

### Список літератури

1. Бобров А.В. Повышение энергоэффективности поршневых компрессоров. Технічна електродинаміка. -№3.-2004.- с.70-71.
2. Бобров О.В. Управление электроприводом компрессорной установки на основе определения КПД электротехнического комплекса / О.В. Бобров // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Наук.-виробн. журнал. – Кременчук: КНУ, 2011.-Вип. 4. (16). – С. 124.
3. Бобров А.В., Безкровный В.О. Допущения и ограничения в расчете кпд электромеханической системы «электрическая сеть – привод – компрессор – пневмосеть» / Бобров А.В., Безкровный В.О. // Молодь: наука та інновації 2016: 4-та Всеукраїнська науково-практична конференція. (6-7 грудня 2016 р., Дніпро): тез. Доп. / М-во освіти і науки України ; Нац. Гірн. Ун-т.; ПНЦ НАН України – Д., 2016. – С.11-8 – 11-10.
4. Бобров О.В. Оптимізація режиму роботи електромеханічної системи виробництва та розподілу стислого повітря: дис. ... канд. тех. наук : спец. 05.09.03 "Електротехнічні комплекси та системи"/ М-во освіти і науки України, ДВНЗ "Нац. гірн. ун-т".- Дніпропетровськ, 2015.- 166 с.
5. Бобров А.В. Управление электроприводом компрессорной установки на основе определения КПД электротехнического комплекса: Т.1. Материалы междунар. молодёжной науч.-техн. конф. "Энергосистема и активные адаптивные электрические сети: проектирование, эксплуатация, образование", 21–25 ноября 2011 г. – Самара: СамГТУ, 2011. – 423 с.

*Рекомендовано до друку д-ром техн. наук, проф. Випанасенко С.І.*

УДК 621.833

*Д.О. Федін, канд. техн. наук, Б.В. Виноградов, докт. техн. наук*

*(Україна, м. Дніпро, Державний вищий навчальний заклад «Український державний хіміко-технологічний університет»)*

### ПАРЦИАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРИВОДА БАРАБАННОЙ МЕЛЬНИЦЫ

***Анотація.** Приведено літературний огляд математичних моделей динаміки механічних систем приводів барабаних млинів. Запропоновано загальну еквівалентну динамічну модель механічної системи приводу барабанного млина з урахуванням як крутильних, так і поперечних коливань елементів приводу. Встановлено, що загальна динамічна модель механічної системи приводу барабанного млина може бути поділена на дві парціальні моделі: високочастотну та низькочастотну. Показано, що при визначенні власних частот коливань механічної системи приводу барабанного млина необхідно враховувати поперечні коливання приводної шестерні. Показано, що похибка визначення власних частот механічної системи приводу барабанного млина при дослідженні парціальних моделей не перевищує 5%.*

***Ключові слова:** привод, барабанний млин, коливання, власна частота.*

***Аннотация.** Приведен литературный обзор математических моделей динамики механических систем барабанных мельниц. Предложено общую эквивалентную динамическую модель механической системы привода барабанной мельницы с учетом как крутильных, так и поперечных колебаний элементов привода. Установлено, что общая динамическая модель механической системы привода барабанной мельницы может быть разделена на две модели: высокочастотную и низкочастотную. Показано, что при определении собственных частот механической системы привода барабанной мельницы необходимо учитывать поперечные колебания приводной шестерни. Показано, что погрешность определения собственных частот механической системы привода барабанной мельницы при исследовании парциальных моделей не превышает 5%.*

***Ключевые слова:** привод, барабанная мельница, колебания, собственная частота.*

***Abstract.** The critical review of mathematical models of mechanical systems of tumbling mill drives is presented. The general equivalent dynamical model of mechanical systems of tumbling mill drive is suggested. It is found out that general equivalent dynamical model of mechanical systems of tumbling mill drive can be separated into low-frequency and high-frequency models. It is shown that it is necessary to consider transverse oscillations of drive pinion while natural frequencies of mechanical systems of tumbling mill drive are considering. It is shown that when partial systems are determined the error of determination of natural frequency of mechanical system of tumbling mill drive is up to 5%.*

