

УДК 622.232.32

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

(ДонГТИ, г. Алчевск, ЛНР, mulovd@yandex.ru)

ИМИТАЦИЯ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКОВ ПО ГОСТ Р 55162–2012

Разработана математическая модель стандартного испытательного стенда, изготавливаемого согласно ГОСТ Р 55162–2012, и установленного на нем отбойного пневматического молотка серии МО, позволяющая имитировать испытания молотка с целью исследования процессов в системе «испытательный стенд — отбойный молоток» и выбора рациональных параметров оборудования.

Ключевые слова: молоток отбойный пневматический, испытательный стенд, математическая модель, индикаторная диаграмма, параметры стенда, виброускорение, виброскорость.

Условия эксплуатации пневматических отбойных молотков (МО) отличаются большим разнообразием, что затрудняет оценку их показателей, определяемых в производственных условиях и особенно на этапе проектирования. Поэтому вполне естественным выглядит стремление производить испытания МО в некоторых стандартных условиях и на стандартном стендовом оборудовании. В отечественном ГОСТ Р 55162–2012 [1] предлагается схема испытательного стенда, которая содержит механический имитатор системы «кисть — рука» в виде двух масс m_1 и m_2 , соединенных между собой и с молотком пружинами (коэффициенты жесткости c_1 и c_2) и демпферами (коэффициенты вязкости μ_1 и μ_2) (рис. 1, а). Малая масса m_2 , высокая жесткость c_2 и большой коэффициент демпфирования μ_2 соответствуют динамическим свойствам мягких тканей кисти руки (ладони и пальцев), для имитации которых могут быть использованы кусок резины или другой упруго-вязкий материал.

Объект обработки представляется в виде скалки, зажатой с определенным усилием гидравлическими тисками и способной перемещаться в тисках, преодолевая силы трения, под воздействием инструмента.

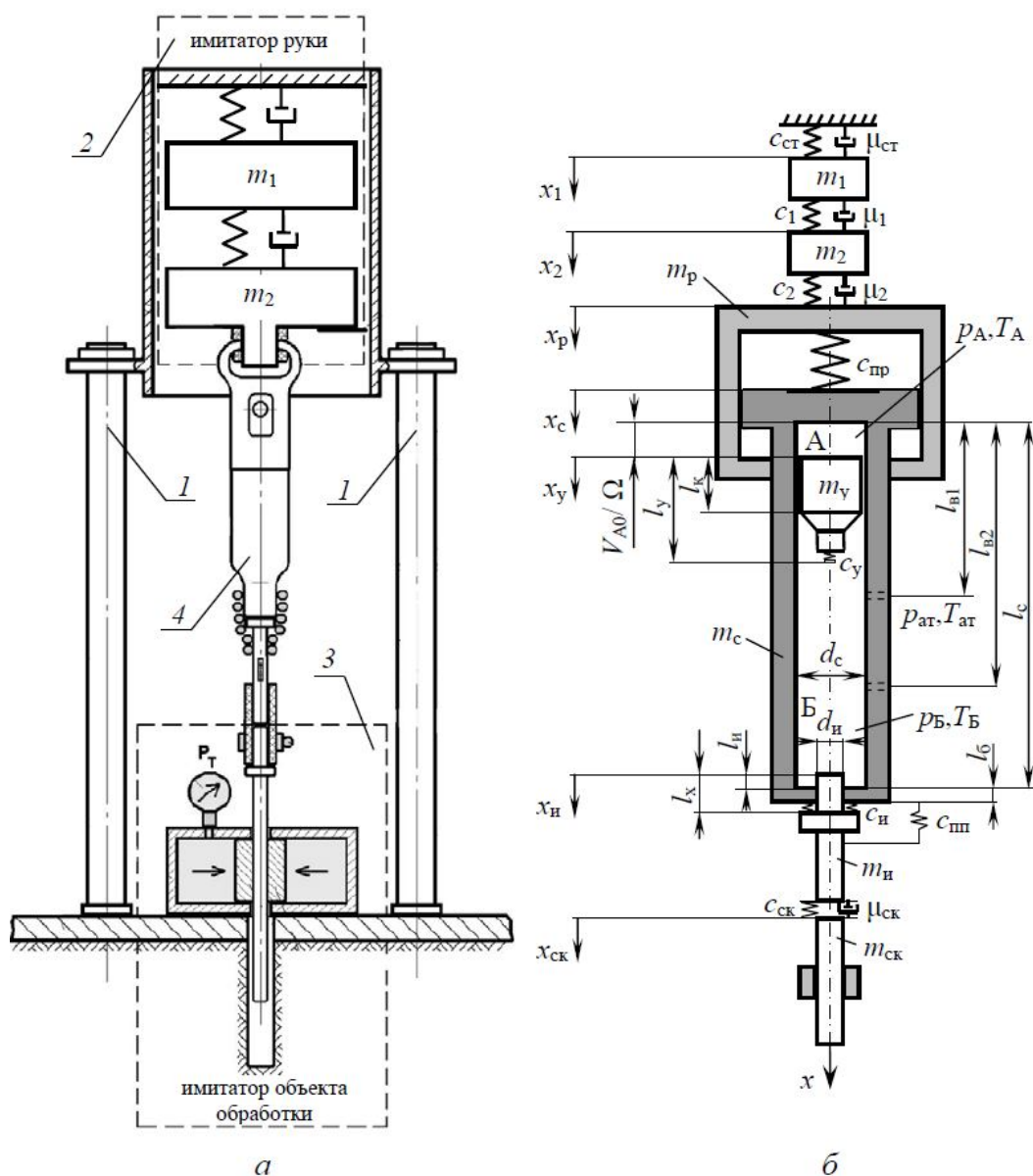
Данный стандарт допускает возможность изменения ряда параметров стенда,

