

РАЗДЕЛ I. ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 531 – 539

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ СКОРОСТЕЙ ПРИ УДАРЕ БОЙКА ПО ИНСТРУМЕНТУ В УЗЛАХ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ГОРНЫХ МАШИН

Б.Н. Стихановский¹, Л.М. Стихановская²

¹ФГБОУ ВО «ОмГУПС», г. Омск, Россия;

²ФБГОУ ВО «СиБАДИ», г. Омск, Россия

АННОТАЦИЯ

Рассмотрены процессы изменения величины коэффициента восстановления при прямом центральном ударе твердых деформируемых тел, т.к. значения коэффициента восстановления необходимы для расчета динамики бойка и инструмента в механизмах строительных и горных машин. Потери кинетической энергии соударяющихся тел после каждого удара взаимосвязаны с модулем коэффициента восстановления, который может изменяться для одного и того же материала от 0 до 1 при различной геометрии взаимодействующих тел. Проведен анализ изменения величины коэффициента восстановления от геометрии соударяющихся тел. При малых скоростях удара, если тела имеют одинаковую форму и массу или когда ударяет стержень или шар о массивную и жесткую преграду, коэффициент восстановления примерно равен 1. При ударе короткого стержня по длинному и при одинаковых диаметрах и материалах тел коэффициент восстановления равен отношению длин стержней и практически равен нулю при ударе стержня по тонкой пластине. Для тел сложной формы рациональнее определять коэффициент восстановления опытным путем. Приведены экспериментальные установки для определения величин коэффициентов восстановления, когда теоретически их сложно рассчитать, при малых скоростях удара – на горизонтальном и вертикальном стендах, при средних и высоких скоростях – на копре, работающем по принципу накопления энергии для удара. При этом можно варьировать не только различные геометрии и материалы соударяющихся тел, но и скорости их сближения непосредственно перед соприкосновением.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: Коэффициент восстановления, скорость, удар, кинетическая энергия, инструмент, строительные и горные машины, боек.

ВВЕДЕНИЕ

При ударе происходит мгновенное превращение одного вида энергии в другой, чаще всего накопленная кинетическая энергия тел скачкообразно переходит в энергию деформаций, разрушения, тепла и др., а у элементарных частиц – в различные электромагнитные излучения, разрушения молекул, атомов и их ядер. Удар является мощным импульсным воздействием, поэтому в технике он находит широкое применение в молотах и механизированном инструменте при ковке и штамповке, разрушении горных пород, негабаритов, раз-

работке мерзлых грунтов, забивке свай, в строительных и монтажных работах, для дыропробивных и т.п. операций.

Основой для создания современных высокопроизводительных машин ударного действия, используемых в машиностроении, строительстве и горном деле, является решение вопросов теории передачи энергии ударом, определение коэффициентов восстановления, импульсов сил, ускорений, напряжений, поэтому этим задачам в различных областях науки и техники посвящено значительное количество публикаций, [1 – 21].

Определение параметров удара, в частно-

сти коэффициента восстановления, а значит, скоростей взаимодействующих тел до и после удара, позволяет точнее рассчитать динамику цикла работы ударных машин, т.к. каждый последующий цикл зависит от скоростей и кинетических энергий, оставшихся от их предшествующего периода. Неверный расчет скоростей центров масс тел после удара может привести к поломке деталей и механизма в целом.

Точное определение коэффициента восстановления особенно важно при повышении скорости удара и создании мощных машин ударного действия. При этом увеличиваются амплитуда ударного импульса и удельная энергия на единицу веса, а реакция отдачи при одной и той же энергии удара уменьшается. Ошибки в выборе величины коэффициента восстановления приводят к неправильному определению к.п.д. передачи энергии ударом и кинетической энергии соударяющихся масс.

Далее приводятся анализ изменения коэффициента восстановления от геометрии тел и несложные способы определения величины этого коэффициента экспериментально.

МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

Применяются фундаментальные законы физики: закон изменения количества движения от импульсов ударных сил, закон сохранения и превращения одного вида энергии в другие виды.

Используя закон сохранения количества движения системы до и после центрального удара, имеем

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 u_1 + m_2 u_2, \quad (1)$$

где m_1 и m_2 , v_1 и v_2 , u_1 и u_2 – соответственно массы соударяющихся тел (m^1 и m^2), скорости до (v^1 и v^2) и после (u^1 и u^2) взаимодействия тел, принято $v^1 > v^2$ и положительное направление совпадает с v^1 , т.е. $v^1 > 0$.

В уравнении (1) неизвестны скорости u^1 и u^2 . Задача неопределенная, если не ввести какое-то дополнительное соотношение, характеризующее удар. При этом будет ошибочно, если использовать уравнение баланса кинетических энергий, т.к. в реальных случаях кинетическая энергия тел после удара почти всегда меньше, чем до удара, т.к. ее часть превращается в энергию упругих волн, пластиче-

ских деформаций, тепло и др., т.е. $T_{01} + T_{02} \geq T_1 + T_2$, где

$$T_{0i} = \frac{m_i v_i^2}{2} \text{ и } T_i = \frac{m_i u_i^2}{2}, \quad i = 1 \text{ или } 2.$$