***Keywords:** drive, tumbling mill, vibration, natural frequency.*

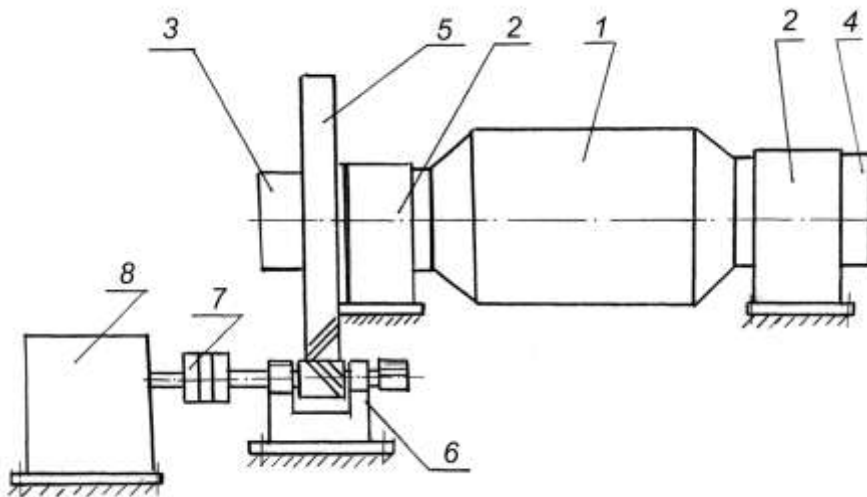
**Введение.** Барабанные мельницы, привод которых оснащен открытой зубчатой передачей, широко используются в промышленности. При этом создаются мельницы с все более мощным приводом. Однако, укрупнение единичной мощности приводит к увеличению статических и динамических нагрузок, снижающих прочность и надежность зубчатых передач. Отсутствие научно-обоснованных методов расчета, учитывающих особенности конструкции и режимов работы механических систем привода барабанных мельниц сдерживает создание машин большой единичной мощности.

**Анализ исследований.** Сложность описания динамических процессов в приводе барабанной мельницы заключается в том, что он представляет собой сложную механическую систему, состоящую из подсистем, в различной степени связанных между собой. Выделение и точное описание подсистем позволит создать динамическую модель, на основании анализа которой на стадии проектирования будет обеспечена большая прочность и надежность привода барабанной мельницы.

Обычно при исследовании динамики пуска и установившегося движения мельниц в качестве расчетной схемы привода используют обобщенную 2-массовую систему, где приведенные массы ротора двигателя и деталей передачи соединены эквивалентной упругой связью и совершают крутильные колебания [1, 2]. Однако известно, что вследствие податливости опор приводной узел совершает поперечные колебания, которые влияют на крутильные колебания и передаются на фундамент [3]. Кроме того, механическая система привода содержит муфты, относительно меньшая жесткость которой, обуславливает слабую связь между динамическими процессами в разделяемой ею частях системы. Все это свидетельствует о необходимости рационального выбора парциальных систем механической системы привода барабанной мельницы и точности описания их динамики.

**Цель работы** – выбор и обоснование динамических моделей парциальных систем механической системы привода барабанной мельницы.

**Обоснование расчетной схемы.** Механическая система привода открытой зубчатой передачи барабанной мельницы представляет собой сложную систему пространственно-ориентированных инерционных, упругих и диссипативных элементов. Кинематическая схема привода мельницы может быть представлена как на рис. 1.



**Рис. 1** Кинематическая схема механической системы привода барабанной мельницы:  
1 – барабан; 2 – подшипники; 3 – разгрузочная цапфа; 4 – загрузочная цапфа; 5 – зубчатое колесо;  
6 – приводной узел; 7 – упругая муфта; 8 – синхронный электродвигатель.

