

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ УСЛОВИЙ ИСПЫТАНИЙ НАЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВ

А. И. ПАШНИН, А. В. ТРИХАНОВ

(Представлена кафедрой горных машин, рудничного транспорта и горной механики)

Характер вибрации пневматических молотков, ее количественные характеристики зависят при прочих равных условиях от вида нажимных устройств и поглотителей энергии ударов испытательных стендов.

При стендовых испытаниях нажатие на пневматический молоток осуществляется различными способами. Оригинальные конструкции нажимных устройств были предложены многими исследователями. Так, С. И. Доброборским [1] в конструкции работмера ЭРД-3 применен пневмоподатчик. Г. С. Вильнером [2] создан стенд вибрационных испытаний, в котором используется нажимное устройство грузо-пружинного типа. А. М. Петреевым [3] предлагается пружинное нажимное устройство. Краткий анализ нажимных устройств (а также поглотителей энергии ударов) без учета соударений корпуса молотка об инстру-

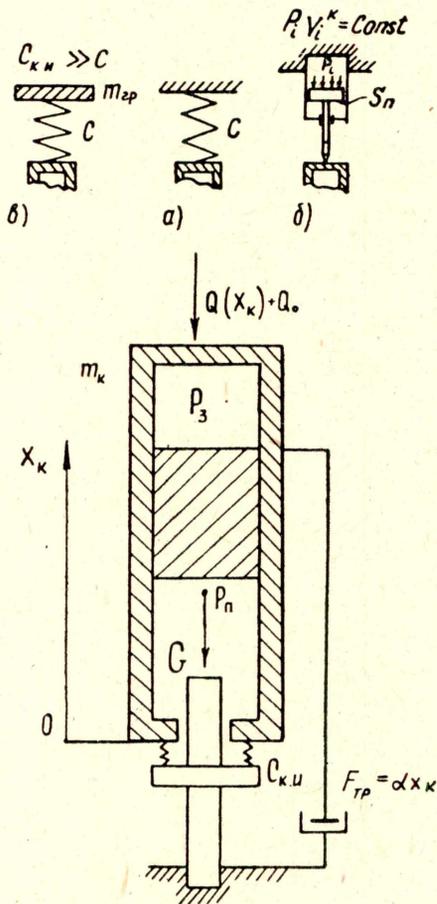


Рис. 1. Расчетная схема: x_k — смещение корпуса, м; m_k — масса корпуса, $\frac{кг \cdot сек^2}{м}$; $m_{гр}$ — масса груза, $\frac{кг \cdot сек^2}{м}$; $C_{ки}$ — жесткость системы ствол — инструмент при ударе, $\frac{кг}{м}$; p_3 , p_n — давление в задней и передней полостях соответственно, $\frac{кг}{м^2}$; S_n — площадь поршня податчика, $м^2$; p_i , V_i — давление и объем воздуха в пневмоподатчике, $\frac{кг}{м^2}$, $м^3$; a — коэффициент демпфирования, $\frac{кг \cdot сек}{м}$; Q_0 — величина предварительного нажатия, кг

мент был проведен в работе [4]. Исследование влияния нажимных устройств на вибрацию пневмомолотка расчетным путем связано с необходимостью введения больших допущений, а экспериментально — со значительными затратами на изготовление стендов. В связи с этим для исследований был принят метод математического моделирования, который дает возможность практически полного отражения всех факторов, влияющих на вибрацию пневматического молотка.

Исследование проводится для предельно-основного режима молотка [3]. На корпус работающего молотка (рис. 1) в общем случае действуют: давление воздуха, инерционная сила, усиление нажатия, вес молотка, трение и силы, возникающие при соударении корпуса и инструмента. При учете сил приняты следующие допущения:

