# НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

УДК 621.926.22 https://doi.org/10.18503/1995-2732-2017-15-4-73-80

## ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПРИВОДНОГО УСТРОЙСТВА ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ

Кузбаков Ж.И.[1], Першин Г.Д.[2], Кольга А.Д.[2]

[1] Актюбинский региональный государственный университет им. К. Жубанова, Актобе, Казахстан
[2] Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, Магнитогорск, Россия

***Аннотация***
Динамическое нагружение приводов машин вызывает колебания, которые могут служить причиной поломок. Опасные колебания могут возникать как при неустановившемся, так и при установившемся движении. При установившемся движении опасные колебания возникают главным образом при наличии периодического силового воздействия на ведущую или ведомую массу в неравновесных системах, к каковым относится щековая дробилка. В машинах циклического нагружения эти нагрузки, особенно при дроблении прочных слитков металла, нередко бывают близки к ударному, что приводит к возникновению в них больших динамических нагрузок. Уровень динамических нагрузок колебательного характера в этих машинах очень высок, что приводит к различным разрушениям и поломкам. Причинами являются перегрузки, усталостные разрушения от периодического действия динамических нагрузок, которые в 2,5–3 раза превышают технологические нагрузки. Исследование колебаний приводных систем сводится к определению частоты собственных колебаний и сравнению ее с частотой действия возмущающей силы. Переход через резонанс должен осуществляться быстро, чтобы деформация *f* не достигла опасной величины. Действительная угловая скорость должна быть не менее чем на 30% больше или меньше скорости, соответствующей резонансному (критическому) состоянию, например, щековые дробилки традиционной конструкции работают в дорезонансной зоне до $n \approx 300$ об/мин, а ударные щековые дробилки фирмы «Крупп» работают в зарезонансной зоне $n \geq 500$ об/мин и снабжены мощными поглотителями колебаний. Щековая дробилка с простым качанием подвижной щеки, по своей конструкции, с точки зрения динамики, является более совершенной машиной, чем дробилка со сложным качанием щеки. Уменьшению колебаний способствует увеличение жесткости распорной плиты и массы подвижной щеки. На практике это означает, что при необходимости можно увеличить жесткость передней распорной плиты и массу подвижной щеки. Подвижная щека в дробилке с простым качанием является динамическим поглотителем колебаний.

***Ключевые слова:*** динамическое нагружение, колебания, приводное устройство, установившееся движение, резонансная зона, дробление, неравновесная система, динамический поглотитель.

### Введение

Технологическое нагружение приводов машин вызывает колебания, которые могут служить причиной поломок. Опасные колебания могут возникать как при неустановившемся, так и при установившемся движении [1–7].

В машинах циклического нагружения эти нагрузки, особенно при дроблении прочных слитков металла, нередко бывают близки к ударному, что приводит к возникновению в них больших динамических нагрузок. Уровень динамических нагрузок колебательного характера в этих машинах очень высок, что приводит к различным разрушениям и поломкам.

Причинами являются перегрузки, усталостные разрушения от периодического действия динамических нагрузок, которые в 2,5–3 раза превышают технологические нагрузки [8].

**Цель работы** – исследовать колебания приводного устройства щековой дробилки и причины их возникновения, предложить меры, предотвращающие опасность возникновения резонансных колебаний.

### Теория, материалы и методы исследования

Исследование колебаний приводных систем сводится к определению частоты собственных колебаний и сравнению ее с частотой действия возмущающей силы.

Переход через резонанс должен осуществляться быстро, чтобы деформация f не достигла опасной величины. Действительная угловая скорость должна быть не менее чем на 30% больше или меньше скорости, соответствующей резо-

© Кузбаков Ж.И., Першин Г.Д., Кольга А.Д., 2017

нансному (критическому) состоянию, например, щековые дробилки традиционной конструкции работают в дорезонансной зоне до $n \approx 300$ об/мин, а ударные щековые дробилки фирмы «Крупп» работают в зарезонансной зоне $n \geq 500$ об/мин и снабжены мощными поглотителями колебаний.

Щековая дробилка с простым качанием подвижной щеки по своей конструкции, с точки зрения динамики, является более совершенной машиной, чем дробилка со сложным качанием щеки.