Электромагнитные процессы в синхронном двигателе оказывают существенное влияние на динамические процессы в механической системе привода в период пуска и установившегося режима работы [4]. Наиболее полно электромагнитные процессы в двигателе описываются уравнениями Парка-Горва:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\Psi_d}{dt} = U_m \sin \theta - i_d r_a - \Psi_q \omega \\ \frac{d\Psi_q}{dt} = U_m \cos \theta - i_q r_a - \Psi_d \omega \\ \frac{d\Psi_f}{dt} = U_f - i_f r_f \\ \frac{d\Psi_{\varepsilon d}}{dt} = -i_{\varepsilon d} r_{\varepsilon d} \\ \frac{d\Psi_{\varepsilon q}}{dt} = -i_{\varepsilon q} r_{\varepsilon q} \\ M_{\varepsilon m} = \Psi_q i_d - \Psi_d i_q \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{H} (M_{\varepsilon m} - M_c) \\ \frac{d\theta}{dt} = 1 - |\omega| \end{array} \right. , \quad (1)$$

где

$$i_d = \frac{\Psi_d}{X_d''} - \frac{\Psi_f}{X_{df}''} - \frac{\Psi_{\varepsilon d}}{X_{\varepsilon d}''}; \quad i_q = \frac{\Psi_q}{X_q''} - \frac{\Psi_{\varepsilon q}}{X_{q\varepsilon}''}; \quad i_f = \frac{\Psi_f}{X_f''} - \frac{\Psi_d}{X_{df}''} - \frac{\Psi_{\varepsilon d}}{X_{f\varepsilon}''};$$

$$i_{\varepsilon d} = \frac{\Psi_{\varepsilon d}}{X_{\varepsilon d}''} - \frac{\Psi_d}{X_{d\varepsilon}''} - \frac{\Psi_f}{X_{f\varepsilon}''}; \quad i_{\varepsilon q} = \frac{\Psi_{\varepsilon q}}{X_{\varepsilon d}''} - \frac{\Psi_q}{X_{d\varepsilon}''};$$

где  $\Psi_d, \Psi_q$  – потокосцепление обмотки статора продольной и поперечной оси соответственно;  $\Psi_f$  – потокосцепление обмотки возбуждения;  $\Psi_{\varepsilon d}, \Psi_{\varepsilon q}$  – потокосцепление демпферной обмотки по продольной и поперечной оси соответственно;  $U_m$  – амплитуда фазного напряжения;  $U_f$  – напряжение обмотки возбуждения;  $\omega$  – угловая скорость вала;  $H$  – момент инерции;  $M_{\varepsilon m}$  – электромагнитный момент двигателя;  $M_c$  – момент сопротивления;  $\theta$  – угол между вектором приведенной в статоре е.д.с. от тока возбуждения и вектором напряжения сети;  $r_a, r_f, r_{\varepsilon d}, r_{\varepsilon q}$  – активные сопротивления фазы статора, обмотки возбуждения, демпферной обмотки по продольной и поперечной оси соответственно;  $X_d, X_f, X_{\varepsilon d}, X_{df}, X_{d\varepsilon}, X_{f\varepsilon}, X_q, X_{\varepsilon q}, X_{q\varepsilon}$  – сверхпереходные сопротивления.

Исследования динамики синхронного привода показали, что использование уравнений (1), как правило оправдано только в период пуска. При исследовании динамических процессов в установившемся режиме целесообразно синхронный двигатель представить механическим аналогом (рис. 2) [5]. Использование упрощенной модели оправдано еще и тем, что входящие в систему уравнений (1) параметры отсутствуют в справочной литературе.

