

ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

УДК 631.363.21
DOI: 10.53083/1996-4277-2022-210-4-98-107

И.Я. Федоренко
I.Ya. Fedorenko

КОЛЕБАНИЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ МОЛОТКОВ ЗЕРНОДРОБИЛОК

VIBRATIONS AND DYNAMIC STABILITY OF GRAIN CRUSHER HAMMERS

Ключевые слова: молотковая дробилка, кормовое зерно, дробильный барабан, молоток, физический маятник, устойчивость движения, трение скольжения, хаотические автоколебания, энергосбережение.

В отличие от известной точки зрения о параметрическом характере колебаний молотка дробилки в статье показан автоколебательный тип этих колебаний. Установлено также, что возбуждение колебаний носит мягкий характер, а сами автоколебания принадлежат к хаотическому типу. Доказано, что при амплитуде угловых колебаний молотка всего в 1° до 12% мощности приводного электродвигателя может уходить на преодоление трения в шарнирах молотков. В связи с изложенным необходимо изыскивать способы снижения колебаний молотков, особенно в дробилке с горизонтальным расположением барабана. В частности, нами для этих целей предложена оппозитная загрузка такой дробилки. В некоторой степени непроизводительные затраты энергии в шарнирах молотков можно снизить за счет создания условий для проявления в контакте «молоток – палец» трения качения и предотвращения появления трения скольжения. Для этого необходимо, чтобы диаметры пальца и отверстия молотка существенно различались, а также требуется предотвращать неравномерный износ пальца. Последнее достигается применением для пальца износостойких материалов, а также созданием условий для проворачивания пальца во время эксплуатации дробилки.

Keywords: hammer crusher, fodder grain, crushing drum, hammer, physical pendulum, stability of movement, sliding friction, chaotic self-oscillation, energy-saving.

In contrast to the well-known point of view about the parametric nature of the oscillations of the hammer of the crusher, this paper shows the auto-oscillatory type of these oscillations. It is also determined that the excitation of oscillations is mild, and the self-oscillations themselves belong to the chaotic type. It is proved that with the amplitude of the angular oscillations of the hammer of only 1° , up to 12% of the power of the drive electric motor may be used to overcome friction in the hammer joints. In connection with the above, it is necessary to find ways to reduce the vibrations of the hammers, especially in a crusher with a horizontal arrangement of the drum. In particular, we have proposed for this purpose the opposite loading of such crusher. To some extent, the unproductive energy costs in the hammer joints may be reduced by creating conditions for the manifestation of rolling friction in the hammer-finger contact and preventing the appearance of slip friction. To do this, it is necessary so that the diameters of the finger and the hole of the hammer differ significantly, and it is also necessary to prevent uneven wear of the finger. The latter is achieved by using wear-resistant materials for the finger, as well as creating catches for cranking the finger during the operation of the crusher.

Федоренко Иван Ярославович, д.т.н., профессор, ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Fedorenko Ivan Yaroslavovich, Dr. Tech. Sci., Prof., Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Введение

Несмотря на ряд недостатков, в числе которых высокие удельные энергозатраты, молотковые дробилки продолжают доминировать как при измельчении кормового зерна в сельскохо-

зяйственных предприятиях, так и при производстве комбикормов на крупных заводах. Это заставляет вновь и вновь обращаться к анализу рабочего процесса этих измельчающих машин.

В данной статье исследуются непроизводительные затраты энергии в шарнирах крепления молотков при их колебаниях.

Шарнирное крепление молотков необходимо для предотвращения разрушения барабана при попадании в дробилку недробимых тел, а также для разгрузки подшипников барабана от ударных воздействий. Но такое крепление несет и некоторые отрицательные стороны, которые рассматриваются в данной статье.

Расчетная схема, служащая для анализа колебаний отдельного, шарнирно подвешенного молотка зерновой дробилки, приведена на рисунке 1.

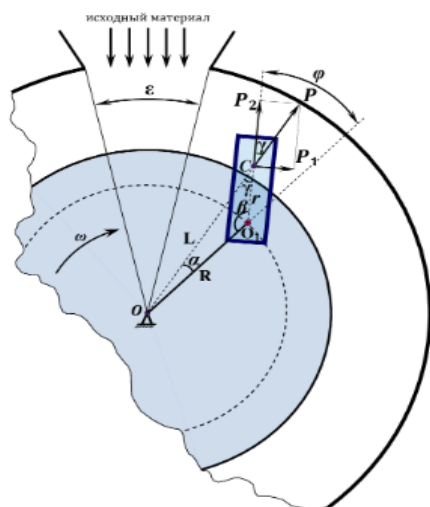


Рис. 1. Схема, поясняющая колебания молотка в поле центробежных сил (деки и измельчаемый материал условно не показаны)

Для того чтобы показать важность изучения движений молотка, проведем некоторые элементарные расчеты по оценке рассеивания энергии в его шарнире крепления. В процессе работы дробилки молоток отклоняется назад по ходу вращения барабана под действием продуктового слоя. Угол отклонения φ_0 (рис. 1) мал [1-3], поэтому центробежную силу, сжимающую поверхности отверстия молотка и пальца шарнира, можно оценить по приближенной формуле:

$$P = m\omega^2(R + r).$$

При приработке пятна соприкосновения молотка с пальцем и малых их взаимных перемещений превалирует трение скольжения, а не качения.

Соответствующая сила сухого трения F и момент от нее $M_{ш}$ относительно оси O_1 подвеса молотка составят

$$F = fm\omega^2(R + r);$$

$$M_{ш} = fm\omega^2(R + r)r_1,$$

где f – коэффициент трения в паре «палец-отверстие молотка»;

r_1 – радиус пальца шарнира.