Уменьшению колебаний способствует увеличение жесткости распорной плиты и массы подвижной щеки. На практике это означает, что при необходимости можно увеличить жесткость передней распорной плиты и массу подвижной щеки. Подвижная щека в дробилке с простым качанием является динамическим поглотителем колебаний.

Приводное устройство щековой дробилки представим в виде приведенных систем с ограниченным числом сосредоточенных масс, а также с распределенными массами.

Рассмотрим щековую дробилку со сложным качанием подвижной щеки и покажем опасность совпадения частот собственных и вынужденных колебаний **(рис. 1)**.

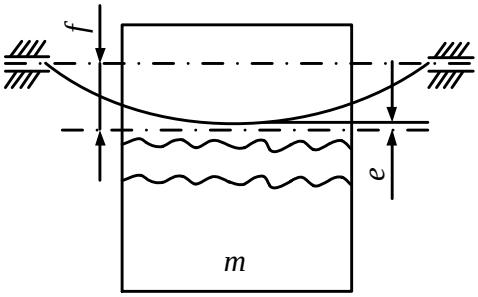


Рис. 1. Схема определения критической скорости эксцентрикового вала с укрепленной на нем массой

Шатун с массой $m$ укреплен на упругом вращающемся валу и центр тяжести ее смещен относительно вала на величину $e$. Под действием центробежной силы $P_c=m\omega^2 f$ вал будет деформироваться. Упругая сила вала $P_y=c(f-e)$, где $c$ – жесткость вала в месте крепления массы $m$. При установившемся вращении вала и массы центробежная сила уравновешивается упругой силой $P_c=P_y$ или $m\omega^2 f=c(f-e)$. Преобразуя, получаем

$$f = \frac{e}{1-\frac{m\omega^2}{c}}. \qquad (1)$$

Если $\omega^2 = \frac{c}{m}$, то при малом, но конечном значении $e$ прогиб вала $f \to \infty$ (т.е. резонанс).

Для крутильных колебаний простейших систем квадрат частоты собственных колебаний равен $\frac{c_y}{J}$, где $c_y$ – угловая жесткость, $J$ – приведенный момент инерции вращающегося тела. Условие резонанса будет $\omega^2 = \frac{c_y}{m}$. При $\frac{c}{m} > \omega^2$ или $\frac{c_y}{J\omega^2} > \omega^2$ система работает в дорезонансной зоне, при $\frac{c}{m} < \omega^2$ или $\frac{c_y}{J\omega^2} < \omega^2$ – в зарезонансной зоне. Переход через резонанс должен осуществляться быстро, чтобы деформация $f$ не достигла опасной величины. Действительная угловая скорость должна быть не менее чем на 30% больше или меньше скорости, соответствующей резонансному (критическому) состоянию [9], например, щековые дробилки традиционной конструкции работают в дорезонансной зоне до $n \approx 300$ об/мин, а ударно-щековые дробилки фирмы «Крупп» работают в зарезонансной зоне $n \geq 500$ об/мин и снабжены мощными поглотителями колебаний.

Величина и характер колебательных нагрузок зависят от динамических параметров упругих систем (жесткости связей и масс), закона изменения технологических нагрузок, от зазоров в узлах соединений деталей (распорных плит и сухарей) и др. [10–14].

Так, колебательная составляющая скорости подвижной щеки при захвате плоского слитка металла зависит от момента дробления динамического момента от сил инерции, от момента инерции шатуна с маховиками. Поскольку амплитуда колебательной составляющей скорости обратно пропорционально моменту инерции массы, шатун всегда приобретает дополнительную колебательную составляющую скорости, несколько раз больше, чем ротор электродвигателя.

Значительное изменение скорости подвижной щеки, вследствие колебаний, может явиться причиной неустойчивого захвата плоского слитка металла с возникновением пробуксовки и вылетом металла из камеры дробления, сгоранием клиновых ремней привода, что и происходит на практике. Кроме того, устойчивые колебания дробильной машины могут являться причиной усталостного разрушения станины и фундамента [15].

Все вышеизложенное подтверждает необходимость определять в приводах машин не только нагрузки в упругих звеньях, но и законы изменения скоростей, ускорений и перемещений звеньев

в переходных режимах, принять меры, обеспечивающие минимальные динамические нагрузки даже при повышенных режимах эксплуатации.