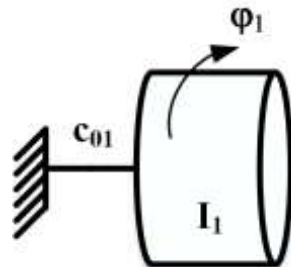


Рис. 2 Кинематическая модель синхронного двигателя

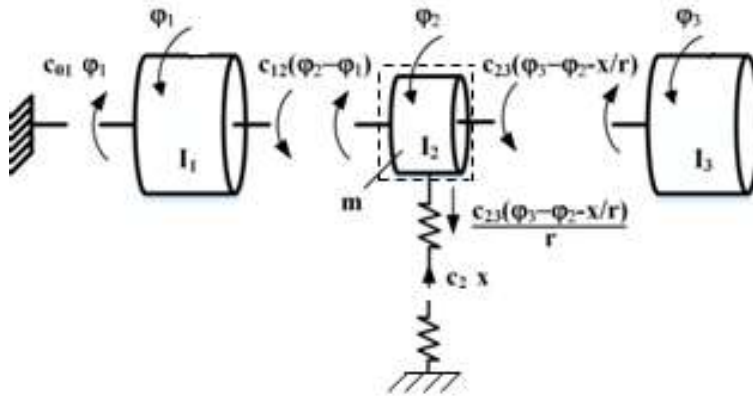
Авторами на основе уравнений Парка-Горева (1) предложен метод определения крутильной электромагнитной жесткости синхронного двигателя. В результате анализа расчетных данных показано, что

электромагнитная жесткость синхронного двигателя при исследовании малых колебаний может быть представлена в виде:

$$c_{01} = \frac{M_{НОМ P}}{\theta} = \mu \frac{N}{n^3}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $N$  – мощность двигателя,  $n$  – частота вращения вала,  $\mu$  – коэффициент пропорциональности.

Таким образом, применяя метод сосредоточенных масс при рассмотрении динамики механической системе привода в установившемся режиме работы можно перейти к эквивалентной динамической модели, приведенной на рис. 3, где  $I_1, I_2, I_3$  – момент инерции ротора, шестерни и барабана;  $m$  – масса приводного узла, совершающего вертикальные колебания;  $c_{01}, c_{12}, c_{23}$  – крутильные жесткости двигателя, вала-провода с упругой муфтой и зубчатого зацепления;  $c_2$  – поперечная жесткость приводного узла;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – углы поворота соответствующих сосредоточенных масс;  $x$  – перемещении ешестерни в вертикальной плоскости.



**Рис. 3** Динамическая расчетная схема привода барабанной мельницы

**Обоснование математической модели.** Применяя метод Лагранжа последовательно к каждому элементу системы получаем систему дифференциальных уравнений свободных колебаний механической системы привода барабанной мельницы:

$$\begin{cases} I_1 \varphi_1'' = -c_{01} \varphi_1 + c_{12} (\varphi_2 - \varphi_1); \\ I_2 \varphi_2'' = -c_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) + c_{23} r^2 \left( \varphi_2 - \varphi_3 - \frac{x}{r} \right); \\ I_3 \varphi_3'' = -c_{23} r \left( \varphi_2 - \varphi_3 - \frac{x}{r} \right) r; \\ m x'' = -c_2 x + c_{23} r \left( \varphi_3 - \varphi_2 - \frac{x}{r} \right). \end{cases} \quad (2)$$

Уравнения системы (2) позволяют определить собственные частоты механической системы привода. Для этого будем искать решение системы уравнений (2) в виде:

$$q_i = A_i \sin(kt + \alpha), \quad i=1, 2, \dots, 4; \quad (3)$$

где  $q_i$  –  $i$ -я координата;  $k$  – общая для всех координат частота;  $A_i$  – амплитуды колебаний;  $\alpha$  – сдвиг фаз. Подставляя выражение (3) в (2) получаем систему алгебраических уравнений однородную относительно неизвестных амплитуд  $A_i$ :

$$\begin{cases} -A_1 I_1 k^2 + A_1 (c_{01} + c_{12}) - A_2 c_{12} = 0; \\ -A_1 c_{12} + A_2 c_{12} - A_2 c_{23} r^2 - A_2 I_2 k^2 + \\ \quad + A_3 c_{23} r^2 + A_4 c_{23} r = 0; \\ A_2 c_{23} r^2 - A_3 c_{23} r^2 - A_3 I_3 k^2 - A_4 c_{23} r = 0; \\ A_2 c_{23} r - A_3 c_{23} r + A_4 (c_{23} + c_2) - A_4 m k^2 = 0. \end{cases}$$

