Вестник научно-технического развития
Bulletin of Science and Technical Development

Номер 9 (133), сентябрь 2018 г.

DOI: 10.18411/vntr2018-133

Издается с 2007 года

Издание зарегистрировано в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство о регистрации Эл. № ФС77-29768.

ISSN 2070-6847

Журнал выпускается под научным руководством Федерального государственного бюджетного учреждения науки Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН

DOI: 10.18411/vntr2018-133

ОГЛАВЛЕНИЕ № 9 (133), 2018

Владимир Иванович Ерофеев, Елена Евгеньевна Лисенкова. Движение нагрузки по струне, лежащей на нелинейно-упругом основании..……..…….....**стр. 3 – 7**

Виталий Львович Крупенин, Георгий Константинович Корендясев. Расчет авторезонансной виброударной системы с флуктуирующей собственной частотой……..…….…**стр. 8 – 14**

Борис Львович Саламандра, Галина Николаевна Орлова. Пневмогидроцилиндр с возможностью регулирования скорости силового хода….…….….**стр. 15 – 19**

Дмитрий Зиновьевич Ямпольский, Владимир Степанович Ванаев. О методике Европейской Ассоциации Производителей Электроинструмента «Измерение энергии единичного удара перфораторов и отбойных молотков»……..…….**стр. 20 – 40**

Издание зарегистрировано в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации Эл. № ФС77-29768.

Федеральная служба по надзору в сфере массовых коммуникаций, связи и охраны культурного наследия

СВИДЕТЕЛЬСТВО

О РЕГИСТРАЦИИ СРЕДСТВА МАССОВОЙ ИНФОРМАЦИИ

Эл № ФС77-29768 от 04 октября 2007 г.

Название «Интернет-журнал «Вестник научно-технического развития» www.vntr.ru»

Адрес редакции 109028, г. Москва, ул. Нижегородская, д. 32, корп. 15, оф. 404

Примерная тематика и (или) специализация Информационно-аналитическая, научная; реклама до 20 %

Форма периодического распространения электронное периодическое издание

Язык(и) русский, английский

Территория распространения Российская Федерация, зарубежные страны

Учредитель (сооучредители) ЗАО «Национальная Технологическая Группа» (100%) г. Москва ул. Нижегородская, д. 32, корп. 15, оф. 404

Заместитель Руководителя С.К. Сетников

Начальник Управления разрешительной работы в сфере СМИ М.Ю. Кенгин

001727

ISSN 2070-6847

DOI: 10.18411/vntr2018-133-1

УДК 534.1

ДВИЖЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО СТРУНЕ, ЛЕЖАЩЕЙ НА НЕЛИНЕЙНО-УПРУГОМ ОСНОВАНИИ

© Владимир Иванович Ерофеев[1], Елена Евгеньевна Лисенкова[1,2]
[1]Институт проблем машиностроения Российской академии наук, Нижний Новгород, Россия
[2]Нижегородский институт управления – филиал РАНХиГС, Нижний Новгород, Россия
erof.vi@yandex.ru

Аннотация. *Работа посвящена исследованию волнового сопротивления движению нагрузки по струне, лежащей на нелинейно-упругом основании. В случае жесткого типа нелинейности определены частота непропускания и критические скорости движения нагрузки, при переходе через которые качественно меняется картина волнообразования. При частоте источника, лежащей в полосе непропускания, найдена постоянная составляющая силы волнового сопротивления и исследуется ее зависимость от скорости движения нагрузки.*
Ключевые слова: *струна на нелинейно-упругом основании, волна, движущаяся нагрузка, волновое сопротивление.*

Работа выполнялась при поддержке Российского научного фонда (Грант № 14-19-01637)

MOTION OF LOADING BY STRING WHICH LIE ON NON-LINEARLY-ELASTIC BASE

© V.I. Erofeev[1], E.E. Lissenkova[1,2]
[1]Mechanical Engineering Research Institute, Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod, Russia
[2]Nizhegorodsky Institute of Management, Nizhny Novgorod, Russia
erof.vi@yandex.ru

Abstract. *The work is devoted to the study of the wave resistance of motion of a load along a string lying on a nonlinear elastic foundation. In the case of a hard type of nonlinearity, the frequency of non-transmission and the critical velocities of the load motion are determined, and when passing through these, the pattern of wave formation qualitatively changes. At a frequency of the source lying in the non-transmission band, a constant component of the wave drag force is found and its dependence on the speed of the load is investigated.*
Keywords: *string on a non-linear elastic foundation, wave, moving load, wave resistance.*

Acknowledgements: *The work was supported by the Russian Science Foundation, project no 14-19-01637*

При исследовании динамического поведения одномерных упругих систем под действием движущихся нагрузок чаще всего в качестве направляющих используют струну или балку, лежащих на линейном винклеровском основании [1–3]. Исключение составляют работы [4,

5], где рассматривалось равномерное движение постоянной нагрузки по струне, лежащей на нелинейно-упругом основании. Анализ задачи в [4, 5] проводился с помощью фазовой плоскости. Было установлено, что в случае жесткой нелинейности упругого основания качественных различий с линейным случаем не наблюдается.

На основе этого, решим задачу о сопротивлении равномерному движению нагрузки вдоль направляющей, лежащей на нелинейном упругом основании, воспользовавшись процедурой, которую обычно применяют для линейных систем.

Пусть действие нагрузки характеризуется вертикальной переменной силой $P(t)=\frac{1}{2}P_0\exp(i\Omega t)+\text{к.с.}$ с частотой Ω, амплитудой P_0 (к.с. – комплексно-сопряженная величина), движущейся с постоянной скоростью V. Движение постоянной нагрузки получается простым вырождением при $\Omega\to 0$. В качестве модели направляющей выберем струну, поперечные колебания $U(x,t)$ которой описываются плотностью функции Лагранжа $\lambda=\frac{1}{2}\left(\rho U_t^2-NU_x^2-h_0U^2-\frac{1}{2}h_1U^4\right)$, где ρ и N – погонная плотность и натяжение струны, параметр нелинейности h_1 является малой добавкой к жесткости основания $h_0\geq 0$ струны. В зависимости от знака h_1 имеем систему либо с «жестким» ($h_1>0$), либо с «мягким» ($h_1<0$) типом нелинейности.

Согласно [6], постановка краевой задачи в этом случае будет иметь вид

$$\rho U_{tt}-NU_{xx}+h_0U+h_1U^3=0 \tag{1}$$

$$U(Vt-0,t)=U(Vt+0,t)=U(Vt,t)=U_0(t) \tag{2}$$

$$\begin{gathered}\left[NU_x+\rho VU_t\right]_{Vt+0}^{Vt-0}=P(t)\\ \frac{1}{2}\left[\rho U_t^2+NU_x^2-h_0U^2-\frac{1}{2}h_1U^4+2\rho VU_xU_t\right]_{Vt-0}^{Vt+0}=R(t)\end{gathered} \tag{3}$$

$$\begin{gathered}|U(x,t)|<W<\infty,\quad x\to\pm\infty\\ S/h<V\quad \text{при } x<Vt,\quad S/h>V\quad \text{при } x>Vt\end{gathered} \tag{4}$$

Соотношения (2) определяют условия непрерывности, (3) – баланса сил на движущейся границе $x=Vt$, (4) – условия, заданные на бесконечности (что гарантирует отсутствие каких-либо других источников), под $R(t)$ понимается сила, необходимая для поддержания равномерного закона движения, S/h – скорость переноса энергии [6, 7], h – плотность энергии, S – плотность потока энергии. Квадратные скобки означают разность предельных значений, стоящих в них величин.

Считая процесс возбуждения колебаний в струне установившимся, решение задачи (1)-(4) слева (j=1) и справа (j=2) от нагрузки будем искать в форме

$$U(x,t)=\frac{1}{2}A^j\exp\left\{i\left(\omega^jt-k^jx\right)\right\}+\text{к.с.} \tag{5}$$

где A^j – комплексная амплитуда,

$$\frac{\partial A^j}{\partial t}\Big/\left(i\omega^jA^j\right)\sim\frac{\partial A^j}{\partial x}\Big/\left(-ik^jA^j\right)\sim\varepsilon<<1,$$

а частоты ω^j и волновые числа k^j определяются из системы уравнений (индекс j опущен)

$$\begin{cases} -\omega^2 + c_0^2 k^2 + \omega_*^2 + \mu_*^2 |A|^2 = 0 \\ \omega - kV = \Omega \end{cases} \tag{6}$$

Здесь $c_0 = \sqrt{N/\rho}$ – скорость распространения волн в струне без учета основания, $\omega_* = \sqrt{h_0/\rho}$ – наинизшая частота колебаний струны, обусловленная наличием линейного упругого основания, $\mu_* = \sqrt{\frac{|h_1|}{2\rho}}$. Первое из уравнений системы (6) представляет собой нелинейное дисперсионное уравнение, которое при $h_1 \to 0$ вырождается в дисперсионное уравнение для поперечных волн в струне на линейном винклеровском основании, а второе – кинематический инвариант [2, 8].

Учет линейного упругого основания, как известно [1–3], приводит к наличию области непропускания [8, 9], когда волны в системе могут распространяться, начиная с частот $\omega > \omega_*$. В системе с жесткой нелинейностью область непропускания увеличивается, а при мягкой – уменьшается. В дальнейшем будем рассматривать лишь систему с жестким типом нелинейности и ситуацию, когда частота источника лежит в полосе непропускания.

Отметим, что если частота источника лежит в полосе непропускания, то неподвижный источник волн не излучает, но двигаясь с некоторой скорости $V > V_*$, он начинает их излучать. Такое излучение принято называть тормозным [10], а скорость V_*, при переходе через которую качественно меняется картина волнообразования – критической [1–3].

Для струны на линейно-упругом основании источник частоты $\Omega < \omega_*$ будет излучать волны при скорости $V > V_* = c_0\sqrt{1-(\Omega/\omega_*)^2}$ [1, 3].

Для струны, лежащей на нелинейном основании, как показали исследования, критическая скорость зависит не только от частоты, но также от амплитуды вынуждающего воздействия и параметра нелинейности

$$V_{**} = \left\{ c_0^2\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_*^2}\right) - \frac{\mu_*^2 P_0^2}{2\omega_*^4 \rho^2} + \frac{\mu_* P_0}{\omega_*^2 \rho}\sqrt{c_0^2 \frac{\Omega^2}{\omega_*^2} + \frac{\mu_*^2 P_0^2}{4\omega_*^4 \rho^2}} \right\}^{1/2}$$

На рис. 1 представлены качественные зависимости скорости от частоты с

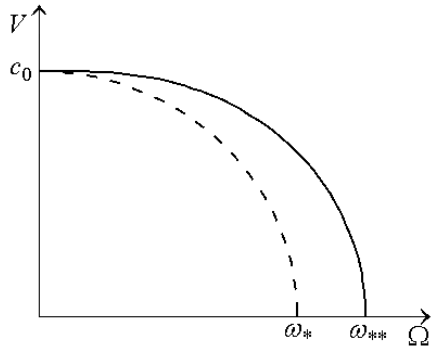


Рис. 1

учетом (сплошная линия) и в отсутствии (пунктирная линия) параметра нелинейности. Видно, что в системе с жестким типом нелинейности упругого основания критическая скорость V_{**} и частота непропускания $\omega_{**} = \sqrt{\omega_*^2 + \frac{\mu_* P_0}{c_0 \rho}}$ выше, чем в пренебрежении нелинейностью.

Из решения задачи (1)–(4) при $\Omega < \omega_{**}$ следует, что среднее значение силы волнового сопротивления, имеет вид

$$\langle R \rangle = \begin{cases} 0, & V < V_{**} \\ \dfrac{\Omega V P_0 \sqrt{c_0^2\Omega^2 - \left(c_0^2 - V^2\right)\omega_*^2 - \sqrt{\left(c_0^2\Omega^2 - \left(c_0^2 - V^2\right)\omega_*^2\right)^2 - \left(c_0^2 - V^2\right)\dfrac{\mu_*^2 P_0^2}{\rho^2}}}}{2\sqrt{2}\left(c_0^2 - V^2\right)^{3/2}\mu_*}, & V_{**} < V < c_0 \\ \dfrac{\rho}{16\left(V^2 - c_0^2\right)^2 \mu_*^2}\left\{\left(c_0^2\Omega^2 + \left(V^2 - c_0^2\right)\omega_*^2\right)\sqrt{\left(c_0^2\Omega^2 + \left(V^2 - c_0^2\right)\omega_*^2\right)^2 + \left(V^2 - c_0^2\right)\dfrac{\mu_*^2 P_0^2}{\rho^2}} - \right. \\ \left. - \left(c_0^2\Omega^2 + \left(V^2 - c_0^2\right)\omega_*^2\right)^2 + \left(V^2 - c_0^2\right)\dfrac{7\mu_*^2 P_0^2}{2\rho^2}\right\}, & V > c_0 \end{cases}$$

Соответствующая этой формуле зависимость в безразмерных переменных $\overline{P}_0 = \frac{P_0}{\rho c_0^2}$, $\overline{V} = \frac{V}{c_0}$, $\overline{\Omega} = \frac{\Omega}{\omega_*}$, $\overline{\mu}_* = \frac{\mu_* c_0}{\omega_*^2}$, $\overline{R} = \frac{\langle R \rangle}{\rho c_0^2}$ представлена на рис. 2. График построен при следующих значениях параметров $\overline{P}_0 = 0.2$, $\overline{\Omega} = 0.6$, $\overline{\mu}_* = 0.1$.

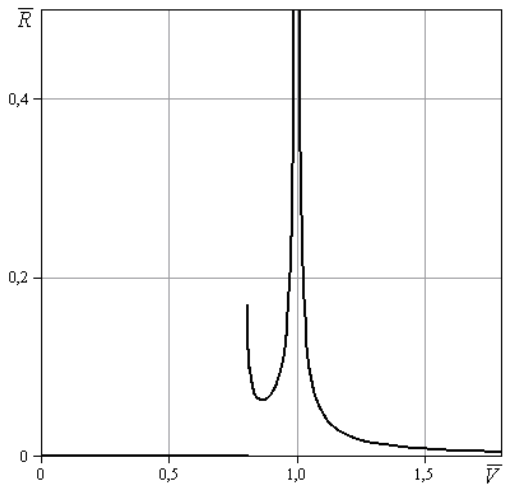


Рис. 2

Движение со скоростями близкими к $c_0 = \sqrt{N/\rho}$ невозможно, поскольку при $V \to c_0$ сила сопротивления движению <R> $\to \infty$. Согласно расчетам сопротивление движению резко возрастает не только при $V \to c_0$ ($V/c_0 \to 1$, $\overline{R} \to \infty$), но и при стремлении скорости движения нагрузки V к критической. Причем, если в отсутствии нелинейности <R> $\to \infty$ при $V \to V_*$,

то учет нелинейности упругого основания приводит к тому, что при $V = V_{**}$ сила сопротивления конечна, хотя существует разрыв первого рода (рис. 2).
Можно предположить, что возможна потеря устойчивости равномерного движения, т.е. возбуждение продольных колебаний нагрузки. Дело в том, что давление волн создает тормозное усилие, которое, как показывают расчеты, имеет падающий участок характеристики (рис. 2). На таком участке, согласно канонам теории колебаний [11], динамическое трение отрицательно и может возникнуть автоколебательный режим.

