

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ОТБойНОГО МОЛОТКА С ОБОСОБЛЕННЫМ СТВОЛОМ

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

*Донбасский государственный технический институт, Луганская Народная Республика, г. Алчевск*

**Ключевые слова:** молоток отбойный пневматический, обособленный ствол, рукоятка, корпус, стяжные болты, виброизоляторы, испытательный стенд, математическая модель, функционирование, работоспособность.

**Аннотация.** Разработана математическая модель установленного на стандартном испытательном стенде, изготавливаемом согласно ГОСТ Р 55162-2012, отбойного пневматического молотка с обособленным стволом. Напорное усилие от оператора, а также вес рукоятки и корпуса, представляющих единое целое, передаются непосредственно на инструмент, минуя расположенный в корпусе и способный перемещаться относительно корпуса ствол. В процессе математического моделирования произведена оценка работоспособности молотка в представительных условиях стандартного стенда, выявлены особенности функционирования молотка.

## MATHEMATICAL MODEL OF A PNEUMATIC JACKHAMMER WITH A DETACHED SHAFT

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

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

**Keywords:** pneumatic jackhammer, detached shaft, handle, body, locking screws, vibration isolators, test bench, mathematical model, functioning, working capacity.

**Abstract.** A mathematical model of a pneumatic jackhammer with a detached shaft installed on a standard test bench, manufactured according to the State Standard P 55162-2012, has been developed. Power crowding from the operator, as well as handle and body weight, representing a single entity, are transmitted directly to the tool, bypassing the shaft located in the body and able to move relatively to the body. While mathematical modeling, the jackhammer's working capacity assessment in the conditions of a standard stand was made, the features of the jackhammer's functioning were revealed.

В серийно выпускаемых пневматических отбойных молотках с последовательно расположенными рукояткой, податливой амортизирующей пружиной, ударно-воздухораспределительным устройством (стволом) и рабочим инструментом инструмент после удара по обрабатываемому массиву отскакивает и ударяет по стволу, затем снова ударяет по массиву и т.д. Частота ударов инструментом по обрабатываемому массиву зависит от переменного в процессе работы молотка расстояния между стволом и буртиком инструмента и может не совпадать с частотой соударения поршня-ударника с инструментом. При этом вполне возможны удары, наносимые ударником по инструменту при их встречном движении, что приводит к ослаблению удара инструментом по обрабатываемой поверхности и, таким образом, к снижению эффективности молотка. Все указывает на целесообразность минимизации расстояния между стволом и буртиком инструмента, а, в лучшем случае, обеспечения постоянного прижатия ствола к инструменту, для чего, возможно, потребуется значительное

напорное усилие на рукоятке. Следует напомнить, что согласно стандарту [1] номинальное напорное усилие составляет 200 Н, а максимальное – не должно превышать 400 Н.

Для обеспечения постоянного прижатия корпуса к инструменту в настоящее время предлагаются конструкции молотков с обособленным стволом, который находится в корпусе, представляющем единое целое с рукоятью [2-5]. В таких молотках ствол опирается с обеих сторон на упругие элементы [2] или, вообще, находится в свободном состоянии, не подвергаясь внешним нагрузкам от оператора и инструмента [3, 4]. При этом напорное усилие инструменту передается через достаточно жесткий корпус, минуя ствол.

Автором работы [5] утверждается, что в молотках с обособленным стволом постоянное прижатие инструмента к обрабатываемой поверхности, необходимое для эффективной работы молотка (совпадения частоты ударов инструментом с частотой ударов ударником), обеспечивается при незначительном, практически нулевом напорном усилии. Кроме того, отмечается, что ствол, который под воздействием реактивных сил движется в противофазе с ударником, не взаимодействует с корпусом, а это способствует снижению уровня вибраций рукоятки.

Первое положение, на наш взгляд, справедливо только для частного случая работы молотка, когда инструмент в силу особенностей разрушаемого материала не отскакивает и не ударяет по корпусу. При достаточно упругом инструменте и жестком обрабатываемом массиве обратный удар по корпусу неизбежен даже при постоянном контакте корпуса и инструмента (так называемый удар масс). Более того, в многомассовой системе «молоток-рука оператора», обладающей упруго-вязкими свойствами, удар возможен вследствие нарушения регулярности движения масс, приводящего к резкому возрастанию амплитуд колебания отдельных масс и нарушению контакта корпуса с инструментом. Не является достижением отмечаемое во втором положении отсутствие взаимодействия ствола с корпусом, так как это при значительных под действием реактивных сил перемещениях ствола может привести к ограничению движений поршня-ударника.