При колебаниях все амплитуды  $A_i$  не могут равняться нулю. Следовательно, согласно общему свойству однородных систем уравнений, должен равняться нулю определитель, составленный из коэффициентов системы:

$$\begin{vmatrix} (c_{01} + c_{12}) - I_1 k^2 & -c_{12} & 0 & 0 \\ -c_{12} & c_{12} - c_{23} r^2 - I_2 k^2 & c_{23} r^2 & c_{23} r \\ 0 & c_{23} r^2 & -c_{23} r^2 - I_3 k^2 & -c_{23} r \\ 0 & c_{23} r & -c_{23} r & (c_{23} + c_2) - m k^2 \end{vmatrix} = 0$$

Раскрывая определитель, получаем частотное уравнение:

$$A k^8 + B k^6 + C k^4 + D k^2 + E = 0, \tag{4}$$

где

$$\begin{aligned} A &= I_1 I_2 I_3 m; \\ B &= -I_2 I_3 m c_{01} - (I_1 + I_2) I_3 m c_{12} + (I_2 m r^2 - I_2 I_3 + I_3 m r^2) I_1 c_{23} - I_1 I_2 I_3 c_2; \\ C &= (I_3 m c_{12} + (I_2 I_3 - I_2 m r^2 - I_3 m r^2) c_{23} + I_2 I_3 c_2) c_{01} + ((I_1 I_3 + I_2 I_3 - (I_1 + I_2 + I_3) m r^2) c_{23} + (I_1 I_3 + I_2 I_3) c_2) c_{12} - \\ &\quad - 2(I_2 + I_3) I_1 r^2 c_{23}^2 - (I_2 + I_3) I_1 r^2 c_2 c_{23}; \\ D &= \left( \begin{matrix} (m r^2 - I_3) c_{23} - I_3 c_2 \\ + (I_2 + I_3) (2 c_{23} + c_2) r^2 c_{23} \end{matrix} \right) c_{12} c_{01} + ((2 c_{23} + c_2) (I_1 + I_2 + I_3) r^2 c_{23}) c_{12}; \\ E &= (2 r c_{23} + c_2) r^2 c_{12} c_{01} c_{23}. \end{aligned}$$

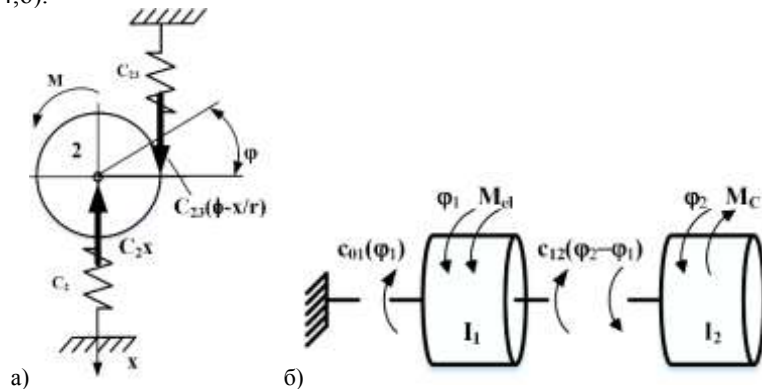
Аналитическое решение уравнения представляется слишком сложным, что диктует необходимость использования численных методов для нахождения его корней.

Рассмотрим возможность упрощения эквивалентной динамической модели механической системы привода барабанной мельницы разбиением ее на парциальные системы.