Пусть теперь молоток под действием некоторых возмущающих сил совершает малые колебания относительно своего среднего положения (динамического равновесия с углом φ_0) по закону

$$\xi = \xi_a \sin \omega t,$$

где ξ_a – амплитудное значение угла поворота молотка относительно оси O_1 своего подвеса;

ω – угловая частота колебаний молотка (примем ее равной угловой частоте вращения барабана).

Текущая мощность, потребная для преодоления трения в шарнире, составит

$$N = M_{ш} * \frac{d\xi}{dt} = M_{ш} \xi_a \omega \cos \omega t.$$

Осредненное за полупериод значение косинуса $\langle \cos \omega t \rangle$ составляет, как известно, $2/\pi$, поэтому для подсчета средней мощности $N_{ср}$, потребной для преодоления трения в шарнире, имеем выражения

$$N_{ср} = M_{ш} \xi_a \omega \frac{2}{\pi};$$

$$N_{ср} = \frac{2}{\pi} m \omega^3 \xi_a f (R + r) r_1.$$

Полученная формула в большей степени применима для дробилок с горизонтальным расположением барабана. В такой конструкции каждый молоток за каждый оборот барабана проходит под загрузочной горловиной, ударяя по входящему потоку исходного зерна. Ударные импульсы, следующие один за другим, вызывают вынужденные периодические колебания молотка с частотой вращения барабана ω . Поэтому данная частота и фигурирует в формуле (1).

Пусть колебания молотка малы, их амплитуда составляет всего $1^\circ = 0,0175 \text{ рад}$. Примем также характерные для сельскохозяйственных дробилок параметры: $m=0,2 \text{ кг}$; $R=0,3 \text{ м}$; $r=0,05 \text{ м}$; $r_1=0,01$; $\omega=300 \text{ с}^{-1}$; $f=0,3$ (сталь по стали). Подстановка этих значений в формулу (1) дает результат: в одном шарнире рассеивается энергия, для восполнения которой требуется источник мощностью около 60 Вт. Для комплекта из 60 молотков на дробилку эта мощность составляет 3,6 кВт. Для дробилки производительностью 2,5-3,0 т/ч мощность приводного двига-

теля составляет обычно 30 кВт. Следовательно, до 12% этой мощности может уходить на преодоление трения в шарнирах молотков (и это при амплитуде колебаний всего в 1°).

По динамике молотка дробилки известны труды С.В. Мельникова, М.М. Гернета, В.С. Пановой [1-5]. Однако в полученных условиях устойчивости молотка фигурируют лишь геометрические параметры молотка и барабана, а технологические факторы вовсе отсутствуют. Это скорее характеризует холостой ход дробилки, нежели ее работу под нагрузкой. В нашей недавней статье [6] была попытка учесть эти факторы, однако трение в шарнире принималось вязким и независимым от центробежной силы молотков. Это лишь первое приближение к реальной картине работы молотка дробилки.

Цель исследования – выявить пути снижения энергозатрат в шарнирах молотков на основе углубленного изучения их колебаний и устойчивости движения.

Методы исследований

При выводе уравнения движения молотка мы ввели следующие допущения:

- сила тяжести молотка не учитывалась, поскольку она мала по сравнению с другими силами, действующими в системе;

- угловая скорость барабана ω является постоянной (случай идеального двигателя или двигателя завышенной мощности при жесткой связи ротора электродвигателя и дробильного барабана);

- сила сухого трения в шарнирах молотков следует кулоновской характеристике.

Дифференциальное уравнение движения молотка относительно оси своего подвеса как физического маятника, находящегося в поле центробежных сил, во вращающейся вместе с барабаном системе координат в общем виде имеет вид

$$I \ddot{\varphi} + M_{\text{ш}}(\varphi, \dot{\varphi}) + M_{\text{ц}}(\varphi) = M(a\omega, \dot{\varphi}), \quad (2)$$

где I – момент инерции молотка относительно оси своего подвеса;

φ – угол отклонения молотка от радиального направления (рис. 1);

$M_{\text{ш}}$ – момент силы трения в сопряжении «палец-отверстие молотка»;

$M_{\text{ц}}$ – момент от переносной силы инерции (центробежной силы);

M – вращающий момент от действия продуктового слоя;

a – коэффициент, характеризующий отставание скорости продуктового слоя от скорости барабана ($a=0,4-0,5$ [1]).

В работе [6] показано, что развиваемая молотком центробежная сила определяется формулой

$$P = m\omega^2 \sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr \cos\varphi}.$$

Соответствующий момент этой силы относительно оси O_1 составит

$$M_{\text{ц}}(\varphi) = m\omega^2 Rr \sin\varphi. \quad (3)$$

Момент от силы сухого трения в шарнире молотка запишем в виде

$$M_{\text{ш}}(\varphi, \dot{\varphi}) = m\omega^2 \sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr \cos\varphi} * f r_1 \text{sign}\dot{\varphi}, \quad (4)$$

$$\text{где } \text{sign}\dot{\varphi} = \begin{cases} 1 & \text{при } \dot{\varphi} > 0 \\ 0 & \text{при } \dot{\varphi} = 0 \\ -1 & \text{при } \dot{\varphi} < 0. \end{cases}$$

