



УДК621.01. 622.23



**А. АРСТАНБЕК**  
КРСУ ИМ. Б.ЕЛЬЦИНА,  
БИШКЕК, КЫРГЫЗСКАЯ РЕСПУБЛИКА  
EMAIL: [ASANOV52@MAIL.RU](mailto:ASANOV52@MAIL.RU)

**A. ARSTANBEK**  
KRSU N. A. B. YELTSIN,  
BISHKEK, KYRGYZ REPUBLIC  
EMAIL: [ASANOV52@MAIL.RU](mailto:ASANOV52@MAIL.RU)

*E.mail. [ksucta@elcat.kg](mailto:ksucta@elcat.kg)*

## КОЛЕБАНИЯ КОРПУСА УДАРНОЙ МАШИНЫ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ИМПУЛЬСНОГО МОМЕНТА

### OSCILLATIONS OF THE IMPACT MACHINE BODY UNDER THE ACTION OF A PERIODIC IMPULSE MOMENT

*Мезгилдик импулстук моменттин уруу машинанын корпусуна болгон таасири астында пружина аркылуу кысуучу механизми менен уруу машинанын динамикасы каралган.*

*Корпустун термелүү амплитудасынын жана анын инструмент менен болгон урулуу ылдамдыгынын уруу жана кысуу механизмдеринин көрсөткүчтөрү жана иштөө режими менен байланыштары аныкталды.*

**Чечүүчү сөздөр:** уруу механизми, импулстук моменттер, кысуу механизми, термелүүлөр, пружина деформациясы, уруу.

*Рассмотрена динамика ударной машины с пружинным механизмом прижима при действии на ее корпус периодического импульсного момента. Установлены зависимости амплитуды колебаний корпуса и скорость его соударения с буртиком инструмента от параметров и режима работы ударного механизма и механизма прижима.*

**Ключевые слова:** ударный механизм, импульсные моменты, механизм прижима, колебания, деформация пружин, удар.

*Abstract. Dynamics of an impact machine with a spring clamping mechanism under the action of a periodic impulse moment on its body is considered. Dependences of the oscillations amplitude and the speed of its collision with the tool shoulder on the parameters and operating conditions of the impact mechanism and the clamping mechanism are established.*

**Key words:** impact mechanism, impulse moment, clamping mechanism, oscillations, spring deformation, impact.

В предшествующие годы в Инженерной академии КР была разработана виброударная установка МБ-10 для предотвращения накопления угольной мелочи на внутренних стенках приемных бункеров угля[1]. Эта установка на протяжении нескольких лет успешно использовалась на бункерах Бишкекской ТЭЦ. Однако научного обоснования её параметров не проводилось. В связи с этим в настоящее время одной из актуальных задач является изучение динамики установки с целью оптимизации её параметров.

В состав установки МБ-10 входит ударный механизм МО-10, схема которого представлена на рис. 1. Он состоит из корпуса 1, внутри которого расположен кривошипно-коромысловый механизм, коромысло-боек 2 которого, совершая возвратно-

вращательные движения вокруг оси  $D$ , наносит удар по инструменту 3, опирающемуся через пята 4 на внешнюю поверхность стенки бункера 5. Ось кривошипа  $A$  установлена в стакане с подшипниками 6. При этом в процессе работы ударного механизма его корпус может поворачиваться относительно оси  $A$ . Прижатие ударного механизма к поверхности осуществляется пружинами, один конец которых закреплен на планке 7 корпуса ударного механизма, а другой на раме. В процессе работы на корпус ударного механизма действуют реактивные силы  $R_1, R_2$ , возникающие в опорах кривошипа и коромысла. Реакции в опоре коромысла создают вынуждающий момент, под действием которого происходят угловые колебания корпуса относительно оси кривошипа.

В работе [2] сформулированы основные требования, которым должен удовлетворять механизм прижима ударника установки к рабочему инструменту. Это ограничения на амплитуду колебаний корпуса ударного механизма и скорость его соударения с буртиком рабочего инструмента. Для выполнения этих требований необходимо знать зависимость перечисленных параметров от коэффициента жесткости механизма прижима.