например, большей массы m_1 , имитирующей руку оператора, — от 10 до 40 кг. Приведенные в [2] предварительные результаты теоретических исследований динамики МО показывают, что даже, на первый взгляд, незначительные изменения конструктивных или эксплуатационных параметров системы «рука — отбойный молоток — обрабатываемый объект», которая сложилась в процессе ее длительной эволюции, могут приводить к существенным изменениям характеристик молотка, в том числе вибрационных. Тем более не вызывает сомнений, что соотношение динамических характеристик колебательной системы «испытательный стенд — пневматический отбойный молоток», имеющей большее число колеблющихся масс, также отразится на уровне вибраций поверхности рукоятки молотка. При сравнительно небольших значениях массы m_2 (от 10 кг) и максимальном давлении ($5 \cdot 10^5$ Па), очевидно вследствие неуравновешенности действующих на молоток сил, наблюдается непрерывное при каждом цикле работы смещение ствола и рукоятки молотка в направлении, противоположном воздействию руки (отдача молотка). Возможно, для предотвращения этого смещения в аналогичной модели механического имитатора системы «кисть — рука» с двумя степенями

свободы, представленной в стандарте [3], и в ряде других известных моделей масса m_1 опирается на неподвижную стенку, имитирующую верхнюю часть туловища.

Таким образом, для объективизации результатов испытаний молотков система «испытательный стенд — пневматический отбойный молоток» нуждается в дальнейшем исследовании, например путем моделирования, и совершенствовании.

Цель работы — разработка математической модели стандартного испытательного стенда, изготавливаемого согласно ГОСТ Р 55162–2012, с установленным на нем отбойным пневматическим молотком серии МО, позволяющей имитировать испытания молотка для выбора рациональных параметров оборудования.



1 — рама стенда, 2 — имитатор руки, 3 — имитатор объекта обработки, 4 — отбойный молоток

Рисунок 1 Схема стендовой установки для испытания пневматических отбойных молотков (а) и расчетная схема молотка, установленного на стенде (б)

Расчетная схема системы «испытательный стенд — пневматический отбойный молоток» представлена на рисунке 1, б. Здесь, в дополнение к стандартному набору конструктивных элементов стенда [1], предусматривается упор для массы m_1 в виде стенки.

На схеме приняты следующие обозначения: А — верхняя камера; Б — нижняя камера; индексы: 1 и 2 — номера элементов стенда, имитирующих руку человека-оператора, ст — стенка, р — рукоятка, с — ствол, у — ударник, и — инструмент, ск — скалка, п — пружина амортизирующая, пп — пружина, удерживающая инструмент; $m_1, m_2, m_p, m_c, m_y, m_{и}, m_{ск}, x_1, x_2, x_p, x_c, x_y, x_{и}, x_{ск}$ — массы (m) и перемещения (x) элементов системы; $c_{ст}, c_1, c_2, c_{п}, c_y, c_{и}, c_{пп}, c_{ск}$ — коэффициенты жесткости, соответственно, стенки; упругой связи между 1-й и 2-й массами, имитирующими руку оператора; упругих связей между второй массой, имитирующей руку оператора, и рукоятку молотка сверху или снизу; амортизирующей пружины, установленной в рукоятке; связи, имитирующей упругие свойства ударника и инструмента; связи инструмента со стволом; пружины, удерживающей инструмент; скалки; $\mu_{ст}, \mu_1, \mu_2, \mu_{ск}$ — коэффициенты вязкости стенки; связи между массами m_1 и m_2 руки человека; между m_2 руки и ручкой молотка сверху или снизу; скалки; 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; $F_{тр}$ — сила трения, возникающая между скалкой и гидравлическими тисками; l_c — длина внутренней поверхности ствола; $l_{в1}$ и $l_{в2}$ — 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_6 — длина буксы в стволе.

При составлении модели системы «испытательный стенд — пневматический отбойный молоток» принимаются следующие допущения:

1) силами трения между элементами отбойного молотка, переходными процессами при подключении воздухопровода, а также потерями давления в системе и воздухораспределительном устройстве пренебрегаем;

2) в начальный момент времени инструмент упирается в скалку, причем все силовые элементы молотка находятся под нагрузкой, создаваемой силами тяжести элементов молотка и стенда;

3) рассматривается только продольная динамика системы, т. е. все ее элементы, представляющие собой твердые тела (волновыми процессами пренебрегаем), движутся поступательно;

4) материальные элементы системы взаимодействуют между собой через упругие или упруго-вязкие связи;

5) клапан в воздухораспределительном устройстве перебрасывается в течение некоторого времени τ при достижении в запираемой камере ствола некоторого определенного расчетным путем давления и резком падении давления в другой камере при выхлопе воздуха. При этом условная площадь отверстий воздухораспределительного устройства запираемой камеры изменяется в течение времени τ по линейному закону от нуля до значения конструктивной площади отверстий, соответствующего данной камере, а для опорожняемой камеры, наоборот, — от значения конструктивной площади соответствующего отверстия до нуля;

б) площадь открытой части выхлопных отверстий верхнего яруса в верхней камере А изменяется по линейному закону в зависимости от изменяющейся в пределах от $l_{в1}$ до $l_{в1} + \Delta l_1$ координаты u_A положения верхней поверхности ударника относительно верхнего дна ствола, $u_A = x_y - x_c$. Площадь открытой части выхлопных от-

верстей верхнего яруса в нижней камере Б также изменяется по линейному закону в зависимости от изменяющейся в пределах от $l_{в1}$ до $l_{в1} + \Delta l_1$ или, наоборот, координаты u положения нижней поверхности ударника относительно верхнего днища ствола, $u = x_y + l_k - x_c$. Площадь открытой части выхлопных отверстий нижнего яруса изменяется аналогично — при изменении u в пределах от $l_{в2}$ до $l_{в2} + \Delta l_2$. Здесь Δl_1 и Δl_2 — длина участка ствола, на котором