Имеются сведения об успешном, испытании опытных образцов [5] и экспериментального образца [6] молотков с обособленным стволом. Вместе с тем, как следует из приведенных выше соображений, заявленные достоинства таких молотков не являются очевидными. Идея применения в отбойных молотках обособленного ствола может оказаться состоятельной в результате выбора тех или иных конструктивных решений или динамических параметров молотка и нуждается во всесторонней проверке.

Цель работы – разработка математической модели для оценки работоспособности, т.е. свойства обеспечения заданных технических характеристик, отбойного пневматического молотка с обособленным стволом и компактными упругими элементами, представленными в виде кольцевых канатных виброизоляторов (ККВ).

Исследование динамических процессов в молотках с обособленным стволом и ККВ, расположенными в трактах передачи вибраций, производится в представительных условиях, т.е. в составе стандартной стендовой установки [1] методами компьютерного моделирования, как это осуществляется в работе [6].



– 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;  $F_{тр}$  – сила трения, вохникающая между скалкой и гидравлическими тисками;  $l_c$  – 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;  $d_c$  и  $d_y$  – внутренний диаметр ствола и диаметр ударника;  $d_{и}$  – диаметр хвостовика инструмента;  $l_x$  – длина хвостовика инструмента;  $l_б$  – длина буквы в корпусе;  $l_{ст}$  – толщина днища ствола;  $z_{ККВ1}, \dots, z_{ККВ4}$  – толщина ККВ1, ..., ККВ4;  $l_{ККВ1}, \dots, l_{ККВ4}$  – ход ККВ1, ..., ККВ4 до посадки на жестко.

При построении расчетной схемы (см. рис. 1) и моделировании принимаются допущения, принятые в работе [6].

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

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{x}_1 = F_{ст} - F_1 + m_1 g \cos \beta; \\
 m_2 \ddot{x}_2 = F_1 + F_{р.н} - F_{р.в} + m_2 g \cos \beta; \\
 m_p \ddot{x}_p = F_{р.в} - F_{р.н} - F_k + F_{р.к} - R_{п} + m_p g \cos \beta; \\
 m_k \ddot{x}_k = F_k - F_{р.к} - F_{и} + F_c + F_{пш} + m_k g \cos \beta; \\
 m_c \ddot{x}_c = R_{п} - F_{рА} + P_c - F_c + m_c g \cos \beta; \\
 m_y \ddot{x}_y = F_{рА} - F_{рБ} - F_y + m_y g \cos \beta; \\
 m_{и} \ddot{x}_{и} = F_y + P_{п} - F_{ск} + F_{и} - F_{пш} + m_{и} g \cos \beta; \\
 m_{ск} \ddot{x}_{ск} = F_{ск} - F_{тр} + m_{ск} g \cos \beta; \\
 \frac{dp_A}{dt} = \frac{k}{V_A} [(RT_M G_{AM} - RT_A G_{Ai} - p_A \Omega (\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt})]; \\
 \frac{dp_B}{dt} = \frac{k}{V_B} \left[ RT_M G_{BM} - RT_B G_{Bi} + p_B \Omega \left( \frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) - p_B \Omega_{и} \left( \frac{dx_{и}}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) \right]; \\
 \text{если } G_{AM} > 0, \text{ то} \\
 \frac{dT_A}{dt} = \frac{T_A}{p_A V_A} \left[ (k - \frac{T_A}{T_M}) RT_M G_{AM} - (k - 1) R k_{GAi} G_{Ai} - (k - 1) p_A \Omega (\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt}) \right]; \\
 \text{если } G_{AM} \leq 0, \text{ то} \\
 \frac{dT_A}{dt} = \frac{T_A}{p_A V_A} \left[ (k - \frac{T_M}{T_A}) RT_A G_{AM} - (k - 1) R k_{GAi} G_{Ai} - (k - 1) p_A \Omega (\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt}) \right];
 \end{cases} \quad (1)$$