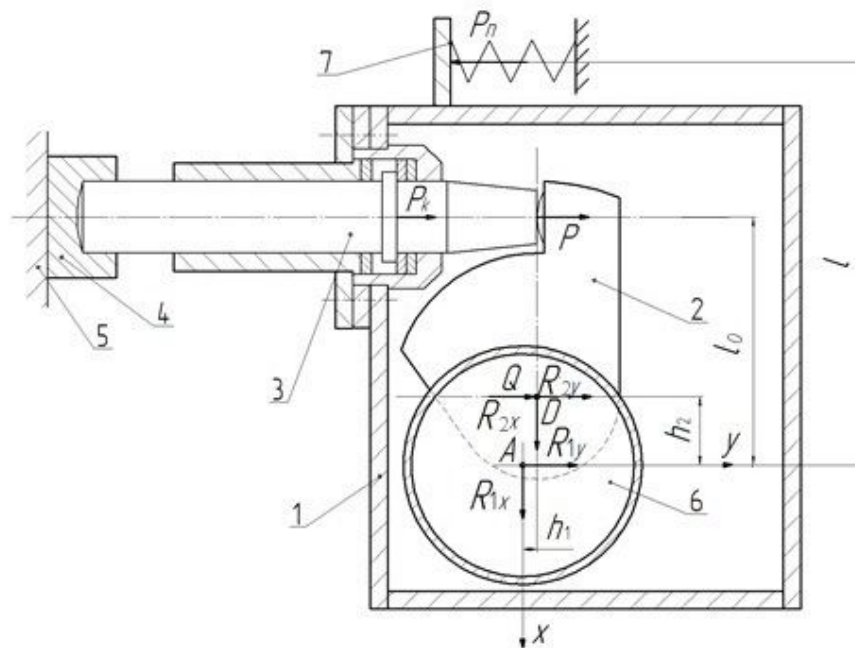


Рис. 1. Схема ударного механизма для очистки угольных бункеров

В процессе работы на корпус ударного механизма действует импульсный вынуждающий момент, изменяющийся по закону, представленному на рис. 2. В работах [2, 3] принято, что импульсный момент изменяется по гармоническому закону  $M(t) = H \sin \mu t$ , где  $H$  – амплитуда вынуждающего момента;  $\mu$  – частота. При этом вынуждающий момент действует в конце цикла работы ударного механизма длительностью  $T$ , а его частота  $\mu$  равна  $\pi/(T - t_1)$ .

На рис. 2а видно, что время действия вынуждающего момента на порядок меньше всего времени цикла работы механизма. Это дает основание применить для исследования динамики машины более простой метод, основанный на представлении вынуждающего момента в виде мгновенных импульсных моментов, действующих с интервалом времени  $T$  (рис. 2б).

Допустим, на корпус в момент времени  $T$  действует импульс момента

$$L = \int_0^{\tau} M(t) dt ,$$



где  $\tau = T - t_1 = \pi / \mu$ .

Тогда

$$L = \int_0^{\tau} H \sin \mu t dt = \frac{2H}{\mu}.$$

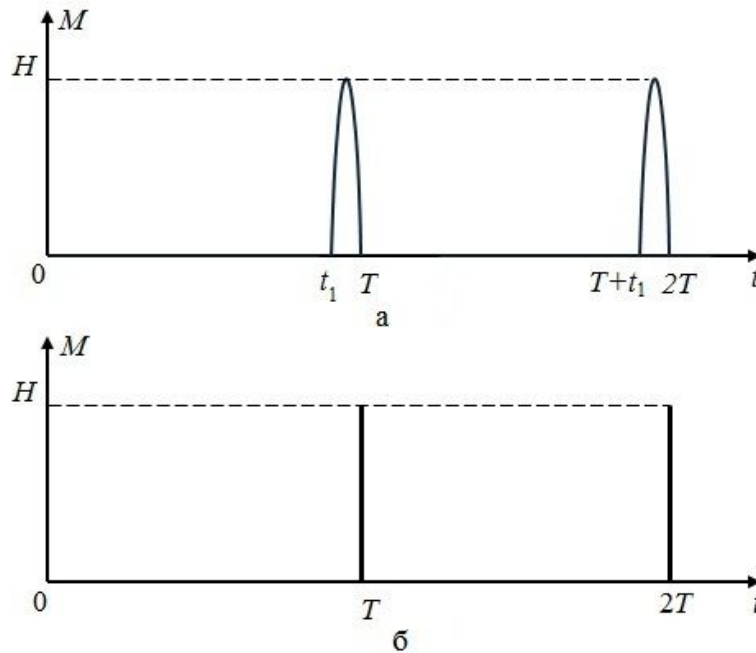


Рис. 2. Зависимость вынуждающего момента от времени (а) и его аппроксимация мгновенными импульсными моментами (б)