при перемещении ударника над отверстиями соответственно 1-го и 2-го ярусов осуществляется выхлоп воздуха;

7) процессы истечения воздуха из камер в атмосферу и, наоборот, из сети в камеры являются адиабатическими. Для описания термо- и газодинамических процессов в молотке принимаются зависимости, полученные в работе [4]. При этом расход воздуха из полости 1 в полость 2 через отверстие площадью f описывается уравнением Сен-Венана:

$$G = \begin{cases} \sqrt{f} p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1} (Y^{\frac{2}{k}} - Y^{\frac{1+k}{k}})}, & \text{если } Y > Y_{\max} \text{ и } p_1 > p_2; \\ \sqrt{f} p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1} (Y_{\max}^{\frac{2}{k}} - Y_{\max}^{\frac{1+k}{k}})}, & \text{если } Y \leq Y_{\max} \text{ и } p_1 > p_2, \end{cases} \quad (1)$$

где v , p_1 , T_1 — коэффициент расхода воздуха через отверстие, соединяющее полости, давление и температура в полости 1; p_2 — давление в полости 2; k — показатель адиабаты; R — газовая постоянная воздуха; $Y = p_2/p_1$; Y_{\max} — значение отношения давлений, при котором достигается наибольший

расход воздуха, $Y_{\max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$.

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

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F_{ст} - F_1 + m_1 g \cos \beta; \\ m_2 \ddot{x}_2 = F_1 + F_{р.н} - F_{р.в} + m_2 g \cos \beta; \end{cases}$$

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_p = F_{р.в} - F_{р.н} - R_{п} + m_p g \cos \beta; \\ m_c \ddot{x}_c = R_{п} - F_{р.а} + P_c - F_{и} + F_{пп} + m_c g \cos \beta; \\ m_y \ddot{x}_y = F_{р.а} - F_{р.б} - F_y + m_y g \cos \beta; \\ m_{и} \ddot{x}_{и} = F_y + P_{п} - F_{ск} + F_{и} - F_{пп} + m_{и} g \cos \beta; \\ m_{ск} \ddot{x}_{ск} = F_{ск} - F_{тр} + m_{ск} g \cos \beta; \\ \frac{dp_A}{dt} = \frac{k}{V_A} [(RT_M G_{AM} - RT_A G_{Ai} - p_A \Omega (\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt}))]; \\ \frac{dp_B}{dt} = \frac{k}{V_B} [RT_M G_{BM} - RT_B G_{Bi} + p_B \Omega (\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt}) - p_B \Omega_{и} (\frac{dx_{и}}{dt} - \frac{dx_c}{dt})]; \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \text{если } G_{AM} > 0, \text{ то} \\ \frac{dT_A}{dt} = \frac{T_A}{p_A V_A} \left[(k - \frac{T_A}{T_M}) RT_M G_{AM} - (k-1) R k_{GAi} G_{Ai} - (k-1) p_A \Omega (\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt}) \right]; \\ \text{если } G_{AM} \leq 0, \text{ то} \\ \frac{dT_A}{dt} = \frac{T_A}{p_A V_A} \left[(k - \frac{T_M}{T_A}) RT_A G_{AM} - (k-1) R k_{GAi} G_{Ai} - (k-1) p_A \Omega (\frac{dx_y}{dt} - \frac{dx_c}{dt}) \right]; \end{cases}$$

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

где t — время; β — 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, установленной в рукоятке управления; 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_{y} — сила соударения ударника с инструментом; $F_{\text{и}}$ — сила взаимодействия инструмента со стволом; $F_{\text{пн}}$ — сила растяжения пружины, удерживающей инструмент; $F_{\text{ск}}$ — 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; $k_{\text{ГБи}}$ и $k_{\text{СБи}}$ — логические коэффициенты, принимающие значения температуры в камере или в атмосфере в зависимости от направления миграции воздуха через выхлопные отверстия,

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

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

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

Реакция стенки: $F_{\text{ст}} = c_{\text{ст}}x_1 - \mu_{\text{ст}}\dot{x}_1$.

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:

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

где

$$F_{\text{р.п}} = c_2(x_2 - x_{\text{п}}) + \mu_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{\text{п}}) + (m_1 + m_2)g \cdot \cos \beta;$$

$l_{\text{р.п}}$ — осадка пружины, имитирующей связь массы m_2 с рукояткой; $F_{\text{р.п}}$ — реакция рукоятки на воздействие оператора в момент посадки пружины, имитирующей связь массы m_2 с рукояткой, жестко; $c_{2\text{max}}$ — коэффициент жесткости осаженой пружины.

Реакция рукоятки на воздействие оператора снизу:

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

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

Сила сжатия амортизирующей пружины в рукоятке управления:

$$R_{II} = \begin{cases} c_{II}(x_p - x_c) + (m_1 + m_2 + m_p)g \cdot \cos \beta, \\ \text{если } R_{II} \geq 0; \\ 0, \text{ если } R_{II} < 0. \end{cases}$$

Здесь, поскольку рука оператора и амортизирующая пружина работают только на сжатие, при $F_p < 0$ принимается $F_p = 0$, а при $R_{II} < 0$ принимается $R_{II} = 0$.

Силы давления воздуха на ударник в камерах А и Б ствола:

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

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

где Ω_y — площадь поперечного сечения ударника.

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

$$P_c = p_B \pi \frac{(d_c^2 - d_{II}^2)}{4} = p_B \Omega_c;$$

$$P_{II} = p_B \pi \frac{d_{II}^2}{4} = p_B \Omega_{II},$$

где Ω_c — площадь поверхности нижнего основания ствола.