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

Здесь  $t$  – время;  $\beta$  – угол отклонения продольной оси молотка от вертикали;  $F_{\text{ст}}$  – реакция стенки на воздействие оператора;  $F_1$  – сила взаимодействия масс  $m_1$  и  $m_2$ ;  $F_{\text{р.в}}$  и  $F_{\text{р.н}}$  – реакции верхней и нижней частей рукоятки на воздействие оператора;  $R_{\text{п}}$  – сила сжатия амортизирующей пружины;  $g$  – ускорение свободного падения;  $F_{\text{рА}}$  и  $F_{\text{рБ}}$  – силы давления воздуха на ударник в камерах А и Б ствола;  $P_{\text{с}}$  и  $P_{\text{и}}$  – силы давления воздуха на днище ствола (с) в камере Б и на инструмент (и);  $F_{\text{с}}$  – сила сжатия ККВ1;  $F_{\text{y}}$  – сила соударения ударника с инструментом;  $F_{\text{и}}$  – сила сжатия пакета из ККВ2;  $F_{\text{пп}}$  – сила растяжения пружины, удерживающей инструмент;  $F_{\text{к}}$  – сила сжатия пакета из ККВ3;  $F_{\text{р.к}}$  – сила сжатия пакета из ККВ4;  $F_{\text{ск}}$  – реакция скалки 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;  $k_{G_{\text{Аи}}}$  и  $k_{G_{\text{Би}}}$  – логические коэффициенты, принимающие значения температуры в камере или в атмосфере в зависимости от направления миграции воздуха через выхлопные отверстия,

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

$\Omega$  – площадь поперечного сечения внутренней полости ствола;  $\Omega_{\text{и}}$  – площадь торца хвостовика инструмента.

Реакция стенки

$$F_{\text{ст}} = c_{\text{ст}}(x_{\text{ск}} - x_1) - \mu_{\text{ст}}\dot{x}_1.$$

Сила взаимодействия масс  $m_1$  и  $m_2$

$$F_1 = c_1(x_1 - x_2) + \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2).$$

Реакция рукоятки на воздействие оператора сверху

$$F_{\text{р.в}} = \begin{cases} F_{\text{р.п}}, & \text{если } (x_2 - x_{\text{р}}) < l_{\text{р.п.}} \text{ и } F_{\text{р.в}} \geq 0; \\ F_{\text{р.п}} + c_{2\text{max}}(x_2 - x_{\text{р}} - l_{\text{р.п.}}), & \\ \text{если } (x_2 - x_{\text{р}}) \geq l_{\text{р.п.}} \text{ и } F_{\text{р.в}} \geq 0; \\ 0, & \text{если } F_{\text{р.в}} < 0, \end{cases}$$

где  $F_{p.p}$  – реакция рукоятки на воздействие оператора до момента посадки пружины, имитирующей связь массы  $m_2$  с рукояткой, жестко,  $F_{p.p} = c_2(x_2 - x_p) + \mu_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_p) + (m_1 + m_2)g \cdot \cos\beta$ ;  $l_{p.p}$  – осадка пружины, имитирующей связь массы  $m_2$  с рукояткой;  $c_{2max}$  – коэффициент жесткости осажённой пружины.

Реакция рукоятки на воздействие оператора снизу:

$$F_{p.n} = \begin{cases} F_{p.p}, & \text{если } (x_p - x_2) < l_{p.p.} \text{ и } F_{p.n} \geq 0; \\ F_{p.p} + c_{2max}(x_p - x_2 - l_{p.p.}), & \\ \text{если } (x_p - x_2) \geq l_{p.p.} \text{ и } F_{p.n} \geq 0; \\ 0, & \text{если } F_{p.n} < 0, \end{cases}$$

где  $F_{p.p} = c_2(x_p - x_2) + \mu_2(\dot{x}_p - \dot{x}_2)$ .

Силы давления воздуха на ударник в камерах А и Б ствола

$$F_{pA} = p_A \pi \frac{d_y^2}{4} = p_A \Omega_y; \quad F_{pB} = p_B \pi \frac{d_y^2}{4} = p_B \Omega_y,$$

где  $\Omega_y$  – площадь поперечного сечения ударника (миделя).