Уравнение движения рассматриваемой системы в случае отсутствия предварительного поджатия пружин имеет вид:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0, \tag{1}$$

Где  $\varphi$  – угол поворота корпуса ударного механизма;  $k$  – собственная частота колебаний корпуса,

$$k = l \sqrt{c / J},$$

$l$  – расстояние от оси вращения корпуса до оси пружин;  $c$  – суммарный коэффициент жесткости пружин;  $J$  – момент инерции корпуса относительно оси вращения.

Решение уравнения движения описывается функцией:

$$\varphi(t) = A \sin kt + B \cos kt. \tag{2}$$

Постоянные интегрирования  $A$  и  $B$  находятся из начальных условий

$$\varphi(0) = 0; \quad \dot{\varphi}(0) = \frac{L}{J} = \frac{2H}{\mu J},$$

и равны

$$B = 0; \quad A = \frac{2H}{J \mu k}.$$

Подставляя найденные постоянные в решение уравнения движения, получим:

$$\varphi(t) = \frac{2H}{J \mu^2 s} \sin kt; \quad \dot{\varphi}(t) = \frac{2H}{J \mu} \cos kt, \tag{3}$$

где  $s = k / \mu$ .

Деформация пружин  $y$ , перемещение корпуса относительно буртика инструмента  $y_0$  и скорость корпуса связаны с углом поворота  $\varphi$  через расстояния соответственно  $l$  и  $l_0$ , где  $l_0$  – расстояние от оси вращения корпуса до продольной оси инструмента:



$$y(t) = l\varphi(t); \quad y_0(t) \neq_0\varphi(t); \quad \dot{y}_0(t) \neq_0\dot{\varphi}(t) \quad (4)$$

Удар корпусом по инструменту происходит при выполнении условий:

$$\sin kt_y = 0; \quad \neq_y \frac{\pi}{k} \frac{\pi}{\mu s}.$$

Из этой формулы следует, что удар корпусом по инструменту будет происходить в первом цикле работы механизма при выполнении условий

$$\frac{\pi}{\mu s} < T; \quad s > \frac{\pi}{\mu T}. \quad (5)$$

Для механизма МО-10  $\mu = 125,6 \text{ с}^{-1}$ ,  $T = 0,2 \text{ с}$ , и удар в первом цикле происходит при значениях  $s$  больших 0,125. В качестве примера на рисунке 3 показаны графики зависимости перемещения корпуса относительно буртика инструмента и скорость их соударения от времени при значении  $s$ , равном единице.

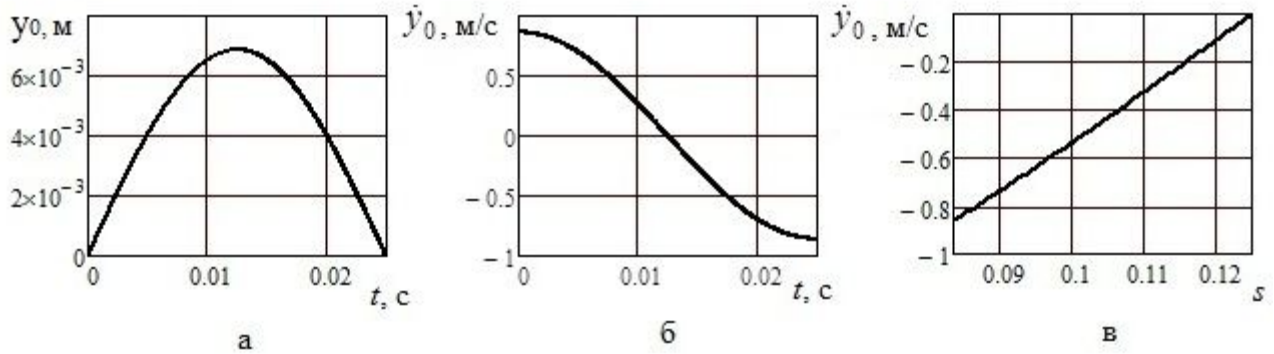


Рис. 3. Графики зависимости перемещения (а) и скорости (б) корпуса ударного механизма от времени и зависимости скорости удара корпусом по инструменту (в) от параметра  $s$