Сила соударения ударника с инструментом:

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

где z — расстояние между ударником и инструментом,

$$z = l_c - x_y - l_y - [l_x - l_6 + ((m_1 + m_2 + m_p + m_c)g \cos \beta) / c_{II} + x_c - x_{II}].$$

Сила взаимодействия инструмента со стволом:

$$F_{II} = \begin{cases} c_{II}(x_c - x_{II}) + (m_1 + m_2 + m_p + m_c)g \times \cos \beta, \\ \text{если } F_{II} > 0; \\ 0, \text{ если } F_{II} < 0. \end{cases}$$

Реакция пружины, удерживающей инструмент, на воздействие инструмента:

$$F_{III} = c_{III}(x_{II} - x_c).$$

Реакция скалки на воздействие инструмента:

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

Сила трения, действующая на скалку:

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

где F_T — заданная сила трения движения скалки относительно гидравлических тисков.

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

Сила растяжения пружины, удерживающей инструмент:

$$F_{III} = \begin{cases} c_{III}(x_{II} - x_c - l_{СК}), \text{ если } F_{III} \geq 0; \\ 0, \text{ если } F_{III} < 0, \end{cases}$$

где $l_{СК}$ — свободный ход инструмента в стволе.

В уравнениях (2) $V_A = \Omega(x_y - x_c)$, $V_B = V_c - V_y - V_{II} - V_A$, где V_c , V_y , V_{II} — соответственно объемы полости ствола, ударника и хвостовика инструмента, находящегося в стволе в текущий момент времени t , $V_{II} = l_{II}\Omega_{II}$; l_{II} — длина участка хвостовика инструмента, находящегося в камере Б,

$$l_{II} = l_x - l_6 + ((m_1 + m_2 + m_p + m_c) \times g \cos \beta) / c_{II} - x_{II} + x_c.$$

Логика миграции воздуха через отверстия из магистрали в камеры определяется соотношением давлений в камерах и в магистрали, а также при начавшемся движении воздуха продолжительностью времени τ переключивания клапана в воздухо-распределительном устройстве.

Расход воздуха G_{AM} при его истечении из магистрали в камеру А (при $p_A < p_M$) принимается равным расходу G , определяемому по формуле (1), если в ней положить $v = v_{AM}$, $p_1 = p_M$, $T_1 = T_M$, $f = f_A$, $Y = p_A/p_M$. При истечении воздуха из камеры А в магистраль (при $p_A > p_M$) следует полагать $G_{AM} = -G$ при $v = v_{AM}$, $p_1 = p_A$, $T_1 = T_A$, $f = f_A$, $Y = p_M/p_A$.

Аналогично расход воздуха G_{BM} при истечении воздуха из магистрали в камеру Б (при $p_B < p_M$) принимается равным расходу G , определяемому по формуле (1), если в ней положить $v = v_{BM}$, $p_1 = p_M$, $T_1 = T_M$, $f = f_B$, $Y = p_B/p_M$. При истечении воздуха из камеры Б в магистраль, т. е. при $p_B > p_M$, следует полагать $G_{BM} = -G$ при $v = v_{BM}$, $p_1 = p_B$, $T_1 = T_B$, $f = f_B$, $Y = p_M/p_B$.

Здесь v_{AM} и v_{BM} — коэффициенты расхода воздуха через отверстия, соединяющие камеры А и Б с магистралью; f_A и f_B — текущие значения условной площади открытых участков отверстий, соединяющих магистраль с камерами А и Б,

$$f_A = \begin{cases} f_{AM}(t - t_{p,x}) / \tau, & \text{если } p_A > p_B \text{ и} \\ t_{p,x} < t < (t_{p,x} + \tau); \\ f_{AM}, & \text{если } p_A > p_B \text{ и } t \geq (t_{p,x} + \tau); \\ f_{AM}[1 - (t - t_{p,x}) / \tau], & \text{если } p_A \leq p_B \text{ и} \\ t_{x,x} < t < (t_{x,x} + \tau); \\ 0, & \text{если } p_A \leq p_B \text{ и } t \geq (t_{x,x} + \tau); \end{cases}$$

$$f_B = \begin{cases} f_{BM}[1 - (t - t_{p,x}) / \tau], & \text{если } p_A > p_B \text{ и} \\ t_{p,x} < t < (t_{p,x} + \tau); \\ 0, & \text{если } p_A > p_B \text{ и } t \geq (t_{p,x} + \tau); \\ f_{BM}(t - t_{x,x}) / \tau, & \text{если } p_A \leq p_B \text{ и} \\ t_{x,x} < t < (t_{x,x} + \tau); \\ f_{BM}, & \text{если } p_A \leq p_B \text{ и } t \geq (t_{x,x} + \tau); \end{cases}$$

f_{AM} и f_{BM} — конструктивные площади отверстий из магистрали в камеры А и Б; $t_{p,x}$ и $t_{x,x}$ — моменты времени, в которые клапан переключается в режим рабочего хода и в режим холостого хода.

Логика миграции воздуха через выхлопные отверстия определяется только положением ударника относительно ствола.

Расход воздуха через выхлопные отверстия в камере А также определяется по формуле (1), в которой при $p_A \geq p_{ат}$ (истечение воздуха из камеры А в атмосферу) полагаем: $v = v_{AB}$, $p_1 = p_A$, $T_1 = T_A$, $f = f_{AB}$, $Y = p_{ат}/p_A$. Возможна кратковременная ситуация, при которой $p_A < p_{ат}$. Тогда следует полагать $G_{Ai} = -G$ при $v = v_{AB}$, $p_1 = p_{ат}$, $T_1 = T_{ат}$, $f = f_{AB}$, $Y = p_A/p_{ат}$.