Силы давления воздуха на основание ствола (с) в камере Б и на инструмент (и):

$$P_c = p_B \pi \frac{(d_c^2 - d_i^2)}{4} = p_B \Omega_c; \quad P_i = p_B \pi \frac{d_i^2}{4} = p_B \Omega_i,$$

где  $\Omega_c$  – площадь сечения нижнего основания ствола.

Сила соударения ударника с инструментом:

$$F_y = \begin{cases} c_y(-z) + \mu_i(v_y - v_i), & \text{если } z < 0; \\ 0, & \text{если } z \geq 0, \end{cases}$$

где  $z$  – расстояние между ударником и инструментом,

$$z = l_c - x_y - l_y - [l_x - l_{\sigma} - l_{ct} - n_{ккв2}z_{ккв2} + n_{ккв2}(m_1 + m_2 + m_p + m_k)g \cos\beta] / c_{ккв2} + x_i.$$

Сила сжатия пакета виброизоляторов ККВ2:

– если  $(x_k - x_i) > n_{ккв2}((m_1 + m_2 + m_p + m_k)g \cos\beta) / c_{ккв2}$  и  $< (l_{ккв2}n_{ккв2} - n_{ккв2}(m_1 + m_2 + m_p + m_k)g \cos\beta) / c_{ккв2}$ , то

$$F_i = \begin{cases} c_{ккв2}(x_k - x_i) / n_{ккв2} + \mu_{ккв2}(v_k - v_i) / n_{ккв2} + n_{ккв2}((m_1 + m_2 + m_p + m_k)g \cos\beta) / c_{ккв2}; \\ x_{k2} = x_k; \\ x_{i2} = x_i; \end{cases}$$

– если  $(x_k - x_i) \geq (l_{ккв2}n_{ккв2} - n_{ккв2}((m_1 + m_2 + m_p + m_k)g \cos\beta) / c_{ккв2})$ , то

$$F_i = c_{ккв2}(x_{k2} - x_{i2}) / n_{ккв2} + c_{ккв2max}(x_k - x_i - x_{k2} + x_{i2}) / n_{ккв2} + \mu_{ккв2}(v_k - v_i) / n_{ккв2} + n_{ккв2}((m_1 + m_2 + m_p + m_k)g \cos\beta) / c_{ккв2};$$

– если  $F_i < 0$ , то  $F_i = 0$ .

Сила сжатия пакета виброизоляторов ККВ3:

$$\begin{aligned}
 & - \text{если } (x_p - x_k) > -n_{\text{ККВ3}}P_3/c_{\text{ККВ3}} \text{ и } (x_p - x_k) < (l_{\text{ККВ3}}n_{\text{ККВ3}} - n_{\text{ККВ3}}P_3/c_{\text{ККВ3}}), \\
 & \text{то } F_{\text{к}} = \begin{cases} c_{\text{ККВ3}}(x_p - x_k)/n_{\text{ККВ3}} + \mu_{\text{ККВ3}}(v_p - v_k)/n_{\text{ККВ3}} + P_3; \\ x_{\text{п3}} = x_{\text{п}}; \\ x_{\text{к3}} = x_{\text{к}}, \end{cases} \quad (2)
 \end{aligned}$$

где  $P_3$  – сила сжатия пакета ККВ3 при статическом нагружении молотка напорным усилием;

$$\begin{aligned}
 & - \text{если } (x_k - x_p) \geq (l_{\text{ККВ3}}n_{\text{ККВ3}} - n_{\text{ККВ3}}P_3/c_{\text{ККВ3}}), \text{ то} \\
 & F_{\text{к}} = c_{\text{ККВ3}}(x_{\text{п3}} - x_{\text{к3}})/n_{\text{ККВ3}} + c_{\text{ККВ3max}}(x_p - x_k - x_{\text{п3}} + x_{\text{к3}})/n_{\text{ККВ3}} + \\
 & + \mu_{\text{ККВ3}}(v_p - v_k)/n_{\text{ККВ3}} + P_3; \\
 & - \text{если } F_{\text{и}} < 0, \text{ то } F_{\text{и}} = 0.
 \end{aligned}$$