Если удара в первом цикле не произошло, то начальные условия для описания второго цикла  $T < t < 2T$  запишутся в виде:

$$\varphi(T) = \frac{2H}{J\mu s} \sin kT; \quad \dot{\varphi}(T) = \frac{2H}{J\mu} \cos kT + \frac{2H}{J\mu}.$$

Решением уравнения (1) при этих начальных условиях является функция:

$$\varphi(t) = \frac{2H}{J\mu k} (\sin kt + \sin k(t-T)), \quad (8)$$

Удар корпусом ударного механизма по инструменту произойдет в момент времени  $t_y$ , когда перемещение корпуса станет равным нулю. Приравнивая выражение (8) к нулю, получим

$$\sin kt_y + \sin k(t_y - T) = 0.$$

Решая это уравнение, найдем

$$t_y = \frac{T}{2} + \frac{\pi}{\mu s}.$$

Из этого выражения можно найти диапазон изменения коэффициента  $s$ , в котором удар корпусом по инструменту будет происходить во втором цикле работы ударного механизма

$$t_y = \frac{T}{2} + \frac{\pi}{\mu s} < 2T; \quad s > \frac{2\pi}{3\mu T}.$$

Учитывая условия (5) можно записать:



$$\frac{2\pi}{3\mu T} < s < \frac{\pi}{\mu T}.$$

Для механизма МО-10 имеем:  $0,0834 < s < 0,125$ .

Дифференцируя функцию (8) по времени, подставляя в неё время удара и учитывая соотношения (4), найдем скорость удара корпусом по инструменту:

$$\dot{y}_0 = -\frac{4Hl_0}{J\mu} \cos \mu s \frac{T}{2}. \quad (9)$$

Аналогично можно найти амплитуду перемещения корпуса ударника. Для этого приравняем производную функции (8) по времени к нулю и найдем время  $t_m$ , соответствующее максимальному перемещению корпуса.

Решение уравнений движения в третьем цикле работы ударного механизма имеет вид

$$\varphi(t) = \frac{2H}{J\mu^2 s} (\sin kt + \sin k(t-T) + \sin k(t-2T));$$

$$\dot{\varphi}(t) = \frac{2H}{J\mu} (\cos kt + \cos k(t-T) + \cos k(t-2T)).$$

Значения  $s$ , при которых удар происходит в третьем периоде:

$$\frac{\pi}{2\mu T} < s < \frac{3\pi}{2\mu T},$$

для механизма МО-10:  $0,0625 < s < 0,0834$ .

Время удара и скорость удара корпусом по инструменту:

$$t_y = T + \frac{\pi}{\mu s}; \quad \dot{\varphi}(t_y) = -\frac{2Hl_0}{J\mu} (1 + 2 \cos \mu s T).$$

В общем случае для  $n$ -го цикла движения ударного механизма:

$$y_0(t) = \frac{2Hl_0}{J\mu^2 s} (\sin kt + \sin k(t-T) + \sin k(t-2T) + \dots + \sin k(t-nT)); \quad (10)$$

$$\dot{y}_0(t) = \frac{2Hl_0}{J\mu} (\cos kt + \cos k(t-T) + \cos k(t-2T) + \dots + \cos k(t-nT)); \quad (11)$$

$$t_y = \frac{\pi}{\mu s} + (n-1) \frac{T}{2}; \quad \frac{2\pi}{\mu T(n+1)} < s < \frac{2\pi}{\mu Tn} \quad (12)$$

На рисунках 3а и 4 приведены зависимости перемещения корпуса ударного механизма от времени при различных значениях параметра  $s$ . Из них видно, что при  $s$  больше 0,0834 перемещение корпуса достигает максимума в первом цикле движения ударного механизма, а при изменении  $s$  от 0,0834 до 0,0625 – во втором цикле движения.