Список литературы

1. Весницкий А.И. Волновые эффекты в упругих системах // Волновая динамика машин. - М.: Наука, 1991. - С. 15-30.
2. Весницкий А.И. Волны в системах с движущимися границами и нагрузками. - М.: Физматлит, 2001. - 320 с.
3. Весницкий А.И. Избранные труды по механике. - Нижний Новгород: Изд-во «Наш дом», 2010. - 248 с.
4. Быченков В.А. Волновое сопротивление движению нагрузок вдоль одномерных упругих систем: дисс. … физ.-мат. наук. - Горький: ГГУ, 1988. - 134 с.
5. Метрикин А.В. Стационарные волны в нелинейно-упругой системе, взаимодействующей с движущейся нагрузкой // Акустический журнал. - 1994. - Т. 40, № 4. - С. 647 – 650.
6. Весницкий А.И., Каплан Л.Э., Уткин Г.А. Законы изменения энергии и импульса для одномерных систем с движущимися закреплениями и нагрузками // Прикладная математика и механика. - 1983. - Т. 47, № 5. - С. 863-866.
7. Ерофеев В.И., Лисенкова Е.Е. Общие соотношения для волн в одномерных упругих системах // Прикладная математика и механика. - 2013. - Т. 77, № 2. - С. 315-321.
8. Рабинович М.И., Трубецков Д.И. Введение в теорию колебаний и волн. – М.: Наука, 1984. - 432 с.
9. Победря Б.Е. Механика композитных материалов. - Изд-во Московского университета, 1984. - 335 с.
10. Физический энциклопедический словарь / Гл. ред. А.М. Прохоров. - М.: Сов. энциклопедия, 1983. - 928 с.
11. Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. – М., 1959. - 915 с.

Дата поступления: 13 сентября 2018 г.

DOI: 10.18411/vntr2018-133-2

УДК 534.1

РАСЧЁТ АВТОРЕЗОНАНСНОЙ ВИБРОУДАРНОЙ СИСТЕМЫ С ФЛУКТУИРУЮЩЕЙ СОБСТВЕННОЙ ЧАСТОТОЙ

© Виталий Львович Крупенин[1,2], Георгий Константинович Корендясев[1]
[1]*ИМАШ РАН, Москва, Россия*
[2]*Московский Политехнический Университет, Москва, Россия*
krupeninster@gmail.com

Аннотация. *Рассмотрена самовозбуждающаяся автоколебательная виброударная система, содержащая ударный осциллятор и механизм, обеспечивающий существование авторезонансных виброударных режимов движения. Предполагается, что собственная частота соответствующего линейного осциллятора флуктуирует и представляет собой широкополосный случайный процесс. Решается задача об оценке указанной флуктуации на динамику системы. Предлагается методика расчёта и анализа такой системы к квазиизохронном приближении, в предположении малости зазора. Используется метод усреднения в виброударных системах и один из методов Р.Л. Стратоновича. Определяются необходимые параметры режима движения.*
Ключевые слова: *случайный виброударный процесс, периодическая функция Грина, авторезонанс, фаза удара, импульс удара, флуктуционная поправка, спектральная плотность.*

Работа выполнялась при поддержке РФФИ (проект 18-08-00168).

CALCULATION OF THE AUTORESONANCE VIBROIMPACT SYSTEM WITH FLUCTUING OWN FREQUENCY

© Vitaly Krupenin[1,2], George Korendyasev[1]
[1]*IMASH RAN, Moscow, Russia*
[2]*Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia*
krupeninster@gmail.com

Abstract. *A self-excited self-oscillating vibro-impact system containing a shock oscillator and a mechanism ensuring the existence of autoresonant vibro-impact regimes of motion is considered. It is assumed that the eigenfrequency of the corresponding linear oscillator fluctuates and is a broadband random process. The problem of estimating this fluctuation on the dynamics of the system is solved. A technique is proposed for calculating and analyzing such a system for a quasi-isochronous approximation, if the gap is small. The method of averaging in vibro-impact systems and one of the methods of R.L. Stratonovich are used. The necessary parameters of the driving mode are determined.*
Keywords: *random vibro-impact process, periodic Green's function, autoresonance, impact phase, impact pulse, fluctuation correction, spectral density.*

Acknowledgements. *The work was supported by RFBR (project 18-08-00168).*

1. Постановка задачи. Рассмотрим *авторезонансное устройство*, схема которого показана на рис.1 [1-3]. Ударный осциллятор совершает колебания с соударениями, взаимодействуя с неподвижным ограничителем *2*, на котором смонтирован датчик импульсов удара (*J*), формирующий электрический сигнал пропорциональный величине *J*. Этот сигнал преобразуется в некоторую функцию ε*A*(*J*), которая после перемножения с сигналом $\dot{x}$, поступающим с датчика скорости *1*, подается на возбудитель колебаний *4*.
Предполагая близость системы к консервативной изохронной системе запишем уравнение движения в виде

$$\ddot{x}+\Omega^2 x+\Phi(x,\dot{x})=\varepsilon^2[A(J)+\Phi_0(x,\dot{x})-2b\dot{x}]. \qquad (1)$$

Здесь $\Phi(x,\dot{x})$ и $\Phi_0(x,\dot{x})$ упругая и диссипативная составляющие силы ударного взаимодействия, *b*- коэффициент диссипации, ε - малый параметр. Порядок правой части выбран $O(\varepsilon^2)$ в связи с тем, что дальше будут случайные силы учитываться $\sim\varepsilon$.
Указанная квазиизохронность выражается предположением, что величина зазора (натяга) $\Delta_0=\varepsilon^2\Delta;\ \Delta=O(1)$. Примем для определенности $A(J)=A_0J^{-1}$, $A_0>0$.
Диссипация энергии при ударах учитывается с помощью гипотезы Ньютона о коэффициенте восстановления [1, 2]. Пусть удар происходит в некоторый произвольный момент времени $t=t_\alpha$ тогда $\dot{x}(t_\alpha-0)=-R\dot{x}(t_\alpha+0);\ 0<R\le 1$. Тогда диссипативная составляющая силы удара $\Phi_0\sim(1-R)$. Для каждого удара можно записать [5, 6]: $[\Phi-\Phi_0]|_{t=t_\alpha}=J\delta(t-t_\alpha);\ J=(1+R)\,|\,\dot{x}(t_\alpha-0)\,|$. Здесь соответственно обозначено: J - импульс удара; $\delta(t)$ - δ-функция; t_α - момент некоторого $\alpha-$го удара. Если удары следуют T-периодически, то сила удара есть $J\delta^T(t-\varphi)$, где $\delta^T(t)-$T-периодическая последовательность δ-функций, φ-произвольный момент удара.
Перейдем к новым фазовым переменным «импульс-фаза» [1, 2, 4]: $(x,\dot{x})\to(J,\psi)$ в соответствии с формулами

$$x=-J\chi[\psi,\omega(J)],\ \dot{x}=-J\omega(J)\chi_\psi[\psi,\omega(J)], \qquad (2)$$

где принято во внимание, что при ε=0 решение задачи имеет хорошо известный и изученный вид:

$$x(t)=-J\chi(t-\varphi);\ \chi(t)=\frac{1}{2\Omega}\frac{\cos(\Omega t-\frac{T}{2})}{\sin(\frac{\Omega T}{2})},\ 0<t\le T,\ J=-2\Omega\Delta_0\mathrm{tg}\,\tfrac{1}{2}\Omega T\ge 0;$$
$$\chi(t)=\frac{1}{T}\sum_{k=-\infty}^{\infty}\frac{\exp(ik\omega t)}{\Omega^2-k^2\omega^2}. \qquad (3)$$

При этом $\chi(t)$ - периодическая функция Грина (ПФГ) – реакция линейного осциллятора на T-периодическое воздействие в виде δ-функций ($\delta^T(t)$). В силу своей квазиизохроности колебания происходят вблизи частоты 2Ω [1].
После преобразований можно прийти к системе с быстрой фазой. Усредняя по ней, примем во внимание, вычисленное в работе [5] и, кроме того, также и то обстоятельство, что диссипация при ударах должна учитываться членом $\sim-\varepsilon^2 rJ\delta^T(\psi),\ r=1-R$. Будем иметь в результате (см. также далее):

$$\dot{J} = -\varepsilon[\varepsilon(\mathrm{r}\,\pi^{-1}\Omega + b)J - \tfrac{1}{2}\varepsilon A_0]; \;\; \dot{\psi} = 2\Omega(1 - 2\varepsilon^2\Omega\Delta J^{-1}\pi^{-1}) \qquad (4)$$

Легко видеть, что здесь существует единственный стационарный режим

$$J \equiv J_0 = A_0[2(r\pi^{-1}\Omega + b)]^{-1}, \qquad (5)$$

Общее решение первого из двух выписанных уравнений (4)

$$J(t) = J_0\{1 - \exp[-\varepsilon^2[(r\pi^{-1}\Omega + b)]\} + J(0)\exp[-\varepsilon^2[(r\pi^{-1}\Omega + b)]\}$$

свидетельствует об устойчивости стационарного решения J_0 и самовозбуждаемости системы. Декремент колебаний $\gamma = \varepsilon^2[(r\pi^{-1}\Omega + b)]$.
Частота авторезонансного режима

$$\omega_0 = 2\Omega[1 - 4\varepsilon^2\Delta(r\pi^{-1}\Omega + b)\Omega\pi^{-1}A_0^{-1}]. \qquad (6)$$

Наша цель рассмотреть и изучить поведение системы в случае, когда частота системы изменяется случайным образом и уравнение движения (1) трансформируется так:

$$\ddot{x} + \Omega^2[1 + \varepsilon\xi(t)]x + \Phi(x, \dot{x}) = \varepsilon^2[A_0 J^{-1} + \Phi_0(x, \dot{x}) - 2b\dot{x}], \qquad (7)$$

где функция $\xi(t)$ - описывает случайный центрированный стационарный случайный процесс, удовлетворяющий условиям сильного перемешивания. В прикладных задачах условие сильно перемешивания может означать требование достаточно малого времени корреляции. В нашем случае это сводится к предположению о существовании экспоненциальной оценки на корреляционную функцию:

$$\left|K_\xi(\tau)\right| = N_0 \exp(-\phi\tau), \;\; N_0, \phi = \mathrm{const}>0.$$

2. Метод решения. Воспользуемся методом Р.Л. Стратоновича [6], заключающемся на вычислении флуктуационной поправки к решению усредненного уравнения. Формализация метода была проделана Р.З. Хасьминским в работе [7].
Рассмотрим стохастическую систему

$$\dot{\mathbf{y}} = \varepsilon\mathbf{Y}(\mathbf{y}, t) + \varepsilon^2\mathbf{Y}_1(\mathbf{y}, t), \;\; \mathrm{M}\mathbf{Y} = 0, \mathbf{y} \in \mathbf{R}^n,$$

причём функции $\mathbf{Y}$ и $\mathbf{Y}_1$ - случайные процессы, удовлетворяющие условию сильного перемешивания и ещё ряду требований. Обозначим усредненные векторные моменты этих процессов так:

$$\begin{aligned}
&\mathbf{Y}_0(\mathbf{y}) = \lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\int_\tau^{\tau+T}\mathrm{M}\mathbf{Y}_1(\mathbf{y}, t)dt,\\
&b_{qk}(\mathbf{y}) = \lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\int_\tau^{\tau+T}ds\int_\tau^{\tau+T}\mathrm{M}[\mathrm{Y}^{(q)}(\mathbf{y}, \mathrm{s})\,\mathrm{Y}^{(k)}(\mathbf{y}, t)]dt,\\
&\mathbf{K}_0(\mathbf{y}) = \lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\int_\tau^{\tau+T}ds\int_{\tau-T}^{s}\mathrm{M}[\mathrm{Y}'_{\mathrm{y}}(\mathbf{y}, \mathrm{s})\,\mathrm{Y}(\mathbf{y}, t)]dt.
\end{aligned} \qquad (8)$$

При этом предполагается равномерность предельных переходов по τ и $\mathbf{y}$. Через $\mathrm{Y}^{(q)}(\mathbf{y}, \mathrm{s})$ обозначена q-z компонента процесса.

Тогда на отрезке $0 \le \varepsilon^2 t < \tau_0$ процесс $\mathbf{y}(\tau)$, $\tau = \varepsilon^2 t$, являющейся решением исходной системы при $\varepsilon \to 0$ аппроксимируется решением стохастического уравнения Ито вида

$$d\mathbf{y}^0(\tau) = \mathbf{B}[\mathbf{y}^0(\tau)]d\tau + \boldsymbol{\sigma}[\mathbf{y}^0(\tau)]d\mathbf{w}(\tau),$$

где $\mathbf{w}(\tau)$ - n-мерный винеровский процесс, $\mathbf{B}(\mathbf{y}) = \mathbf{K}_0(\mathbf{y}) + \mathbf{Y}_0(\mathbf{y})$, $\boldsymbol{\sigma}[\mathbf{y}(\tau)]\boldsymbol{\sigma}*[\mathbf{y}(\tau)] = b_{qk}(\mathbf{y})$; звёздочка обозначает транспонирование.

Коэффициент сноса $\mathbf{B}(\mathbf{y})$ определяет детерминированную часть уравнения. Эта часть получается в результате усреднения исходной системы. Флуктуационную поправку определяет коэффициент диффузии $\boldsymbol{\sigma}(\mathbf{y})$.

3. Применение методики для решения исходной задачи. Вернёмся к уравнению движения (7). Приведём его в переменных «импульс-фаза» к стандартной форме.

$$\dot{J} = -\varepsilon\{\varepsilon \mathrm{r} J\delta^T(t-\varphi) + 4[2\varepsilon bJ\dot{\chi}(t-\varphi) + J\Omega^2\chi(t-\varphi)\xi(t) - \varepsilon A_0\dot{\chi}(t-\varphi) - \varepsilon\Omega^2\Delta]\dot{\chi}(t-\varphi)\},$$
$$\dot{\varphi} = -4\varepsilon J^{-1}[2\varepsilon bJ\dot{\chi}(t-\varphi) - \varepsilon A_0\dot{\chi}(t-\varphi) + J\Omega^2\chi(t-\varphi)\xi(t) - \varepsilon\Omega^2\Delta]\chi(t-\varphi).$$

Необходимо отметить, что первый член в первом уравнение отвечает «домножению дельта-функции на разрыв», так как при $t-\varphi = kT$ (k-целое число) функция $\dot{\chi}(t-\varphi)$ имеет скачок [1, 2]. Такая запись, поэтому может пониматься только как некоторый формальный символ, учитывающий мгновенную потерю энергии при ударе. В дальнейшем усреднение устранит некорректность. Относящиеся к этому замечанию вопросы обсуждаются в книгах [1, 2, 4, 8].

В соответствии с п.2 можно ввести обозначения:

$$Y^{(1)} = -4J\Omega^2 f_1(t-\varphi)\xi(t),\ Y^{(2)} = -4\Omega^2 f_2(t-\varphi)\xi(t),$$
$$Y_1^{(1)} = -4[2bJf_2(t-\varphi) - \Omega^2\Delta\dot{\chi}(t-\varphi)\xi(t) - A_0 f_2(t-\varphi)] - rJ\delta^T(t-\varphi),$$
$$Y_1^{(2)} = -4J^{-1}[2bJf_1(t-\varphi) - \Omega^2\Delta\chi(t-\varphi) - A_0 f_1(t-\varphi)].$$

В силу формулы (3) и сделанного замечания о частоте колебаний в квазиизохронном случае, можем получить:

$$f_1(t) = \chi(t)\dot{\chi}(t) = \tfrac{1}{8\Omega}\sin 2\Omega t,\quad 0 \le t < \tfrac{\pi}{\Omega},$$
$$f_2(t) = \chi^2(t) = \tfrac{1}{8}(1+\cos 2\Omega t),\quad 0 \le t < \tfrac{\pi}{\Omega}.$$

Учитывая периодичность, при посредстве формул (8), определяем коэффициенты сноса и диффузии. После вычислений, в предположении, что время корреляции мало, можно найти

$$b_{11} = \tfrac{1}{4}J^2\Omega^2 S_\xi(2\Omega)\pi,\quad b_{12} = 0,$$
$$K_0^{(1)} = \tfrac{3}{8}J\Omega^2 S_\xi(2\Omega)\pi,\quad Y_0^{(1)} = -(r\pi^{-1}\Omega + b)J + \tfrac{1}{2}A_0.$$

Причем здесь $S_\xi(\omega)$ - спектральная плотность процесса.