Известно, что жесткость зубчатой передачи  $c_{23}$  и поперечная жесткость вала-шестерни на опоре  $c_2$  намного больше крутильной жесткости приводного вала, тем более оснащенного упругой муфтой. Это позволяет сделать допущение о слабой связи колебательных процессов в системах, разделенных этим валом, и представить эквивалентную динамическую модель механической системы привода барабанной мельницы двумя парциальными колебательными системами:

- высокочастотной, состоящей из вала-шестерни, находящейся в зацеплении с барабаном очень большой массы и совершающей совместно крутильные и поперечные колебания (рис. 4,а);

- низкочастотной, совершающей крутильные колебания, состоящей из ротора двигателя, находящегося под действием электромагнитной упругой связи, и барабана мельницы, связанных между собой упругим валом (рис. 4,б).



**Рис. 4** Парциальные системы механической системы приводного узла

Рассмотрим высокочастотную парциальную систему. Вал-шестерня с моментом инерции  $I_2$  находится в зубчатом зацеплении жесткостью  $c_{23}$  с венцом барабана. Вследствие того, что момент инерции барабана на несколько порядков больше момента инерции вала-шестерни, массу барабана можно принять бесконечно большой. Вал-шестерня находится на упругом основании жесткостью  $c_2$ , эквивалентной жесткости в поперечном направлении вала, подшипников и опор с фундаментом.

Применяя метод Лагранжа получаем систему дифференциальных уравнений свободных колебаний парциальной системы привода барабанной мельницы:

$$\begin{cases} I_2 \varphi_2'' = -c_{23} r (\varphi_2 r - x) \\ m x'' = -c_2 x + c_{23} (\varphi_2 r - x) \end{cases} \quad (5)$$

Уравнения системы (5) позволяют определить высокие собственные частоты механической системы привода. Однако, в отличие от системы (2), решение двухмассовой системы (5) проще, так как его частотное уравнение является биквадратным [5]. Подставляя решение в форме (3) в систему (5) и приравниваем нулю определитель полученной системы уравнений, получаем:

$$\begin{vmatrix} c_{23} r^2 - I_2 k^2 & -c_{23} r \\ -c_{23} r & c_{23} + c_2 - k^2 m \end{vmatrix} = 0 \quad (6)$$

Раскрывая определитель (6) получаем частотное уравнение:

$$I \cdot m k^4 - (c_{23} m r^2 + I_2 c_{23} + I_2 c_2) k^2 + c_{23} c_2 r^2 = 0, \quad (7)$$

которое является биквадратным и корни которого можно определить, как:

$$k_{1,2}^2 = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}, \quad (8)$$

где

$$\begin{aligned} A &= I_2 m; \\ B &= -I_2 (c_{23} + c_2) - c_{23} m r^2; \\ C &= c_2 c_{23} r^2. \end{aligned}$$

Выражение (8) может быть использовано для определения высоких собственных частот механической системы привода в инженерных расчётах.

Рассмотрим низкочастотную парциальную систему (рис. 4, б). Ротор двигателя с моментом инерции  $I_1$  приводится во вращение электромагнитным полем, создающим электромагнитный момент  $M_{ЭМ}$ . Крутящий момент передается барабану с приведенным моментом инерции  $I_2 = I_1$ , на который в свою очередь действует момент сопротивления  $M_c$ . Муфту, валопровод и вал-шестерни заменим упругой связью, крутильная жесткость которой равна жесткости наименее жесткой части валопровода  $c_{12}$ .

Применяя метод Лагранжа получаем систему дифференциальных уравнений свободных колебаний парциальной системы привода барабанной мельницы:

$$\begin{cases} I_1 \varphi_1'' = -c_{01} \varphi_1 + c_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) \\ I_2 \varphi_2'' = -c_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) \end{cases} \quad (9)$$

Подставляя решение в форме (3) в систему (9) и приравниваем нулю определитель полученной системы уравнений, получаем:

$$\begin{vmatrix} c_{01} + c_{12} - I_1 k^2 & -c_{12} \\ -c_{12} & c_{12} - I_2 k^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (10)$$

Раскрывая определитель (10) получаем частотное уравнение:

$$I_1 I_2 k^4 - (I_2 c_{01} + I_2 c_{12} + I_1 c_{12}) k^2 + c_{01} c_{12} = 0, \quad (11)$$