Сила сжатия пакета виброизоляторов ККВ4:

$$\begin{aligned}
 & - \text{если } (x_k - x_p) > (-n_{\text{ККВ4}}P_4/c_{\text{ККВ4}}) \text{ и } (x_k - x_p) < (l_{\text{ККВ4}}n_{\text{ККВ4}} - n_{\text{ККВ4}}P_4/c_{\text{ККВ4}}), \\
 & \text{то } F_{\text{р.к}} = \begin{cases} c_{\text{ККВ4}}(x_k - x_p)/n_{\text{ККВ4}} + \mu_{\text{ККВ4}}(v_p - v_k)/n_{\text{ККВ4}} + P_4; \\ x_{\text{р4}} = x_{\text{р}}; \\ x_{\text{к4}} = x_{\text{к}}, \end{cases} \quad (3)
 \end{aligned}$$

где  $P_4$  – сила сжатия пакета ККВ4 при статическом нагружении молотка напорным усилием;

$$\begin{aligned}
 & - \text{если } (x_k - x_p) \geq (l_{\text{ККВ4}}n_{\text{ККВ4}} - n_{\text{ККВ4}}P_4/c_{\text{ККВ4}}), \text{ то} \\
 & F_{\text{р.к}} = c_{\text{ККВ4}}(x_{\text{к4}} - x_{\text{р4}})/n_{\text{ККВ4}} + c_{\text{ККВ4max}}(x_k - x_p - x_{\text{к4}} + x_{\text{р4}})/n_{\text{ККВ4}} + \\
 & + \mu_{\text{ККВ4}}(v_k - v_p)/n_{\text{ККВ4}} + P_4; \\
 & - \text{если } F_{\text{р.к}} < 0, \text{ то } F_{\text{р.к}} = 0.
 \end{aligned}$$

Сила сжатия амортизирующей пружины

$$R_{\text{п}} = \begin{cases} c_{\text{п}}(x_p - x_c) + F_0 + P_1, \\ \text{если } R_{\text{п}} \geq 0; \\ 0, \text{ если } R_{\text{п}} < 0, \end{cases} \quad (4)$$

где  $F_0$  – сила предварительного сжатия пружины;  $P_1$  – статическая составляющая напорного усилия, приходящаяся на пружину.

Статические составляющие напорных усилий в формулах (2), (3) и (4), определяемые из уравнений статики:

$$\begin{aligned}
 P_1 &= \frac{P}{1 + (c_{\text{ККВ3}}/n_{\text{ККВ3}} + c_{\text{ККВ4}}/n_{\text{ККВ4}})(1/c_{\text{пр}} + n_{\text{ККВ1}}/c_{\text{ККВ1}})}; \\
 P_4 &= F - P_1 c_{\text{ККВ4}}(1/c_{\text{пр}} + n_{\text{ККВ1}}/c_{\text{ККВ1}})/n_{\text{ККВ4}}; \\
 P_3 &= P - P_1 - P_4,
 \end{aligned}$$

где  $P$  – весовая составляющая руки и рукоятки, действующая вдоль оси молотка,  $P = g(m_1 + m_2 + m_p) \cos \beta$ .

Реакция скалки на воздействие инструмента

$$F_{\text{СК}} = \begin{cases} c_{\text{СК}}(x_{\text{И}} - x_{\text{СК}}) + \mu_{\text{СК}}(\dot{x}_{\text{И}} - \dot{x}_{\text{СК}}) + (m_1 + \\ + m_2 + m_{\text{р}} + m_{\text{к}} + m_{\text{и}})g \cdot \cos \beta, \text{ если } F_{\text{СК}} > 0; \\ 0, \text{ если } F_{\text{СК}} \leq 0. \end{cases}$$

Сила трения, действующая на скалку,

$$F_{\text{тр}} = \begin{cases} F_{\text{СК}} + m_{\text{СК}}g \cos \beta, \text{ если } \dot{x}_{\text{СК}} = 0; \\ F_{\text{т}}, \text{ если } \dot{x}_{\text{СК}} > 0, \end{cases}$$

где  $F_{\text{т}}$  – заданная сила трения движения скалки относительно гидравлических тисков.