Теперь отсюда и при помощи уравнения Ито, данного в п. 2, находим уравнение для нахождения импульса:

$$dJ^0/d\tau = [3/8\,\Omega^2 S_\xi(2\Omega)\pi - (r\pi^{-1}\Omega + b)]J^0 + 1/2\,A_0 + 1/2\,\Omega J^0 \xi_0(t)\sqrt{S_\xi(2\Omega)\pi}, \qquad (9)$$

где $\xi_0(t)$ -стандартный белый шум единичной интенсивности.

Уравнение (9) может быть исследовано методами диффузионных марковских процессов [9]. Соответствующее уравнение Фоккера-Планка-Колмогорова (ФПК) примет здесь вид:

$$\frac{1}{2}\frac{d^2}{d(J^0)^2}[b_{11}(J^0)p(J^0)] = \frac{d}{dJ^0}\{[B(J^0) + \frac{1}{2}b_{11}(J^0)b'_{11}(J^0)]p(J^0)\}, \qquad (10)$$

где

$$B(J^0) = 3/8\,\Omega^2 S_\xi(2\Omega)\pi - (r\pi^{-1}\Omega + b)]J^0$$

- первый член в уравнении для нахождения импульса (9), $p(J^0)$ - плотность вероятности, относительно которой и записывается уравнение ФПК.

Граничные условия: $p(0) = p(\infty) = 0,\ J^0 \geq 0$.

В предположении нулевого потока вероятности через границы [6] находим

$$p(J^0) = \frac{\text{const}}{1/2\,\Omega J^0\sqrt{S_\xi(2\Omega)\pi}}\exp[2\int\frac{B(J^0)}{b_{11}(J^0)}dJ^0].$$

Подставляя сюда значения $B(J^0)$ и $b_{11}(J^0)$, после выполнения интегрирования, получаем

$$p(J^0) = \frac{\text{const}}{1/2\,\Omega\sqrt{S_\xi(2\Omega)\pi}}(J^0)^{\alpha-1}\exp(-\frac{\beta}{J^0}), \qquad (11)$$

причём здесь обозначено

$$\alpha = \frac{3/8\,\Omega^2 S_\xi(2\Omega) - (r\pi^{-1}\Omega + b)\pi^{-1}}{1/2\,\Omega^2 S_\xi(2\Omega)},\quad \beta = \frac{\pi^{-1}A_0}{1/4\,\Omega^2 S_\xi(2\Omega)} > 0.$$

Из (11) видно, что при $J^0 \to 0$: $p(J^0) \to 0$ для любого значения α. Таким образом одно из двух граничных условий выполняется всегда.

Если величина $\alpha < 0$, то величина $\alpha - 1 < 0$ заведомо. Следовательно, если $J^0 \to \infty\ p(J^0) \to 0$ и второе граничное условие выполняется также.

Условие $\alpha < 0$, в свою очередь, заведомо выполняется если

$$r\pi^{-1}\Omega + b > 3/8\,\Omega^2 S_\xi(2\Omega), \qquad (12)$$

то есть, если запас демпфирования достаточен для обеспечения устойчивости системы в среднем.

В условии (12) значение спектральной плотности выбирается на частоте главного линейного параметрического резонанса. Это говорит о том, что в выбираемом приближении система

наилучшим образом воспринимает внешнюю энергию, переносимую широкополосной флуктуацией как раз на этой частоте.
В формулу (11) входит постоянная нормировки. Её можно найти, если учесть, что $0 < J^0 \le \infty$ и [10]

$$\int_0^\infty (J^0)^{\alpha-1} \exp(-\frac{\beta}{J^0}) dJ^0 = \beta^\alpha \Gamma(-\alpha), \quad \alpha < 0,$$

где $\Gamma(x)$ - Γ - функция Эйлера. Таким образом

$$p(J^0) = \beta^{-\alpha} [\Gamma(-\alpha)]^{-1} (J^0)^{\alpha-1} \exp(-\frac{\beta}{J^0}). \tag{13}$$

Вычисленная плотность вероятности (13) и определяет с точностью до бесконечно малых высокого порядка случайный процесс $J^0(t)$.
Моменты этого процесса

$$m_J^{(n)} = \int_0^\infty (J^0)^n p(J^0) dJ^0 = \beta^n \frac{\Gamma[-(\alpha+n)]}{\Gamma(-\alpha)}$$

определены, когда $\alpha + n < 0$. Это приводит к требованию, усиливающему условие устойчивости

$$r\pi^{-1}\Omega + b > \frac{3+n}{8} \Omega^2 S_\xi(2\Omega).$$

Определим моду процесса. Находя максимум плотности вероятности $p(J^0)$, имеем:

$$J_M^0 = \frac{\beta}{1-\alpha} = \frac{\frac{1}{2} A_0}{(r\pi^{-1}\Omega + b) - \frac{1}{4}\Omega^2 \pi S_\xi(2\Omega)}. \tag{14}$$

Пусть система стремится к детерминированной, и флуктуация стремится к нулю. Тогда $S_\xi \to 0$, а $p(J^0) \to \delta(J^0 - J_M^0)$. Значение J_M^0 совпадает со стационарным значением импульса, получаемым посредством метода усреднения (5).
Это можно увидеть и из уравнения (9), если положить нулю значение S_ξ и приравнять нулю правую часть.
Знание ударного импульса для большинства задач динамики виброударных систем оказывается достаточным. В то же время при помощи формул (2), (3) можно получить приближенное представление закона случайного режима движения в виде

$$x(t) = -J^0(t)\chi(t-\varphi), \ \varphi = \text{const}.$$

Все характеристики случайного процесса $x(t)$ вычисляются с помощью хорошо известных соотношений теории случайных процессов [9].

Список литературы

1. *Бабицкий В.И., Крупенин В.Л.* Колебания в сильно нелинейных системах. - М.: Наука, 1985. - 320 с.
2. *Babitsky V.I., Krupenin V.L.* Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems. - Berlin: Springer-Verlag, 2001. - 420 p.
3. *Крупенин В.Л., Мягкохлеб К.Б.* Об одном классе авторезонансных машин виброударного действия //Доповіді Національної академії наук України. – 2014. - № 3. - С. 64-69.
4. Бурд В.Ш., Крупенин В.Л. Усреднение в квазиконсервативных системах. - М.: Белый Ветер, 2016. - 172 с.
5. Крупенин В.Л. К расчету возмущенных случайными силами авторезонансных виброударных систем // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2013. - №6. - С. 4-8.
6. *Стратонович Р.Л.* Избранные вопросы теории флюктуаций в радиотехнике. - М.: Советское радио, 1961. - 558 с.
7. *Хасьминский Р.*З. Предельная теорема для решения дифференциальных уравнений со случайной правой частью//Теория вероятностей и её применения. – 1966. - т.11, №3. - с. 444-462.
8. *Журавлев В.Ф., Климов Д.М.* Прикладные методы в теории колебаний. - М.: Наука, 1988. - 328 с.
9. *Болотин В.В.* Случайные колебания упругих систем. - М.: Наука, 1979. - 339 с.
10. *Градштейн И.С., Рыжик И.М.* Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. - М.: Наука, 1971. - 1100 с.

Дата поступления: 2 сентября 2018 г.

DOI: 10.18411/vntr2018-133-3

УДК 664:(62-5)

ПНЕВМОГИДРОЦИЛИНДР С ВОЗМОЖНОСТЬЮ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ СИЛОВОГО ХОДА

© Борис Львович Саламандра, Галина Николаевна Орлова
Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук,
Москва, Россия
salamandra@recuper.ru

Аннотация. *Приводится схема пневмогидроцилиндра, в котором за счет введения дополнительной загерметизированной зоны высокого давления, соединенной с гидрокамерой регулируемым дросселем и обратным клапаном, можно изменять скорость силового хода инструмента вплоть до ползучей. Дроссель и обратный клапан установлены в торце штока усилительного цилиндра.*
Ключевые слова*: пневмогидравлический усилитель, регулировка скорости силового хода, зона высокого давления, гидродроссель, обратный клапан.*

PNEUMO-HYDRAULIC CYLINDER WITH CAPACITY FOR REGULATION OF POWER MOTION SPEED

© B. L. Salamandra, G. N. Orlova
Mechanical Engineering Research Institute of the Russian academy of sciences, Moscow, Russia
salamandra@recuper.ru

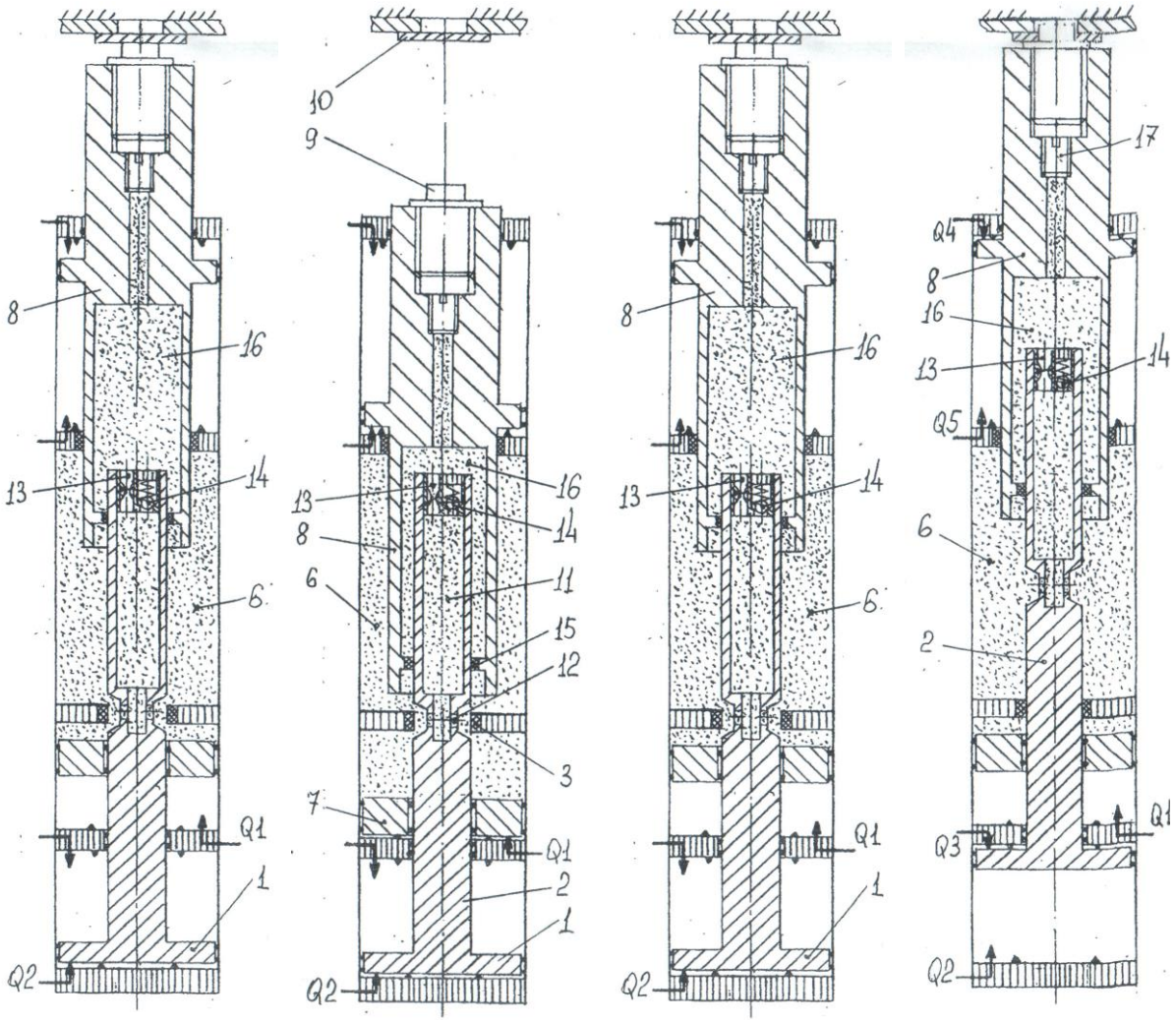
Abstract. *The scheme of the pneumo-hydraulic cylinder is presented. One can change the speed of tool power motion to creeping speed in the pneumo-hydraulic cylinder due to introducing of additional sealing high-pressure zone connected to hydraulic chamber by means of controlled throttle and back-pressure valve. Throttle and back-pressure valve are installed in the face of booster cylinder rod.*
Keywords: *pneumo-hydraulic booster, regulation of power motion speed, high-pressure zone, throttle valve, back-pressure valve.*

Пневмогидроцилиндры обеспечивают высокое усилие на выходном штоке при относительно небольшом его перемещении. Это позволяет использовать пневмогидроцилиндры при «коротких» технологических операциях типа зажима деталей, запрессовки, клепки и вырубки изделий из листа. Из всех перечисленных операция вырубки отличается неблагоприятной динамикой процесса. Дело в том, что после прохождения высечным пуансоном ≈ 0,5 толщины листа происходит срез материала, нагрузка резко падает, и выходное звено с пуансоном, находясь под действием воздуха, как сильной пружины, «выстреливает». Накопленная в этой пружине энергия гасится ударом всей подвижной массы на внутреннем или наружном упоре. Этот недостаток существенно увеличивает динамические нагрузки на конструкцию в целом и, наряду с повышенным шумом на

производстве, приводит к преждевременному разрушению опорных и уплотнительных элементов.

Неравномерность движения инструмента при существенно нелинейной характеристике силы резания в пневмогидроцилиндрах можно практически полностью устранить путем организации в гидрокамере высокого давления усилителя специальной зоны, перетекание масла в которую осуществляется через дроссель с обратным клапаном. В результате при неизменно больших скоростях холостого хода можно изменять скорость силового хода вплоть до ползучей. Это новое техническое решение [1] рассматривается ниже.

Пневмогидроцилиндры, при всем своем разнообразии [2, 3, 4] по расположению рабочего цилиндра относительно усилительного, обладают одним общим конструктивным свойством: всегда при выполнении силового хода поршень рабочего цилиндра и шток усилительного находятся в замкнутой гидрокамере и взаимодействуют через несжимаемую жидкость. Давление, которое развивается в гидрокамере, пропорционально отношению эффективных площадей поршня и штока усилительного цилиндра, которое определяет коэффициент усиления пневмогидроцилиндра и достигает величины 25 и более. В результате усилие на выходном звене рабочего цилиндра может достигать десятки тонн при давлении воздуха 6 кг/см^2 [5].



а) б) в) г)

Рис 1. а – схема традиционного пневмогидроцилиндра; б, в, г – схемы пневмогидроцилиндра с возможностью регулировки скорости силового хода в

разных фазах движения: при быстром ходе вверх (б); при силовом ходе вверх (в); при возврате в исходное положение (г).