Характеристика вращающего момента $M(a\omega) = M(a\omega - \dot{\varphi})$ имеет восходящий вид [5]. Если разложить эту функцию вблизи точки $a\omega$, ограничиваясь реальным случаем $|\dot{\varphi}| \ll a\omega$ и двумя слагаемыми ряда, получим

$$M(a\omega - \dot{\varphi}) \approx M(a\omega) + M'(a\omega)\dot{\varphi}.$$

Обозначая производную $M'(a\omega)$ как коэффициент $b > 0$, получим такую запись

$$M(a\omega, \dot{\varphi}) \approx M(a\omega) + b\dot{\varphi}. \quad (5)$$

Подставляя полученные слагаемые (3)-(5) в исходное уравнение (2), будем иметь

$$I \ddot{\varphi} + m\omega^2 \sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr \cos\varphi} * f r_1 \text{sign}\dot{\varphi} + m\omega^2 Rr \sin\varphi = M(a\omega) + b\dot{\varphi}. \quad (6)$$

Разделив все члены данного уравнения на I и вводя обозначения

$$k_1 = \frac{m\omega^2 f r_1}{I}; \quad \omega_0^2 = \frac{m\omega^2 Rr}{I}; \quad C = \frac{M(a\omega)}{I}; \quad D = \frac{b}{I}, \quad (7)$$

получим дифференциальное уравнение в форме

$$\ddot{\varphi} + k_1 \sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr \cos\varphi} * \text{sign}\dot{\varphi} + \omega_0^2 \sin\varphi = C + D\dot{\varphi}. \quad (8)$$

Данное уравнение в большей степени характеризует работу молотка в дробилке с вертикальным барабаном, в которой молотки в течение оборота барабана загружены более или менее равномерно. В дробилке с горизонтальным барабаном возникают, как уже говорилось, дополнительные силовые импульсы, обусловленные периодическими ударами молотка по входящему потоку исходного зерна.

Поэтому уравнение (8) для таких конструкций должно быть дополнено еще одним моментом M_y , характеризующим растянутый (терминология С. В. Мельникова) удар молотка по зерну.

Соответствующее слагаемое в уравнение (8) от действия этого момента запишем в виде

$$H = H_0 * \Phi(\sin\omega t),$$

где $H=M_y I$;

H_0 – максимальное значение величины H ;

Φ – функция Хевисайда, равная

$$\Phi(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } \sin\omega t \geq 0 \\ 0 & \text{при } \sin\omega t < 0. \end{cases}$$

Следовательно, график чередования указанных моментов в течение периода $T=2\pi/\omega$ можно представить графиком (рис. 2).

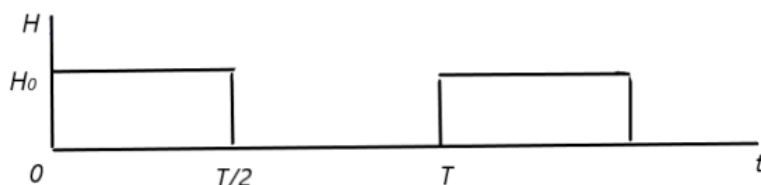


Рис. 2. Чередование нагружений молотка моментом H_0

Уравнение колебаний молотка для дробилки с горизонтальным расположением барабана в связи со сказанным выше примет вид

$$\ddot{\varphi} + k_1 \sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr \cos\varphi} * \text{sign}\dot{\varphi} + \omega_0^2 \sin\varphi = C + D\dot{\varphi} + H_0 * \Phi(\sin\omega t). \quad (9)$$

Результаты исследований и их обсуждение

Вернемся к уравнению (8) с целью его анализа. Представим это дифференциальное уравнение второго порядка в виде двух уравнений первого порядка

$$\dot{\varphi} = \psi; \quad (10)$$

$$\dot{\psi} = -k_1 \sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr \cos\varphi} * \text{sign}\psi - \omega_0^2 \sin\varphi + C + D\psi. \quad (11)$$

Координаты особых точек (точек динамического равновесия молотка) определяются из условия, что

$$\dot{\varphi} = \psi = 0; \quad \dot{\psi} = 0. \quad (12)$$

Подстановка этих значений в уравнение (11) дает равенство для определения особой точки φ_0

$$\sin\varphi_0 = C/\omega_0^2. \quad (13)$$

Следовательно, при $C/\omega_0^2 > 1$ особых точек нет.

Выясним далее устойчивость особой точки φ_0 , для чего перенесем начало координат именно в эту точку, применив обозначение

$$\xi = \varphi - \varphi_0. \quad (14)$$

При этом

$$\varphi = \varphi_0 + \xi; \quad \dot{\varphi} = \dot{\xi}; \quad \ddot{\varphi} = \ddot{\xi}. \quad (15)$$

Подставляя эти значения в исходное уравнение (8), будем иметь

$$\ddot{\xi} + k_1 \sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr \cos(\varphi_0 + \xi)} * \text{sign}\dot{\xi} + \omega_0^2 \sin(\varphi_0 + \xi) = C + D\dot{\xi}. \quad (16)$$

Поскольку предполагается, что отклонения ξ малы, то $\cos\xi \approx 1$, а $\sin\xi \approx \xi$. С учетом этого

$$\sin(\varphi_0 + \xi) \approx \sin\varphi_0 - \cos\varphi_0 * \xi.$$

С учетом последнего выражения, формулы (13), а также преобразования

$$\text{sign}\dot{\xi} = \dot{\xi}/|\dot{\xi}|$$

уравнение (16) примет вид

$$\ddot{\xi} + \left[\frac{(k_1 \sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr \cos(\varphi_0 + \xi)})}{|\dot{\xi}|} - D \right] \dot{\xi} + \omega_0^2 \cos\varphi_0 * \xi = 0. \quad (17)$$