Скорость скалки  $\dot{x}_{\text{СК}}$  принимается равной нулю при  $\dot{x}_{\text{СК}} \leq 0$ .

Сила растяжения пружины, удерживающей инструмент,

$$F_{\text{пн}} = \begin{cases} c_{\text{пн}}(x_{\text{И}} - x_{\text{к}} - l_{\text{с.х}}), \text{ если } F_{\text{пн}} \geq 0; \\ 0, \text{ если } F_{\text{пн}} < 0, \end{cases}$$

где  $l_{\text{с.х}}$  – свободный ход инструмента в буксе корпуса.

В уравнениях (1)  $V_{\text{А}} = \Omega(x_{\text{у}} - x_{\text{с}})$ ,  $V_{\text{Б}} = V_{\text{с}} - V_{\text{у}} - V_{\text{и}} - V_{\text{А}}$ , где  $V_{\text{с}}$ ,  $V_{\text{у}}$ ,  $V_{\text{и}}$  – соответственно, объемы полости ствола, ударника и хвостовика инструмента, находящегося в стволе в текущий момент времени  $t$ ,  $V_{\text{и}} = l_{\text{и}}\Omega_{\text{и}}$ ;  $l_{\text{и}}$  – длина участка хвостовика инструмента, находящегося в камере Б,

$$l_{\text{и}} = l_{\text{х}} - l_{\text{б}} - l_{\text{ст}} - n_{\text{ККВ2}}z_{\text{ККВ2}} + n_{\text{ККВ2}}((m_1 + m_2 + m_{\text{р}} + m_{\text{к}})g \cos \beta) / c_{\text{ККВ2}} - x_{\text{и}} + x_{\text{к}}.$$

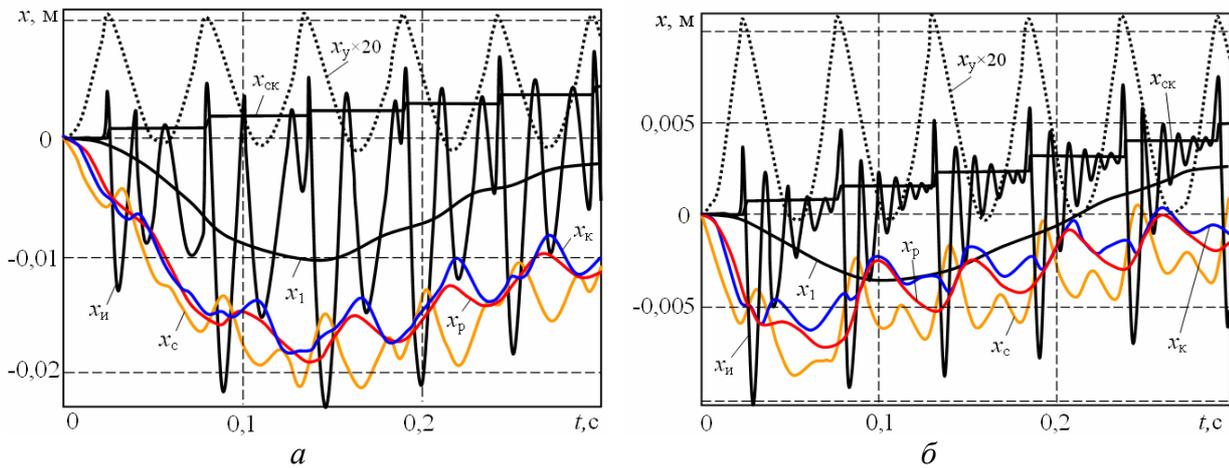
В качестве примера проводится моделирование системы с экспериментальным молотком [7], в котором применяется ствол с параметрами базового молотка МО-2Б. Варьируется  $m_1$  от 20 до 40 кг.

В начальный момент времени перемещения и скорости всех масс полагаются равными нулю,  $p_{\text{А}} = p_{\text{м}}$ ,  $p_{\text{А}} = p_{\text{ат}}$ ,  $T_{\text{А}} = T_{\text{м}}$ ,  $T_{\text{Б}} = T_{\text{ат}}$ .