Расход воздуха через выхлопные отверстия в камере Б также определяется по формуле (1), в которой при $p_B \geq p_{ат}$ ($p_A \geq p_{ат}$) (истечение воздуха из камеры Б в атмосферу) полагаем $G_{Bi} = G$ при $v = v_{BB}$, $p_1 = p_B$, $T_1 = T_B$, $f = f_{BB}$, $Y = p_{ат}/p_B$. При $p_B < p_{ат}$ (приток воздуха из атмосферы в камеру) следует полагать $G_{Bi} = -G$ при $v = v_{BB}$, $p_1 = p_{ат}$, $T_1 = T_{ат}$, $f = f_{BB}$, $Y = p_B/p_{ат}$.

Здесь v_{AB} и v_{BB} — коэффициенты расхода воздуха через отверстия, соединяющие камеры А и Б с атмосферой; f_{AB} и f_{BB} — текущие значения площади открытых участков выхлопных отверстий, соединяющих камеры А и Б с атмосферой,

$$f_{AB} = \begin{cases} 0, & \text{если } u_a \leq l_{B1}; \\ f_{B1}(u_a - l_{B1}) / \Delta l_1, & \\ \text{если } (l_{B1} + \Delta l_1) > u_a > l_{B1}; \\ f_{B1}, & \text{если } u_a > (l_{B1} + \Delta l_1); \end{cases}$$

$$f_{BB} = \begin{cases} f_{B1} + f_{B2}, & \text{если } u \leq l_{B1}; \\ f_{B1}[1 - (u - l_{B1}) / \Delta l_1] + f_{B2}, & \\ \text{если } l_{B1} < u \leq (l_{B1} + \Delta l_1); \\ f_{B2}, & \text{если } (l_{B1} + \Delta l_1) < u \leq l_{B2}; \\ f_{B2}[1 - (u - l_{B2}) / \Delta l_2], & \\ \text{если } l_{B2} < u \leq (l_{B2} + \Delta l_2); \\ 0, & \text{если } u > (l_{B2} + \Delta l_2), \end{cases}$$

где f_{B1} и f_{B2} — конструктивные площади выхлопных отверстий из камер А и Б в атмосферу.

Введение участков $[l_{B1}, l_{B1} + \Delta l_1]$, $[l_{B2}, l_{B2} + \Delta l_2]$, на которых открытые площади

выхлопных отверстий непрерывно изменяются, и времени τ переключения клапана отвечает физике протекающих в молотке процессов. В результате выбора величин Δl_1 , Δl_2 и τ корректируется вид индикаторных диаграмм, т. е. производится их «подгонка» под эксперимент (общепризнанный метод «обратного моделирования»). Также введение Δl и τ позволяет избежать при проведении расчетов трудностей математического характера, возникающих при появлении в формулах (2) производных dp/dt и dT/dt , стремящихся к бесконечности при скачкообразном изменении давления в камерах и расходов воздуха.

В качестве примера проводится моделирование системы с получившим широкое распространение молотком МО-2Б. Принимаются следующие исходные данные. Геометрические параметры: $\Delta l = 0,026$ м; $\Delta l_1 = 0,008$ м; $l_c = 0,270$ м; $l_{b1} = 0,146$ м; $l_{b2} = 0,220$ м; $l_v = 0,08$ м; $l_k = 0,043$ м; $l_x = 0,07$ м; $l_6 = 0,063$ м; $l_{cx} = 0,02$ м; $l_{p,p} = 0,005$ м; $d_c = d_v = 0,032$ м; $d_{и} = 0,024$ м; $f_{\Delta m} = 2,69 \cdot 10^{-4}$ м²; $f_{bм} = 1,77 \cdot 10^{-4}$ м²; $f_{b1} = 5,5 \cdot 10^{-4}$ м²; $f_{b2} = 10^{-4}$ м²; $V_{уд} = 5,9 \cdot 10^{-5}$ м³; $\beta = 0$ град.

Динамические параметры: $m_2 = 3,6$ кг; $m_p = 1,595$ кг; $m_c = 5,548$ кг; $m_v = 0,404$ кг; $m_{и} = 1,2$ кг; $m_{ck} = 1,8$ кг; $c_{ст} = 5000$ Н/м;

$c_1 = 2500$ Н/м; $c_2 = 2,7 \cdot 10^5$ Н/м; $c_{п} = 2500$ Н/м; $c_y = 4 \cdot 10^6$ Н/м; $c_{и} = 6 \cdot 10^5$ Н/м; $c_{пп} = 10^4$ Н/м; $c_{ck} = 2 \cdot 10^6$ Н/м; $c_{max} = 5 \cdot 10^5$ Н/м; $c_{ср,max} = 5 \cdot 10^5$ Н/м; $c_c = 5 \cdot 10^5$ Н/м; $\mu_{ст} = 150$ Н·с/м; $\mu_1 = 350$ Н·с/м; $\mu_2 = 350$ Н·с/м; $\mu_{ck} = 500$ Н·с/м; $F_T = 8000$ Н. Газотермодинамические параметры: $p_M = 5 \cdot 10^5$ Па; $p_{ат} = 10^5$ Па; $p_{x,x} = 2,6 \cdot 10^5$ Па; $p_{p,x} = 2,6 \cdot 10^5$ Па; $\tau = 3 \cdot 10^{-4}$ с; $v_{\Delta m} = 0,7$; $v_{bм} = 0,7$; $v_{\Delta v} = v_{bв} = 0,4$; $T_M = 303$ К; $T_{ат} = 293$ К.

Варируется m_1 от 10 до 40 кг.

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

На рисунке 2 представлены перемещения масс системы при $m_1 = 20$ кг, причем рассматриваются два варианта стенда: с упором и без упора.