Полученное уравнение по форме напоминает уравнение осциллятора с затуханием, однако со сложным коэффициентом при $\ddot{\xi}$, зависящим от параметров движения. Для устойчивости особой точки необходимо, чтобы сомножитель в квадратных скобках был больше нуля, а также чтобы $\cos\varphi_0 > 0$. Если второе условие в принципе может быть выполнено (для этого нужно не перегружать дробилку большой подачей исходного материала), то первое условие, скорее всего, не выполняется. Действительно, первое слагаемое коэффициента в квадратных скобках всегда положительно и поэтому играет демпфирующую роль. Второе же слагаемое входит со знаком «минус» и играет дестабилизирующую роль, способствуя раскачке колебаний. Второе слага-

емое представляет т. н. «отрицательное» трение, привносящее энергию в систему. Поэтому приходим к выводу, что особая точка неустойчива. Более того, взаимодействие «положительного» и «отрицательного» трения приводит обычно к автоколебаниям, чего мы и ожидаем в нашей системе.

Для подтверждения этих качественных соображений провели вычислительный эксперимент в компьютерной среде *Mathcad*. Моделирование осуществили для следующих значений параметров молотковой дробилки сельскохозяйственного назначения: $k_1=11 \cdot 10^4 \text{ с}^{-2}\text{м}^{-1}$; $R=0,3 \text{ м}$; $r=0,05 \text{ м}$; $\omega_0=742 \text{ с}^{-1}$; $r_1=0,01 \text{ м}$; $C=6 \cdot 10 \text{ с}^{-2}$; $D=100 \text{ с}^{-1}$; $\omega=300 \text{ с}^{-1}$; $H_0=6 \cdot 10^3 \text{ с}^{-2}$.

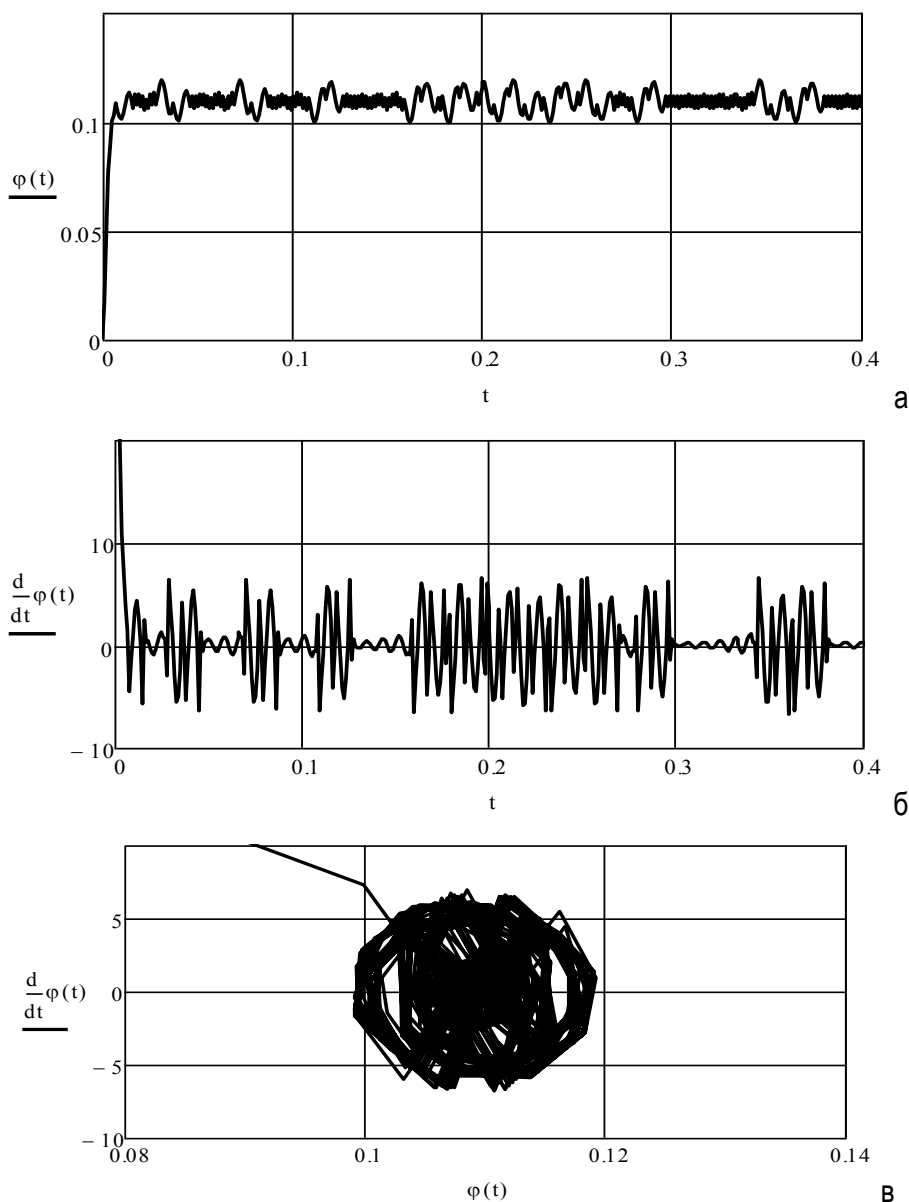


Рис. 3. Графики угловых перемещений (а), угловой скорости (б) молотка и 2D-интерпретация хаотического аттрактора (в), полученные при численном решении уравнения (8) и нулевых начальных условиях

Из четырех представленных во встроенной в *Mathcad* программе *Odesolve* методов численного решения ОДУ с задачей справился лишь один – *Fixed*, который реализует решение задачи Коши по методу Рунге-Кутты с фиксированным шагом интегрирования, который составил 0,001 с.