При моделировании установлено, что индикаторная диаграмма молотка, практически, не зависит от напорного усилия и не отличается от аналогичной диаграммы базового молотка МО-2Б [6].

Перемещения масс системы при  $m_1 = 20$  кг и  $m_1 = 40$  кг отражены на рисунке 2. Кривые перемещения ударника являются маркером процессов в системе. Как видно, все массы системы, за исключением инструмента, колеблются с частотой ударника, причем масса  $m_2$  руки, рукоятка и корпус – в противофазе с ним. Ствол, находясь под воздействием реактивных сил, амортизирующей пружины и периодически ККВ1 совершает сложные движения. Предположение о противофазном движении с ударником [5] не является очевидным.

При  $m_1 = 20$  кг (см. рис. 2, а) частота колебаний инструмента по окончании переходного процесса в молотке, примерно, в два раза больше частоты колебаний ударника. При этом соударения ударника с инструментом в большинстве случаев совершается при их встречном движении. При  $m_1 = 40$  кг, т. е. при максимальном допуске стандартом [1] значении напорного усилия на рукоятке, инструмент совершает быстро затухающие колебания с частотой в 5 ... 6 раз большей, чем частота нанесения ударов ударником. При этом к моменту нанесения удара ударником инструмент практически останавливается.

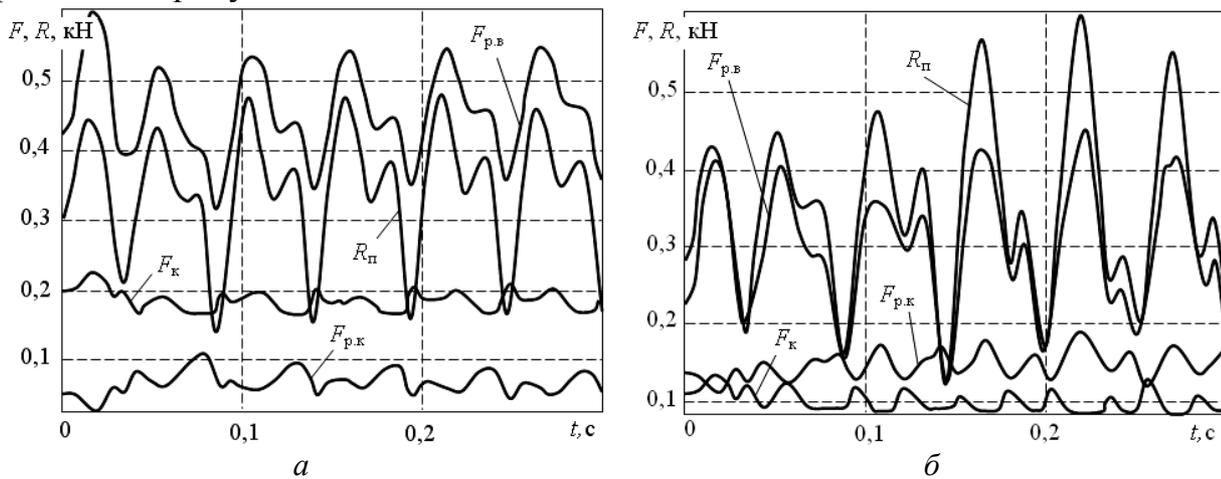


*a* –  $m_1=20$  кг, *б* –  $m_1=40$  кг

Рис. 2. Диаграммы перемещений элементов системы «стенд-молоток»

Следует отметить, при  $m_1 \rightarrow 0$ , т.е при отсутствии напорного усилия, колебания инструмента настолько резко возрастают, что работа молотка вряд ли возможна. Также оказывается затруднительной работа молотка без амортизирующей пружины, причем пружина должна находиться в предварительно сжатом состоянии.

Силы, действующие на рукоятку и инструмент при  $m_1=20$  кг и  $m_1=40$  кг, отражены на рисунке 3.



*a* –  $m_1=20$  кг, *б* –  $m_1=40$  кг

Рис. 3. Диаграммы сил, действующих на рукоятку молотка в системе «стенд-молоток»

Средний уровень сил сжатия ККВ3 и ККВ4 (рис. 3) определяется соотношением силы  $F_0$  сжатия амортизирующей пружины и напорного усилия на рукоятке. При  $m_1=20$  кг сила сжатия ККВ4 больше, чем сила сжатия ККВ3, а при  $m_1=40$  кг – наоборот. По мере возрастания напорного усилия размах колебания сил уменьшается.