На рис. 1,а показана традиционная схема пневмогидроцилиндра, в котором силовой и усилительный цилиндры расположены соосно в одном корпусе. Точечным муаром показана зона, заполненная маслом. В исходном положении усилительный цилиндр, образованный поршнем *1* и штоком *2*, находится в крайнем положении. При этом канавка на штоке *2* образует зазор между штоком и уплотнением *3*, установленным в перегородке *4*. Зазор соединяет камеры низкого *5* и высокого *6* давления. При подаче сжатого воздуха в канал Q1 перемещается поршень *7* холостого хода, выдавливая масло через зазор из камеры *5* в камеру *6*, тем самым выдвигая двухсторонний шток *8* рабочего цилиндра, несущего вырубной инструмент *9*. Поскольку нагрузка отсутствует, происходит быстрый холостой ход вперед под действием давления воздуха в канале Q1. При достижении инструментом *9* обрабатываемой детали *10*, что фиксируется датчиком изменения давления в канале Q1 или датчиком положения (на схеме датчики не показаны), будет подано давление воздуха в канал Q2, воздействующий на поршень *1* усилительного цилиндра. При перемещении поршня *1* его шток *2* перекроет зазор в перегородке *4*, и в загерметизированной гидрокамере *6* будет возрастать давление. Максимальное давление, которое может быть достигнуто $p_{max} = k\ p_в$, где $p_в$ – давление сжатого воздуха, а k – коэффициент усиления, равный отношению площади S1 поршня *1* к площади S2 поперечного сечения штока *2*. Очевидно, что в рассматриваемой традиционной схеме нет возможности регулировать скорость силового хода, т.к. она определяется только взаимодействием инструмента *9* и обрабатываемой детали *10*.

На рис.1б, в, г в разных фазах движения показана новая схема пневмогидроцилиндра [1], в котором регулирование скорости силового хода осуществляется за счет разделения камеры высокого давления на две зоны, перетекание масла между которыми происходит через регулируемый дроссель с обратным клапаном. Для этого шток *2* усилительного цилиндра выполняется полым - снабженным внутренним отверстием *11*, с одной стороны соединенным с камерой *6* через радиальные отверстия *12*, размещенные в канавке штока *2*, а с другой стороны – со стороны торца штока *2* закрытым регулируемым дросселем *13* с обратным клапаном *14*. В двухстороннем штоке *8* рабочего цилиндра также выполняется сквозное отверстие, в котором устанавливается манжета *15*, контактирующая с наружной поверхностью штока *2*. В результате в камере *6* высокого давления выделяется закрытая зона *16*.

В исходном положении (рис.1,б) при подаче давления сжатого воздуха в канал Q1 поршень *7* холостого хода, продавливая масло через зазор уплотнения *3*, обеспечит в камере *6* и, соответственно, в отверстии *11* большее давление, чем в зоне *16*. В результате клапан *14* откроется, и рабочий цилиндр совершит быстрый холостой ход вперед до контакта инструмента *9* с заготовкой *10* (рис.1,в), после чего, как и в традиционной схеме, производится переключение на силовой ход.

При подаче давления сжатого воздуха в канал Q2 (рис. 1,г) усилительного цилиндра шток *2*, перемещаясь вверх, уплотнением *3* загерметизирует камеру *6* высокого давления. Давление начнет возрастать, но всегда в силу действия силы со стороны усилительного цилиндра давление в зоне *16* будет несколько выше, чем в камере *6*. Клапан *14* будет закрыт, а скорость движения инструмента 9 определится, в основном, гидросопротивлением дросселя *13*. После вырубки изделия, когда усилие резания резко упадет, ситуация не изменится; обратный клапан *14* остается закрытым, и двухсторонний шток *8* рабочего цилиндра без удара, на малой скорости «сядет» на внутренний или наружный упор.

Важно отметить, что при любом относительном движении пневмоцилиндров, точнее их штоков *2* и *8*, находящихся в гидрокамере, должна происходить перетечка масла между гидрозонами *6* и *16*. Объем перетекаемой жидкости определяется отношением эффективных площадей штоков *2* и *8*. При закрытом обратном клапане *14* и полностью затянутом дросселе

13 система лишается подвижности, и пневмогидроцилиндр «запирается». Поэтому регулировкой дросселя можно добиться сколь угодно малой скорости силового хода.
Для выполнения обратного хода (рис. 1,г) каналы Q1 и Q2 соединяем с атмосферой, а сжатый воздух подаем в каналы Q3 усилительного пневмоцилиндра и Q4 рабочего. При этом давление в гидрозоне *16* будет меньше, чем в *6*, обратный клапан *14* откроется, и произойдет быстрый обратный ход в исходное положение (рис.1,б). Скорость быстрого обратного хода можно регулировать дросселированием выходного канала Q5 рабочего цилиндра.
Для возможности регулировки дросселя *13* в такой закрытой пневмогидросистеме осевое отверстие в двухстороннем штоке *8* рабочего цилиндра выполняется сквозным и со стороны рабочего инструмента заглушается пробкой *17*. Это отверстие используется также наряду с другими отверстиями (на схеме не показаны) для заливки рабочей среды и удаления воздуха. Для регулировки дросселя пневмогидроцилиндр выводится в положение, в котором торец штока *2* наиболее близок к заглушенному отверстию, из штока *8* выворачивается насадка, несущая инструмент *9*, удаляется заглушка *17*, и через открытое отверстие стандартным длинномерным инструментом, например, отверткой, можно повернуть регулируемый элемент дросселя.

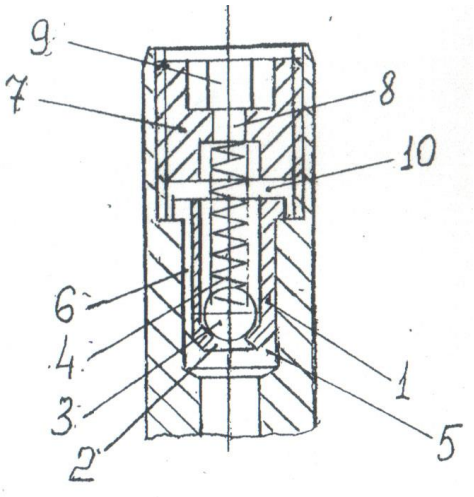


Рис. 2 Конструкция гидродросселя, выполненная на элементах обратного клапана.

На рис. 1, б, в, г дроссель *13* и обратный клапан *14* условно разделены и размещены в торце штока 8 усилительного цилиндра. На самом деле разместить там эти два элемента достаточно не просто, так как при проектировании пневмогидроусилителя стремятся сделать диаметр штока минимальным для увеличения коэффициента усиления системы. Эту задачу можно решить, выполнив дроссель на элементах обратного клапана так, например, как показано на рис. 2. Здесь гильза *1* клапана с отверстием *2*, которое перекрывается шариком *3* под действием пружины *4*, запрессовывается в отверстие *5* штока. Гильза *1* на своей наружной поверхности имеет две или три продольные канавки *6*. Пружина *4* своим вторым концом опирается на торец резьбовой втулки *7*, в котором выполнено сквозное отверстие *8* и профильное отверстие *9*, например, внутренний шестигранник, для возможности поворота втулки. Таким образом, параллельно обратному клапану на его элементах выполнен канал перетечки жидкости, состоящий из отверстия *8*, межторцевого зазора *10* и продольных канавок *6*. При повороте резьбовой втулки *7* будет изменяться межторцевой зазор *10* и, соответственно, гидравлическое сопротивление дросселя.

Список литературы

1. Саламандра Б.Л. Пневмогидроцилиндр. Патент РФ № 2643278. Б.И. № 4. 31.01.2018.
2. Schuster G. Hydraulischer Druckubersetzer. Патент Германии DE 4221638. 02.07.1992.
3. Todd M. Brieschke. Oil intensifier cylinder. Патент США US 5526644. 18.06.1996.
4. Todd M. Brieschke. Air/oil intensifier having multiple sensors. Патент США US 5865029. 02.02.1999.
5. https://de.tox-pressotechnic.com // Дата обращения 28.05.2018

Дата поступления: 15 сентября 2018 г.

DOI: 10.18411/vntr2018-133-4

УДК 62-97/-98

О МЕТОДИКЕ ЕВРОПЕЙСКОЙ АССОЦИАЦИИ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОИНСТРУМЕНТА «ИЗМЕРЕНИЕ ЭНЕРГИИ ЕДИНИЧНОГО УДАРА ПЕРФОРАТОРОВ И ОТБОЙНЫХ МОЛОТКОВ»

© Ямпольский Дмитрий Зиновьевич[1], Ванаев Владимир Степанович[2]
[1]Общество с ограниченной ответственностью «УДАРМАШ», Москва, Россия
[2]Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (МГТУ им. Н.Э. Баумана), Москва, Россия
dmyampol@mail.ru

Аннотация. *Рассмотрена Методика измерения энергии удара электрических отбойных молотков и перфораторов, разработанная Европейской Ассоциацией Производителей Электроинструмента. Проанализированы измерительная аппаратура, метод измерения энергии ударного импульса и методика испытаний электроинструмента в сравнении с разработанной в ООО «УДАРМАШ» установкой «УИПУ-4М» и отечественным стандартом на испытания отбойных молотков ГОСТ 55162 – 2012. Отмечены возможности совершенствования Методики и повышения точности измерений.*
Ключевые слова: *электрические отбойные молотки, элетроперфораторы, энергия удара, методика измерений, Европейская Ассоциация Производителей Электроинструмента, предложения по совершенствованию методики.*

ABOUT THE EUROPEAN POWER TOOLS ASSOCIATION TECHNIQUES “MEASUREMENT OF THE SINGLE IMPACT ENERGY OF ROTARY HAMMERS AND BREAKERS”

© D.Z. Yampolsky[1], V.S. Vanaev[2]
[1]The limited liability company «UDARMASH», Moscow, Russia
[2]Bauman Moscow State Technical University (Bauman MSTU), Moscow, Russia
dmyampol@mail.ru

Abstract*. The procedure for measuring the impact energy of electric hammers and breakers, developed by The European Power Tools Association, is discussed. The method for shock pulse energy measuring, equipment for it and power tool testing procedure are considered in comparison with the national standard GOST 55162 – 2012 and the "UIPU-4M" system developed by "UDARMASH". The possibilities to improve the procedure and increase the accuracy of measurements are marked.*
Key words: *electric power tools, single impact energy, measurement technique, The European Power Tools Association, proposals to improve the procedure.*

1. **Общие сведения.** В 2009 году Европейская Ассоциация Производителей Электроинструмента (The European Power Tools Association – далее Ассоциация EPTA) выпустила корпоративный стандарт «Методика измерения единичной энергии удара перфораторов и отбойных молотков» (Procedure 05 “Measurement of the single impact energy of rotary hammers and breakers” – далее Методика, Методика EPTA). В октябре 2016 года

вышла его вторая редакция [1]. С 1 января 2018 года все производители электроинструмента, входящие в данную Ассоциацию[1], обязаны указывать в каталогах на свою продукцию сведения об энергии удара отбойных молотков и перфораторов, полученные в соответствии с данным стандартом.

Мы предлагаем читателям статью, в которой дан анализ Методики EPTA, а также представлены предложения по ее совершенствованию и доработке. К сожалению, Методика EPTA до сих пор не опубликована (она доступна лишь узкому кругу специалистов фирм, входящих в Ассоциацию EPTA). Авторы данной статьи располагают текстом Методики на английском языке, который был предоставлен им одной из организаций, производящей электроинструмент.

Мы полагаем целесообразным цитировать наиболее важные фрагменты Методики на языке оригинала, чтобы избежать неточностей в переводе и исключить возможность двусмысленного толкования собственного перевода.

Прежде чем приступить к анализу Методики EPTA, необходимо определить термин «энергия единичного удара». В Методике дается следующее определение:

(2) single impact energy – energy content of the first impact impulse shock wave, generated when the beat piece hits the connection end of the test rod

Энергия единичного удара – есть энергосодержание первого импульса ударной волны, возникающей при ударе проммассы по хвостовику измерительной штанги.

Для разъяснения данного определения рассмотрим принципиальную схему электрической ударной машины, показанную на рис. 1. Такая машина ударного действия – будь то отбойный молоток или перфоратор – состоит из корпуса 1, в котором размещен кривошипный механизм 2, ударник 3, проммасса (промежуточный ударник) 4, и рабочий инструмент 5.

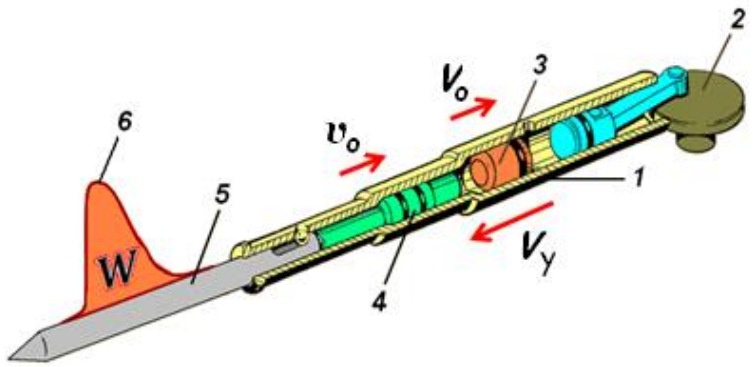


Рис. 1. Принципиальная схема электрической ударной машины
1 – корпус; 2 – кривошипный механизм; 3 – ударник:
4 – проммасса; 5 – рабочий инструмент;

Цикл ударной машины включает рабочий и холостой ход. При рабочем ходе кривошипный механизм разгоняет ударник, последний наносит удар по проммассе, которая, в свою очередь, ударяет по хвостовику инструмента. На холостом ходу за счет разряжения кривошипный механизм возвращает ударник в исходное положение (вверх). Удары повторяются с частотой около 50 Гц.

Традиционно под энергией удара машины ударного действия понимается кинетическая энергия ударника перед его ударом по рабочему инструменту [2-4]. В Методике EPTA объектом измерений является первая ударная волна, возникающая при ударе в инструменте. В отечественной литературе эта волна носит специальное название – ударный импульс. Таким образом, в Методике EPTA под единичной энергией удара понимается

[1] На сегодняшний день в EPTA входят 16 крупнейших производителей электрических машин: Hilti, BOSCH, Makita, Hitachi, Ingersoll Rand, Metabo, SPARKY, BAIER, Интерскол и др.

энергия ударного импульса. Именно эта физическая величина подлежит измерению и декларированию.

Энергия ударного импульса более полно характеризует эффективность ударной машины, поскольку это энергия, переданная машиной своему инструменту, который непосредственно совершает полезную работу по ударному разрушению.

Сопоставим энергию ударного импульса и энергию удара в ее традиционном понимании.

Пусть масса ударника M, его предударная скорость V_y и скорость отскока V_0, проммасса имеет массу m и ее скорость отскока при ударе v_0, энергия ударного импульса W. Тогда для рассматриваемой схемы электрической ударной машины имеем уравнение баланса энергии в установившемся периодическом режиме работы

$$\frac{MV_y^2}{2} + Z^- + z^- = \frac{MV_0^2}{2} + \frac{mv_0^2}{2} + Z^+ + z^+ + W + Q, \quad (1)$$

где Z^-, z^- и Z^+, z^+– соответственно потенциальная энергия собственных колебаний ударника и проммассы до и после удара; Q – совокупные потери энергии на сопутствующие удару явления (трение, излучение звука, магнитострикцию, магнитоиндукцию и др.).

Поскольку $Z^- < Z^+$ и $z^- < z^+$ (в силу затухания собственных колебаний в течение рабочего цикла машины), из формулы (1) следует, что энергия ударного импульса W всегда меньше кинетической энергии ударника, т.е. энергии удара в ее традиционном понимании. Разница в энергиях может быть значительной, поэтому переход к Методике ЕРТА, т.е. переход к нормированию энергии ударного импульса, привел к резкому снижению энергетических параметров электрических ударных машин, которое наблюдается в каталогах ведущих производителей электроинструмента с 2009 года.

Энергия ударного импульса измеряется тензометрическим методом с помощью специальной тензометрической аппаратуры и измерительных преобразователей в виде длинных измерительных штанг с тензодатчиками (тензорезисторами) [1, 5-8]. Энергия ударного импульса W определяется формулой

$$W = cES\int_0^T \varepsilon^2(t)\,dt, \quad (2)$$

где c – скорость звука в измерительной штанге; E – модуль Юнга штанги; S – площадь поперечного сечения штанги; T – длительность ударного импульса; ε – относительная деформация участка штанги под тензодатчиком; t – время.