Полученные графики решения уравнения (8), характеризующего работу дробилки с вертикальным барабаном, представлены на рисунке 3. Видно, что молоток совершает нерегулярные колебания вблизи найденной ранее особой точки. Поскольку в исходном уравнении нет случайных сил, то приходим к выводу, что система «молоток-барабан» сама выступает в роли генератора хаотичности. Маятниковые системы довольно часто демонстрируют такое явление, которое называют еще детерминированным хаосом [7]. Видимо, это еще один пример.

Далее вычислительные эксперименты показывают, что, независимо от начальных условий, данная система возвращается к колебаниям вблизи динамического положения с $\varphi = \varphi_0$. Это признак автоколебаний [7], в данном случае хаотических.

Поскольку хаотические автоколебания в системе возникают при нулевых начальных условиях, то имеем дело с мягким режимом их возбуждения.

Доказано, что хаотические колебания могут существовать лишь в системах с размерностью фазового пространства не менее 3 [6]. В системе «молоток-барабан» такую размерность составляют величины φ , $\dot{\varphi}$ и ω . Напомним, что в данной механической системе от угловой скорости ω барабана зависит коэффициент k_1 , а также собственная частота колебаний молотка ω_0 .

Таким образом, математическим образом колебаний исследуемой механической системы является трехмерный хаотический аттрактор с

фазовыми переменными φ , $\dot{\varphi}$ и ω . Поэтому на рисунке 3в изображена лишь двумерная картина такого аттрактора при $\omega = const$ ($\omega = 300 \text{ с}^{-1}$). При изменении шага интегрирования дифференциального уравнения (8) в пределах от 0,001 до 0,00001 с характер решения не меняется. Следовательно, хаотичность не связана с ошибками метода численного решения, а обусловлена свойствами самой динамической системы дробилки.

Имеющиеся экспериментальные данные [1] действительно свидетельствуют о сложных колебаниях молотка, имеющих хаотический вид (рис. 4).

Дополнительным доказательством существования автоколебаний, в том числе хаотических, служит наличие явления синхронизации (или захватывания) – навязывание автоколебательной системе частоты колебаний внешнего колебательного источника [7]. Таким источником для молотка дробилки с горизонтальным расположением барабана является периодическое воздействие потока исходного зерна во время прохождения молотка под загрузочной горловиной. Речь идет о моделировании явления синхронизации при помощи дифференциального уравнения (9).

Изучение графиков численного решения этого уравнения (рис. 5) показывает, что данная колебательная система действительно в некоторой степени захватывается частотой ω , хотя форма колебаний остается хаотичной. При этом сохраняется важное свойство автоколебаний – независимость стационарного режима от начальных данных.

Сравнение размахов колебаний молотков в дробилках с различным расположением барабана указывает на меньшие размахи в вертикальной дробилке.

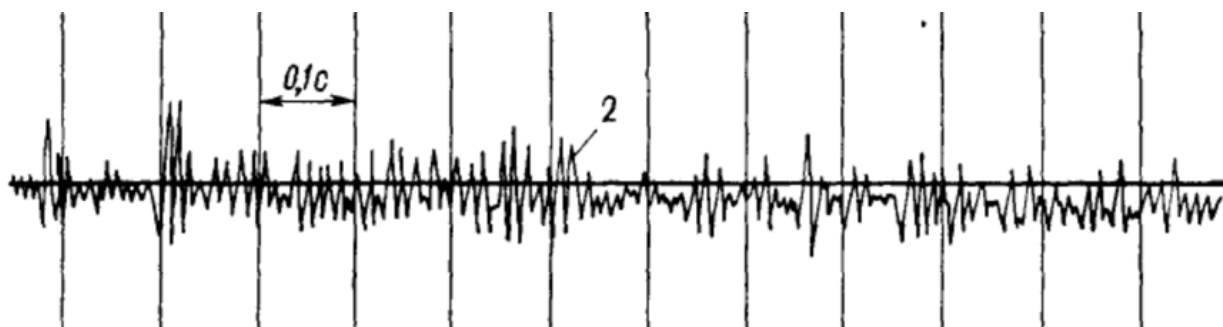


Рис. 4. Осциллограмма колебаний молотка (по В.С. Пановой)