В случае системы без упора вследствие отдачи, как и ожидалось, наблюдается непрерывное смещение ствола, рукоятки и масс имитатора руки: например, рукоятки в течение 0,3 с на 9 см. В случае введения в модель стенки массы рукоятки и имитатора руки совершают колебательные движения с частотой в среднем 2,5 Гц, причем максимальное смещение рукоятки составляет 4,5 см. Таким образом, применение упора является необходимым действием для фиксации имитатора руки в определенных пределах.

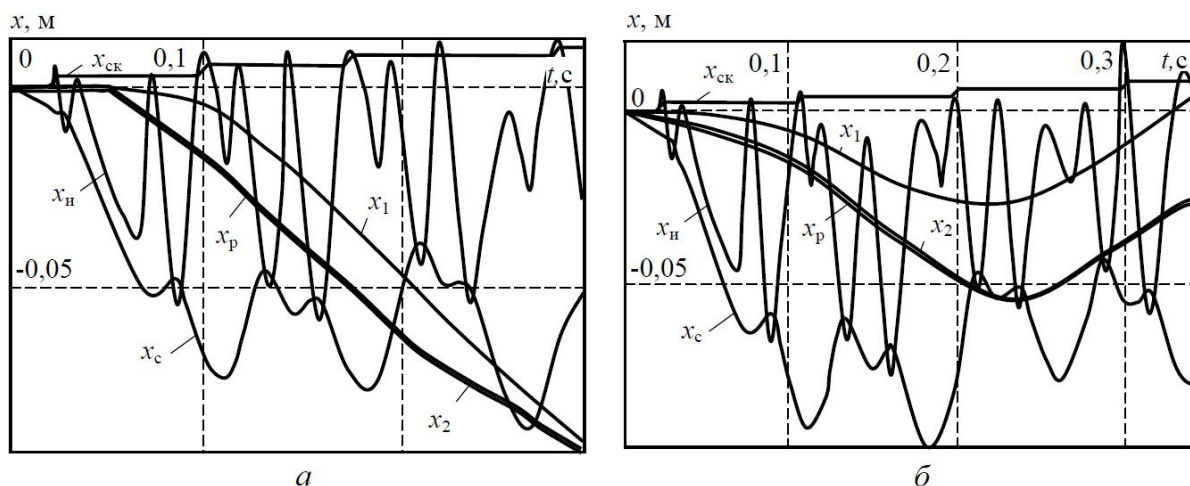


Рисунок 2 Перемещения масс системы без стенки (а) и со стенкой (б)

На рисунках 3–8 отражены результаты моделирования при $m_1 = 30$ кг. На диаграммах процессов нанесены точки A и B , соответствующие началу подачи воздуха в камеры A (при $p_A = p_{р.х}$) и B (при $p_B = p_{х.х}$), т. е. началу процесса переключивания клапана. Точка B соответствует моменту достижения ударником верхнего положения, а точка Γ — его соударения с инструментом в нижнем положении. Точки Δ , E и $\mathcal{Ж}$ отвечают началу или прекращению выхлопа соответственно из камеры A в атмосферу, из камеры B в атмосферу через отверстия первого и второго ярусов. На диаграммах наблюдается ожидаемая периодичность (в среднем с частотой 22,5 Гц) движения ударника. Вместе с тем вследствие сложных колебательных процессов в механической системе с семью массами продолжительность рабочего цикла колебаний ударника и, соответственно, газотермодинамических процессов в молотке не остается постоянной.

Скорость ударника на участке $B\mathcal{Ж}$ рабочего хода (см. рис. 3) при практическом отсутствии противодействующего давления интенсивно возрастает. На участках $\mathcal{Ж}B$ и $B\Gamma$ происходит достаточно интенсивное снижение скорости (вследствие возрастания в запираемой камере B противодавления и подключения ее к магистрали), в точке Γ скорость резко, вследствие соударения с инструментом, изменяет направление, а на участке холостого хода $\Gamma\Delta$ — и величину. Торможение наступает после запираания камеры A в точке Δ и подключения ее к магистрали (точка A) до полной остановки в точке B .

Давление в каждой камере (см. рис. 4) резко увеличивается при ее запираании и последующем в процессе переключивания клапана поступлении в нее воздуха из магистрали. Давление в камере падает при открывании ударником выхлопных отверстий, после чего при поступлении воздуха из магистрали поддерживается на некотором уровне или становится равным атмосферному давлению при прекращении по-

ступления воздуха из магистрали. В камере B на участке AB и в начале участка $B\Delta$ образуется вакуум ($p_B < p_{ат}$).

За ударом поршня-ударника по инструменту (см. рис. 5) следует удар инструмента по скалке, а после его отскока от скалки, в ряде случаев, — удар по стволу. По мере увеличения силы прижатия инструмента к скалке (при увеличении варьируемого значения m_1) число ударов инструмента по стволу в течение рабочего цикла возрастает.

Инструмент при соударении со скалкой обгоняет ее на величину взаимной деформации. Скалка кратковременно подвигается, преодолевая силы трения в тисках (см. рис. 6). Суммарное перемещение скалки за секунду в среднем составляет 2 см, что отвечает требованиям стандарта [1].