Схему приводного устройства щековой дробилки представим в виде вертикально расположенного весомого вертикального стержня (шатун) с грузом на конце (распорные плиты) и горизонтально расположенного весомого вала (эксцентриковый вал) с двумя массами на концах (маховиками). В первом случае возникают продольные колебания, а во втором – крутильные колебания. Рассмотрим продольные колебания. Шатун дробилки представим в виде стержня, закрепленного одним концом неподвижно, а на другом конце расположен груз $Q$ **(рис. 2)**.

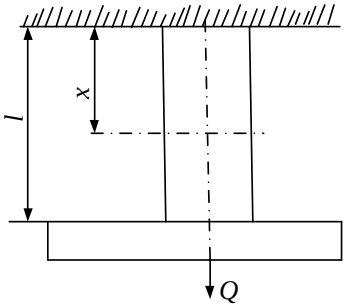


Рис. 2. Схема шатуна с распорными плитами на конце, совершающего продольные колебания

Обозначим через $u$ продольные перемещения произвольного сечения стержня с координатой $x$ от положения равновесия, получим волновое уравнение

$$\frac{d^2u}{dt^2} = a^2\frac{d^2u}{dx^2}. \qquad (2)$$

Для сплошного призматического стержня $a = \sqrt{\frac{Eg}{y}}$, где $a$ – скорость распространения упругой волны в стержне. Для элементов постоянного сечения $a = \sqrt{\frac{c\ell g}{q}}$, где $c$ – линейная жесткость; $\ell$ – длина и $q$ – вес единицы длины элемента. Граничные условия: при $x = 0$ $u = 0$.

При $x = \ell\Omega E\frac{du}{dx} = -\frac{Q}{g}\cdot\frac{d^2u}{dt^2}$ Решение (2) найдем в виде

$$u = X\left(A\sin pt + B\cos pt\right) \qquad (3)$$

где $X$ – нормальная функция только от $x$; $p$ – частота одной из главных форм колебаний.

Подставим в уравнение (2)

$$a^2\frac{d^2X}{dx^2} + p^2X = 0, \qquad (4)$$

получим решение

$$X = C\sin\frac{px}{a} D\cos\frac{px}{a}. \qquad (5)$$

Подставим граничные условия

$$\Omega E\frac{p}{a}\cos\frac{p\ell}{a} = \frac{Q}{g}p^2\sin\frac{p\ell}{a}, \qquad (6)$$

откуда после преобразования получим

$$\frac{q\ell}{Q} = \frac{p\ell}{a}\operatorname{tg}\frac{p\ell}{a}. \qquad (7)$$

Формула (7) является частотным уравнением рассматриваемой системы, из которого можно найти значение $p$.

При малых значениях $\frac{q\ell}{Q}$ можно принять $\operatorname{tg}\frac{p\ell}{a} \approx \frac{p\ell}{a}$. Тогда $\frac{q\ell}{Q} \approx \frac{p^2\ell^2}{a^2}$. Так как вес стержня (шатуна) значительно превышает вес груза (распорных плит),

$$\frac{p\ell}{a} = \frac{\pi}{2}. \text{ или } p = \frac{\pi a}{2\ell}.$$

Заменяя $a = \sqrt{\frac{c\ell g}{q}}$ и обозначая $\frac{q\ell}{g} = m$, получим $p = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{c}{m}}$.

Таким образом, частота основного тона колебаний стержня в $\frac{\pi}{2}$ раза выше частоты колебаний груза.

Теперь рассмотрим крутильные колебания. Схема приводного устройства представлена на **рис. 3**.

Горизонтально расположенный стержень (эксцентриковый вал) имеет по концам массы (маховики) с моментами инерции $J_1$ и $J_2$. Угловое перемещение произвольного сечения обозначим $v$. Волновое уравнение движения рассматриваемой системы будет

$$\frac{d\upsilon^2}{dt^2} = a^2\frac{d\upsilon^2}{dx^2}, \qquad (8)$$

$$a = \sqrt{\frac{Gg}{\gamma}} \text{ или } a = \sqrt{\frac{c\ell^2}{\gamma}};$$

где $G$ – модуль упругости второго рода; $c$ – угловая жесткость стержня; $J_0$ – момент инерции стержня.