которое является биквадратным и корни которого также можно определить из выражения (8) при:

$$\begin{aligned} A &= I_1 I_2; \\ B &= -(I_2 c_{01} + I_2 c_{12} + I_1 c_{12}); \\ C &= c_{01} c_{12}. \end{aligned}$$

**Гармонический анализ механической системы привода.** В табл. 1 приведены основные динамические параметры механических систем приводов мельниц МРГ 5500х7500 и МШЦ 5500х6500. Подставляя данные табл. 2 в частотное уравнение (5) и решая его любым из приведенных в [5] методов, получаем собственные частоты системы  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  и  $k_4$  (табл. 2).

Таблица 1

**Основные динамические параметры зубчатой передачи барабанных мельниц МРГ 5500х7500 и МШЦ 5500х6500**

Параметр	Обозначение	Значение	
		МРГ 5500х7500	МШЦ 5500х6500
Приведенный момент инерции ротора двигателя	$I_1$ , кг·м <sup>2</sup>	$19,3 \cdot 10^3$	$250,0 \cdot 10^3$
Приведенный момент инерции приводной шестерни	$I_2$ , кг·м <sup>2</sup>	372,4	377,0
Приведенная масса вала-шестерни	$m$ , кг	$9,0 \cdot 10^3$	$9,0 \cdot 10^3$
Приведенный момент инерции барабана	$I_3$ , кг·м <sup>2</sup>	19325,0	$250,0 \cdot 10^3$
Крутильная жесткость электромагнитного поля двигателя [2]	$C_{01}$ , Н·м	$2,0 \cdot 10^7$	$13,5 \cdot 10^7$
Крутильная жесткость валопровода	$C_{12}$ , Н·м	$2,2 \cdot 10^7$	$1,8 \cdot 10^7$
Жесткость зубчатой передачи [6]	$C_{23}$ , Н·м	$6,2 \cdot 10^8$	$6,2 \cdot 10^8$
Линейная жесткость вала-шестерни и опор	$C_2$ , Н/м	$35,0 \cdot 10^9$	$35,0 \cdot 10^9$

Таблица 2

**Собственные частоты механической системы приводов барабанных мельниц МРГ 5500х7500 и МШЦ 5500х6500**

Частота	Значение, с <sup>-1</sup>					
	МРГ 5500х7500			МШЦ 5500х6500		
	Общая модель	Высокочастотная модель	Низкочастотная модель	Общая модель	Высокочастотная модель	Низкочастотная модель
$k_1$	19	-	20	8	-	8
$k_2$	53	-	54	25	-	25
$k_3$	1177	1140	-	1159	1142	-
$k_4$	2231	2231	-	2230	2231	-

В ряде работ по исследованию динамики зубчатого зацепления пренебрегают поперечной жесткостью шестерни, обусловленной податливостью вала шестерни и подшипникового узла. Оценку такого допущения получим, принимая  $x=0$  в высокочастотной парциальной модели (рис. 4, а), описываемой уравнениями (5). Расчеты показывают, что такое допущение приводит при определении собственной частоты крутильных колебаний шестерни к ошибке, равной 10%.

**Выводы.** Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы.

- эквивалентную динамическую схему привода барабанной мельницы можно представить в виде двух парциальных систем, одна из которых позволяет исследовать низкочастотные, а вторая – высокочастотные динамические процессы; сравнение значений собственных частот, определенных по общей и парциальным системам показало, что различие не превышает 5%.

- при исследовании динамики зубчатого зацепления открытой зубчатой передачи необходимо учитывать поперечные колебания шестерни, обусловленные поперечной податливостью вала, подшипников и других упругих элементов опоры вала. Расчет собственной частоты колебаний зубчатого зацепления открытой передачи барабанных мельниц без учета поперечных колебаний с одной стороны приводит к

10%-ной ошибке определения собственной частоты, а с другой – к потере одной из высоких собственных частот колебаний системы.