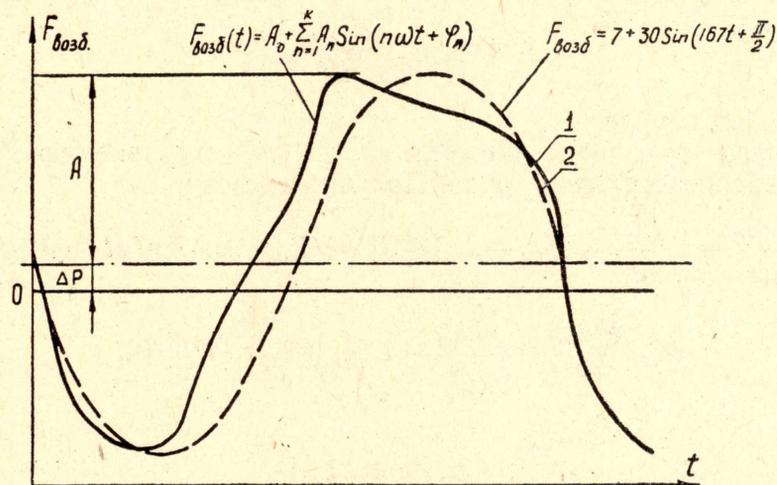


Рис. 2. График возбуждающей силы: 1 — реальная сила; 2 — расчетная кривая

1) учитывается только вязкое трение, пропорциональное скорости движения корпуса молотка;

2) возбуждающая сила $S_6 (P_3 - P_n)$ в функции времени, раскладываемая в бесконечный тригонометрический ряд, заменяется первыми членами ряда (рис. 2);

3) при исследовании влияния нажимных устройств на вибрацию молотка инструмент принимается защемленным, а коэффициент восстановления скорости корпуса при его соударении с инструментом для простоты берется равным 1.

Колебания корпуса пневматического молотка при воздействии различными нажимными устройствами представляются нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка

$$F_{ин} = F_{возб} - F_{тр} - F_{наж} - F_{уд}$$

или

$$m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} = A \sin \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right) + \Delta F - \alpha \frac{dx_k}{dt} - Q(x_k) - \xi C_{ки} x_k, \quad (1)$$

где

$$\xi = \begin{cases} 0, & \text{при } x_k \geq 0, \\ 1, & \text{при } x_k < 0. \end{cases}$$

Усилие нажатия $Q(x_k)$ в зависимости от вида нажимного устройства запишется:

а) для нажатия пружиной (рис. 1, а)

$$Q(x_k) = Cx_k + Q_0;$$

б) для пневмоподатчика в предположении, что процесс адиабатический (рис. 1, б),

$$Q(x_k) = \frac{p_0 V_0^k S_{\text{п}}}{(V - S_{\text{п}})} x_k + Q_0;$$

в) при нажатии грузом

$$Q(x_k) = Q_0 = \text{const.}$$

В последнем случае выражение для инерционной силы примет вид

$$(m_k + m_{\text{гр}}) \frac{d^2 x_k}{dt^2},$$

где $m_{\text{гр}}$ — масса груза.

При грузо-пружинном нажатии (рис. 1, в) к уравнению (1) добавляется уравнение движения груза. Получим систему

$$m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} + \alpha \frac{dx_k}{dt} - C(x_k - x_{\text{гр}}) + Q_0 + \xi C_{\text{кн}} x_k = A \sin(\omega t + \varphi) + \Delta F,$$

$$m_{\text{гр}} \frac{d^2 x_{\text{гр}}}{dt^2} + \alpha \frac{dx_{\text{гр}}}{dt} + C(x_k - x_{\text{гр}}) + Q_0 = 0, \quad (2)$$

где

$$\xi = \begin{cases} 0, & \text{при } x_k \geq 0, \\ 1 & \text{при } x_k < 0. \end{cases}$$

В уравнениях (1—2) вес поршня и штока пневмоподатчика, вес направляющих и пружины в грузо-пружинном и пружинном нажимных устройствах учтены в величине предварительного нажатия Q_0 .

Вибрация молотка в зависимости от вида нажимного устройства при стендовых испытаниях должна сравниваться с вибрацией молотка при ручном нажатии, т. е. при реальных условиях работы. Математически описать ручное нажатие удобнее всего через механический импеданс [3, 6], который представляет отношение гармонической силы к виброскорости. Из этого следует, что приближенно можно рассматривать действие силы руки как сопротивление трения, пропорциональное скорости.