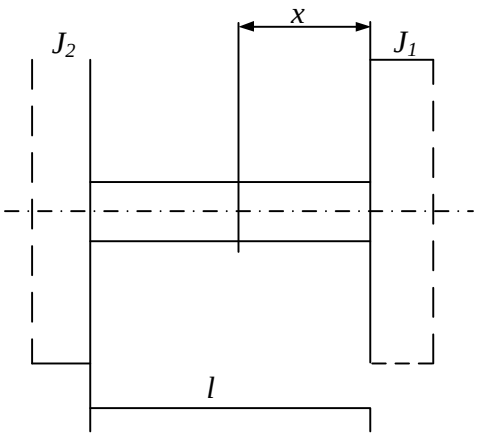


Рис. 3. Схема эксцентрикового вала с двумя массами по концам, совершающего крутильные колебания

Граничными условиями будут при $x = 0$ при $x = 0$ $J_1 \frac{d^2\upsilon}{dt} = G_p J_p \frac{d^2\upsilon}{dx}$; при $x = \ell$ $J_2 \frac{d^2\upsilon}{dt^2} = -GJ_p \frac{d\upsilon}{dx}$,

где $J_p$ – полярный момент инерции сечения стержня. Решение (8) найдем в виде

$$x = X\left(A\sin pt + B\cos pt\right), \tag{9}$$

где $X$ – нормальная функция от $x$, определяющая форму колебаний системы.

Подставим в уравнение (9)

$$a^2 \frac{d^2X}{dt^2} + pX = 0, \tag{10}$$

откуда

$$X = C\sin\frac{px}{a} + D\frac{px}{a}. \tag{11}$$

Подставляя граничные условия, получим $Dp^2 J_1 = C\frac{p}{a} G J_p$;

$$p_2\left(D\cos\frac{p\ell}{a} + C\sin\frac{p\ell}{a}\right)J_2 = \\ = \frac{p}{a} G J_p\left(-D\sin\frac{p\ell}{a} + \frac{paJ_1}{GJ_p}\cos\frac{p\ell}{a}\right), \tag{12}$$

исключая постоянные интегрирования

$$p_2\left(\cos\frac{p\ell}{a} + \frac{paJ_1}{GJ_p}\sin\frac{p\ell}{a}\right)J_2 = \\ = -\frac{p}{a} G J_p\left(\sin\frac{p\ell}{a} + \frac{paJ_1}{GJ_p}\cos\frac{p\ell}{a}\right) \tag{13}$$

или, преобразуя, получим

$$\mathrm{tg}\frac{p\ell}{a} = \frac{\frac{J_1 + J_2}{J_0}\cdot\frac{p\ell}{a}}{\frac{J_1 J_2}{J_0^2}\cdot\frac{p^2\ell^2}{a^2} - 1}. \tag{14}$$

Откуда определяем частоту $p$.

При малых значениях $J_0$, полагая $tg\frac{p\ell}{a} = \frac{p\ell}{a}$ и пренебрегая единицей в знаменателе формулы (14), получим

$$a^2 = \frac{c\ell^2}{J_0},\ \frac{p^2\ell^2}{a^2} = \frac{\left(J_1 + J_2\right)J_0}{J_1 J_2}.$$

Заменяя $a^2 = \frac{c\ell^2}{J_0}$, найдем

$$p = \sqrt{\frac{\left(J_1 + J_2\right)c}{J_1 J_2}}. \tag{15}$$

По формуле (15) можно определить частоту колебаний двухмассовой системы с невесомым упругим звеном.

Одним из путей локализации колебаний является использование демпфирующих устройств. Они бывают двух типов: динамические и использующие внешние силы трения. Рассмотрим принцип действия демпфирующего устройства, т.е. динамического поглотителя колебаний. Для этого представим некоторую движущуюся упругую систему, состоящую из двух масс и не встречающую сопротивления. При этом одна из масс (ведущая) испытывает периодически изменяющуюся нагрузку $P\sin\omega t$, где $P$ – максимальное значение периодической нагрузки; $\omega$ – угловая частота нагрузки.

Для того чтобы система сохраняла постоянную скорость, к ведущей массе присоединяем динамический поглотитель колебаний в виде массы с упругой связью. Тогда рассматриваемая система будет состоять из трех масс, соединенных упругими звеньями **(рис. 4)**.

Обозначим: $m_3$ – масса динамического поглотителя; $m_1$ и $m_2$ – приведенные массы ведущего и ведомого элементов; $S_1$, $S_2$, $S_3$ – обобщенные координаты элементов системы.