**Список литературы**

1. Сушкова О.А. Обобщенные расчетные схемы и динамика шаровых мельниц с синхронным электроприводом / О.А. Сушкова // Вестник КазНТУ. – 2011, №1(83) – С.8-13.
2. Багдасарян М.К. Математическая модель для исследования электромеханической системы мельница-двигатель / М.К. Багдасарян, С.С. Алавердян // Изв. НАН РА и ГИУА. Сер. «Технические науки». – 2013, Т. LXVI. – №2. – С. 148-155.
3. Виноградов Б.В. Статика і динаміка барабаних млинів / Б.В. Виноградов // Дніпропетровськ: УДХТУ, 2016.– 202 с.
4. Виноградов Б.В. Механический аналог синхронного двигателя / Б.В. Виноградов, Д.А. Федин // Науковий вісник НГУ. – 2012, №1. – 78-82 с.
5. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер // под ред. Э. И. Григолюк. – М.: Машиностроение. – 1985. – 472 с.
6. Виноградов Б.В. The stiffness of the open gearing of tumbling mill / Б.В. Виноградов, Д. А. Федин // Науковий вісник НГУ, 2016, № 2 – С. 24-29.

*Рекомендовано до друку д-ром техн. наук, проф. Кузяєвим І.М.*

УДК 622.271:622.236

**П.Н. Щербак, С.Е. Тимченко канд-ты техн наук, Г.И. Торопцев**  
(Украина, Днепр, Государственный ВУЗ «Национальный горный университет»)

**УСТРОЙСТВО ОПЕРАТИВНОГО КОНТРОЛЯ КРЕПОСТИ И ТРЕЩИНОВАТОСТИ  
ГОРНЫХ ПОРОД В ПРОЦЕССЕ ШАРОШЕЧНОГО ИХ БУРЕНИЯ**

***Анотація.** Наведена технічна розробка і конструктивне вирішення пристрою оперативного контролю міцності і тріщиноватості гірських порід у застосуванні до системи автоматичного керування шарошечними буровими станками. Встановлений розподіл сумарної кількості імпульсів, які поступають з датчиків первинної інформації по інтервалах вимірювання, відповідно до статистичної функції буріння.*

***Ключові слова.** Міцність і тріщиноватість порід, функція, блок-схема, пристрій, імпульс.*

***Аннотация.** Представлена техническая разработка и конструктивное решение устройства оперативного контроля крепости и трещиноватости горных пород применительно к системе автоматического управления шарошечными буровыми станками. Установлено распределение суммарного количества импульсов, поступающих с датчиков первичной информации по интервалам измерения, согласно статистической функции бурения.*

***Ключевые слова.** Крепость и трещиноватость пород, функция, блок-схема, прибор, импульс.*

***Abstract.** Given paper presents a technical development and engineering solution for operational monitoring the rock strength and fracturing applied to the automatic control system of roller-bit drill. It introduces a distribution of total number of impulses that come from the raw information sensors by measurement interval accordingly to drilling statistical function.*

***Keywords:** rock strength and fracturing, function, chart, device, impulse.*

**Введение.** Добыча скальных полезных ископаемых открытым способом предусматривает предварительное их дробление с помощью буро-взрывных работ (БВР), т.е. подготовку горной массы требуемой кусковатости. Технично-економические показатели этой технологической операции существенно зависят от эксплуатационных затрат на бурение скважин, которое в большом объеме выполняется для каждого массового взрыва. Однако, управление шарошечными буровыми станками до настоящего времени осуществляется вручную, что не позволяет эффективно использовать их технические возможности в нестабильных горно-геологических условиях. Машинист, несмотря на определенный опыт работы, не может постоянно задавать рациональные параметры управления, так как субъективно оценивает прочностные свойства пород на каждом шаге их бурения. Отсюда следует актуальность создания устройства оперативного контроля крепости и трещиноватости пород как основного информационного блока системы автоматического управления шарошечными буровыми станками.