bar{a}_p и выполаживается функция \bar{v}_p , представлены на рисунках 3-10. Переходный процесс, который после включения молотка длится примерно 0,1 с, из рассмотрения исключается.

В данном случае значения \bar{a}_p и \bar{v}_p , полученные для молотка с ОС и ККВ, составляют, соответственно, $21,5 \text{ м/с}^2$ и $0,106 \text{ м/с}$, что в 3,46 и в 2,94 раза меньше соответствующих значений, полученных для молотка МО-2Б.

Амплитуда колебаний ударника, определяемая, прежде всего, газотермодинамическими процессами в молотке, остается такой же, как на стандартном стенде.

Отклонения ОС при его колебаниях относительно начального положения, определяемые еще и степенью его подвижности относительно рукоятки (суммарный ход ККВ1, амортизирующей пружины и резинового амортизатора до их посадки на жестко – 20 мм), не превышают 5,4 мм. Амплитуды колебаний массы $m_{p.ч}$, имитирующей руку человека, корпуса m_k и, что главное, рукоятки m_r (рис. 3), если сравнивать их с аналогичными величинами, полученными на стандартном стенде, несмотря на уменьшение числа колеблющихся масс горизонтального стенда, иначе, – инерционности системы, увеличиваются, примерно вдвое, что вызвано значительно меньшей жесткостью объекта разрушения, если сравнивать ее с жесткостью скалки на стандартном стенде. Следует отметить, что по этой же причине в данном случае происходит быстрое затухание колебаний инструмента после его соударения с объектом разрушения (рис. 3 и 4). При этом удар поршнем-ударником наносится по зажатому между корпусом и массивом, практически неподвижному, инструменту, что, впрочем, являлось одной из целей создания нового молотка.

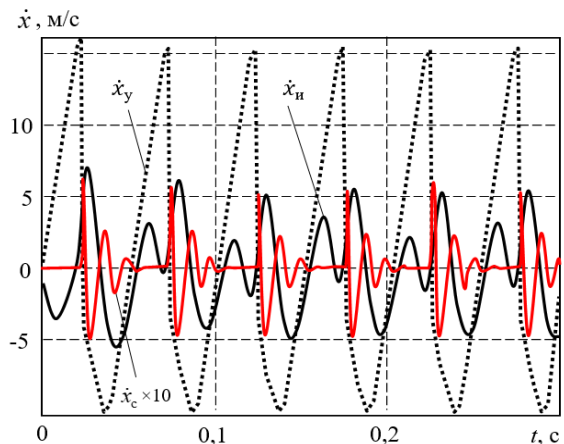
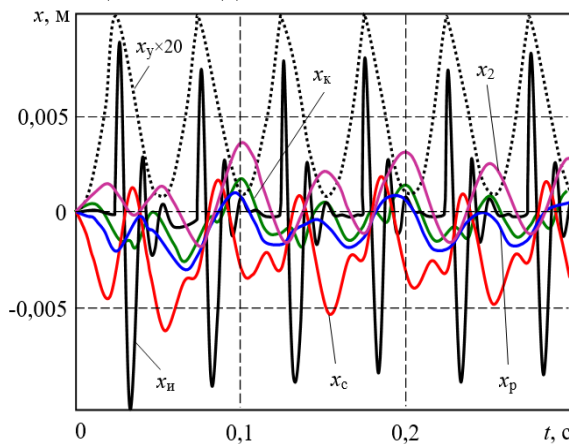


Рис. 3. Диаграммы перемещения элементов системы

Рис. 4. Диаграммы скорости элементов системы

Сила удара F_y поршнем-ударником по инструменту, практически не изменилась, тогда как сила воздействия инструмента на объект разрушения $F_{o.p}$ (рис. 5), жесткость которого в 4 раза меньше жесткости скалки на стандартном стенде, в 2,7 раза меньше силы удара $F_{ск}$ по скалке.

Силе действия инструмента на корпус $F_{и}$, возникающей при его отскоке от объекта разрушения, противодействует, находящаяся с ней, практически в противофазе, сила F_c , (рис. 6), что является положительным качеством молотка.