Кинетическая энергия системы равна

$$T = \frac{m_1}{2}\left(\frac{ds_1}{dt}\right)^2 + \frac{m_2}{2}\left(\frac{ds_2}{dt}\right)^2 + \frac{m_3}{2}\left(\frac{ds_3}{dt}\right)^2,$$

а потенциальная энергия системы

$$\Pi = \frac{(S_1 - S_2)^2 c_1}{2} + \frac{(S_2 - S_3)^2 c_2}{2}.$$

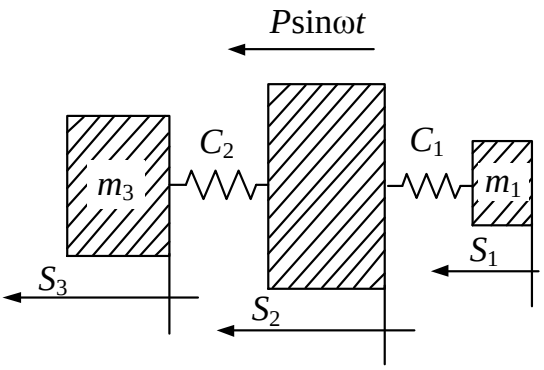


Рис. 4. Схема трехмассовой системы с присоединенным линейным динамическим поглотителем колебаний

Используя уравнения Лагранжа второго рода, получим

$$m_1 \frac{d^2 s_1}{d t^2} + c_1 (s_1 - s_2) = 0; \quad (16)$$

$$m_2 \frac{d^2 s_2}{d t^2} - c_1 (s_1 - s_2) + c_2 (s_2 - s_3) = P \sin \omega t; \quad (17)$$

$$m_3 \frac{d^2 s_3}{d t^2} + c_2 (s_2 - s_3) = 0 \quad (18)$$

Исключая из уравнения (18) $S_1$ и $S_2$ и их производные, имеем

$$\frac{d^6 s^3}{d t} + a \frac{d^4 s^3}{d^4 t} + в \frac{d^2 s_3}{d t^2} = f \sin \omega t, \quad (19)$$

где

$$a = \frac{\left[\frac{m_1}{c_1}(m_2 + m_3) + \frac{m_2}{c_2}(m_1 + m_2)\right] c_1 c_2}{m_1 m_2 m_3};$$

$$в = \frac{(m_1 + m_2 + m_3) c_1 c_2}{m_1 m_2 m_3}; \quad f = \frac{p\left(1 - \frac{\omega^2 m_1}{c_1}\right) c_1 c_2}{m_1 m_2 m_3}.$$

Интегрируем дважды

$$\frac{d^4 s_3}{d t^4} + \frac{d^2 s_3}{d t^2} в s_3 = -\frac{f}{\omega^2} \sin \omega t + E_1 t + F_1, \quad (20)$$

где $E_1$ и $F_1$ – постоянные интегрирования.

Общее решение

$$S_3 = A \sin K_1 t + B \cos K_1 t + C \sin K_2 t + D \cos K_2 t - \frac{f \sin \omega t}{\omega^2 (\omega^4 - a \omega^2 + в)} + \frac{E}{в} t + \frac{E_1}{в} \quad (21)$$

или, обозначая $\frac{f}{\omega^2 (\omega^4 - a \omega^2 в)} = d$; $\frac{E_1}{в} = E$; $\frac{F_1}{в} = F$,

$$S_3 = A \sin K_1 t + B \cos K_1 t + D \cos K_2 t - d \sin \omega t + E t + F_1, \quad (22)$$

где $K_{1,2} = \sqrt{\frac{a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 - в}}$; $A$, $B$, $C$, $D$, $E$, $F$ – постоянные интегрирования.