И. Ньютон предложил ввести коэффициент восстановления:

$$K = \frac{u_2 - u_1}{v_1 - v_2}. \quad (2)$$

При этом он считал, что величина K одинакова для каждого материала соударяющихся тел и равна правильной дроби, например, для стали $K = 5/9$. Однако опыт и энергетический анализ показывают, что величина коэффициента восстановления зависит в основном от потерь кинетической энергии центров масс тел при продольных и изгибных деформациях и чаще всего в более массивном теле из двух взаимодействующих. На практике имеем

$$0 \leq K \leq 1 \quad (3)$$

Решая уравнения (1) и (2), получим

$$u_1 = v_1 - (1 + K) \frac{m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2); \quad (4)$$

$$u_2 = v_2 + (1 + K) \frac{m_1}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2).$$

Величина коэффициента восстановления не зависит от выбора системы отсчета, поэтому при экспериментальном определении величины K можно выбрать координаты, расположенные в центре масс, например, m^2 , т.е. $v^2 = 0$, тогда

$$u_1 = \frac{m_1 - K m_2}{m_1 + m_2} v_1; \quad (5)$$

$$u_2 = (1 + K) \frac{m_1 v_1}{m_1 + m_2}.$$

В настоящее время величину коэффициента восстановления при прямом центральном ударе можно вычислить теоретически для геометрически простых тел: стержень по стержню с плоскими и закругленными ударны-

ми торцами, шар по шару или стержню и т.п. тела, [22].

Экспериментальное определение K позволяет обобщать единичные опыты на ряд случаев с подобными энергетическими показателями, т.к. величина коэффициента восстановления отражает потери кинетической энергии центров масс тел в результате удара. Следовательно, для данной геометрии, материала и в меньшей степени скорости сближения тел $v_0 = v_1 - v_2$ опытные значения K можно распространять на ряд подобных случаев. Коэффициенты восстановления K имеют широкий диапазон величин, практически мало отличающиеся от выбора материалов: металлы, пластмассы, дерево и др., но явно зависящих от геометрии взаимодействующих тел.

Случай 1. Для малых скоростей удара, когда доля пластических деформаций пренебрежимо мала по сравнению с кинетическими энергиями тел, имеем $K \approx 1$. Такой коэффициент восстановления достигается, когда соударяющиеся тела имеют одинаковую форму и массу, т.е. $m^1 = m^2$, или когда ударяет простое по форме тело, например стержень или шар, по массивной и жесткой преграде, т.е. $m_2 \gg m_1$. При $K \approx 1$ имеем приблизительное равенство кинетических энергий до и после удара, т.е.

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} = \frac{m_1 u_1^2}{2} + \frac{m_2 u_2^2}{2}. \quad (6)$$

Случай 2. Коэффициенты восстановления находятся в интервале $0 \leq K \leq 1$. Величины коэффициентов восстановления находятся в указанном интервале при ударе короткого стержня по длинному, а также при одинаковых

диаметрах и материалах тел $K \approx \frac{\ell_1}{\ell_2}$, где $\ell_{1,2}$ – длины стержней и $\ell_2 \geq \ell_1$.

Случай 3. Коэффициент восстановления $K \ll 1$, т.е. практически равен нулю. Это случай, когда $\ell_2 \gg \ell$ или при ударе стержня (или шара) по тонкой пластине толщиной δ при $d \geq \delta$, где d – диаметр поперечного сечения стержня или шара. Если поперечное сечение некру-

гое, то $d = 2 \sqrt{\frac{s}{\pi}}$, где s – площадь поперечного сечения. В этом случае отскока практически нет, $K \approx 0$. Вся кинетическая энергия бояка с массой m^1 превращается в энергию изгибных волн колебаний пластины с массой m^2 , т.е. скорость отскока бояка равна нулю, $u^1 \approx 0$.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Для тел сложной формы (ступенчатые стержни с закругленными и острыми концами в свободном состоянии и упертыми в разрушаемую среду и т.п.) рациональнее определять коэффициент восстановления опытным путем.

При малых скоростях удара ($10^{-2} - 1$ м/с) удобно использовать горизонтальный стенд с использованием соударяющихся тел на подвесках маятникового типа, рисунок 1.

Замеряя углы отклонения тел, можем вычислить их скорости до и после удара. Подвесы, на которых крепятся испытуемые тела, должны быть значительно легче, чем сами тела, т.к. до удара они имеют собственное количество движения и после удара у них возникают поперечные колебания, что будет создавать погрешность определения углов отклонения и сказываться на результатах измерений. Рекомендуется применять в виде подвесов прочные и легкие синтетические нити или использовать подвесы со связями, свободно скользящими во время удара относительно взаимодействующих тел.

Влияние массы подвесов на распределение скоростей тел после удара можно проверить с помощью закона сохранения количества движения: измерив скорости испытуемых тел до и после удара без учета массы подвесов, а затем решив равенство $m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 u_1 + m_2 u_2$. Из-за неучета в этом соотношении количеств движения подвеса оно будет выполняться приближенно. Если это приближение удовлетворяет необходимой точности результата, то влиянием подвеса можно пренебречь. Нельзя при расчете учитывать моменты инерции подвесов, т.к. в этом случае коэффициенты восстановления будут относиться собственно не к взаимодействию тел, а к системе «испытуемые тела – подвесы», т.к. энергия колебаний подвесов вносит существенные коррективы в потерю относительной скорости, т.е. в величину K . Поэтому или подвесы должны мало влиять на сохранение количества движения испытуемых тел до и после удара, или нужно взять более легкие подвесы, или использовать другой тип установки.