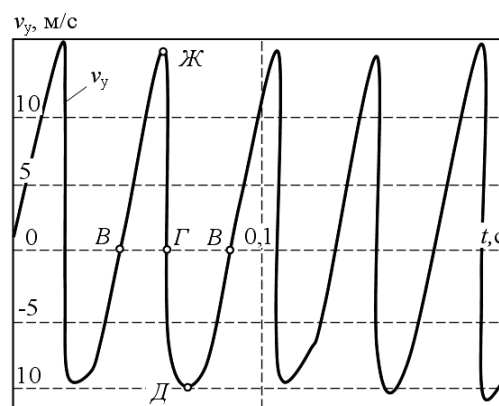


Рисунок 3 Диаграммы скорости (v_y) ударника

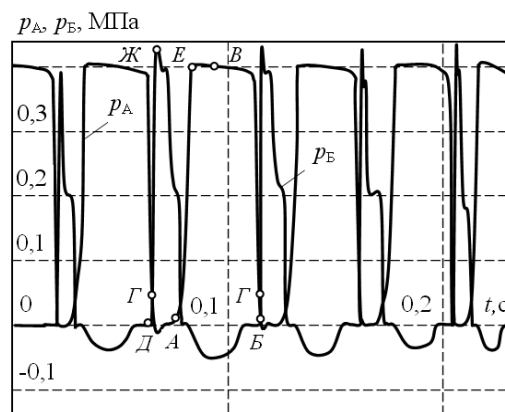


Рисунок 4 Индикаторные диаграммы отбойного молотка МО-2Б

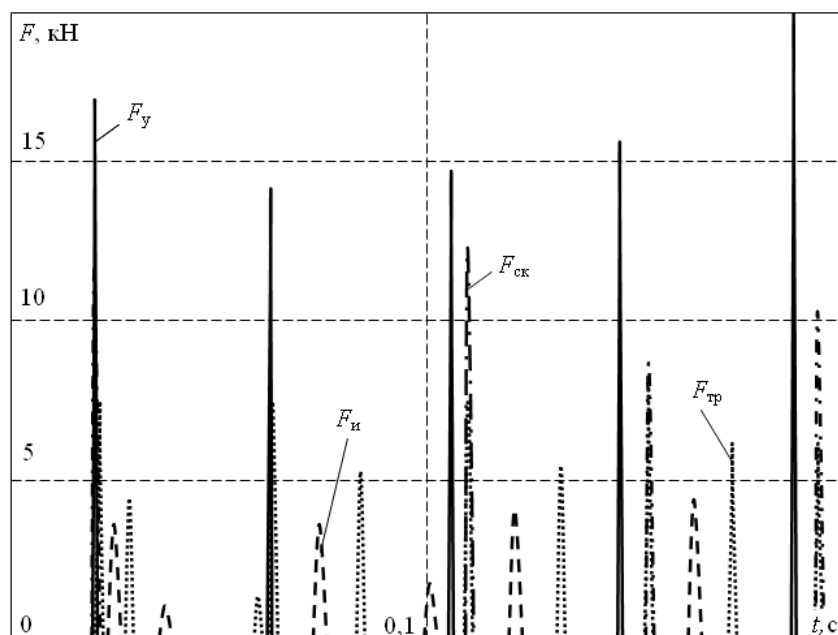


Рисунок 5 Диаграммы сил взаимодействия инструмента с ударником (F_y), стволем ($F_{и}$) и скалкой ($F_{ск}$) и силы трения скалки ($F_{тр}$)

Графики изменения температуры в камерах (рис. 7) отвечают графикам давления: при сжатии воздуха температура увеличивается, при разрежении — снижается. Резкое увеличение температуры в виде кратковременных выбросов наблюдается при запирации камер, особенно камеры Б.

Особенностью диаграмм расходов воздуха (см. рис. 8) является значительный непроизводительный расход воздуха из магистрали при открытых выхлопных отверстиях. Особенно это заметно для расходов в камере Б. На участке AB при холостом ходе ударника после подключения к магистрали камеры А (достижении давлением p_A значения $p_{р.х}$), а затем при $p_A > p_m$ воздух выталкивается из камеры в магистраль. Аналогичная картина, в ряде случаев, наблюдается и при запирации камеры Б. В моменты открывания выхлопных отверстий в камерах А и Б имеет место резкое кратковременное увеличение расхода воздуха в атмосферу, причем в камере А из-за резкого падения давления p_A это сопровождается практически одновременным увеличением расхода воздуха из магистрали.

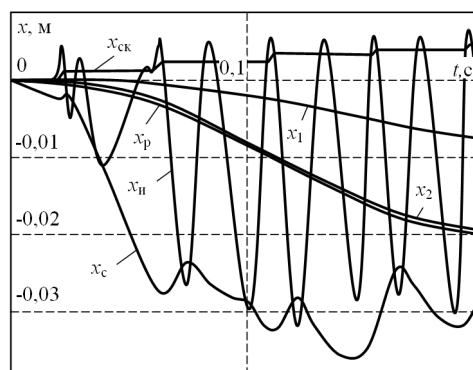


Рисунок 6 Диаграммы перемещений элементов системы

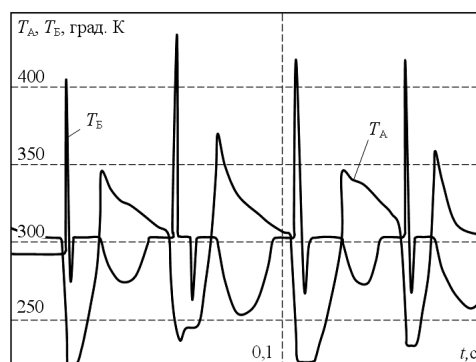
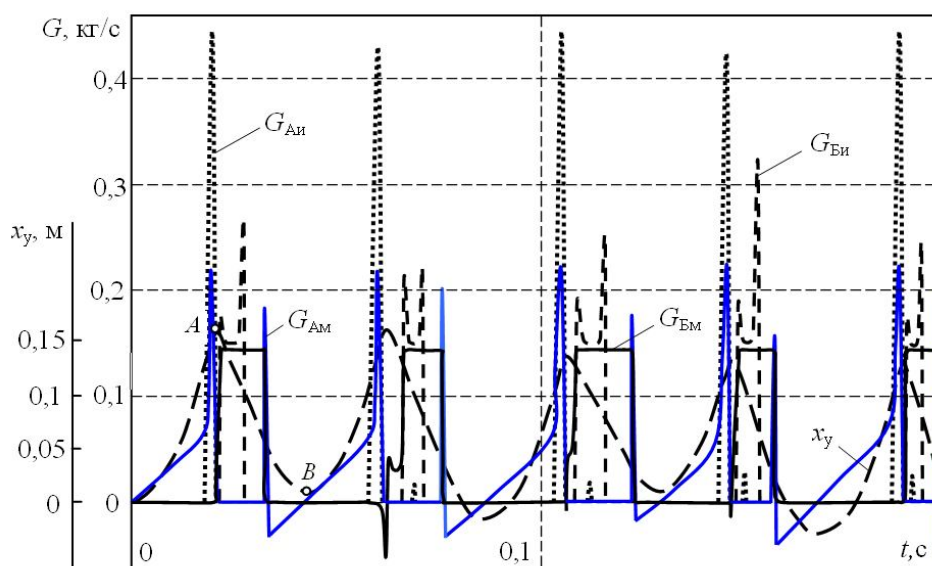