Для определения характера движения ведомой массы можем принять любые реальные начальные условия. Например, при $t = 0$ $S_3 = 0$,

$$\frac{d_3 s_3}{d t} = \upsilon, \quad \frac{d^2 s_3}{d t^2} = \frac{d^3 s_3}{d t^3} = \frac{d^4 s_3}{d t^4} = \frac{d^5 s_3}{d t^5} = 0.$$

Подставляя их в (22), найдем

$$A = \frac{d \omega^3 (\omega^2 - K_2^2)}{K_1^3 (K_1^2 - K_2^2)}; \; B = 0;$$

$$C = \frac{d^3 \omega \, (\omega^2 - K_1^2)}{K_2^3 (K_1^2 - K_2^2)}; \; D = 0 \text{ м.}$$

$$E = \upsilon - \frac{d \omega^3 \left[(K_1^2 - K_2^2) - \omega^2\right]}{K_1^2 K_2^2} + d \omega; \; F = 0.$$

Тогда

$$S_3 = \frac{d^3 \omega (\omega^2 - K_2^2)}{(K_1^2 - K_2^2)} \left[\frac{\omega^2 - K_2^2}{K_1^3} \sin K_1 t - \frac{\omega^2 - K_1^2}{K_2^3} \sin K_2 t\right] + \upsilon t - \frac{d \omega^3 \left[(K_1^2 - K_2^2) - \omega^2\right]}{K_1^2 \frac{d K_1^2}{K_1^2 K_2^2}} + d \omega t - d s \omega t \quad (23)$$

и скорость движения ведомой массы

$$\frac{d^3 s}{d t}=\frac{d^3\omega\left(\omega^2-K_2^2\right)}{\left(K_1^2-K_2^2\right)}\left[\frac{\omega^2-K_2^2}{K_1^2}\cos K_1 t-\right.$$
$$\left.-\frac{\omega^2 K_1^2}{K_2^2}\cos K_2 t\right]+ \qquad (24)$$
$$+\upsilon-\frac{d\,\omega^3\left[\left(K_1^2-K_2^2\right)-\omega^2\right]}{K_1^2 K_2^2}+$$
$$+d\,\omega-d\,\omega\cos\omega t.$$

Следовательно, чтобы скорость $\frac{ds_3}{d t}$ была постоянна и равнялась $x$, необходимо $d$=0, т.е.

$$d=\frac{f}{\omega^2\left(\omega^4-a\,\omega^2+\text{в}\right)}=$$
$$=\frac{P\left(1-\frac{\omega^2 m_1}{c_1}\right)}{m_1 m_2\, m_3\,\omega^2\left(\omega_4-a\,\omega^2+\text{в}\right)}=0.$$

Это возможно при $\tilde{n}=m_1\omega^2$.

Таким образом, для поглощения колебаний двухмассовой системы достаточно присоединить к ведущей массе третью массу $m_3$ и жесткость соединительного звена $c_3$. Соотношение $c_3$, $m_3$ и частоты вынужденных колебаний ω должно быть

$$\omega=\sqrt{\frac{c_3}{m_3}}, \qquad (25)$$

т. е. подвижная щека с передней распорной плитой и есть третье звено с массой $m_3$ и жесткостью $c_3$ в щековой дробилке с простым движением подвижной щеки. Для снижения уровня динамических нагрузок применяются и другие меры [15, 16, 18–20].

## Выводы

1. Щековая дробилка с простым качанием подвижной щеки, кроме существующих преимуществ по своей конструкции, с точки зрения динамики, является более совершенной машиной, чем дробилка со сложным качанием щеки. Кроме того, из выражения (25) следует, что уменьшению колебаний способствует также увеличение жесткости $c_2$ и массы $m_3$. На практике это означает, что при необходимости можно увеличить жесткость передней распорной плиты и массу подвижной дробящей плиты. Таким образом, подвижная щека дробилки с простым качанием является динамическим поглотителем колебаний.

2. Чтобы деформация эксцентрикового вала не достигла опасной величины, действительная угловая скорость должна быть не менее чем на 30% больше или меньше скорости, соответствующей критическому (резонансному состоянию).