Основное достоинство подвесок – это простота и относительно большая точность определения скоростей тел до и после удара по их отклонению. До удара одно из тел может быть неподвижно, лучше с массой $m_2 \geq m_1$, а второе с меньшей массой m_1 отклоняется на

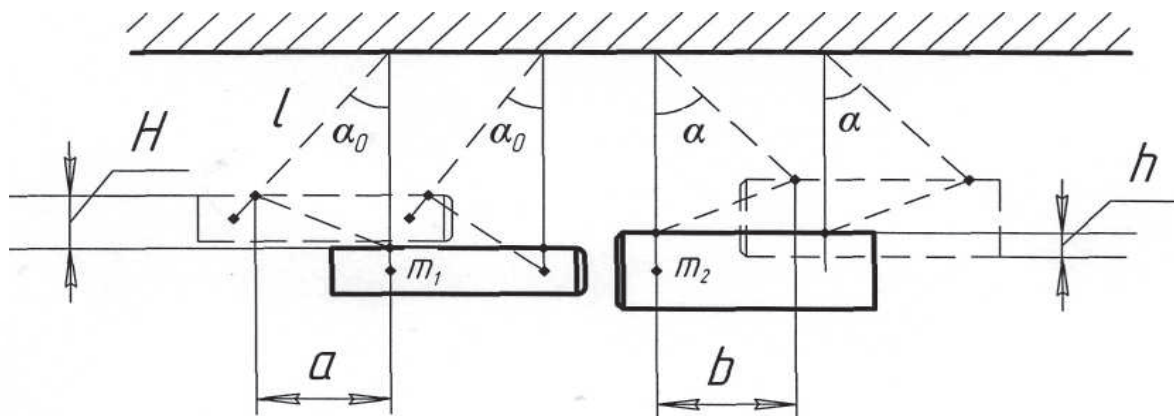


Рисунок 1 – Удар маятникового типа

ℓ – длина подвески; α_0 – угол отклонения тела массой m_1 до удара;
 α – угол отклонения тела m_2 после удара; H – высота отклонения тела массой m_1 до удара;
 h – высота отклонения тела массой m_2 после удара

Illustration 1 – The pendulum blow

ℓ – the clip's length; α_0 – the deflection angle with the mass m_1 before the blow;
 h – the deflection height with the mass m_2 after the blow

угол α_0 и высоту $H = \ell - \sqrt{\ell^2 - a^2} \approx \frac{a^2}{2\ell}$, где

$a = \ell \sin \alpha_0$. После удара m_2 отклоняется на

угол α и высоту $h = \ell - \sqrt{\ell^2 - b^2} \approx \frac{b^2}{2\ell}$, где
 $b = \ell \sin \alpha$. При этом коэффициент отскока

$$f_1 = \frac{u_1}{v_0} = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{2gH}} = \frac{b}{a}. \quad (7)$$

Если $\frac{a}{\ell} \leq 0,2$, то погрешность определения $H \leq 1\%$, при $\frac{a}{\ell} \leq 0,35$ – погрешность меньше 3% и т.д. При малых скоростях удара такие стенды являются одними из лучших экспериментальных установок. Например, при $\ell = 160$ см и $a = 4$ см, что достаточно точно и легко измерить, имеем всего $H = 0,05$ см, т.е. сбрасывать тело с таких малых высот на вертикальном стенде весьма неудобно.

При $\frac{a}{\ell} \ll 1$ получаем скорость удара
 $v_0 = a\sqrt{\frac{g}{\ell}}$. Коэффициент восстановления

$$K = \frac{u_1 + u_2}{v_0} = f_1 + f_2 = \frac{m_1}{m_2}(1 + f_1) + f_1 \quad (8)$$

Скорости m_1 до и после удара:

$$v_0 = \sqrt{2gH} = 2\sqrt{g\ell} \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2}; \quad (9)$$

$$u_1 = \sqrt{2gh} = 2\sqrt{g\ell} \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

где α_1 – угол отклонения m_1 после удара.
 Тогда

$$f_1 = \frac{|u_1|}{v_0} = \frac{\sin \frac{\alpha_1}{2}}{\sin \frac{\alpha_0}{2}} \quad (10)$$

Учитывая выражения (8) и (10), получим для коэффициента восстановления соответственно

$$K \approx \frac{m_1}{m_2} + \frac{a_1}{a} \left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right); \quad (11)$$

$$K \approx \frac{m_1}{m_2} + \frac{\sin \frac{\alpha_1}{2}}{\sin \frac{\alpha_0}{2}} \left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right).$$

где a_1 – отклонение массы m_1 после удара с m_2 .

Вертикальные установки.

На рисунке 2 показана схема простейшей вертикальной установки. Она состоит из испытываемых соударяющихся тел 1 и 2, имеющих массы m^1 и m^2 , где $m_2 \geq m_1$, направляющей трубы 3, мягкой прокладки 4, захвата 5, удерживающего с помощью тонкого штыря 6 верхнюю массу m^1 . Вдоль трубы имеются сквозные прорезы, позволяющие регистрировать высоты сбрасывания H и подскока h .

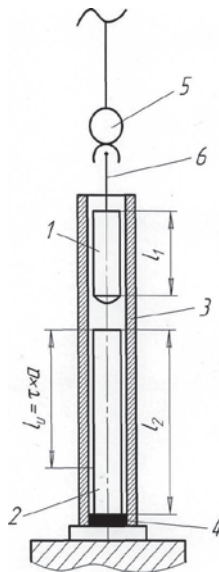


Рисунок 2 – Вертикальная установка:
1 и 2 – соударяющиеся тела;
3 – направляющая труба;
4 – прокладка;
5 – захват; 6 – штырь

Illustration 2 – The vertical installation:
1 and 2 – impact bodies; 3 – feed-tube; 4 – washer;
5 – seizure; 6 – dowel

В вертикальных установках скорости тел до и после удара можно определять по высотам h и H только в том случае, если силы трения пренебрежимо малы и тогда величина отскока

$$f_1 = \frac{u_1}{v_1} = \sqrt{\frac{h}{H}}$$

первого тела равна

Прорезы служат не только для наблюдения и измерения h и H , но и для уменьшения аэродинамического сопротивления, которое могло бы повлиять на результат при движении тел по трубе без отверстий.