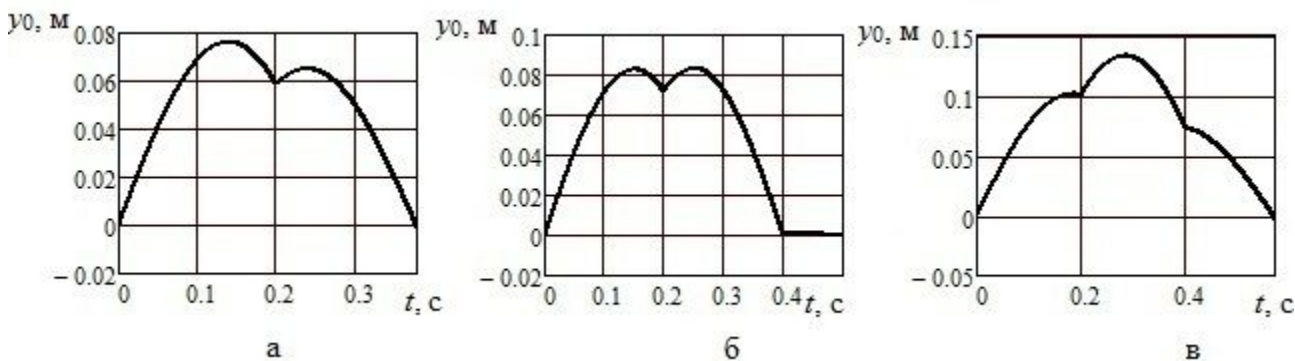


Рис. 4. Зависимость перемещения корпуса ударного механизма от времени при различных значениях параметра  $s$ , равных: а – 0,090; б – 0,083; в – 0,068

На рис. 5 представлены графики зависимости амплитуды колебаний корпуса и скорости его соударения с инструментом от безразмерного параметра  $s$ .

На рис. 5б видно, что при значениях  $s$  меньше 0,125 зависимость скорости удара от этого параметра описывается разрывной функцией. Между разрывами внутри каждого интервала изменения  $s$  эта функция практически линейная. С уменьшением параметра  $s$  расстояния между разрывами уменьшаются.

Полученные графики позволяют определять параметры механизма прижима при ограничениях на амплитуду колебаний корпуса механизма и скорость его соударения с инструментом.

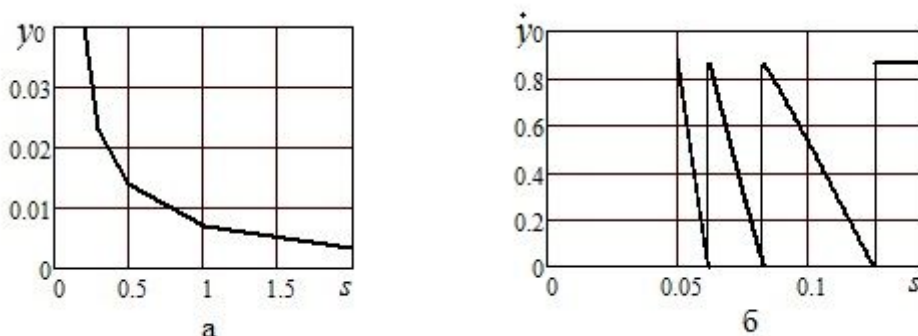


Рис. 5. Графики зависимости амплитуды колебаний корпуса (а) и скорости его соударения с инструментом (б) от параметра  $s$

Для ударного механизма МО-10 амплитуда колебаний корпуса не должна превышать 5 мм. Это требование выполняется при  $s$  больше 1,5 (рисунок 5а). При таких значениях  $s$  скорость соударения корпуса ударного механизма с инструментом постоянная. Для установления удовлетворяет ли она ограничениям, вытекающим из обеспечения прочности инструмента, необходимо знать напряжения, возникающие в инструменте при ударе. Определение этих напряжений с учетом волновых явлений в инструменте является задачей дальнейшей работы.

### Список литературы

1. Абдраимов Э.С. Создание специализированной установки для очистки бункеров приема угля ТЭЦ [Текст] / Э.С.Абдраимов, Ю.А. Фокин, А.А. Каримов, М.Б. Эркебаев // Новые наукоемкие технологии и технологическое оборудование. - Бишкек: Технология, 2001. - с. 50–54.
2. Еремьянц В.Э. Влияние жесткости механизма прижима на колебания корпуса ударного механизма МО-10 [Текст] / В.Э.Еремьянц, А. Арстанбек // Журн. Вестник КРСУ. - 2017. - Т.17. №5. – С. 15–19.
3. Еремьянц В.Э Динамика кривошипно-коромысловой виброударной машины при очистке внутренних поверхностей бункеров [Текст] // В.Э. Еремьянц, А. Арстанбек / Проблемы механики современных машин: Материалы VI международной конференции. Улан-Удэ: ВСГТУ, 29 июня - 4 июля, 2015. – С. 98–103.