## Список литературы


1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Физматгиз, 1959.
2. Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. М.: Машгиз, 1953. 256 с.
3. Бабаков И.М. Теория колебания. М., 1968. 560 с.
4. Бидерман В.П. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972. 416 с.
5. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 367 с.
6. Шмидт Г. Параметрические колебания. М.: Мир, 1978. 336 с.
7. Shigley J. E. Dinamic analysis of machines. New York, 1961.
8. Вульфсон И.П. Колебания машин с механизмами циклового действия. Л.: Машиностроение, 1990. 309 с.
9. Юдин К.М. Динамическое исследование модели механизмов с зазорами // Машиноведение. 1971. №2. С. 58–60.
10. Иванов А.П. Динамика систем с механическими соударениями. М.: Международная программа образования, 1997. 336 с.
11. Начаев Р.Ф. Механические процессы с повторными затухающими соударениями. М.: Наука, 1977. 232 с.
12. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек. Ю.А. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
13. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 296 с.
14. Иванченко Ф.К., Красношапка В.А. Динамика металлургических машин. М.: Металлургия, 1983. 295 с.
15. Кузбаков Ж.И. Колебания приводного устройства щековой дробилки и способа их локализации // Вестник машиностроения. 2014. № 9. С. 24–27.
16. Кузбаков Ж.И. Снижение уровня динамических нагрузок на станину щековой дробилки при дроблении высокопрочных материалов // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal, № 1–2, 2015 (Januar-February), Vienna 2015. P. 55–58.
17. Динамика крупных машин / Соколовский В.И., Казак С.А., Кирпичников Б.М., Суставов М.И. М.: Машиностроение, 1969. 512 с.
18. Кольга А.Д., Айбашев Д.М. Возможности снижения нагрузок в щековых дробилках // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2013. №4. С. 77–80.
19. Дробилка щековая: пат. 144640 РФ МПК BO2C 1/02 / Кольга А.Д., Айбашев Д.М. Заявл. 16.04.2014; опубл. 27.08.2014. Бюл. №24. 2 с.

20. Кузбаков Ж.И., Франчук В.П., Федоскина Е.В. О применимости энергоэффективного оборудования при производстве ферроматериалов // Труды VIII Международной научно-практической конференции «Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии в промышленности». М.: МИСиС, 2016. С. 86–91.

Поступила 21.07.17.
Принята в печать 23.08.17.

*INFORMATION ABOUT THE PAPER IN ENGLISH*

https://doi.org/10.18503/1995-2732-2017-15-4-73-80

## STUDY OF THE JAW CRUSHER DRIVE OSCILLATIONS

**Zhanabergen I. Kuzbakov** – D.Sc. (Eng.), Associate Professor
Zhubanov Aktobe Regional State University, Aktobe, Kazakhstan. E-mail: flora_karim@mail.ru

**Gennadyi D. Pershin** – D.Sc. (Eng.), Professor
Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia.

**Anatoly D. Kolga** – D.Sc. (Eng), Professor
Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia. E-mail: kad-55@magtu.ru. ORCID: 0000-0002-3194-2274

***Abstract***
Dynamic loading of machine drives produces oscillations which may cause a failure. Dangerous oscillations can occur both in unsteady and steady motion states. In the case of steady motion, dangerous oscillations mainly arise when either the driving mass or the driven mass are subject to regular loads within non-equilibrium systems. A jaw crusher would be an example of a non-equilibrium system. In cyclic loading machines, especially when crushing hard metal ingots, the loads can often be close to impact loads, which creates high dynamic loads in the machines. The level of oscillating loads in these machines is extremely high, which leads to various failures and breakdowns. The causes include overloads and fatigue failures caused by dynamic loads, which can be 2.5 to 3 times higher than the operating loads. To study the oscillations of a drive system one should determine the natural frequency and compare it with the exciting force frequency. To not let the deformation $f$ reach the critical point, the resonance transition should go fast. The actual angular velocity should be at least 30% higher or lower than the speed that corresponds to the resonance (critical) state. For example, traditional jaw crushers run in the pre-resonance zone of up to $n \approx 300$ RPM, whereas the Krupp impact jaw crushers operate in the post-resonance zone of up to $n \geq 500$ RPM and are equipped with powerful vibration absorbers. In terms of dynamics, the jaw crusher with a simple swing jaw is a better machine than a crusher with a complex swing jaw. Greater rigidity of the crusher toggle and a heavier movable jaw can help reduce the oscillations. This practically means that, if necessary, the front toggle can be reinforced and the movable jaw can be made heavier. The movable jaw in a simple swing crusher acts as a dynamic vibration absorber.

***Keywords:*** Dynamic loading, oscillations, actuator, steady motion, resonance zone, crushing, non-equilibrium system, dynamic absorber.