При строгой вертикальности трубы и падающего тела между ними практически нет трения, т.к. сила трения пропорциональна нормальной составляющей давления, которая равна $N = P_i \cdot \cos \alpha = 0$.

При $\ell_2 \geq \frac{\tau}{2} a$, где τ – время удара, a – скорость распространения волны деформации по стержню 2, прокладка не успевает влиять на отскок массы m_1 , т.к. волна деформации приходит от места контакта уже после отскока. Преимущества такого простого способ.

Преимущества такого определения скоростей: не нужны специальные измерительные приборы, имеющие собственные дополнительные погрешности. Прокладку 4 лучше применять в виде мягкого пластического демпфера. Упругие пружинящие прокладки использовать не рекомендуется, т.к. из-за колебаний массы m_2 после удара можем получить вторичный отскок массы m_1 , который будет больше первого.

При малой высоте h можно не заметить первый отскок из-за его кратковременности и спутать его со вторым, который уже будет не ударного, а колебательного характера. Так, при высоте $h = 0,5$ см время подскока равно

$$t = 2\sqrt{\frac{2h}{g}} \approx 0,063$$

с, а последующий отскок при упругой прокладке может быть соизмеримым с H и быть больше h , из-за чего его можно спутать с первым отскоком. При демпфирующей подставке 4 также происходит вторичный отскок, но он должен быть значительно меньше первого.

Итак, в вышеприведенной установке имеем до удара скорости $v_1 = \sqrt{2gH}$ и

$v_2 = 0$, после удара $u_1 = -\sqrt{2gh}$ и ско-

$$u_2 = \frac{m_1 v_1 - m_1 u_1}{m_2} = \frac{m_1}{m_2} (v_1 + u_1) = \frac{m_1}{m_2} (\sqrt{2gH} + \sqrt{2gh})$$

которую находим из закона сохранения количества движения. Коэффициенты отскока f_1 и восстановления K равны

$$f_1 = -\frac{u_1}{v_1} \sqrt{\frac{h}{H}}; f_2 = \frac{u_2}{v_1} = \frac{m_1}{m_2} (1 + f_1);$$

$$K = f_1 + f_2 = \frac{m_1}{m_2} (1 + f_1) + f_1 \quad (12)$$

Из уравнений (12) видно, что при $m_2 \gg m_1$ имеем $K \rightarrow f_1$. С помощью вертикальной уста-

новки можно достаточно точно и надежно определять опытные коэффициенты восстановления и отскока для случаев, когда наблюдается отскок f_1 , т.е. скорость противоположна по знаку скорости V_1 . Для этого более массивное тело ставится внизу, т.е. обязательно $m_2 > m_1$. Если $m_1 = m_2$ или $K \ll 1$, то имеем отскок

$$f_1 = \frac{Km - 1}{m + 1} \leq 0$$

, т.е. оба тела после удара движутся в одну и ту же сторону, а в данной установке – вниз. В таких случаях для опытного определения K и f_1 необходимо использовать установки другого типа, например с использованием энергии сжатой пружины.

Энергия пружины отдается бойку, который при отсутствии тела с массой m_2 взлетает на

высоту H . Определяется скорость $v_1 = \sqrt{2gH}$

. Затем тело массой m_1 под действием энергии пружины ударяет по телу массой m_2 . По высоте взлета h массы m_2 определяется скорость $u_2 = \sqrt{2gh}$. Скорость u_1 находится из закона сохранения количества движения:

$$u_1 = v_1 - \frac{m_2}{m_1} u_2$$

. Затем вычисляются опытные значения коэффициентов отскока и восстановления:

$$f_1 = -\frac{u_1}{v_1} = m \sqrt{\frac{h}{H}} - 1; \quad f_2 = \frac{u_2}{v_1} = \sqrt{\frac{h}{H}};$$

$$K = \sqrt{\frac{h}{H}}(m + 1) - 1. \quad (13)$$

Эта вертикальная установка более сложная, в устройство добавляются новые элементы, непосредственно влияющие на распределение скоростей и энергий, значительно труднее добиться центральности соударения, поэтому накопление погрешностей у нее больше и больше будет разброс результатов измерений h и H .

Стенды с падающим ударником.

Скорости взаимодействия – от 1 до 20 м/с.

При таких скоростях удара работает большинство машин, стендов и установок с использованием энергии падающего груза, пневматики, гидравлики, электромагнитов, горючих смесей, деформации пружин, резиновых лент и т.п. Это копры, молотки, прессы, бурильные установки, механизированный ручной инструмент ударного действия и т.д.

Стенды с падающим ударником обычно выполняются в виде копра с направляющими струнами, уголками, трубами и т.д. Для достижения скоростей более 20 м/с копры с падающим грузом изготовлять нерационально, т.к. высота H их должна быть чрезмерно большой ($H > 20$ м). Сопротивление воздуха при скоростях 10 – 20 м/с (высота копра соответственно от 5 до 20 м) пренебрежимо мало и им можно пренебречь.