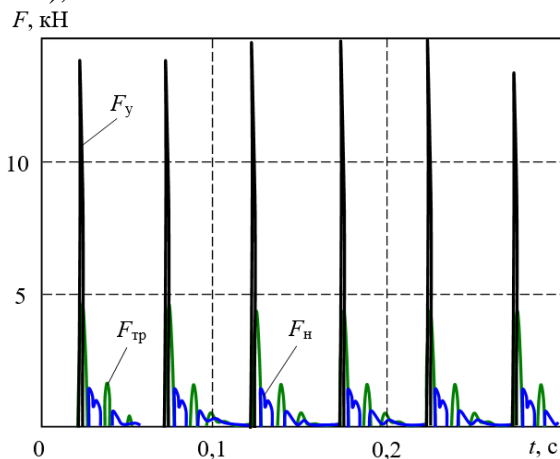


Рис. 5. Диаграммы сил, действующих на инструмент

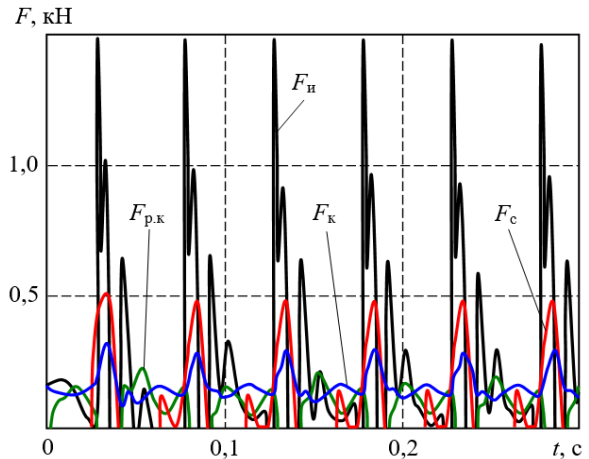


Рис. 6. Диаграммы сил, действующих на корпус

Из анализа сил, действующих на рукоятку (рис. 7), следует, что наибольшей является сила воздействия ствола через пружину и резиновый амортизатор $R_{п}$, которая достигает 0,5 кН. Сила $R_{п}$ примерно в 1,5 раза превышает разгоняющую ствол реактивную силу F_{pA1} (рис. 8). Синфазно с силой $R_{п}$, но в противоположном направлении действует сила $F_{p.к}$,

максимальное значение которой составляет 0,198 кН. Сила F_k находится с ними в противофазе и не превышает 0,31 кН. Максимальное значение суммарной силы, действующей на рукоятку и являющейся основной причиной низкочастотных вибраций рукоятки, а также сила F_p , действующая на руку человека, достигают 0,4 кН. Целью дальнейшего совершенствования виброзащиты должно стать снижение $R_{п}$.

Критерием качества виброзащиты посредством ККВ в тракте «корпус – стяжные болты – рукоятка» также может служить отношение максимальных значений сил $F_{п}$ и F_k , которое в данном случае равно 4,9. Сила удара инструментом по корпусу при ее передаче на рукоятку, благодаря применению ККВ, существенно снижается.