**References**

1. Timoshenko S.P. *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Vibration in engineering]. Moscow, Fizmatgiz, 1959. (In Russ.)
2. Terskikh V.P. *Raschety krutilnyh kolebanij silovyh ustanovok* [The calculations of the torsional vibrations of power plants]. Moscow, Mashgiz, 1953, 256 p. (In Russ.)
3. Babakov I.M. *Teoriya kolebaniy* [Theory of vibration]. Moscow, 1968, 560 p. (In Russ.)
4. Biderman V.P. *Prikladnaya teoriya mekhanicheskikh kolebanij* [The applied theory of mechanical vibrations]. Moscow: Vysshaya shkola, 1972, 416 p. (In Russ.)
5. Veits V.L. *Dinamika mashinnykh agregatov* [Machine dynamics]. Leningrad: Mashinostroenie, 1969, 367 p. (In Russ.)
6. Shmidt G. *Parametricheskiye kolebaniya* [Parametric oscillations]. Moscow: Mir, 1978, 336 p. (In Russ.)
7. Shigley J.E. Dynamic analysis of machines. New York, 1961.
8. Vulfson I.P. *Kolebaniya mashin s mekhanizmami tsiklovogo dejstviya* [Oscillations of cyclic machines]. Leningrad: Mashinostroenie, 1990, 309 p. (In Russ.)
9. Yudin K.M. Dynamic study of model clearance mechanisms. *Mashinovedenie*, 1971, no. 2, pp. 58–60. (In Russ.)
10. Ivanov A.P. *Dinamika sistem s mekhanicheskimi soudareniyami* [Dynamics of the systems with mechanical collisions]. Moscow: Mezhdunarodnaya programma obrazovaniya, 1997, 336 p. (In Russ.)
11. Nachaev R.F. *Mekhanicheskie processy s povtornymi zatuhayushchimi soudareniyami* [Mechanical processes with repeated attenuated impacts]. Moscow: Nauka, 1977, 232 p. (In Russ.)
12. Klushantsev B.V., Kosarev A.I., Muyzemnek Yu.A. *Konstrukciya, raschet, osobennosti ekspluatatcii* [Crushers. Design, calculation, operation]. Moscow: Mashinostroenie, 1990, 320 p. (In Russ.)
13. Komarov M.S. *Dinamika mekhanizmov i mashin* [Dynamics of mechanisms and machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1969, 296 p. (In Russ.)
14. Ivanchenko F.K., Krasnoshapka V.A. *Dinamika metallurgi-*

*cheskikh mashin* [Dynamics of metallurgical machines]. Moscow: Metallurgiya, 1983, 295 p. (In Russ.)

15. Kuzbakov Zh.I. The vibration of the jaw crusher drive and ways to isolate it. *Vestnik mashinostroeniya* [Bulletin of Mechanical Engineering]. 2014, no. 9, pp. 24-27. (In Russ.)
16. Kuzbakov Zh.I. Reducing the dynamic load on the frame of a jaw crusher when working with hard materials. Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal, no. 1–2, 2015 (January-February), Vienna, 2015, pp. 55–58. (In Russ.)
17. Sokolovskiy V.I., Kazak S.A., Kirpichnikov B.M., Sustavov M.I. *Dinamika krupnykh mashin* [Dynamics of big machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1969, 512 p. (In Russ.)
18. Kolga A.D., Aybashev D.M. Possible ways to reduce loads in jaw crushers. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University].* Magnitogorsk, 2013, no. 4, pp. 77-80. (In Russ.)
19. Kolga A.D., Aybashev D.M. *Drobilka shhekovaya* [Jaw crusher]. Patent RF, no. 144640, 2014.
20. Kuzbakov Zh.I., Franchuk V.P., Fedoskina E.V. On the applicability of energy-efficient equipment in the production of ferro-materials. *Trudy VIII Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. Energoeffektivnye i resursosberegayushchie tekhnologii v promyshlennosti* [Proceedings of the VIII International Conference. Energy-efficient and resource-saving technologies in industry]. Moscow: MISiS, 2016, pp. 86–91. (In Russ.)

Received 21/07/17
Accepted 23/08/17

**Образец для цитирования**

Кузбаков Ж.И., Першин Г.Д., Кольга А.Д. Исследование колебаний приводного устройства щековой дробилки // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2017. Т.15. №4. С. 73–80. https://doi.org/10.18503/1995-2732-2017-15-4-73-80

**For citation**

Kuzbakov Zh.I., Pershin G.D., Kolga A.D. Study of the jaw crusher drive oscillations. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2017, vol. 15, no. 4, pp. 73–80. https://doi.org/10.18503/1995-2732-2017-15-4-73-80