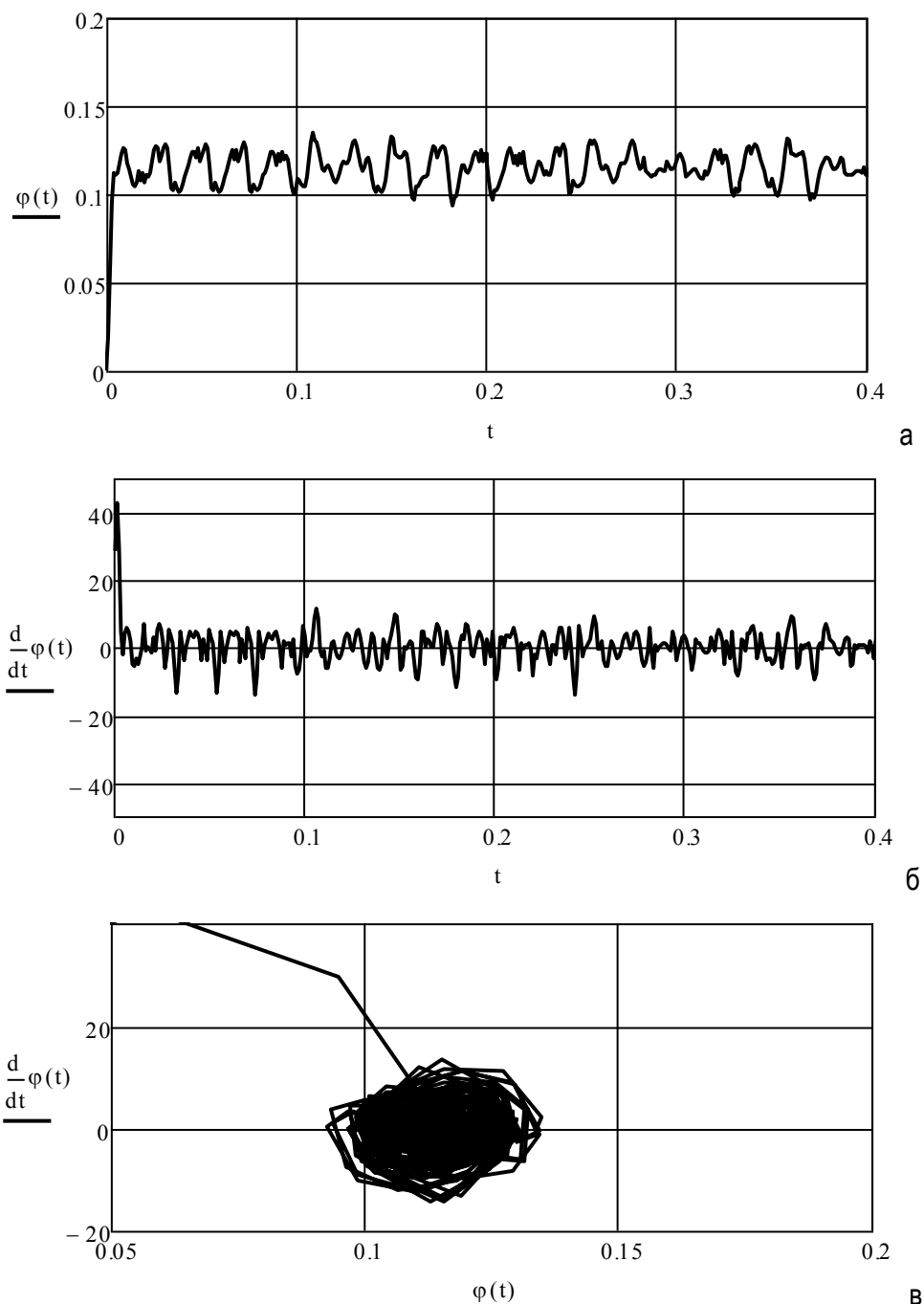


Рис. 5. Графики угловых перемещений (а), угловой скорости (б) молотка и 2D-интерпретация хаотического аттрактора (в), полученные при численном решении уравнения (9) и нулевых начальных условиях

Таким образом, в отличие от известной точки зрения о параметрическом характере колебаний молотка [1], нами показан автоколебательный тип этих колебаний.

В автоколебательной системе форма колебаний обычно зависит от некоторого параметра. В уравнении (8) таким параметром может быть коэффициент D . Он характеризует свойства измельчаемого материала.

При $D=0$ автоколебания не возникают. Более того, независимо от начальных условий они за-

тухают со временем (рис. 6а). Это полностью соответствует анализу уравнения (17). В этом случае в системе присутствует только положительное трение, и особая точка превращается в асимптотически устойчивую.

По мере роста D возникшие автоколебания увеличивают свой размах и принимают все более и более случайный вид (рис. 6). При $D>0$ особая точка становится неустойчивой, что и приводит к автоколебаниям, причем хаотическим.