Г. Шеффлером [6] получены значения $I = (10-30) \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{м}}$, выражающие импеданс руки человека. Однако для рубильных молотков эти значения импеданса использовать нельзя по следующим причинам:

а) в опытах Г. Шеффлера возбуждающая сила задавалась гармоническим (синусоидальным) законом, а в реальных молотках эта сила не синусоидальна; замена бесконечного ряда Фурье одним членом приводит к большим погрешностям измерения;

б) при опытах на вибростенде можно определить только импеданс руки человека, а механические потери (импеданс) системы «рука человека—пневмомолоток» можно определить в естественных условиях рубки;

в) осциллограммы показывают, что максимумы силы и вибрационной скорости имеют хотя и одинаковую частоту, но не совпадают точно во времени; погрешности в угле фазового сдвига и определении максимума амплитуд могут достигать большой величины.

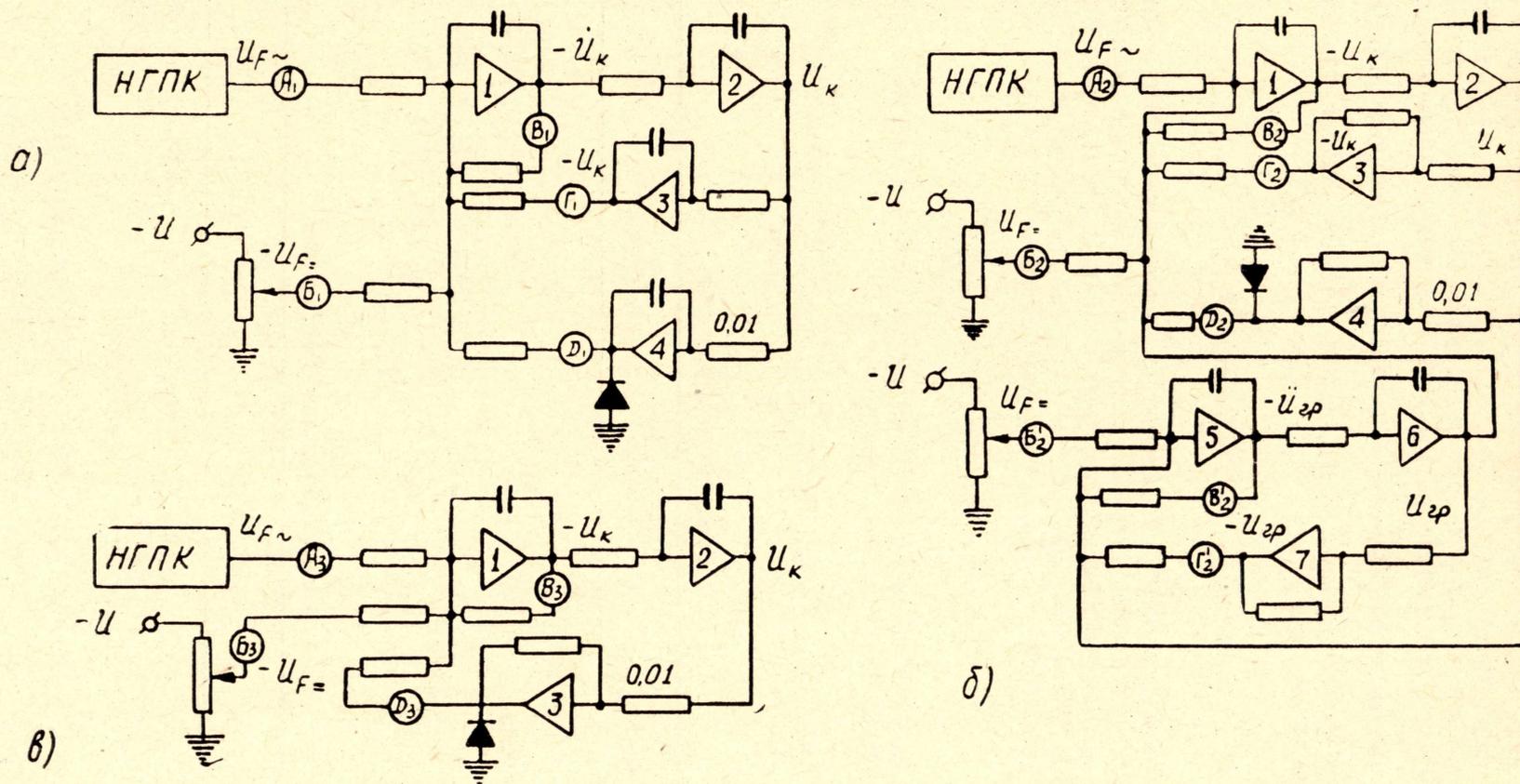


Рис. 3. Схемы электронных аналогов: а) для пружинного нажатия, б) для грузо-пружинного нажатия, в) для ручного нажатия