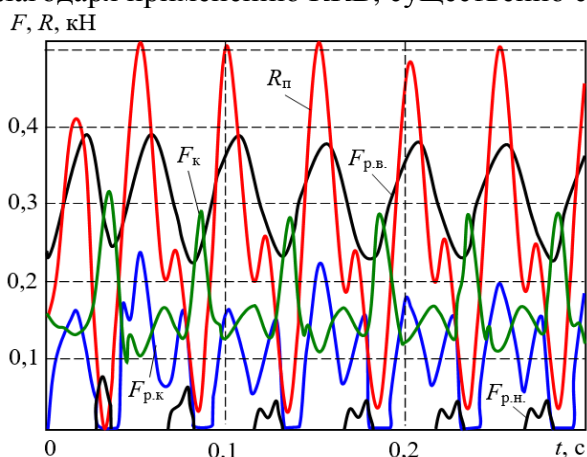


Рис. 7. Диаграммы сил, действующих на рукоятку

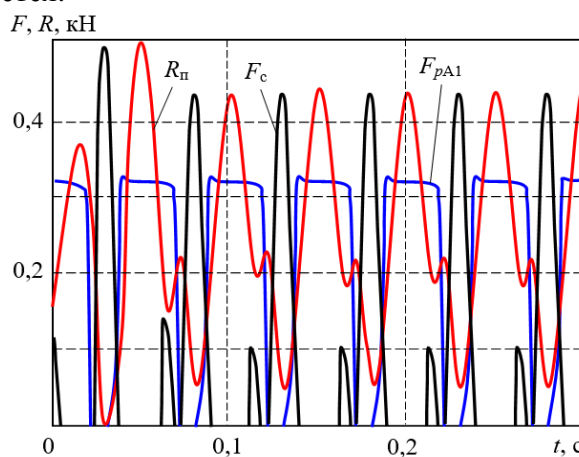


Рис. 8. Диаграммы сил, действующих на ствол

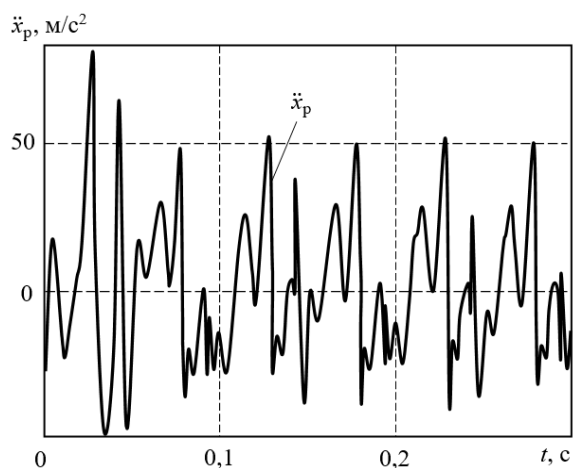


Рис. 9. Диаграмма ускорения рукоятки

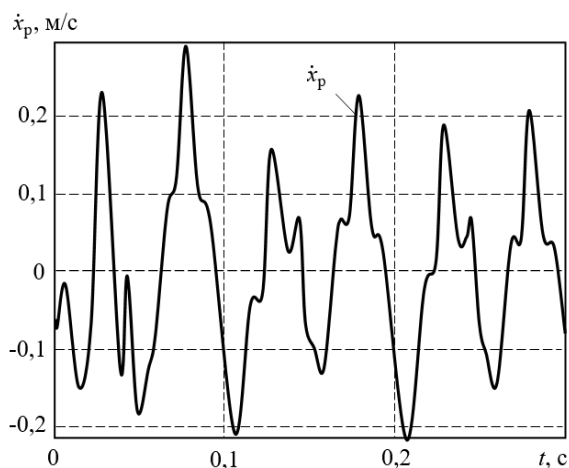


Рис. 10. Диаграмма скорости рукоятки

Выводы. Функции действующих (среднеквадратических) значений виброускорения от коэффициента жесткости объекта разрушения, который изменяется от 10^5 до 10^6 Н/м, вначале убывают до минимального значения, а затем несколько возрастают. Наименьшие значения действующих значений виброускорений и виброскорости, полученные для молотка с ОС и ККВ, составили $21,5 \text{ м/с}^2$ и $0,098 \text{ м/с}$ (рис. 9 и 10). Для молотка МО-2Б, соответственно – $73,87 \text{ м/с}^2$ и $0,273 \text{ м/с}$. В целом, действующие значения виброускорений, полученные для молотка с ОС и ККВ, в 2,4...3,7 раз меньше аналогичных значений, полученных для молотка МО-2Б, а действующие значения виброскорости – в 2,18...3,86 раз меньше.

Конструкция стенда оказывает существенное влияние на процессы, протекающие в системе. При перестановке молотков со стандартного стенда на стенд ДонГТИ действующие значения виброускорения и виброскорости, существенно увеличиваются. Например, при коэффициенте жесткости объекта разрушения, равном $5 \cdot 10^5$ Н/м, для молотка МО-2Б, соответственно, в 4 и 2,5 раза, а для молотка с ОС и ККВ, соответственно, в 1,46 и 1,77 раз.

В обоих случаях преимущества отбойного пневматического молотка с ОС и ККВ в части вибраций очевидны.

Итак, разработанная модель позволяет исследовать динамические процессы, в том числе и вибрации, отбойных молотков серии МО, а также наметить пути снижения вибраций.