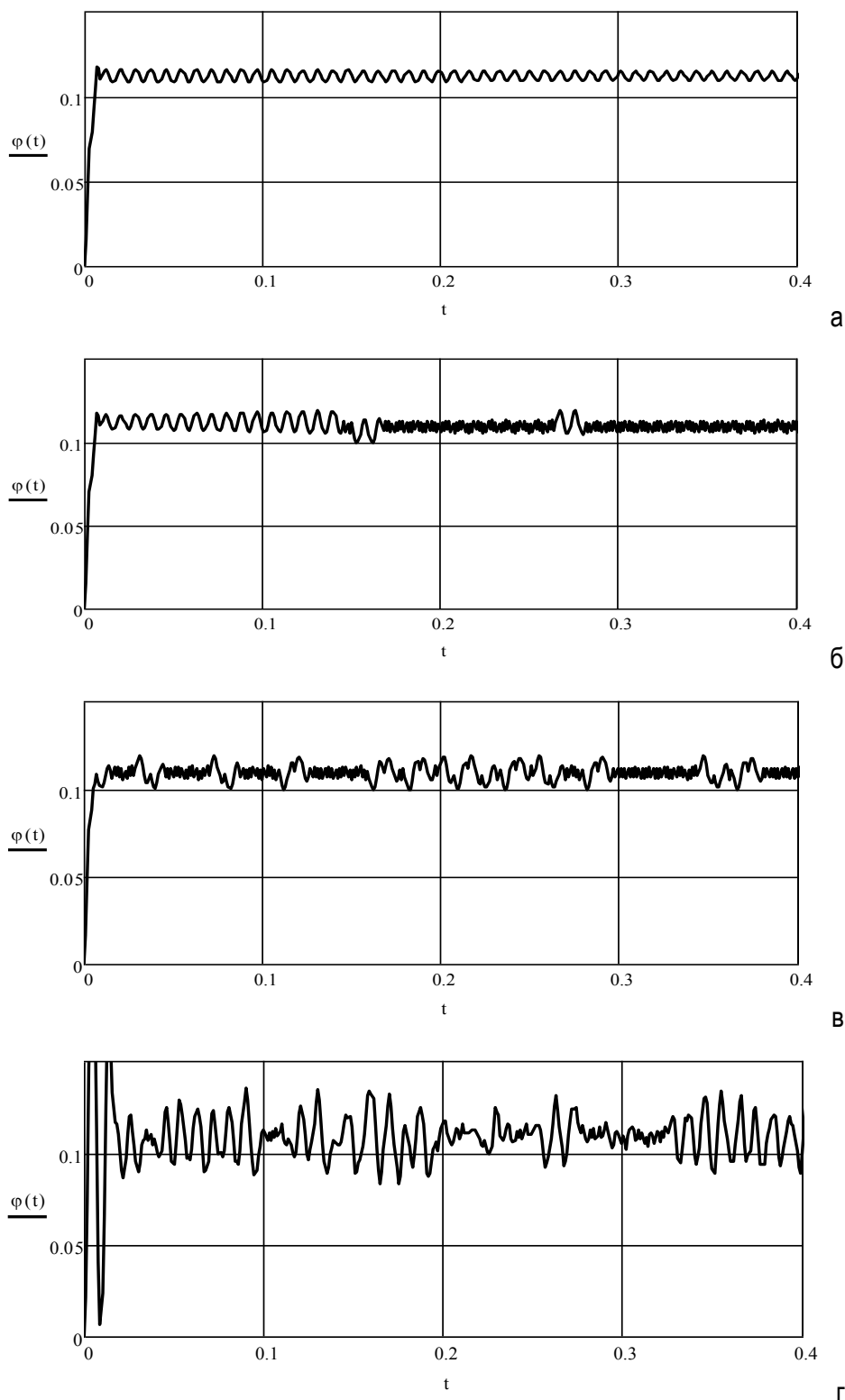


Рис. 6. Форма колебаний в зависимости от значений параметра D : а) $D=0$, б) $D=10$, в) $D=100$, г) $D=630$ при нулевых начальных условиях

В связи с изложенным необходимо изыскивать способы снижения колебаний молотков, особенно в дробилке с горизонтальным расположением барабана. В частности, нами для этих целей предложена оппозитная загрузка такой дробилки [8].

Возможно, что в некоторой степени непроизводительные затраты энергии в шарнирах молотков можно снизить за счет создания условий для проявления в контакте «молоток – палец» трения качения и предотвращения появления трения скольжения. Для этого необходимо, что-

бы диаметры пальца и отверстия молотка существенно различались, а также предотвращать неравномерный износ пальца. Это достигается применением для пальца износостойких материалов, а также созданием условий для проворачивания пальца во время эксплуатации дробилки.

Выводы

1. В отличие от известной точки зрения о параметрическом характере колебаний молотков дробилки, нами показан автоколебательный тип этих колебаний. Установлено также, что возбуждение колебаний носит мягкий характер, а сами автоколебания принадлежат к хаотическому типу.

2. Доказано, при амплитуде угловых колебаний молотка всего в 1° до 12% мощности приводного электродвигателя может уходить на преодоление трения в шарнирах молотков.

3. В связи с изложенным необходимо изыскивать способы снижения колебаний молотков, особенно в дробилке с горизонтальным расположением барабана. В частности, нами для этих целей предложена оппозитная загрузка такой дробилки.

4. В некоторой степени непроизводительные затраты энергии в шарнирах молотков можно снизить за счет создания условий для проявления в контакте «молоток – палец» трения качения и предотвращения появления трения скольжения. Для этого необходимо, чтобы диаметры пальца и отверстия молотка существенно различались, а также предотвращать неравномерный износ пальца. Последнее достигается применением для пальца износостойких материалов, а также созданием условий для проворачивания пальца во время эксплуатации дробилки.

Библиографический список

1. Мельников, С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С. В. Мельников. – Ленинград: Колос, 1978. – 560 с. – Текст: непосредственный.

2. Кормодробилки: конструкция, расчет / под редакцией Г. С. Ялпачик. – Запорожье: Коммунар, 1992. – 292 с. – Текст: непосредственный.

3. Мельников, С. В. Динамические режимы работы молотковых зернодробилок / С. В. Мельников. – Текст: непосредственный // Записки Ленинградского сельскохозяйственного института. – 1969. – Т. 143, вып. 2. – С. 3-8.

4. Мельников, С. В. О движении системы «барабан-молоток» дробилки / С. В. Мельников,

В. С. Панова. – Текст: непосредственный // Записки Ленинградского сельскохозяйственного института. – 1969. – Т. 143, вып. 2. – С. 9-16.

5. Гернет, М. М. Курс теоретической механики / М. М. Гернет. – Москва: Высшая школа, 1973. – 464 с. – Текст: непосредственный.

6. Федоренко, И. Я. Динамические свойства молотковой зернодробилки с вертикальным расположением барабана / И. Я. Федоренко. – Текст: непосредственный // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2021. – № 1. – С. 69-75.

7. Мун, Ф. Хаотические колебания. Вводный курс для научных работников и инженеров / Ф. Мун; перевод с английского. – Москва: Мир, 1990. – 312 с. – Текст: непосредственный.

8. Пановко, Я. Г. Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко. – Москва: Наука, 1991. – 256 с. – Текст: непосредственный.