Методика ЕРТА формулирует общие требования к методу и средствам измерения энергии ударного импульса и методу испытаний ручной электрической ударной машины.

Мы будем анализировать Методику ЕРТА в сравнении с Установкой «УИПУ-4М»[2] [8] и отечественным стандартом на отбойные молотки ГОСТ 55162 – 2012 [7].

Установка «УИПУ-4М» разработана ООО «УДАРМАШ» на базе серии установок «УИПУ» [6, 8] как результат развития тензометрического метода измерения параметров удара за последние 50 лет.

В ГОСТ 55162 – 2012 «Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний» изложен советский и российский опыт испытаний ручных машин ударного действия по определению их энергетических, вибрационных и шумовых характеристик.

Начать анализ Методики ЕРТА целесообразно с приборного оборудования для измерения энергии ударного импульса.

[2] «УИПУ» – Установка для Измерения Параметров Удара.

2. Измерительная система и калибровка измерительного тракта.

Измерительная система согласно Методике ЕРТА показана на рис 2. Она состоит из электроинструмента (молотка), в патрон которого установлена измерительная штанга, бетонного блока, тензометрического усилителя и цифрового записывающего устройства.

(4.2) A test rod with a tool connection end as recommended by the manufacturer shall be used. On hammers with a hexagon tool holder, the diameter of the test rod equals the width across flats of the corresponding tool bit. It's recommended that there are no steps along the entire length of the test rod. To ensure a central impact, the connection end of the test rod shall be convex with a radius of maximum 100 mm.
Test rods shall be made of steel such as 115 Cr V 3. Both ends shall be hardened to (55 ± 5) HRC or equivalent HRA. In the area where the strain gauges are applied the test rod shall have the same hardness over the whole cross section.
The Young's modulus of the test rod is fixed at 210 GPa. Calculations shall be done with a constant Poisson's ratio of 0,29. The value of the density is given as 7 850 kg/m.. The velocity of sound in steel is 5 180 m/s.

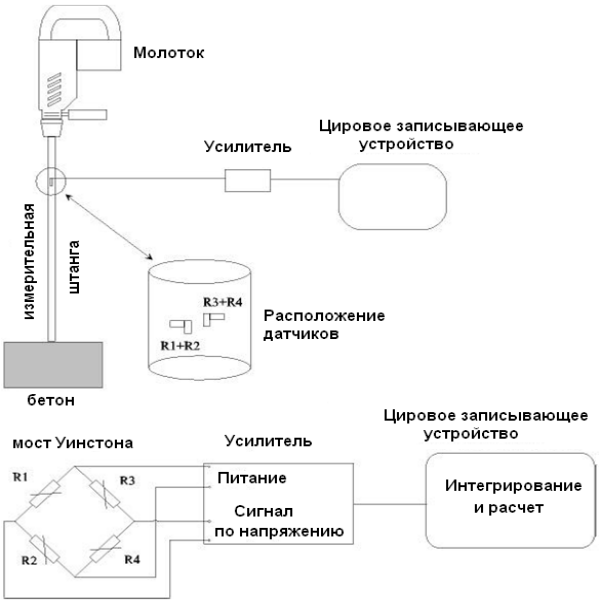


Рис. 2. Измерительная система согласно Методике ЕРТА

Измерительная штанга изготавливается из инструментальной стали марки 115 Cr V 3, концы которой закаливают до твердости (55 ± 5) HRC. Хвостовик штанги выполняется в соответствии с требованиями изготовителя электроинструмента. Для обеспечения центральности удара торец хвостовика штанги должен иметь радиус не более 100 мм[3].

Рекомендуется, чтобы по всей длине измерительной штанги не было уступов (буртов). Штанга выбирается так, чтобы ударный импульс полностью укладывался по ее длине, а отраженная от противоположного конца штанги волна (отраженный импульс) не накладывалась на него.

На измерительную штангу диаметрально противоположно наклеиваются 4 одинаковых тензодатчика (тензорезистора): два вдоль оси штанги и два поперек оси. Датчики соединяются по мостовой схеме (мост Уитстона).

Таблица 1 – Геометрические размеры измерительных штанг

Тип хвостовика	Диаметр штанги мм	Длина штанги мм	Расстояние от торца хвостовика до тензодатчи-ков, мм
SDS-PLUS (TE-C)	10	600	150
SDS-TOP (TE-T)	14	600	150
SDS-MAX (TE-Y)	18	800	200

Рекомендуемая длина штанги и место расположения тензодатчиков даны в Таблице 1 в зависимости от диаметра штанги и типа ее хвостовика

Физические константы измерительной штанги жестко заданы: сталь 115 Cr V 3, плотность – 7850 кг/м^3, модуль Юнга – 210 ГПа, скорость продольной волны (скорость звука) – 5180 м/с, коэффициент Пуассона – 0,29.

(4.3) The concrete block shall have the minimum dimensions 800 mm x 500 mm and 200 mm in height and a compressive strength from 40 N/mm. to 50 N/mm.

[3] В Методике ЕРТА не указано, какова должна быть геометрия противоположного торца штанги.

Размеры бетонного блока должны быть не менее 800 мм × 500 мм, а высота не менее 200 мм; предел прочности на сжатие 40…50 Н/мм^2.

(4.4) For signal conditioning a DC strain amplifier shall be used. The cut-off frequency (-1 dB) of the amplifier shall be at least 100 kHz. If the amplifier has a cut-off-frequency of more than 100 kHz, the bandwidth shall be limited to 100 kHz with built-in or external analogue low-pass filters (minimum 4th order and Bessel characteristics are recommended) to keep the signal noise low. Voltage supply: the bridge supply voltage shall be 5 V or higher with an accuracy of ±0,5 % during the measurement.
Data acquisition: sampling rate ≥ 1 MHz A/D-converter with at least 12 bit resolution.

Рекомендуемые Методикой EPTA технические характеристики измерительной аппаратуры представлены в Таблице 2[4].
Для измерения ударных деформаций в Методике EPTA применен усилитель постоянного тока, сигнал с которого подается на цифровое записывающее устройство – аналого-цифровой преобразователь и компьютер, которые выполняют оцифровку выходного напряжения усилителя, его запись, обработку и расчет энергии ударного импульса.

Таблица 2 – Технические характеристики измерительной аппаратуры согласно Методике EPTA

Наименование характеристики	Значение
Количество тензорезисторов	4
Длина сетки тензорезистора	< 6 мм
Электрическое сопротивление тензорезистора	> 350 Ом
Частотный диапазон тензоусилителя (по уровню –1 дБ)	0 Гц…100 кГц
Напряжение питания моста тензодатчиков	≥ 5 В
Нестабильность напряжения питания тензодатчиков	< 0,5%
Разрядность АЦП	≥ 12 бит
Частота дискредитации измерительных данных	≥ 1 МГц

Сведения о требованиях к калибровке измерительного тракта в Методике EPTA не приводятся. Указано лишь, что перед каждым измерением необходимо провести коррекцию нуля с учетом веса испытываемого электроинструмента.
Исходя из измерительной схемы (рис. 2), Методика EPTA дает следующую формулу для расчета энергии ударного импульса W_{EPTA}:

$$W_{EPTA} = \frac{4cES}{[k\beta U_0(1+\mu)]^2}\int_0^T U_M^2(t)dt, \qquad (3)$$

где k – коэффициент усиления тензоусилителя; β – коэффициент тензочувствительности тензорезистора; U_0 – напряжение питания моста Уинстона; μ – коэффициент Пуассона материала измерительной штанги; $U_M(t)$ – измеряемый сигнал по напряжению в момент времени t.

(5.1.5) The test rod shall be properly earthed.
NOTE It is recommended using ribbon cable for earthing the test rod.
Only shielded measuring cord shall be used.

Методика EPTA требует, чтобы измерительная штанга была должным образом заземлена, но не объясняет, что значит «должным образом».
По опыту разработки установок «УИПУ» [6, 8] мы знаем, что на измерительный сигнал влияют помехи электросети, электромагнитные волны в частотном в диапазоне до 300 кГц, а при испытаниях электроинструмента – специфические помехи, создаваемые работой самой ударной машины.
Уменьшить влияние этих помех можно за счет использования:

[4] Технические характеристики Установки «УИПУ-4М» даны в работе [8].

- лабораторного автотрансформатора для питания измерительной аппаратуры;
- гальванической развязки цепей питания электроинструмента и измерительной системы;
- заземления измерительной аппаратуры и штанги в единой точке.

Энергия ударного импульса определяются путем косвенных измерений, для нее нет образцовых мер, с которыми можно было бы сопоставить полученные результаты. То есть можно откалибровать тензоусилитель и измерительный тракт, выполнить расчеты по формулам (2) и (3), но остается вопрос: «насколько результат измерения соответствует реальной энергии?».

Методика EPTA предлагает следующее решение этого вопроса.

(4.5) The test rod shall be validated with the applied strain gauges by a drop test with a mass…
To validate the measuring chain the kinetic energy of a drop weight, which hits the test rod, is compared with the impact energy.
For that purpose a dedicated drop rig shall be used, where the drop weight is properly guided, either accelerated by gravity or by suitable drives (e.g. pressured air). The impact velocity v_{foward} and the recoil velocity of the drop weight v_{return} shall be measured with suitable equipment (e.g. laser light barrier) to a maximum allowable uncertainty of 1 % of measured velocity. The recoil velocity of the drop weight shall be measured before the reflected wave in the rod arrives at the connection end.

Note. If the drop weight rebounds after arrival of the reflected wave at the connection end, the recoil velocity is consequently regarded to be zero.

The applied kinetic energy of the drop weight should be chosen close to the expected value of the impact energy the velocity of the drop weight being (10 ± 3) m/s. The difference between the determined energy by the drop test rig and the measured energy, see equation (17), which includes the complete measurement chain, shall be smaller than 10 %, otherwise the test rod is not valid.

Надо провести проверочное испытание измерительной штанги путем сбрасывания на нее груза некоторой массы $m_г$ с одновременной регистрацией ударного импульса деформации, предударной скорости груза v_{foward} и скорости его отскока v_{return}. При этом разность кинетической энергии груза ΔA до удара и после него необходимо сравнить с энергией ударного импульса, рассчитанной по формуле (3):

$$\Delta A = \frac{m_г}{2} v_{foward}^2 - \frac{m_г}{2} v_{return}^2.$$

Измерительная штанга признается годной для измерений по Методике EPTA, если значения ΔA и W_{EPTA} отличаются менее чем на 10 %.

Схема проверочного испытания показана на рис. 4. Для реализации этой схемы используют специальный стенд, конструкцию которого Методика EPTA не дает. Имеются только следующие рекомендации: разгон груза может осуществляться как за счет силы тяжести, так и сжатым воздухом; для измерения скорости груза предлагается использовать оптическую систему с лазерными лучами, проходящими через диафрагму.

Требования к сбрасываемому грузу в Методике EPTA также не указаны, однако на рис. 4 показан груз равного поперечного сечения с измерительной штангой и плоским соударяемым торцом. Также ничего не сказано о соосности соударения груза со штангой и центральности удара, что важно, т.к.

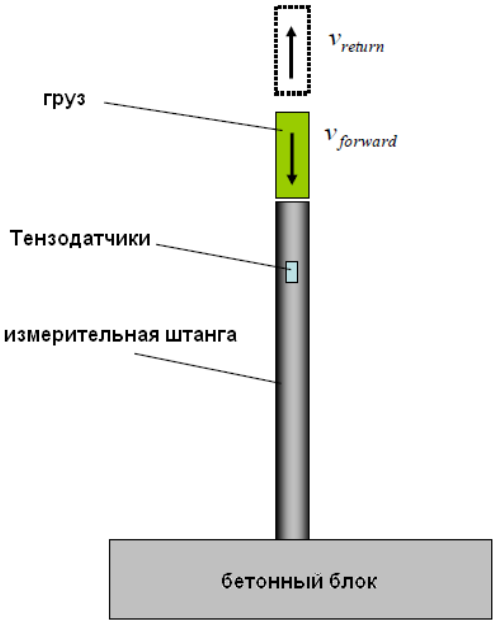


Рис. 4. Схема испытаний измерительной штанги

изгибные деформации искажают измерительный сигнал.
Скорость удара нормируется в пределах (10 ± 3) м/с. Допустимая погрешность измерения скорости удара и скорости отскока 1 %.
Если груз отскакивает после того, как отраженная волна в измерительной штанге достигла ее хвостовика, то скорость отскока принимают равной нулю[5].
Рассмотрим баланс энергии, соответствующий проверочному испытанию измерительной штанги:

$$\frac{m_г}{2}v_{foward}^2 = W_{EPTA} + \frac{m_г}{2}v_{return}^2 + Z + Q, \quad (4)$$

где Z – потенциальная энергия собственных колебаний груза.
Из (4) следует

$$\frac{\Delta A - W_{EPTA}}{\Delta A} = \frac{Z+Q}{\Delta A} > \frac{Z+Q}{A_г}, \quad \text{где } A_г = \frac{m_г}{2}v_{foward}^2. \quad (5)$$

В зависимости от геометрии груза потенциальная энергия его собственных колебаний Z может достигать 10 % от кинетической энергии перед ударом. Соотношение (5) показывает, что в этом случае штанга, согласно Методике EPTA, должна быть признана непригодной для измерений, хотя истинной причиной ее выбраковки в данном случае будет неправильный выбор груза.
Известно, что механический удар сопровождается множеством паразитных (с точки зрения измерений) явлений (магнитострикция, магнитоиндукция, трибоэффект и др.). Они генерируют помехи, которые существенно снижают точность измерений. Эти помехи можно минимизировать с помощью специальной заделки выводов контактов тензодатчиков [8]. Без такой заделки нестабильность измерительной штанги может достигать 3…4 %[6]. Аналогичные погрешности вызывают намагниченность штанги и расклеп ее торца.
Методика EPTA не устанавливает требований к стабильности измерительных штанг. Таким образом, по критерию Методики EPTA, годной может быть признана и нестабильная штанга с высоким уровнем помех.
Проверка измерительной штанги, как она прописана в Методике EPTA, не позволяет определить погрешность измерения энергии ударного импульса электроинструмента, она дает лишь ее верхнюю оценку – 10 %. Для разработки ручного инструмента на сегодняшний день такая погрешность слишком велика [8].
В работе [9] представлена предлагаемая нами ***альтернативная методика аттестации измерительной штанги и измерения энергии ударного импульса*** с помощью Установки «УИПУ-4М».
Сущность методики состоит в следующем. Для аттестации измерительной штанги, воспользуемся законом сохранения количества движения при ударе. Запишем его в скалярном виде (ось координат направлена в сторону удара):

[5] Данное требование Методики EPTA совершенно неприемлемо: исключить наложение прямого и отраженного импульсов можно правильным выбором геометрии груза, уменьшив его длину и, соответственно, длительность ударного импульса.
[6] ООО «УДАРМАШ» разработаны прецизионные измерительные преобразователи (пики), в которых влияние указанных факторов минимально, а нестабильность измерительного тракта установки «УИПУ-4М» с учетом измерительных преобразователей не превышает 0,15 % [8].

$$mv_{foward} = ES\int_0^T \varepsilon(t)dt - mv_{return},\ \ v_{return} > 0. \quad (6)$$

Поскольку относительная деформация $\varepsilon(t)$ прямо пропорциональна регистрируемому электрическому напряжению $U(t)$, т.е. $\varepsilon(t) = \lambda \cdot U(t)$, где λ – коэффициент пропорциональности, то из соотношения (6) следует

$$\lambda = \frac{m\left(v_{foward}+v_{return}\right)}{ES\int_0^T U(t)dt}.$$

Физический смысл коэффициента λ состоит в следующем: он представляет собой чувствительность всего измерительного тракта по отношению к относительной деформации, включая тензодатчики, усилители, аналого-цифровой преобразователь и конечный показывающий прибор. Таким образом, используя закон сохранения количества движения, мы фактически проводим сквозную калибровку измерительного тракта.