$F_c = ksV^2 = ks2gH$, где F_c – сопротивление воздуха, кг; s – площадь миделя, м²; k – численный коэффициент, зависящий от формы тела и имеющий, например, для шара значение $0,024 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-4}$. Для шаров мож-

но записать $P = \frac{4}{3} r \gamma s$, где r и P – радиус и вес шара, γ – плотность материала. Тогда

$$\frac{F_c}{P} = \frac{3kv^2}{4r\gamma}. \text{ Например, для стальных шаров } \frac{F_c}{P} \approx 2.3 \cdot 10^{-6} \frac{v^2}{r}, \text{ где } v \text{ измеряется в м/с, } r - \text{ в м. При радиусе шара } r = 0,05 \text{ м и скоростях}$$

1 м/с, 10 м/с, 50 м/с, 100 м/с соотношение $\frac{F_c}{P}$ соответственно равно: $4,6 \cdot 10^{-5}$; $4,5 \cdot 10^{-3}$; 0,115; 0,46, т.е. сопротивление воздуха заметно влияет при скоростях 40 – 50 м/с или высоте копра 80 – 125 м. Для стальных стержней при их продольном движении площадь миделя заметно меньше на единицу веса, т.е. сопротивление воздуха F_c по отношению к весу стержня меньше, чем у шара. Если копер строго выверяется по вертикали, то сопротивлением направляющих струн, уголков и труб (в трубах должны быть сквозные щели и отверстия достаточной величины) можно пренебречь. Действительно, в строго вертикальных стендах направление силы веса падающего тела параллельно направляющим поверхностям, т.е. нормальное давление и, следовательно, сила трения скольжения стремится к нулю.

ОБСУЖДЕНИЕ

У машин, стендов и установок ограничение скорости удара зависит от прочности соударяющихся деталей машины. В настоящее время нет материалов, которые бы пластически не деформировались при скоростях нормального сближения более 10 – 15 м/с. В машинах ударного действия бойки изготавливаются в виде стержня-поршня, стакана, ступенчатого

ударника и т.д., т.е. ударяет боек только одной своей торцевой поверхностью, поэтому скорости удара ограничены до 10 м/с, максимум до 15 м/с, иначе ударная часть расклепывается, и бойки могут заклинить.

Копры по принципу накопления кинетической энергии.

Средние скорости взаимодействия – от 10 до 100 м/с.

Оснащение машинами, стендами и установками в этом диапазоне скоростей является недостаточным.

Существующие пневматические ружья позволяют разгонять бойки до скорости 100 м/с, однако диаметр разгоняемых шариков не превышает $0,5 \div 1,5$ см. Торец стержня, воспринимающего удар, помещается вблизи выхода трубы, чтобы обеспечить условия прямого центрального удара. Для испытаний шаров большого диаметра необходимо ствол брать достаточно большим и обеспечить сжатым воздухом внутреннюю полость трубы за время разгона шаров. Также необходимо в конце пути обязательно ставить датчики скорости, т.к. от удара к удару могут меняться перепады давления и силы сопротивления в клапанах и заслонках, т.е. всегда наблюдается заметный разброс и нестабильность результатов.

В последнее время были предложены устройства с применением принципа накопления кинетической энергии на большом пути во время разгона рабочего органа, [22]. Применяя маломощные и малогабаритные двигатели для разгона рабочего органа по круговой территории, можно достичь значительных скоростей и энергий, что позволяет использовать такие устройства – копры для ударных испытаний, [23], рисунок 3.

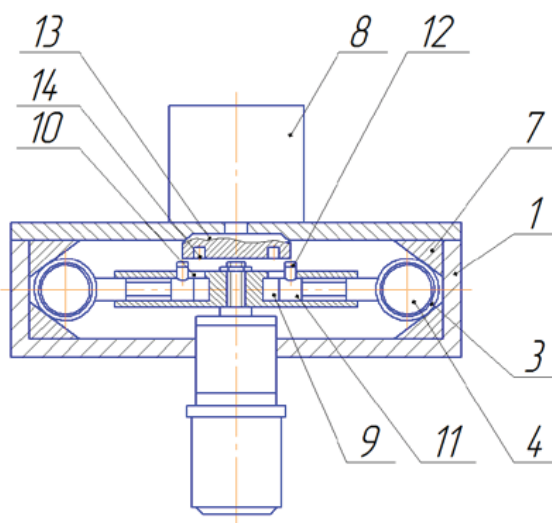
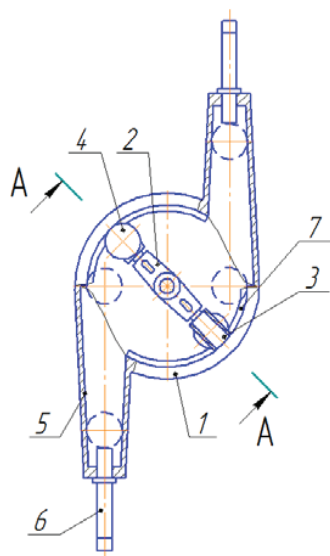


Рисунок 3 – Копер для ударных испытаний

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – кольцо; 4 – боек;
5 – конусный ствол;
6 – испытуемый объект;
7 – тормозное устройство; 8 – привод;
9 – радиальные каналы; 10 – окна;
11 – шток; 12 – палец; 13 – фиксатор;
14 – гнездо

Illustration 3 – The pile-driver

1 – frame; 2 – rotor; 3 – ring; 4 – head;
5 – conic stem;