Силы  $F_c$  и  $F_и$  сжатия ККВ1 и пакета ККВ2, возникающие при ударах по корпусу ствола и инструмента, соизмеримы по величине, практически, совпадают по времени и направлены навстречу друг другу, что снижает динамику корпуса и является достоинством данной конструкции молотка. Напорное усилие мало влияет на силу первого удара инструментом по корпусу (по пакету ККВ2), однако

при его увеличении частота ударов в течение одного цикла молотка возрастает, причем амплитуда силы  $F_{и}$  в каждой серии ударов резко уменьшается.

Действующие (среднеквадратические) значения ускорения  $a_p$  и скорости  $v_p$  рукоятки составляют при  $m_1=20$  кг, соответственно,  $17,76$  м/с<sup>2</sup> и  $0,14$  м/с, а при  $m_1=40$  кг –  $14,47$  м/с<sup>2</sup> и  $0,1085$  м/с. Корректированные с учетом спектра частот рукоятки значения  $a_{p,кор}$  и скорости  $\dot{x}_{p,кор}$  могут оказаться значительно меньшими, чем среднеквадратические значения.

**Выводы.** В результате моделирования установлено, что пневматический молоток с обособленным ударно-воздухораспределительным устройством при удачном сочетании параметров системы является вполне работоспособной машиной. Для нормального функционирования молотка необходимо применять предварительно сжатую амортизирующую пружину между стволом и корпусом, а также создавать напорное усилие на рукоятку, с увеличением которого уровень вибраций на рукоятке снижается. Значительное снижение вибраций обеспечивается в случае применения кольцевых канатных виброизоляторов, встроенных между инструментом и корпусом, а также между корпусом и ручкой. Задачей последующих исследований является определение рациональных конструктивных параметров молотка, обеспечивающих уровень вибраций в пределах допустимых санитарных норм.

#### Список литературы

1. ГОСТ Р 55162-2012. Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2014. – 28 с.
2. Пат. 36012 Украина, МПК В 25 D 17/00. Пневматичний молоток / Д.В. Мулов, О.Ю. Рутковський; заявник і патентовласник Донбас. держ. техніч. ун.-т. – №200806164; заявл. 12.05.08; опубл. 10.10.08, Бюл. №19 – 4 с.
3. Патент №2677903 РФ, МПК В 25 D 11/00. Машина ударного действия / Б.С. Доброборский. – №2017118021; заявл. 23.05.17; опубл. 22.01.19, Бюл. № 3. – 7 с.
4. Патент №190818 РФ, МПК В 25 D 11/00. Машина ударного действия / Б.С. Доброборский, С.А. Евтюков, Е.Е. Медрес. – № 2017146875; заявл. 28.12.17; опубл.: 12.07.19, Бюл. № 20. – 4 с.
5. Доброборский Б.С. Принципы обеспечения вибробезопасности пневматических машин ударного действия / Б.С. Доброборский, Е.Е. Медрес, Е.В. Голов. – Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2017. – №3 (62). – С. 189-193.
6. Корнеев С.В. Имитация стендовых испытаний пневматических отбойных молотков по ГОСТ Р 55162–2012 / С.В. Корнеев, Д.А. Вишневский, Д.В. Мулов // Сборник научных трудов ДонГТИ. – 2022. – №26(69). – С. 71-82.
7. Мулов Д.В. Экспериментальные исследования вибрационных параметров ручной ударной машины с виброзащитной системой // Гірничий вісник: Науково-технічний збірник. – Кривий Ріг: КНУ, 2012. – Вип. 95 (1). – С. 124-128.

#### Сведения об авторах:

*Вишневский Дмитрий Александрович* – д.т.н., доцент, ректор, заведующий кафедрой машин металлургического комплекса;

*Корнеев Сергей Васильевич* – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой горной энергомеханики и оборудования;

*Мулов Дмитрий Валерьевич* – старший преподаватель кафедры горной энергомеханики и оборудования.