Теперь для выполнения измерений на ударной машине нам не нужно знать ни коэффициент тензочувствительности тензорезисторов, ни напряжение питания тензодатчиков, ни коэффициент усиления тензоусилителя и коэффициент Пуансона, т.е. все те значения, которые используются в Методике EPTA (см. формулу (3)). Выполнив образцовый удар на градуировочном стенде «СГУ-3»[7] установки «УИПУ-4М» и определив коэффициент λ, мы аттестовываем измерительный преобразователь, а энергию ударного импульса рассчитываем по формуле:

$$E_s = \lambda^2 cES\int_0^T U_э^2(t)dt, \quad (7)$$

где $U_э(t)$ – ударный импульс, зарегистрированный непосредственно при работе машины.

Преимущества предлагаемой методики таковы: при помощи одного образцового удара она позволяет определить коэффициент чувствительности измерительного тракта λ, скорость звука в измерительной штанге c и модуль Юнга E – все необходимые константы для вычисления энергии ударного импульса, входящие в формулу (3). И определить эти величины экспериментально, а не брать их из текста Методики EPTA. По нашим оценкам погрешность измерения энергии ударного импульса с помощью альтернативной методики составит около 3 % [9].

Согласно Методике EPTA измерительная пика должна быть изготовлена из стали марки 115 Cr V 3. Альтернативная методика позволит использовать для измерений рабочий инструмент ударных машин, имеющейся в розничной продаже, поскольку значения всех величин, необходимых для расчетов, можно определить экспериментально и, что немаловажно, с минимальной трудоемкостью.

Альтернативная методика аттестации измерительной пики и измерения энергии ударного импульса была апробирована ООО «УДАРМАШ» при испытаниях электрических отбойных молотков фирм «Интерскол», «BOSCH», «Hilti» и «Makita», представленных в работе [8].

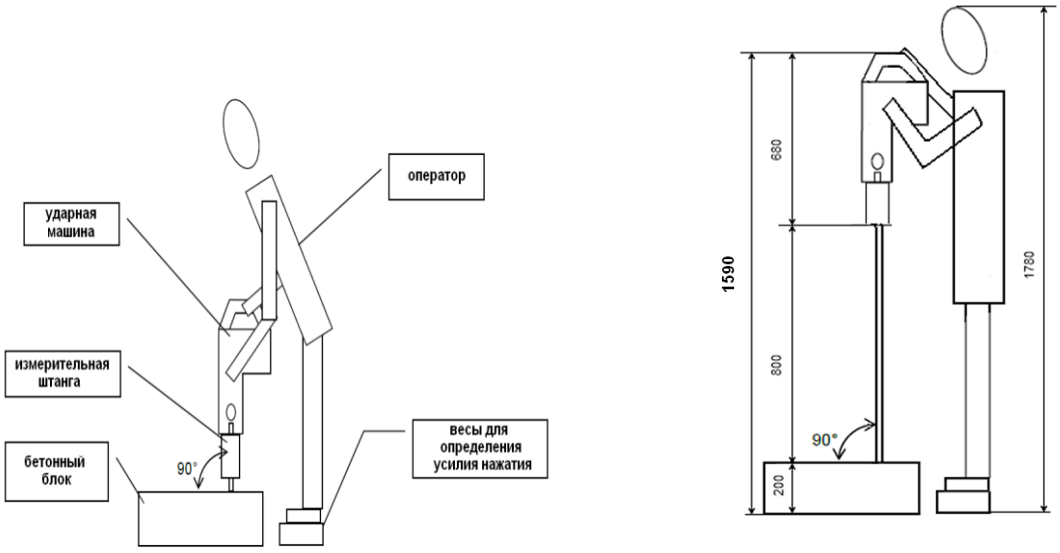
Теперь можно перейти к анализу процедуры испытаний по Методике EPTA.

[7] На стенде ударник разгоняется сжатым воздухом вверх и на свободном вылете, пересекая лучи оптической базы, наносит удар по измерительной штанге. Оптическая база стенда устанавливается с точностью ±0,01 мм, погрешность измерения скорости ударника 10 м/с составляет менее 0,1 %. При измерении скорости отскока, значение которой порядка 1,5 м/с, учитывается сила тяжести.

3. Методика испытаний электроинструмента

(5.1.3) The concrete block and the scale to determine the feed force shall be placed in a way that the operator is able to run the power tool without any disturbances.
(5.1.4) For machines without vibration reducing mechanisms, the feed force applied to the tool in addition to its weight shall be sufficient to ensure stable operation. However the feed force shall not exceed 250 N.
For machines with vibration reducing mechanisms, the feed force applied to the tool shall be such that the vibration reducing mechanism is able to operate as close as possible to normal without permanent overloading.
(5.1.5) During measurement the operator shall stand on a scale or on a similar device, which indicates the actual value, to ensure that he can control the feed force. The average feed force during the measurement shall be reported.
(5.2) The concrete block shall be prepared by a hole to the diameter of the test rod to ensure a proper guidance during measurement. The hole shall be between 5 to 10 mm deep.

Согласно Методике EPTA испытание ударной машины производится в руках человека-оператора при работе по бетонному блоку, как показано на рис. 5. В бетонном блоке выполняют отверстие, равное диаметру измерительной штанги. Глубина отверстия должна составлять от 5 до 10 мм.



а) *б)*

Рис. 5. Схема испытаний электроинструмента по Методике EPTA
а) как она представлена в тексте Методики; *б)* реальная поза оператора

Методика EPTA не нормирует допуск на отверстие под измерительную штангу, место его расположения в бетонном блоке, предельную глубину внедрения измерительной штанги в бетонный блок. Также остается неясным, сколько отверстий под измерительную штангу может располагаться на поверхности блока, и каковы должны быть расстояния между ними.
Методика EPTA также не нормирует и требований к рабочей позе оператора.
Измерения проводят в установившемся режиме работы машины. Усилие нажатия на машину, создаваемое оператором, контролируется с помощью весов, на которых он стоит. Усилие нажатия должно быть достаточным для стабильной работы машины.
Критерий «стабильная работа машины» в Методике EPTA не объясняется.
Для машин без виброзащиты усилие нажатия в Методике EPTA ограничивается величиной 250 Н.
Про машины с виброзащитными устройствами сказано, что усилие нажатия не должно выключать эти устройства в процессе работы. Каково предельное значение усилия нажатия

для таких машин, и как проверить работу виброзащитного устройства, из текста Методики EPTA неясно.

(5.2) The test rod shall not be stuck during the measurement.
Place the power tool with the inserted test rod into the prepared hole of the concrete block. It has to be ensured that there will be no bending moment due to the feed force, because otherwise the resulting friction at the tool holder would falsify the measurement.
(5.1.3) Ensure that the power tool, respective the test rod, is placed orthogonal to the surface of the concrete block.

Измерительная штанга должна располагаться вертикально перпендикулярно бетонному блоку. В процессе измерений она не должна застревать (заклинивать) в отверстии. Необходимо исключить изгибный момент от (несоосности) усилия нажатия, иначе силы трения в патроне ударной машины могут привести к искажению результатов измерений.
Мы считаем, что отверстие глубиной 5…10 мм не обеспечивает ориентацию штанги в процессе измерений, оно всего лишь фиксирует ее свободный конец на плоскости бетонного блока, чтобы в процессе работы электроинструмента штанга не «забегала» по его поверхности. Задача ориентации электроинструмента и измерительной штанги в пространстве целиком ложится на оператора.
Представим схему, показанную на рис. 5, *а* с учетом реальных размеров составляющих ее элементов.
Возьмем мощный электромолоток BOSCH GSH 11 VC Professional. Он имеет длину 680 мм и патрон SDS-MAX. Выбираем бетонный блок, минимальная высота которого равна 200 мм. В соответствии с табл. 1 выбираем измерительную штангу длиной 800 мм. Сложив эти данные и вычитая длину хвостовика штанги 90 мм, получим высоту, на которой будет находиться рукоятка электромолотка – 1590 мм.
Средний рост оператора (мужчины) 178 см. Значит, рукоятка молотка во время испытаний будет размещаться на уровне лица оператора, как показано на рис. 5, *б*. Таким образом, согласно Методике EPTA, во время испытаний оператор должен будет стоять, подняв руки вверх, удерживать молоток и осуществлять требуемое усилие нажатия 200…250 Н, поддерживая его постоянным и контролиролируя его величину по шкале весов, расположенных под ногами. Одновременно он должен будет сохранять перпендикулярность штанги по отношению к поверхности бетонного блока, чтобы избежать изгибного момента штанги.
В описанной позе вряд ли будет возможно корректно осуществить указанные процедуры.
По нашему мнению, чтобы сохранить типовую позу оператора при работе с электроинструментом, в схему испытаний Методики EPTA, показанную на рис. 5, следует внести подставку под ноги оператора и установить ее размеры в зависимости от длины электроинструмента и измерительной штанги.
Позиция авторов данной статьи по вопросу испытаний ручных ударных машин такова: испытания по определению энергетических, вибрационных и шумовых характеристик машин должны проводиться в одних и тех же условиях; для каждого вида испытаний нажимной узел и объект обработки должны быть одинаковы, усилие нажатия также одинаково. Измерения энергетических и виброакустических параметров желательно проводить одновременно. Реализация такого подхода к испытаниям отбойных молотков изложена в ГОСТ 55162 – 2012 [7].
Для дальнейшего анализа методики испытаний, рассмотрим энергетические и вибрационные характеристики ударных машин в зависимости от усилия нажатия [10]. Для примера возьмем пневматический отбойный молоток МО-2 производства ОАО «Томский электромеханический завод им.В.В.Вахрушева» (ТЭМЗ), работающий при давлении 0,4 МПа. Его энергия удара 27 Дж близка к характеристикам мощных электромолотков[8].

[8] При давлении сжатого воздуха 0,4 МПа частота ударов молотка МО-2 составляет 20 $с^{-1}$.

На рис. 6 вверху показаны кривые ударной мощности молотка МО-2 в зависимости от усилия нажатия и скорости внедрения инструмента (пики) в разрушаемый материал, полученные на стенде типа «СОРП» [7, 11]. На кривых наблюдается резкий рост ударной мощности в диапазоне усилий 50…150 Н. При дальнейшем увеличении усилия ударная мощность молотка практически неизменна, причем она не зависит от скорости внедрения инструмента (т.е. прочности разрушаемого материала).

На рис. 6 внизу представлены вибрационные характеристики того же молотка МО-2 – уровни виброскорости на основной частоте молотка в октавной полосе 16 Гц – также в зависимости от усилия нажатия и скорости внедрения инструмента. Сопоставляя энергетические и вибрационные характеристики молотка, можно определить диапазон усилий, в котором работает виброзащитное устройство ударной машины.

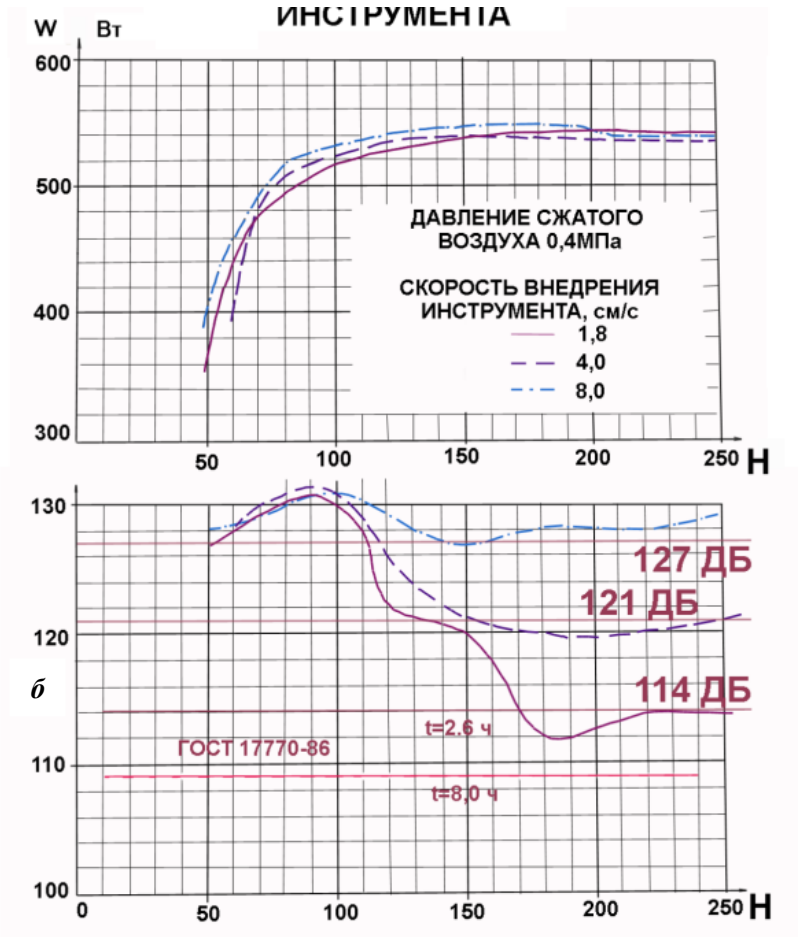


Рис. 6. Энергетические (*а*) и вибрационные (*б*) характеристики отбойного молотка МО-2 в зависимости от усилия нажатия:
N – ударная мощность;
L – уровень виброскорости в октавной полосе 16 Гц

Мы предлагаем перед проведением контрольных испытаний электроинструмента получать аналогичные характеристики – энергия удара (или ударная мощность) и уровень вибрации в зависимости от усилия нажатия – и по ним установить номинальное усилие нажатия для испытаний по Методике ЕРТА[9].

Номинальным усилием нажатия по ГОСТ 55162 – 2012 [7] считается такое минимальное усилие, при котором достигается 97 % от максимальной ударной мощности машины.

Исследования, проведенные ИГД им. А.А.Скочинского (далее – ИГД), ИГД СО РАН, ВЦНИИОТ ВЦСПС (МИОТ), Институтом медицины труда и профзаболеваний др. организациями показали, что работа ручной машины в руках человека-оператора дает большой разброс экспериментальных данных. Поэтому в СССР была принята и разработана концепция применения специальных стендов для испытаний ручных машин. Такой испытательный стенд моделирует типовую рабочую операцию с ударной машиной, механические свойства человека-оператора (механический импеданс руки) и объект обработки (объект разрушения) [7, 11-13].

Как показала практика, стенды обеспечивают высокую стабильность результатов испытаний. На стендах типа «СОРП» [11] с 1980 г. в ИГД и на «ТЭМЗ» проводились испытания

[9] Номинальное усилие нажатие может быть указано производителем в Паспорте ударной машины.

отбойных, рубильных, клепальных молотков (типовые, периодические, приемо-сдаточные, сертификационные), а с 2001 г. – бетоноломов. Сличительные испытания между лабораториями ИГД и «ТЭМЗ» показали расхождение результатов по энергии удара и ударной мощности молотков не более 1,5 % [8].

Отметим, что Методика ЕРТА не приводит сведений о воспроизводимости изложенного в ней метода испытаний.

На наш взгляд, в силу отсутствия жестких требований к оператору ударной машины, его позе, усилию нажатия, сложности контроля усилия оператором, стоящим на весах и одновременно манипулирующим машиной, разброс измерительных данных при испытаниях по Методике ЕРТА будет большим, а трудоемкость испытаний значительной[10].

С другой стороны, именно в силу отсутствия указанных требований, человек-оператор в Методике ЕРТА вполне может быть заменен испытательным стендом, который должен выполнять две функции: создавать требуемое усилие нажатия и обеспечивать перпендикулярность измерительной штанги по отношению к поверхности бетонного блока.