6 – experimental object; 7 – braking equipment; 8 – drive;
9 – radial hole; 10 – port; 11 – rod; 12 – pin;
13 – pawl; 14 – socket

В корпусе 1 на роторе 2 закреплены два шара – бойка 4. Бойки вставлены в держатели – кольца 3. По касательной к траектории движения бойков расположены конусные стволы 5, на концах которых устанавливаются испытуемые объекты 6. Тормозные устройства выполнены в виде желобов 7. Ротор приходит в движение с помощью электродвигателя. При разгоне бойков пальцы держателя 12 находятся в гнездах 14 фиксатора 13, штоки 11 прижаты к оси вращения и не задевают стенок желоба тормоза. При достижении необходимой скорости вращения оператор включает привод 8 – электромагнит, который через радиальные каналы 9 и окна 10 связан со штоками и кольцами. Под действием электромагнита фиксатор поднимается, пальцы высвобождаются из гнезд и штоки с кольцами и шарами-бойками под действием центробежных сил прижимаются к желобу тормозного устройства, а шары по инерции вылетают из тормозимых колец-держателей, попадают в конусные стволы и ударяют по испытуемому объекту. Отскок в конусе тормозных устройств значительно меньше, чем при ударе о гладкую поверхность, что приводит к большей стабильности выхода

бойков из колец и уменьшает разброс результатов испытаний. Скорость удара $v = \omega R_c$, где ω – угловая скорость, рад/с; R_c – радиус вращения бойка от оси вращения до центра тяжести бойка – шара. Такой стенд позволяет определять параметры удара: коэффициенты восстановления, ускорения, перегрузки и др. характеристики процессов взаимодействия в широком диапазоне скоростей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Теоретическое или экспериментальное определение величин коэффициентов восстановления необходимо для расчета динамики бойков и инструментов в строительных и горных машинах ударного действия: механизированных молотах, молотках и перфораторах; вычисления КПД и энергии ударов; проектирования узлов этих механизмов. Выполнен анализ изменения величины коэффициента восстановления от геометрии соударяющихся тел простых форм и показаны современные методики расчета. Для сложных форм бойков и инструментов показаны способы опытного определения коэффициента восстановления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Zhukov I.A. Rational designing two-stage anvil blocks of impact mechanisms / I.A. Zhukov, V.V. Molchanov // *Advanced Materials Research*.-2014.- Vol.1040.- P.699- 702.
2. Zhukov I.A. Development of the anvil blocks forms of impact machines as composition of different materials / I.A. Zhukov, E.V. Sarakhanova, Ya.A. Andreeva // *AIP Conference Proceedings*.-2014.-Vol.1623.- P. 663- 666.
3. Zhukov I.A. About creation of machines for destruction of rock with formation of apertures of various cross-section / I.A. Zhukov, L.T. Dvornikov, S.M. Nikitenko // *IOP Conference Series : Materials Science and Engineering*.-2016.- Vol. 124.- №1.- P.012171.
4. Zhukov I.A., Dvornikov L.T. New constructive solutions of anvil-blocks of percussion mining machines.- North Charleston: CreateSpace.- 2015.- 130 p.
5. Daimaruya M. Impact end stress and elastic response of a finite length bar with a variable cross-section colliding with a rigid wall / M. Daimaruya, M. Nalton, S. Tanimura // *Journal of Sound and Vibration*.-1988.- Vol. 121.- №1.- P. 105- 115.
6. Wada H. Error in response calculations for extensional vibrations of bars / H. Wada // *Earthquake Engineering and*

Structural and Structural Dynamics.-1986.- Vol.-14.-№1.- P.121- 132.

7. Wittrick W. Some observations on the dynamic equations of prismatic members in compression / W. Wittrick // *International Journal of Mechanical Sciences*.- 1985.- Vol.27/- №6.- P.375- 382.

8. Абрамов А.Д. Создание ручных форсированных электрических машин ударного действия для строительно-монтажных работ : автореф. дис. ... д-р техн. наук. Новосибирск, 2013. 33с.

9. Дворников Л.Т., Жуков И.А., Дворников Л.Т. Продольный удар полукатеноидальным бойком. Новокузнецк: СибГИУ, 2006. 80 с.

10. Галдин Н.С., Галдин В.Н., Егорова Н.Н. Оптимизационный синтез основных параметров гидравлических импульсных систем строительных машин // *Вестник СибАДИ*. 2013. №6 (34). С.73 – 77.

11. Щербаков В.С., Галдин В.Н. Основные показатели гидравлических импульсных систем строительных машин // *Вестник СибАДИ*. 2013. №1(29). С. 47- 51.

12. Тарасов В.Н., Бояркин Г.Н. Теория удара в теоретической механике и ее приложение в строительстве. Омск : Изд-во ОмГТУ, 1999. 120 с.

13. Алимов О.Д., Басов С.А. Гидравлические виброударные системы. М. : Наука, 1990. 352 с.

14. Репин А.А., Тимонин В.В., Алексеев С.Е. и др. Повышение мощности малогабаритных погружных пневмоударников // *Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых*. 2016. №6. С. 86 – 93.

15. Саруев Л.А., Кузнецов И.В., Васенин С.С. Исследование и оценка энергоэффективности современных машин ударного действия // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2013. №4 (1). С. 473 – 476.

16. Тамбовцев П.Н., Абраменков Э.А. Пневмомолот для вертикального погружения строительных элементов // *Строительные и дорожные машины*. 2014. №9. С. 20 – 24.