Для определения значения механического импеданса системы «рука человека — молоток» были записаны осциллограммы отдачи и виброскорости пневматических молотков в условиях рубки металла, после чего определены значения импеданса [4]. Эти значения по нашим расчетам оказались равными $80-100 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{м}}$, что было в дальнейшем подтверждено при моделировании (рис. 4, а). Таким образом, усилие для случая ручного нажатия

$$Q(x_k) = I \frac{dx_k}{dt} = 90 \frac{dx_k}{dt}.$$

Для математического моделирования механических систем дифференциальные уравнения (1) и (2) необходимо привести к машинному виду, т. е. получить дифференциальные уравнения реализуемого электронного аналога. Учитывая, что максимальное напряжение в электронной модели равно 100 в, выбираем коэффициенты:

$$a_x = \frac{x_k}{U_k}; \quad a_{F=} = \frac{F_{=}}{U_{F=}}; \quad a_{F\sim} = \frac{F_{\sim}}{U_{F\sim}},$$

(табл. 1). Масштаб времени выбирается так, чтобы машинные коэффициенты (табл. 2) не превышали единицы

$$A_i = \frac{a_{F\sim}}{m_k}; \quad B_i = \frac{a_{F=}}{m_k}; \quad B_i = \frac{C a^2 \tau}{m_k}; \quad \Gamma_i = \frac{\alpha \cdot a \tau}{m_k}; \quad D_i = \frac{C_{ки} a^2 \tau}{m_k}.$$

Таблица 1

Масштабные коэффициенты

| Наименование | Математическое выражение | Размерность | Величины |
|-----------------------------|--------------------------|-------------|---------------------|
| Масштаб перемещения корпуса | a_x | м/в | $2 \cdot 10^{-5}$ |
| Масштаб времени | a_τ | | $4,2 \cdot 10^{-3}$ |
| Масштаб постоянных сил | $a_{F=}$ | кг/в | 0,12 |
| Масштаб переменных сил | $a_{F\sim}$ | кг/в | 0,3 |

Таблица 2

Машинные коэффициенты уравнений

| i | A_i | B_i | B_i | Γ_i | D_i |
|-----|-------|-------|------------|------------|-------|
| 1 | 0,9 | 0,36 | 0,004—0,48 | 0,18 | 100 |
| 2 | 0,9 | 0,36 | — | 0,83—0,18 | 100 |
| 3 | 0,9 | 0,36 | 0,004—0,48 | | 100 |

Таким образом, уравнение (1) приводится к машинному виду

$$\ddot{U}_k = \frac{a_\tau^2 a_{F\sim}}{m_k} U_{F\sim} - \frac{a_\tau^2 a_{F=}}{m_k} U_{F=} - \frac{C a_\tau^2}{m_k} U_k - \frac{\alpha \cdot a_\tau}{m_k} \dot{U}_k - \xi \frac{C_{ки} a_\tau^2}{m_k} U_k; \quad (3)$$

для пружинного нажимного устройства и пневмоподатчика

$$\ddot{U}_k = A_1 U_{F\sim} - B_1 U_{F=} - B_1 U_k - \Gamma_1 \dot{U}_k - \xi D_1 U_k, \quad (4)$$

для грузо-пружинного устройства

$$\begin{cases} \ddot{U}_k = A_2 U_{F\sim} - B_2 U_{F=} - B_2 (U_k - U_{гр}) - \Gamma_2 \dot{U}_k - \xi D_2 U_k, \\ \ddot{U}_{гр} = -B'_2 U_{F=} + B'_2 (U_k - U_{гр}) - \Gamma'_2 \dot{U}_{гр}, \end{cases} \quad (5)$$

для нажатия грузом и ручного нажатия

$$\ddot{U}_k = A_3 U_{F=} - B_3 U_{F=} - \Gamma_3 \dot{U}_k - \xi D_3 U_k. \quad (6)$$

В уравнениях (3—6)

$$\xi = \begin{cases} 0, & \text{при } U_k \geq 0, \\ 1, & \text{при } U_k < 0. \end{cases}$$

По этим уравнениям составлены структурные схемы математических моделей (рис. 3).