В целях повышения воспроизводимости результатов испытаний и уменьшения их трудоемкости, мы рекомендуем убрать из Методики ЕРТА человеческий фактор и использовать стенды для ручных ударных машин, обеспечивающие более стабильные условия испытаний.

Обратимся теперь к приемнику энергии удара, который в Методике ЕРТА представляет собой измерительную штангу и бетонный блок.

Нам известно, что торец хвостовика измерительной штанги должен иметь радиус не более 100 мм. Какова геометрия противоположного торца штанги, опирающегося на бетонный блок, в Методике ЕРТА не указано. В тексте Методики также ничего не говорится о разрушении бетонного блока, внедрении в него измерительной штанги, углублении отверстия под штангу при испытании ударной машины. Следует предположить, что штанга внедряется в бетон незначительно и конец штанги, опирающийся на бетонный блок, имеет плоский (или близкий к плоскому) торец[11].

Известно, что механические свойства объекта обработки (в данном случае бетонного блока) влияют на энергетические параметры ударной машины опосредованно через отскок ударника и вибрацию, вызванную обратными ударами штанги по корпусу машины [3-4, 10].

Согласно Методике ЕРТА измерительная штанга выбирается достаточно длинной, и волна, отраженная от бетонного блока, не накладывается на ударный импульс. Значит, отскок проммассы и ударника (см. рис. 1) происходит раньше прихода отраженной волны, и потому ударная система электромолотка ничего «не знает» о свойствах материала, по которому наносится удар.

Мы отмечали, что при испытаниях ударная машина должна работать при значительных усилиях нажатия[12]. В этом случае (см. рис. 6) энергетические характеристики машины практически не зависят от вибрации корпуса.

Таким образом, исходя из требований Методики ЕРТА, для испытаний электроинструмента выбор объекта обработки существенного значения не имеет. Это может быть бетонный блок, или стальная пластина, опирающаяся на лист сырой резины [8] или поглотитель энергии со стальными шариками по ISO 8662-5: 1992 [14]. Единственное требование к нему – отсутствие внедрения штанги в процессе испытаний.

В практике измерений энергетических параметров пневматических отбойных молотков на установке «УИПУ-4М» используется объект обработки в виде металлической пластины

[10] Испытание отбойного молотка на стенде типа «СОРП» с получением его энергетических характеристик на Установке «УИПУ-4М» занимает не более 5 минут.

[11] На схеме испытаний измерительной штанги, рис. 4, показан именно плоский торец.

[12] При недостаточном усилии нажатия точка удара (точка встречи проммассы и штанги относительно корпуса) «плавает» и энергетические характеристики машины нестабильны.

толщиной 6 мм из стали марки Ст.20, опирающейся на лист сырой резины толщиной 10 мм. Такой объект обработки проще и дешевле бетонного блока, регламентированного Методикой EPTA.

4. Обработка результатов испытаний

(5.2) The recorded length of data acquisition shall be at least 3 s and at least 75 impacts (for hammers with low impact frequency).
(6.2) The impact time T is here defined as the time between the beginnings of the first compression wave of the impact up to the beginning of the first reflected wave and is hereafter called evaluation time T_t.
In a first step the evaluation limits t_0 and t_1 of have to be determined out of the measured signal. Therefore two straight lines along the flanks of the waves should be created, whereby the lines have to meet the waves both at 30 % and at 70 % of the maximum amount. The limits t_0 and t_1 are defined by the intersection of the line and the time axis T_t.
The offset value which has to be subtracted from the signal within the evaluation time is calculated from the average value of the signal within the time range T_t: T_{off}.= (t_0 – 1500 µs) - (t_0 – 50 µs).
Since the corrected signal differs from the original signal because of the offset correction, finally the evaluation limits t_0 and t_1 have to be determined once again in the algorithm.
If the reflected wave could not be clearly identified (for example superimposed impacts) the evaluation time is limited by 0,9 × T_t.

В процессе испытаний ударной машины по Методике EPTA записывается волновой процесс в измерительной штанге в течение не менее 3-х секунд (минимум 75 ударов). Типовой сигнал показан на рис. 8.
Из волнового процесса выделяются первые ударные импульсы, соответствующие каждому удару и выполняется коррекция нуля импульса по уровню сигнала в течение 1,5 мс перед импульсом.
К сожалению, алгоритм выделения первых ударных импульсов в Методике EPTA не изложен.

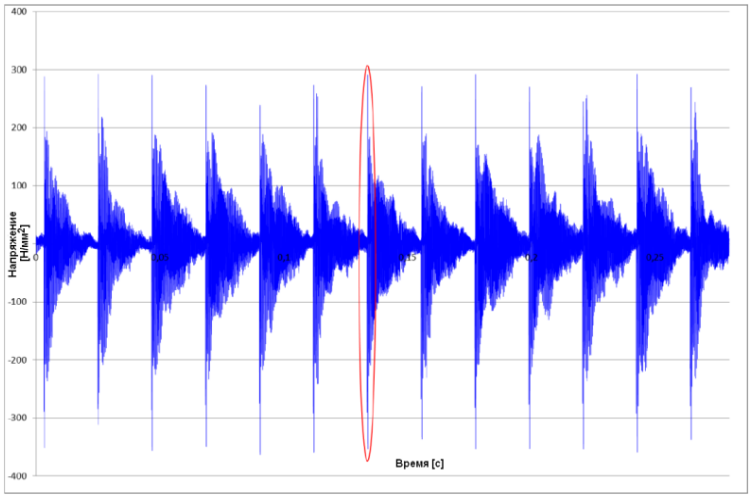


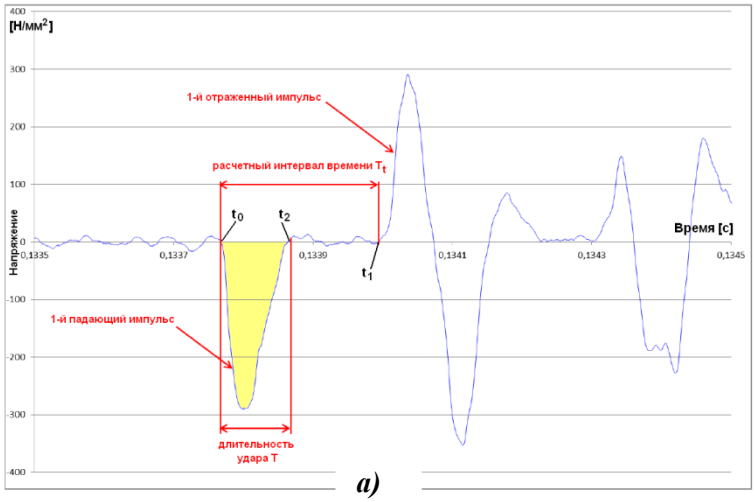
Рис. 8. Волновой процесс в измерительной штанге при работе отбойного молотка

Известно, что волновой процесс в инструменте ударных машин практически полностью затухает к моменту следующего удара [2, 8]. Поэтому первый ударный импульс сжатия, энергию которого необходимо измерить, следует искать при резком (скачкообразном) возрастании сигнала после его значительного затухания. Область нахождения ударного импульса обведена на рис. 8 овалом красного цвета.
На рис. 9, *а* эта анализируемая область показана в увеличенном масштабе времени. Первый ударный импульс выделен желтым цветом – от момента времени t_0 до момента времени t_2, в которых напряжение и деформация равны нулю[13].

Соответственно, длительность ударного импульса, т.е. длительность удара T равна $T = t_2 - t_0$. В момент времени t_2 разрывается контакт ударника (проммассы электрического

[13] Коррекция нуля перед импульсом предварительно проведена.

отбойного молотка) с измерительной штангой, и он отскакивает от нее. Ударный импульс в момент времени t_2 полностью сформирован и далее в неизменном виде движется к противоположному концу измерительной штанги.



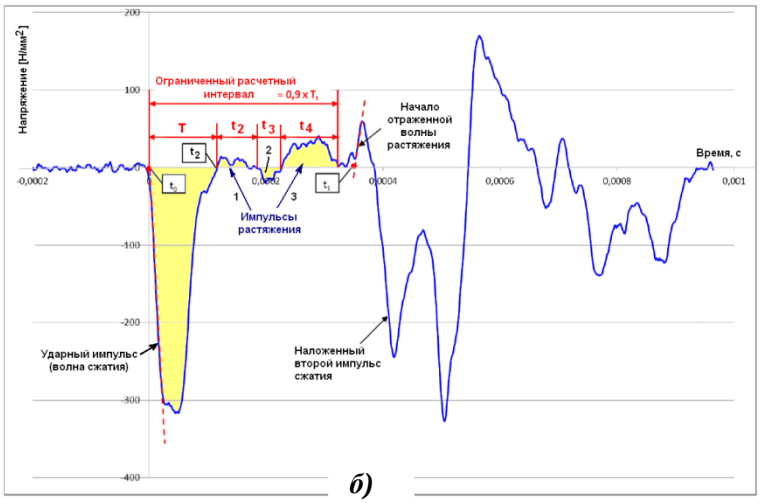


Рис. 8. Обработка результатов измерений по Методике ЕРТА:
а) определение пределов интегрирования; *б)* импульсы, включенные в расчет

Все, что происходит после момента времени t_2 и регистрируется тензодатчиками, физически не имеет отношения к ударному импульсу и к его энергии, и потому не должно рассматриваться, измеряться и входить в расчеты. Таким образом, для получения физически корректной величины энергии ударного импульса интегрирование нужно производить на отрезке времени $[t_0, t_2]$.

Методика ЕРТА предлагает расширить расчетный интервал времени до момента прихода первого отраженного импульса (см. рис. 8, *а*). В частном случае сигнала, показанном на этом рисунке, ошибка будет невелика, т.к. на интервале $[t_2, t_1]$ сигнал близок к нулю, а при интегрировании сигнал возводится в квадрат.

С данным предложением можно было бы согласиться, если бы такой сигнал наблюдался всегда. Но на рис. 8, *б*, также взятом из примеров Методики ЕРТА, показана совершенно другая картина. После завершения формирования ударного импульса (момент времени t_2) последовательно наблюдаются три импульса – 1, 2 и 3. Амплитуды первых двух невелики, и они действительно не внесут значительного вклада в результат интегрирования. Но о третьем импульсе этого сказать нельзя: по длительности он сопоставим с первым ударным импульсом ($t_4 \approx T$), а его амплитуда составляет 12,7 % от амплитуды ударного импульса.

Мы численно проинтегрировали сигнал, выделенный желтым цветом на рис. 8, *б*. Энергия, заключенная в импульсах 1, 2 и 3 составила соответственно 1,47 % от энергии первого ударного импульса и 1,45 % от всей энергии выделенного сигнала.

На наш взгляд, это достаточно большая методическая ошибка, если к тому же принять во внимание, что первый и третий импульсы есть импульсы растяжения, которые физически никак не могут совершать полезную работу по ударному разрушению.

Импульсы, наблюдаемые после разрыва контакта измерительной штанги с ударником (проммассой), могут возникать из-за отражений ударной волны от геометрических особенностей хвостовика штанги (наличие буртов, пазов, ступенчатых переходов между разными диаметрами и т.п.), повторных ударов проммассы, а также от помех, вызванных

явлениями, сопутствующими удару. Эти импульсы, в силу их малой амплитуды, не могут оказать влияние на процесс разрушения и потому рассматриваться и интегрироваться не должны.

Рассмотрим, как выполняются измерения ударных импульсов на Установке «УИПУ-4М».

В процессе работы ударной машины измерительный блок Установки «УИПУ-4М» записывает сигнал и осуществляет аппаратную селекцию ударных импульсов по амплитуде и по времени. Для селекции импульсов по амплитуде задается уровень срабатывания компаратора[14], превышение которого свидетельствует о приходе очередного импульса сжатия. Импульс считается первым (соответствующим удару ударника по измерительной пике), если перед ним в течение длительного времени[15] не было срабатываний компаратора (т.е. сигнал был ниже заданного уровня).

Как только новый первый импульс сжатия найден, запись приостанавливается, и вся временная реализация из буфера памяти измерительного блока передается на компьютер для дальнейшей обработки цифрового сигнала. Возобновление записи и анализа сигнала происходит через заданный интервал времени: обычно 10...15 мс достаточно для значительного затухания волнового процесса. Далее цикл поиска первого ударного импульса повторяется.

Для каждого ударного импульса программно выполняется коррекция нуля по уровню сигнала перед ударным импульсом. Далее по критерию нулевой деформации определяется начало и конец ударного импульса и рассчитываются его параметры: амплитуда (пропорциональна силе удара), длительность, площадь (пропорциональна количеству движения), площадь квадрата (пропорциональна энергии ударного импульса). Графики расчетных параметров каждого рабочего цикла отображаются на экране монитора в реальном масштабе времени. По окончании испытания можно анализировать ударные импульсы (каждый отдельно и выбранную группу), сравнить их со средним импульсом, и выполнить градуировку с расчетом энергии удара. Подробно работа Установки «УИПУ-4М» описана в работе [8].

5. Проверка программного обеспечения измерений

(4.6) For validating the evaluation algorithm, data with recorded signals which correspond to real hammers will be made available at EPTA. For each set of signals the mean value of the impact energy and the values of all individual impacts will be given. The results of the average values shall be achieved with an accuracy of ±1 %. For the comparison of single-impacts a deviation of ±2,5 % is allowed.

Проверка алгоритма расчета энергии ударного импульса согласно Методике EPTA производится по специальным данным, имитирующим сигнал реальной ударной машины. Данные предоставляются Ассоциацией EPTA. Вместе с каждым набором данных даются расчетные значения энергии для каждого ударного импульса и для средних значений энергии. Средние значения энергии ударного импульса не должны отличаться более чем на ±1 % от расчетных значений, предоставленных EPTA. Допустимые отклонения в значениях энергии для каждого удара составляют не более ±2,5 %.

Мы предлагаем наряду с проверкой программного обеспечения выполнять проверку измерительного комплекса в целом. Для этого необходимо иметь аттестованный эталонный электроинструмент, для которого определены энергетические параметры в соответствии с Методикой EPTA. Было бы целесообразно установить критерии такой проверки и таким образом аттестовать измерительные системы, разработанные членами Ассоциации EPTA.

[14] Компаратор – электронная схема, сравнивающая сигнал с заданным уровнем напряжения.
[15] Интервал времени выбирается равным от 1 мс до 5 мс.

6. Декларирование результатов испытаний

(6.3) For this evaluation three power tool samples are chosen at random. Each sample shall be measured three times, resulting in three impact energy values E_{Sm}. From these three values E_{Sm} the arithmetic average of the energy E_{Si} shall be calculated as follows.

$$E_{Si} = \frac{1}{3}\sum_{m=1}^{3} E_{Sm}$$

None of the three values E_{Sm} shall deviate by more than ±5 % from E_{Si} . Otherwise the measurement shall be repeated until the required deviation is achieved.
The three values E_{Si} are again averaged in accordance with equation to determine the declared value $\overline{E_S}$.

$$\overline{E_S} = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{3} E_{Si}$$

(7) The values shall be rounded to one decimal place. The final arithmetic average value $\overline{E_S}$.shall be declared.