17. Тимонин В.В. Погружные пневмоударники для подземных условий отработки месторождений // *Горное оборудование и электромеханика*. 2015. С. 363 – 370.

18. Корытов М.С., Щербаков В.С., Шершнева Е.О. Обоснование значений коэффициентов регуляторов гашения колебаний груза мостового крана // *Вестник СибАДИ*. 2017. №1(53). С. 12 – 17.

19. Чернявский Д.И. Определение параметров удара при упругопластических деформациях в зоне контакта : монография. Омск : Изд-во ОмГТУ, 2000. 88 с.

20. Чернявский Д.И. Определение параметров удара в машинах ударного действия : монография. Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009. 136 с.

21. Стихановский Б.Н. Процессы удара : монография. Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. 324 с.

22. Стихановский Б.Н., Стихановская Л.М. Строительные и дорожные машины с рекуператором кинетической энергии // *Вестник СибАДИ*. 2016. №1(47). С. 22 – 27.

23. Пат. 163315 Российская Федерация. G01 М 7/ 00 Копер для ударных испытаний / Б.Н. Стихановский, Е.С. Чернова. Оpubл. 10.06.2016. Бюл.№16.

DEFINITION OF COEFFICIENTS RECOVERY SPEEDS AT IMPACT OF THE STRIKER ON THE TOOL AT THE NODES OF CONSTRUCTION AND MINING MACHINES

B.N. Stikhanovskiy, L.M. Stikhanovskaya

ANNOTATION

The processes of value changing of the restitution coefficient in a direct central impact of deformable bodies are presented, because values of the restitution coefficient are necessary for calculation the

striker dynamics and the tool in the construction mechanisms and mining machines. The of kinetic energy loss of the colliding bodies after each impact is interrelated with the module of the restitution coefficient, which can vary for the same material from 0 to 1 at a different geometry of the interacting bodies. The analysis of the coefficient changes because of the recovery factor from the geometry of the colliding bodies is shown. At low impact velocities, when the bodies have the same shape and weight or when they hit the rod or the globe on a massive and hard obstacle, the recovery factor is approximately equal 1. When short rod hits to long and with the same diameters and the materials of the bodies, the restitution coefficient is equal the ratio of the lengths of the rods and it is also equal zero at impact of the rod on a thin plate. It is more rational to determine the restitution coefficient experimentally for bodies of complex shape. Experimental setup for determination of the recovery coefficient is observed, when it is theoretically difficult to calculate, especially at small impact velocities on horizontal and vertical stands or at medium and high speeds, or in Koper, operating on the principle of accumulation of energy for the shot. It is possible to vary not only the different geometry and materials of the colliding bodies, but also their convergence rate before contact.

KEYWORDS: restitution coefficient, velocity, impact, kinetic energy, tool, construction and mining machinery, striker.

REFERENCES

1. Zhukov I.A., Molchanov V.V. Rational designing two-stage anvil blocks of impact mechanisms. Advanced Materials Research, 2014, Vol.1040, pp.699 – 702.
2. Zhukov I.A., Sarakhanova E.V., Andreeva Ya.A. Development of the anvil blocks forms of impact machines as composition of different materials. AIP Conference Proceedings, 2014, Vol.1623, pp. 663 – 666.
3. Zhukov I.A., Dvornikov L.T., Nikitenko S.M. About creation of machines for destruction of rock with formation of apertures of various cross-section. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2016, Vol. 124, no.1, pp.012171.
4. Zhukov I.A., Dvornikov L.T. New constructive solutions of anvil-blocks of percussion mining machines. North Charleston: CreateSpace, 2015, 130 p.
5. Daimaruya M., Nalton M., Tanimura S. Impact end stress and elastic response of a finite length bar with a variable cross-section colliding with a rigid wall. Journal of Sound and Vibration, 1988, Vol. 1, no 1, pp 105- 115.
6. Wada H. Error in response calculations for extensional vibrations of bars Earthquake. Engineering and Structural and Structural Dynamics, 1986, Vol.14, no 1, pp.121 – 132.
7. Wittrick W. Some observations on the dynamic equations of prismatic members in compression. International Journal of Mechanical Sciences, 1985, Vol.27, no.6, pp375 – 382.
8. Abramov A.D. Sozdanie ruchnih forcirovannih elektricheskikh mashin udarnogo deictviya dlya stroitelno-montashnih rabot [Creating manual uprated electric machines percussion for construction works]. author. dis. doctor. tech. Sciences. Novosibirsk, 2013. 33p.
9. Dvornikov L.T., Zhukov I.A. Prodolnyi udar polukatenoidalnim boikom [Longitudinal impact polyaminoamide strike]. Novokusnezhsk, 2006. 80 p.
10. Galdin N.S., Galdin V.N., Egorova N.N. Optimizatsionnyi sintez osnovnykh parametrov gidravlicheskih impulsnykh system stroitelnykh mashin [Optimization synthesis of the main parameters of hydraulic pulse systems of building machines]. Vestnik SibADI, 2013, no 6(34), pp. 73 – 77.
11. Shcherbakov V.S., Galdin V.N. Osnovnye pokazateli gidravlicheskih impulsnykh system stroitelnykh mashin [Basic indicators of hydraulic pulse systems of building machines]. Vestnik SibADI, 2013, no1 (29), pp. 47 – 51.
12. Tarasov V. N., Boyarkin G.N. Teoriya udara v teoreticheskoi mehanike i ee prilozhenie v stroitelstve [The theory of impact in theoretical mechanics and its application in

construction]. Omsk: publishing house Omsk state technical University, 1999. 120 p.