Список литературы

1. Тимофеева И.Г. Безопасность труда на виброопасных технологических процессах. – Улан-Удэ: ВСГТУ, 2003. – 95 с.
2. Heaver C., Goonetilleke K.S., Ferguson H. Hand-arm vibration syndrome: a common occupational hazard in industrialized countries // J Hand Surg Eur. 2011, vol. 36, pp. 354-363.
3. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. – Введ. 1996-10-31. – М., Инф.-изд. центр Минздрава России, 1996. – 30 с.
4. ГОСТ Р 55162-2012. Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний. – М.: Стандартиформ, 2014. – 28 с.
5. Доброборский Б.С., Медрес Е.Е., Голов Е.В. Принципы обеспечения вибробезопасности пневматических машин ударного действия // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2017. – №3 (62). – С. 189-193.
6. Mahbub M., Harada N. Review of different quantification methods for the diagnosis of digital vascular abnormalities in handarm vibration syndrome // J Occup Health. 2011, vol. 4, iss. 53, pp. 241-249.
7. Stankovic S.J., Jankovic S.M., Borjanovic S.S. Rewarming curves and derived parameters in the diagnosis of hand-arm vibration syndrome. // Med Lav. 2011, vol. 102, iss. 5, pp. 445-454.
8. Вишнеvский Д.А., Корнеев С.В., Мулов Д.В. Математическая модель пневматического отбойного молотка с обособленным стволom // Фундаментальные основы механики. – 2022. – №9. – С. 30-39.
9. Мулов Д.В. Экспериментальные исследования упруго-демпфирующих свойств кольцевых канатных виброизоляторов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Випуск 16, серія: гірничо-електромеханічна. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – С. 198-203.
10. Корнеев С.В., Вишнеvский Д.А., Мулов Д.В. Имитация стендовых испытаний пневматических отбойных молотков по ГОСТ Р 55162–2012 // Сборник научных трудов ДонГТИ. – 2022. – № 26(69). – С. 71-82.

References

1. Timofeeva I.G. Labor safety in vibration-hazardous technological processes. – Ulan-Ude: ESSTU, 2003. – 95 p.
2. Heaver C., Goonetilleke K.S., Ferguson H. Hand-arm vibration syndrome: a common occupational hazard in industrialized countries // J Hand Surg Eur. 2011, vol. 36, pp. 354-363.
3. SN 2.2.4/2.1.8.566-96. Industrial vibration, vibration in the premises of residential and public buildings. – Intr. 1996-10-31. – M., Inf.-publ. centre of Ministry of Health of Russia, 1996. – 30 c.
4. State standard R 55162-2012. Mining equipment. Pneumatic jackhammers. Safety requirements and test methods. – M.: Standartinform, 2014. – 28 p.
5. Dobroborsky B.S., Medres E.E., Golov E.V. Principles of ensuring vibration safety of pneumatic impact machines // Transport, mining and construction engineering: science and production. 2017, no. 3(62), pp. 189-193.
6. Mahbub M., Harada N. Review of different quantification methods for the diagnosis of digital vascular abnormalities in handarm vibration syndrome // J Occup Health. 2011, vol. 4, iss. 53, pp. 241-249.
7. Stankovic S.J., Jankovic S.M., Borjanovic S.S. Rewarming curves and derived parameters in the diagnosis of hand-arm vibration syndrome. // Med Lav. 2011, vol. 102, iss. 5, pp. 445-454.
8. Vishnevsky D.A., Korneev S.V., Mulov D.V. Mathematical model of a pneumatic jackhammer with a detached shaft // Fundamental principles of mechanics. 2022, no. 9, pp. 30-39.
9. Mulov D.V. Experimental studies of elastic-damping properties of circular cable vibration isolators // Scientific papers of Donetsk National Technical University. Issue 16, series: mining and electromechanical. – Donetsk: DonNTU. – 2008. – pp. 198-203.
10. Korneev S.V., Vishnevsky D.A., Mulov D.V. Simulation of pneumatic jackhammers bench tests according to State Standard R 55162-2012 // Collection of scientific papers of DonGTI. 2022, no. 26(69), pp. 71-82.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Вишнеvский Дмитрий Александрович – доктор технических наук, доцент, ректор, заведующий кафедрой машин металлургического комплекса	Vishnevsky Dmitry Alexandrovich – doctor of technical sciences, associate professor, rector, head of the Department of the metallurgical complex machinery
Корнеев Сергей Васильевич – доктор технических наук, профессор кафедры горной энергомеханики и оборудования	Korneev Sergey Vasilyevich – doctor of technical sciences, professor of Department of mining power mechanics and equipment
Мулов Дмитрий Валерьевич – старший преподаватель кафедры горной энергомеханики и оборудования, магистр	Mulov Dmitry Valerievich – senior lecturer of Department of mining power mechanics and equipment, master's degree
mulovd@yandex.ru	

Получена 23.11.2022