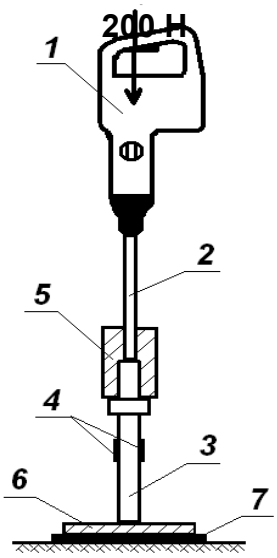
Для проведения испытаний в произвольном порядке отбирают три образца электроинструмента. Каждый образец измеряют три раза и получают три значения энергии удара, из которых рассчитывают среднеарифметическое значение энергии.
Ни одно из трех измеренных значений не должно отличаться от среднего значения более чем на ±5 %. В противном случае измерения повторяют до тех пор, пока это условие не будет выполнено.
Чтобы определить заявленное значение энергии удара, полученные значения для каждой из трех машин снова усредняют. Результат округляют до одного десятичного знака после запятой и декларируют с пометкой «*в соответствии с Методикой 05 EPTA*».
Методика EPTA не отвечает на вопрос, насколько будет достоверным заявленное значение единичного энергии удара, если средние значения энергии для выбранных машин значительно отличаются друг от друга (например, более чем на ±5 %).
Следует отметить, что в международных и отечественных стандартах на методы испытаний ручных машин [14, 16] измеряемая характеристика машины декларируется в виде двухчислового значения: среднее арифметическое значение измеряемой величины и неопределенность полученного значения[16]. Величина неопределенности устанавливается (рассчитывается) в соответствии с погрешностью измерений и погрешностью испытаний, а также с учетом имеющейся информации о воспроизводимости метода испытаний.
Методика EPTA не содержит сведений о неопределенности декларируемых значений энергии ударного импульса и не дает методик расчета этой неопределенности.
С другой стороны, если значение физической величины представлено в виде одного числа, то в научно-технической литературе принято считать, что с доверительной вероятностью 97 % погрешность этого значения не превышает единицы последнего значащего разряда.
Таким образом, если паспортное значение энергии единичного удара электроперфоратора BOSCH GBH-5-4-DCE Professional по Методике EPTA равно 8,8 Дж, то из этого следует, что абсолютная погрешность определения энергии равна 0,1 Дж, а относительная погрешность – 1,1 %, включая погрешности измерений и испытаний ударной машины.

[16] Неопределенность измерений вибрационных и шумовых характеристик электрических отбойных молотков декларируются паспортах фирм-производителей BOSCH, Hilti, Makita и др.

Но в Методике ЕРТА нет сведений об этих погрешностях[17], как нет и стандартизованной аппаратуры для измерения энергии ударного импульса, для которой эти погрешности были бы официально установлены.
Поэтому с метрологической точки зрения достоверность значений энергии ударного импульса, декларируемых по Методике ЕРТА, по нашему мнению, недостаточно обоснована.

7. Испытания электрических молотков

В соответствии с рекомендациями, высказанными нами выше, были проведены испытания электрических отбойных молотков [8]. Для испытаний были выбраны молотки ИНТЕРСКОЛ М-10/1100Э, HILTI TE 500, Makita HMC0871C и электроперфоратор BOSCH GBH-5-4-DCE Professional.
Энергия ударного импульса измерялась с помощью установки «УИПУ-4М». Молотки испытывались на специальном стенде, показанном на рис. 9. Постоянное усилие нажатия на молоток 200 Н создавалось пневматическим прижимным устройством. Молоток 1 располагался вертикально, его рабочий инструмент 2 опирался на измерительную пику 3 установки «УИПУ-4М» с тензодатчиками 4 (см. ГОСТ 55162–2012 [7]) и центрировался переходником 5. Приемником энергии удара служила металлическая пластина 6 толщиной 6 мм, лежащая на листе сырой резины 7 толщиной 10 мм.



а) *б)*

Рис 9. Стенд для испытаний электрических молотков
а) схема испытаний, *б)* фото молотка Makita HMC0871C на стенде
1 – молоток, 2 – рабочий инструмент; 3 – измерительная пика; 4 – тензорезисторы; 5 – переходник; 6 – металлическая пластина; 7 – лист сырой резины

[17] Согласно Методике ЕРТА в каждом измерении записывается не менее 75 ударов, для каждого из которых рассчитывается энергия ударного импульса. По этой выборке можно было бы оценить дисперсию энергии и рассчитать погрешность от разброса экспериментальных данных.

Результаты испытаний показаны на рис. 10 и подробно представлены в работе [8]. Для расчета энергии ударного импульса в рабочем инструменте W использовалась зависимость [15].

$$\boldsymbol{W} = \alpha^2 E_s,\ \boldsymbol{\alpha} = \frac{1}{2}\left[1 + \frac{d^2}{d_м^2}\right],$$

где $\boldsymbol{\alpha}$ – коэффициент прохождения волны через границу сопряжения рабочего инструмента и измерительной пики; E_s – энергия ударного импульса в измерительной пике (см. формулу (7)); d = 24 мм и $d_м$ = 18 мм – диаметры измерительной пики и рабочего инструмента соответственно.

Паспортное значение молотка HILTI по Методике EPTA равно 7,5 Дж; наш результат 8,3 Дж выше на 10,7 %. Паспортное значение перфоратора BOSCH по Методике EPTA – 8,8 Дж; наш результат 8,3 Дж ниже на 5,7 %. Паспортное значение молотка Makita по Методике EPTA – 8,1 Дж; наш результат 10,9 Дж выше на 34,6 %[18].

Оценка погрешности полученных значений энергии ударных импульсов дана в работе [9]. Она составила ±2,8 %.

По нашему мнению, выявленные расхождения с паспортными значениями энергии единичного удара электрических машин связаны с различием методик испытаний и различием аппаратуры. Они требуют детальных исследований, и мы надеемся, таковые будут выполнены в дальнейшем.

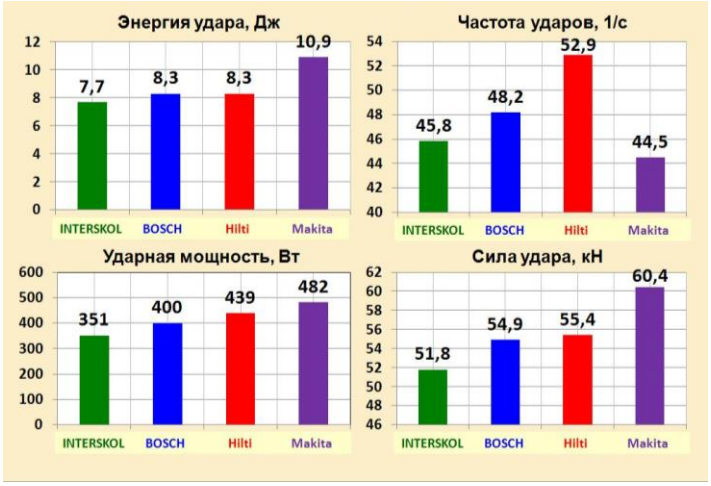


Рис 10. Энергетические характеристики электрических молотков

И все же мы считаем необходимым отметить следующее.

Испытания электроинструмента проводились по единой методике, в одних и тех же условиях, с помощью стабильной аппаратуры. Получены стабильные результаты. По нашим данным молоток Makita имеет энергию ударного импульса на 31,3 % выше, чем перфоратор BOSCH и молоток Hilti. По Методике EPTA выходит наоборот: он на 8,0 % слабее их. В работе [8] показано, что ударный импульс молотка Makita имеет более высокую амплитуду удара и бóльшую площадь, чем у молотка Hilti и перфоратора BOSCH. Такое различие ставит вопрос о сличительных испытаниях между лабораториями фирм-производителей электроинструмента и о воспроизводимости результатов испытаний по Методике EPTA.

Причины несоответствия относительных энергетических параметров молотков нам неизвестны, но среди возможных причин – нестабильность измерительных штанг и разница в торцах хвостовиков.

Радиус торца измерительной пики является весьма сильным фактором, влияющим на энергию удара [2]. В зависимости от величины радиуса торца ударника энергия ударного импульса может различаться на 15 %. [8].

[18] По Методике фирмы Makita энергия удара молотка HMC0871C составляет 11,6 Дж.

Кривизна соударяемого торца измерительной штанги оказывает аналогичное влияние. Методика EPTA нормирует только его максимальное значение – 100 мм. В ГОСТ 55162 – 2012 радиус торцов измерительной пики нормируется так: 125 ± 25 мм.
Во избежание ошибочных результатов измерений, мы рекомендуем в Методике EPTA задать пределы изменения радиуса соударяемого торца измерительной штанги.

8. Выводы

1. Под единичной энергией удара в Методике EPTA понимается энергия ударного импульса, т.е. энергия первой волны сжатия, возникающей при ударе в рабочем инструменте ударной машины. Такой подход отличается от традиционного представления об энергии удара как кинетической энергии ударника перед ударом по инструменту.
2. Переход к измерению и нормированию энергии ударного импульса является важным и весьма прогрессивным шагом в развитии тензометрического метода регистрации ударных процессов, в исследовании и разработке машин ударного действия. Методика EPTA является первым опытом нормирования энергии ударного импульса для ручных машин ударного действия и первым опытом стандартизации метода испытаний электроинструмента, разработанного для этой цели.
   Наряду с указанными достоинствами, Методика EPTA имеет ряд существенных недостатков, которые мы постарались указать в настоящей статье, и предложить пути их устранения:
3. В Методике EPTA нет ответа на вопрос о точностных характеристиках предлагаемого метода измерения энергии ударного импульса. Поскольку для регистрации ударных процессов нет стандартизованной измерительной аппаратуры, мы считаем необходимым дать в Методике EPTA оценку погрешности измерения энергии ударного импульса, желательно с примерами для типовых ударных машин.
4. В Методике EPTA также нет информации о воспроизводимости метода испытаний. По нашему мнению, такую информацию в Методику следует включить.
5. Результат испытаний электроинструмента в Методике EPTA декларируется в виде одночислового значения средней единичной энергии удара. В отечественных и зарубежных стандартах декларируемые характеристики ручных ударных машин (например, уровни шума и уровни вибрации) даются в виде двухчислового значения – средней величины и ее неопределенности, которая учитывает погрешности измерений, разброс экспериментальных данных и сведения о воспроизводимости метода испытаний. Мы рекомендуем в Методике EPTA также декларировать неопределенность среднего значения единичной энергии удара, что увеличит информативность декларации и позволит точнее сравнивать между собой машины разных марок.
6. Кроме тестовых сигналов, по которым каждая фирма-член EPTA должна проверять реализованный ею алгоритм расчетов, на наш взгляд, было бы целесообразно создать единое программное обеспечение для испытаний электроинструмента и распространить его среди всех членов Ассоциации EPTA; также было бы целесообразно создать банк эталонного электроинструмента, прошедшего измерения согласно Методике EPTA, по которому можно проверить работу конкретной измерительной системы. Рациональным решением было бы создание единого центра испытаний, выполняющего измерения энергии ударного импульса для всех производителей электроинструмента, входящих в Ассоциацию EPTA.
7. Поскольку работа ударной машины в руках дает большой разброс экспериментальных данных, мы рекомендуем в Методике EPTA отказаться от «человеческого фактора» и использовать специализированные стенды для испытаний электроинструмента, имитирующие объект обработки и механические свойства человека-оператора.

8. Предложена альтернативная методика измерения энергии ударного импульса, основанная на аттестации измерительной штанги с использованием закона сохранения количества движения при ударе. Методика позволит отказаться от использования в расчетах табличных величин для механических констант штанги, как это предусмотрено в Методике EPTA, и определять эти константы экспериментально на специальном прецизионном стенде с помощью образцовых ударов. Альтернативная методика позволит выполнять измерения энергии ударного импульса с погрешностью не более 3 %.
9. В соответствии с предложенной альтернативной методикой измерений энергии ударного импульса на Установке «УИПУ-4М» проведены испытания 4-х ударных электрических машин фирм ИНТЕРСКОЛ, Hilti, BOSCH и Makita. Показано, что энергия ударного импульса электромолотка Makita HMC0871C, декларированная согласно Методике EPTA, занижена по сравнению с характеристиками электроперфоратора BOSCH GBH-5-4-DCE Professional и молотка HILTI TE 500.
10. Методика EPTA является корпоративным нормативным документом организации «The European Power Tools Association» и до сих пор не была опубликована в широкой, доступной прессе. По своему статусу Методика EPTA обязательна для всех производителей электроинструмента на европейском (и отчасти азиатском) рынке. Такой документ не может быть закрытым от потребителей ударных машин и научной общественности, которые вправе знать, какими методами оцениваются энергетические параметры ударных электрических машин, поступающих на международный рынок. Эти методы должны быть обсуждаемыми, т.к. без обсуждения не может быть их развития. Принимая во внимание многочисленные и принципиальные, с точки зрения авторов данной статьи, недостатки Методики EPTA, отмеченные выше, считаем целесообразным опубликовать ее для широкого обсуждения.

Список литературы

1. EPTA – The European Power Tools Association. Procedure 05 “Measurement of the single impact energy of rotary hammers and breakers. – 23 p., 2016 / Европейская Ассоциация Производителей Электроинструмента. Методика измерения единичной энергии удара перфораторов и отбойных молотков. - 2016. – 23 с.
2. Александров Е.В., Соколинский В.Б. Прикладная теория и расчеты ударных систем. - М.: «Наука», 1969 г. – 201 с.
3. Соколинский В.Б. Машины ударного разрушения (Основы комплексного проектирования). – М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
4. Суднишников Б.В., Есин Н.Н., Тупицын К.К. Исследование и конструирование пневматических машин ударного действия. – Новосибирск: Наука, 1985. – 226 с.
5. ИСО 2787:1984 Инструменты пневматические ротационные и ударные. Эксплуатационные испытания (ISO 2787:1984 Rotary and percussive pneumatic tools – Performance tests). – 19 с.
6. Кашаев В.А. Определение энергетических параметров пневматических молотков тензометрическим методом // Сб. науч. тр. ИГД СО АН СССР. – Новосибирск, 1987. – С. 104-107.
7. ГОСТ 55162 – 2012 Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний. - М.: Стандартинформ, 2014. – 28 с.
8. Кашаев В.А., Ямпольский Д.З. Тензометрический метод измерения удара. Российский опыт. Достижения и перспективы. // Вестник научно-технического развития. – 2017. – № 2 (114). – http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=1011 (дата обращения: 6 декабря 2016 г.)

9. Ямпольский Д.З., Ванаев В.С. Анализ методики испытаний электрических машин с целью определения энергии удара. // Вестник машиностроения № 7. – 2018. – С. 47-54.
10. Ямпольский Д.З. Моделирование вибрации отбойного молотка и выбор рациональных параметров виброзащиты: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.06 / АН СССР, Ин-т горн. дела им. А. А. Скочинского. – Москва, 1991. – 278 с.: ил.
11. Ванаев В.С., Готлиб Я.Г., Кашаев В.А., Ямпольский Д.З. Оценка вибрационной безопасности отбойных молотков посредством стендовых испытаний // «Безопасность жизнедеятельности». – М.: Из-во «Новые технологии». – 2016. – № 4 (184)– С. 3-17.
12. ГОСТ 16844–93 Межгосударственный стандарт. Вибрация. Требования к испытаниям механических молотков. - М.: Стандартинформ, 2006. – 6 с.
13. Р 50-609-32-87 Рекомендации. Методика аттестации средств контроля вибрации ручных машин / ВЦНИИОТ ВЦСПС, Утверждены приказом Горьковского филиала ВНИИНМАШ от 31.12.87 № 119 – М.: Ротапринт ВНИИНМАШ, 1988. – 44 с.
14. ГОСТ 30873.5-2006 (ИСО 8662-5:1992) Ручные машины. Измерения вибрации на рукоятке. Часть 5. Бетоноломы и молотки для строительных работ. - М.: Стандартинформ, 2008. – 14 с.
15. Манжосов В.К., Слепухин В.В. Моделирование продольного удара в стержневых системах неоднородной структуры. - Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 208 с.
16. ГОСТ 31337-2006 (ИСО 15744:2002) Шум машин. Машины ручные неэлектрические. Технический метод измерения шума. - М.: Стандартинформ, 2007. – 23 с.

Дата поступления: 28 сентября 2018 г.