13. Alimov O.D., Basov S.A. Gidravlicheskie vibroudarnie sistemi [Hydraulic vibro-impact systems]. Moskov, Nauka, 1990. 352 p.

14. Repin A.A., Timonin V.V, Alekseev S.E., Povishenie moshnosti malogabaritnykh pogrushnykh pnevmoudarnikov [Improving the capacity of small-sized submersible air hammers]. Physical-technical problems of mining, 2016, no 6, pp. 86 – 93.

15. Saruev L.A., Kuznetsov I.V., Vasenin S.S. Issledovanie i otsenka energoeffektivnosti sovremennykh mashin udarnogo deistviya [Study and evaluation of the efficiency of modern machines percussion Mining]. Information-analytical Bulletin (scientific and technical journal), 2013, no 4(1), pp. 473 – 476.

16. Tambovtsev P.N., Abramnikov E.A. Pnevnomolot dlya vertikalnogo pogrusheniya stroitelnykh elementov [Air hammer for vertical immersion of building elements]. Construction and road machines, 2014, no 9 pp. 20 – 24.

17. Timonin V. Pogrushnie pnevmoudarniki dlya podzemnykh usloviy otrabotki mestoroshdeniy [Submersible air hammers for underground working conditions fields]. Mining machinery and electromechanics, 2015. pp. 363 – 370.

18. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Shershneva E.O. Obosnovanie znacheniy koeffitsientov regulirovaniya kolebaniy gruza mostovogo krana [the study of the values of the coefficients of the controllers the damping of the load bridge crane]. Vestnik SibADI, 2017, no 1 (53), pp. 12 – 17.

19. Chernyavskiy D I. Opredelenie parametrov udara pri uprugoplasticheskikh deformatsiyah v zone kontakta [Determination of the parameters of impact in elastic-plastic deformations in the contact zone]. Omsk, Publishing house Omgut, 2000. 88 p.

20. Chernyavskiy D.II. Opredelenie parametrov udara v mashinakh udarnogo deistviya [Determination of parameters of impact in the machines percussion]. Omsk, Publishing house Omgut, 2009. 136p.

21. Stikhanovskiy B. N. Protsessi udara [Shot process]. Omsk, Publishing house Omgut, 2010. 324 p.

22. Stikhanovskiy B. N., Stikhanovskaya I.M. Stroitelnye i dorozhnye mashiny s rekuperatorom kineticheskoy energii [Construction and road machines with heat recovery of the kinetic energy]. Vestnik SibADI, 2016, no 1(47), pp. 22 – 27.

23. Stikhanovskiy B.N., Chernova E.S. Koper dlya udarnykh ispitaniy [Hammer to impact test]. Patent RF, no 163315, 2016.

Стихановский Борис Николаевич – доктор технических наук, профессор Омского государственного университета путей сообщения (644046, г.Омск, пр. Маркса, 35, e-mail: bstish@mail.ru).

Стихановская Любовь Михайловна – кандидат технических наук, доцент Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: stikhanovskaya@gmail.com).

Stikhanovskaya Lubov Mihailovna – candidate of technical Sciences, associate Professor Sibirskaya State Automobile and Highway University (644080, Mira, 5 prospect, Omsk, Russia, stikhanovskaya@gmail.com).

Р.Ю. Сухарев, В.В. Танский
ФГБОУ ВО «СибАДИ», г. Омск, Россия

Введение. Основной особенностью эксплуатации кранов-трубоукладчиков является работа в сложных грунтовых условиях, что существенно влияет на режим работы машины. Данный фактор является одной из основных причин, приводящих к раскачиванию груза на стреле крана-трубоукладчика и, как следствие, аварийным и нештатным ситуациям. В работе рассмотрены вынужденные колебания груза на стреле крана-трубоукладчика, причины их возникновения и проблемы, к которым они приводят. Рассмотрены инженерные решения предшественников. Обоснован новый подход к решению данных проблем.

Результаты: построены следующие временные зависимости: отклонение груза в поперечной плоскости крана-трубоукладчика (горизонтальные колебания), отклонение груза в продольной плоскости крана-трубоукладчика, крен базовой машины, изменение грузового момента. Определено влияние горизонтальных колебаний груза на изменение грузового момента и возникновение вертикальных колебаний.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: кран-трубоукладчик, колебания, груз, грузовой момент, устойчивость, расчетная схема, однородные координаты, микрорельеф, отклонение груза.

Сложность прокладки трубопровода зачастую связана с удаленностью объектов строительства, с их расположением в болотистых районах со слабыми или вечномерзлыми грунтами [6,7,8]. В процессе укладки трубопровода в траншею нагрузка на крюке крана-трубоукладчика (КТ) изменяется в большом диапазоне [10] – от нулевой до максимальной. Причина такого колебания груза – это изменение высотного положения одного КТ относительно другого вследствие преодоления неровностей микрорельефа, а также колебания, возника-

ющие в системе [2,20]. Наличие неровностей микрорельефа при выполнении работ по обустройству газовых и нефтяных месторождений, прокладке трубопровода является одним из основных негативно влияющих факторов [8].

На сегодняшний день в работах предшественников рассматриваются вертикальные колебания трубопровода, приводящие к неравномерному распределению массы трубопровода и, как следствие, потере устойчивости КТ. Раскачивание трубопровода в горизонтальной плоскости в процессе укладки трубопровода может привести к удару трубы о стенку траншеи или стрелу КТ, что в свою очередь при-