9. Пановко, Я. Г. Введение в теорию механического удара / Я. Г. Пановко. – Москва: Наука, 1977. – 224 с. – Текст: непосредственный.

10. Патент РФ № 2746586. Молотковая дробилка / Федоренко И. Я., Бесполденев Р. В. – Оpubл. 16.04.2021. Бюл. № 11. – Текст: непосредственный.

References

1. Melnikov, S.V. Mekhanizatsiia i avtomatizatsiia zhivotnovodcheskikh ferm / S.V. Melnikov. – Leningrad: Kolos, 1978. – 560 s.

2. Kormodrobilki: konstruktsiia, raschet / pod redaktsiei G.S. Ialpacik. – Zaporozhe: Kommunar, 1992. – 292 s.

3. Melnikov, S.V. Dinamicheskie rezhimy raboty molotkovykh zernodrobilok / S.V. Melnikov // Zapiski Leningradskogo selskokhoziaistvennogo instituta. – 1969. – T. 143. – Vyp. 2. – S. 3-8.

4. Melnikov, S.V. O dvizhenii sistemy «baraban-molotok» drobilki / S.V. Melnikov, V.S. Panova // Zapiski Leningradskogo selskokhoziaistvennogo instituta. – 1969. – T. 143. – Vyp. 2. – S. 9-16.

5. Gernet, M.M. Kurs teoreticheskoi mekhaniki / M.M. Gernet. – Moskva: Vysshiaia shkola, 1973. – 464 s.

6. Fedorenko, I. Ia. Dinamicheskie svoistva molotkovoi zernodrobilki s vertikalnym raspolozheniem barabana / I.Ia. Fedorenko // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2021. – No. 1. – S. 69-75.

7. Mun, F. Khaoticheskie kolebaniia. Vvodnyi kurs dlia nauchnykh rabotnikov i inzhenerov: per. s angl. / F. Mun. – Moskva: Mir, 1990. – 312 s.

8. Panovko, Ia.G. Vvedenie v teoriuu mekhanicheskikh kolebaniy / Ia. G. Panovko. – Moskva: Nauka, 1991. – 256 s.

9. Panovko, Ia. G. Vvedenie v teoriuu mekhanicheskogo udara / Ia. G. Panovko. – Moskva: Nauka, 1977. – 224 s.

10. Patent RF No. 2746586. Molotkovaia drobilka / Fedorenko I.Ia., Bospoldenov R.V. – Opubl. 16.04.2021. Biul. No. 11.



УДК 631.362.33

DOI: 10.53083/1996-4277-2022-210-4-107-112

**Н.И. Стрикунов, С.В. Леканов,
С.С. Щербakov, М.Е. Микитюк
N.I. Strikunov, S.V. Lekanov,
S.S. Shcherbakov, M.E. Mikityuk**

К ОБОСНОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ ПЛАСТИНЧАТОГО БАРАБАНА ЦЕНТРОБЕЖНО-РЕШЕТНОГО СЕПАРАТОРА

SUBSTANTIATION OF THE PARAMETERS OF PLATE-TYPE DRUM OF CENTRIFUGAL SIEVE SEPARATOR

Ключевые слова: зерновой материал, длинные примеси, мелкие примеси, центробежно-решетный сепаратор, цилиндрическое подсевное решето, цилиндрическое зерновое решето, пластинчатый барабан, короткая фракция, длинная фракция.

Преимущества центробежно-решетных сепараторов перед другими сепарирующими решетными рабочими органами заключаются в высокой удельной производительности (в 2,5-3 раза выше, чем плоского решета), в отсутствии знакопеременных сил, что обеспечивает высокую надежность работы этих машин. Важнейшее преимущество сепаратора и его отличительная особенность (по сравнению с другими решетными сепараторами) – совмещение двух технологических операций разделения (по ширине и длине частиц) в одном рабочем органе. Это обеспечивается применением цилиндрических решет с круглыми отверстиями и ориентацией частиц в активном слое. Для интенсификации процесса сепарации необходимо в более широких интервалах применять центробежные силы, а для повышения производительности решет с круглыми отверстиями обеспечить полную загрузку решета по всей его поверхности. Совместная работа цилиндрического решета и пластинчатого барабана позволяет обеспечить скольжение зернового материала по рабочей поверхности решета, осуществлять быстрый подвод частиц

мелкой фракции на место прошедших в отверстия решета и отвод сходовой фракции.

Keywords: grain material, long impurities, small impurities, centrifugal sieve separator, cylindrical seeding sieve, cylindrical grain sieve, plate-type drum, short fraction, long fraction.

The advantages of centrifugal sieve separators over other separating sieve working tools consist of high specific productivity (2.5...3 times higher than that of a flat sieve), the absence of alternating forces; that ensures high reliability of the machines. The most important advantage of the separator and its distinctive feature (compared to other screen separators) is the combination of two technological separation operations (by the width and length of the particles) in one working tool. This is ensured by the use of cylindrical sieves with round holes and the orientation of the particles in the active layer. To intensify the separation process, it is necessary to apply centrifugal forces in wider intervals, and to increase the productivity of sieves with round holes, ensure that the sieve is fully loaded over its entire surface. The joint operation of the cylindrical sieve and plate-type drum makes it possible to ensure the sliding of the grain material on the working surface of the sieve, to carry out a quick supply of particles of a fine fraction to the place that passed into the sieve holes and removal of the tail fraction.

Стрикунов Николай Иванович, к.т.н., доцент, ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: strikunov555@mail.ru.

Strikunov Nikolay Ivanovich, Cand. Tech. Sci., Assoc. Prof., Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: strikunov555@mail.ru.