Рисунок 7 Диаграммы температуры в камерах МО-2Б



G_{AM}, G_{BM} — расход воздуха, поступающего из магистрали в камеру А и в камеру Б соответственно;
 G_{Ai}, G_{Bi} — расход воздуха, истекающего в атмосферу из камер А и Б соответственно

Рисунок 8 Диаграммы перемещения ударника (x_y), расходов воздуха через впускные и выхлопные отверстия

Действующие (среднеквадратические) значения ускорения a и скорости v рукоятки определяются по формулам

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

где T — продолжительность измерений;
 t_{Π} — продолжительность переходных процессов в системе при включении молотка;
 a_{pi}, v_{pi} — текущие i -е значения ускорения и скорости рукоятки.

Корректированные по частоте рукоятки уровни локальной вибрации:

$$a_{\text{кор}} = \sum_j^N k_{a \text{ кор} j} \bar{a}_{pj}; \quad v_{\text{кор}} = \sum_j^N k_{v \text{ кор} j} \bar{v}_{pj},$$

где $k_{a \text{ кор} j}$ и $k_{v \text{ кор} j}$ — весовые коэффициенты, j и N — номера октавных полос частот.

Частота вибраций рукоятки, определяемая путем моделирования, приходится на первую октаву. Одночисловые показатели

уровня вибраций, приведенные в таблице, заметно зависят от массы m_1 и превышают соответствующие санитарные нормы показателей локальной вибрационной нагрузки для длительности смены 8 ч: $a=2,0 \text{ м/с}^2$ и $v=0,02 \text{ м/с}$ [5]. В этой связи, очевидно, необходимо определиться с некоторым значением m_1 .

Таблица

Одночисловые показатели уровня вибрации

m_1 , кг	10	20	30	40
\bar{a}_p , м/с^2	6,2	4,86	3,8	2,1
\bar{v}_p , м/с	0,53	0,2046	0,146	0,114

При наличии в составе стенда (и в составе модели) упора для имитатора руки можно рекомендовать m_1 , равное 20 кг, что соответствует предельно допустимому для ручных машин значению усилия нажатия на рукоятку 200 Н [1].

Выводы. В результате моделирования установлено, что во избежание чрезмерных при отдаче ударника смещениях элементов

системы необходимо в испытательном стенде устанавливать упор, имитирующий верхнюю часть туловища, а в модели, соответственно, предусматривать стенку. При существенной зависимости вибрационных характеристик от большей массы имитато-

ра руки оператора для однозначности целесообразно применять вполне определенную массу, например, 20 кг. В серийном молотке, установленном на стандартном испытательном стенде, уровни вибраций превышают санитарные нормы.

Библиографический список

1. ГОСТ Р 55162–2012. Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний [Текст]. — Введ. 2014-01-01. — М. : Стандартинформ, 2014. — 28 с.
2. Корнеев, С. В. Моделирование работы пневматических отбойных молотков для исследования вибраций [Текст] / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневский, Д. В. Мулов // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. — СПб. : НИЦ МС, 2021. — № 13. — С. 7–12.
3. ГОСТ Р ИСО 10068–2015. Вибрация и удар. Данные о входном механическом импедансе системы «кисть — рука» (ISO 10068:2012, IDT) [Текст]. — Введ. 2016-12-01. — М. : Стандартинформ, 2016. — 30 с.
4. Герц, Е. В. Динамика пневматических приводов автоматов [Текст] / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. — М. : Машиностроение, 1964. — 234 с.
5. СН 2.2.4/2.1.8.566–96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий [Текст]. — Введ. 1996-10-31. — М. : Инф.-изд. центр Минздрава России, 1996. — 30 с.

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

Рекомендована к печати к.т.н., доц., зав. каф. ОМДиМ ДонГТИ Денищенко П. Н., к.т.н., доц., зав. каф. электромеханики и транспортных систем СИПИМ ЛГУ им. В. Даля Петровым А. Г.

Статья поступила в редакцию 25.02.2022.

Doctor of Technical Sciences Korneev S. V., Doctor of Technical Sciences Vishnevskiy D. A., Mulov D. V. (DonSTI, Alchevsk, LPR, mulovd@yandex.ru)

SIMULATION OF BENCH TESTS OF PNEUMATIC JACKHAMMERS ACCORDING TO GOST R 55162–2012

The mathematical model of a standard test bench manufactured in accordance with GOST R 55162–2012 and a pneumatic jackhammer of the MO series installed on it has been developed, which allows simulating hammer tests in order to study the processes in the “test bench — jackhammer” system and select rational equipment parameters.

Key words: *pneumatic jackhammer, test bench, mathematical model, indicator diagram, stand parameters, vibration acceleration, vibration velocity.*