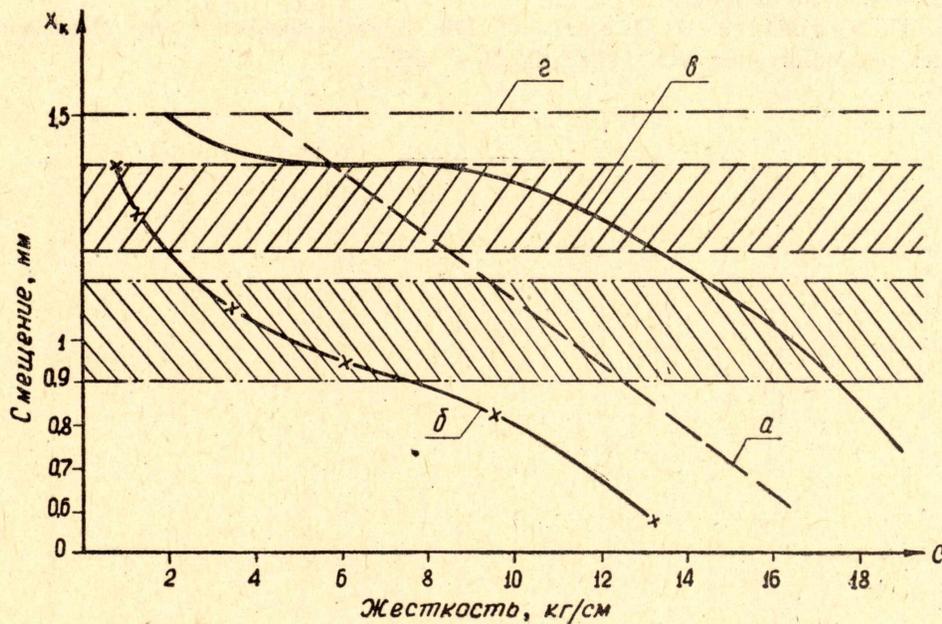


Рис. 4. Зависимость вибросмещения корпуса пневмомолотка от жесткости нажимного устройства: а) нажатие рукой, б) грузо-пружинное нажатие, в) нажатие пружиной, г) установка на молоток груза

Результаты решения уравнений представлены на рис. 4, из которого видно, что амплитуда вибросмещения при грузо-пружинном и пружинном нажатии с увеличением жесткости уменьшается (кривые б, в). Уменьшение вибросмещения очевидно и при увеличении механического импеданса (кривая а). В зависимости от объема воздуха в пневмоподатчике изменяется его «жесткость» (зона вибросмещений молотка в зависимости от применяемых пневмоподатчиков показана на рис. 4, нижний заштрихованный участок).

В результате моделирования выявлено, что одинаковые вибросмещения корпуса пневмомолотка по сравнению с ручным нажатием дают грузо-пружинные нажимные устройства с коэффициентом жесткости пружины 1—2 кг/см, пружинное нажимное устройство с коэффициентом

жесткости 4—10 кг/см. Эти нажимные устройства следует рекомендовать конструкторам при разработке стенов для вибрационных испытаний ручных пневматических молотков.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. И. Доброборский. Исследование методов измерения работы удара пневматических молотков. Кандидатская диссертация. Л., 1954.
 2. Г. С. Вильнер. Стенд и аппаратура для виброиспытаний пневматических рубильных молотков. Сб. «Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС», вып. 1 (27). Профтехиздат, 1964.
 3. А. М. Петреев. О некоторых методах повышения вибробезопасности ручных пневматических машин ударного действия. Автореферат канд. диссертации. Новосибирск, 1965.
 4. А. И. Пашнин, В. Ф. Горбунов, В. И. Бабуров, А. Ф. Козлов. Анализ нажимных и энергопоглощающих элементов установок для исследований ручных машин ударного действия. Изв. ТПИ, т. 158, изд. ТГУ, Томск, 1967.
 5. H. Scheffler. Die Mechanik des Rückstoßes von Druckluft Schlagwerkzeugen, Glückauf, Heft 15/16, 1954.
 6. H. Scheffler, D. Dickmann. Die Vibrationsbelastung des Menschen beim Arbeiten mit Motorsägen. VDI Leitschrift № 9, 1956.
-