

М.К. БАГДАСАРЯН, А.М. АВETИСЯН

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В СИСТЕМЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА РУДОРАЗМОЛЬНОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Получены аналитические зависимости для исследования характера изменения динамической нагрузки в системе электропривода рудоразмольной мельницы, которые были апробированы на конкретном численном примере. Полученные зависимости позволяют комплексно исследовать динамическую нагрузку в электроприводной системе мельницы с учетом конструктивных особенностей этой системы, наметить пути снижения уровня динамических нагрузок в ней и повысить ее надежность.

Ключевые слова: электропривод, рудоразмольная мельница, динамический коэффициент, нагрузка.

Особенность электропривода рудоразмольной мельницы состоит в том, что между электромеханическими явлениями в приводе и технологическим процессом измельчения руды существует тесная взаимосвязь.

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что количественные и качественные показатели выходного продукта (измельченной руды) во многом зависят от состояния рабочих органов его электроприводной системы. Это объясняется тем, что электропривод рудоразмольной мельницы состоит из упругих звеньев, которые находятся под воздействием динамической нагрузки колебательного характера. В некоторых режимах, возникающих в основном за счет увеличения скоростей и ускорений, а также внутри-мельничной нагрузки, для повышения производительности процесса измельчения руды нагруженность системы может достигнуть такого уровня, что из-за изменения характера движения рабочих органов будет нарушен технологический процесс измельчения, что приведет к снижению качества измельченной руды.

Таким образом, влияние динамической нагрузки на нормальную работу привода рудоразмольной мельницы очевидно, и снижение этого влияния представляет практический интерес. В настоящее время работ по этой проблеме немного. Наиболее практический интерес представляет работа [1], где изучены динамические нагрузки, возбуждаемые в электромеханической системе привода рудоразмольных мельниц низкочастотными гармониками кинематической погрешности. В работе выявлены неравномерности распределения нагрузки в двухдвигательных приводах и возможность их снижения. Комплексное исследование динамической нагрузки в электроприводной системе мельницы с учетом конструктивных особенностей систем является актуальным.

Значительное превышение максимальной нагрузки передач от его среднего значения характеризуется динамическим коэффициентом. Поэтому динамический коэффициент является важным показателем условий работы

приводной системы рудоразмольной мельницы, а его определение и исследование являются целью настоящей работы.

В статье рассматривается характер изменения динамического коэффициента системы электропривода рудоразмольной мельницы, механическая часть которой представлена трехмассовой упругой системой, на которую, кроме момента двигателя M_D , действуют момент сопротивления внутримельничной загрузки мельницы M_M и упругие моменты.

На основе метода нормальных координат [2] составлена система дифференциальных уравнений, описывающая динамику упругой системы:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = M_M, \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0, \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = -M_D, \end{cases} \quad (1)$$

где J_1, J_2, J_3 - моменты инерции барабана мельницы, редуктора и ротора двигателя соответственно; c_1, c_2 - жесткости связей между барабаном мельницы с редуктором электродвигателя и редуктора со статором; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - соответственно углы поворота мельницы, редуктора и двигателя; M_M - момент сопротивления внутримельничной загрузки; M_D - момент двигателя.

Путем ряда преобразований (1) получим дифференциальные уравнения, описывающие изменение упругих деформаций звеньев:

$$\begin{cases} \frac{d^4 G_{12}}{dt^4} + a_0 \frac{d^2 G_{22}}{dt^2} + a_1 G_{12} = \frac{c_2 (J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3} M_M + \frac{c_2}{J_2 J_3} M_D, \\ \frac{d^4 G_{23}}{dt^4} + a_0 \frac{d^2 G_{23}}{dt^2} + a_1 G_{23} = \frac{c_1}{J_1^2} M_M + \frac{c_1 (J_1 + J_2)}{J_1 J_2 J_3} M_D, \end{cases} \quad (2)$$

где $G_{12} = \varphi_1 - \varphi_2$, $G_{23} = \varphi_2 - \varphi_3$, $\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = \frac{d^2 G_{12}}{dt^2}$, $\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = \frac{d^2 G_{23}}{dt^2}$,

$$a_0 = c_1 \frac{(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} + c_2 \frac{(J_2 + J_3)}{J_2 J_3}, \quad a_1 = \frac{c_1 c_2}{J_1 J_2} \left(\frac{(J_1 + J_2 + J_3)}{J_3} \right).$$

Решение системы уравнений (2), описывающей динамику упругости, в частности деформацию упругости между барабаном мельницы и редуктором G_{12} и между редуктором и двигателем G_{23} , следует искать в виде

$$G_{12}(t) = A_1 \cos p_1 t + A_2 \sin p_1 t + A_3 \cos p_2 t + A_4 \sin p_2 t + \frac{M_D J_1}{c_1 J_0} + \frac{M_M (J_2 + J_3)}{c_1 J_0},$$

$$G_{23}(t) = B_1 \cos p_1 t + B_2 \sin p_1 t + B_3 \cos p_2 t + B_4 \sin p_2 t + \frac{M_D (J_1 + J_2)}{c_2 J_0} + \frac{M_M J_3}{c_2 J_0 J_1},$$

где $J_o = (J_1 + J_2 + J_3)$; p_1 и p_2 - собственные частоты колебаний системы, определяемые в виде

$$p_1 = \sqrt{c_1 \frac{(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}, \quad p_2 = \sqrt{c_2 \frac{(J_2 + J_3)}{J_2 J_3}}.$$

Система уравнений (2) в момент времени $t=0$ удовлетворяет начальным условиям

$$G_{12} = 0, \quad \frac{dG_{12}}{dt} = 0, \quad \frac{d^2 G_{12}}{dt^2} = \frac{M_M}{J_1}, \quad \frac{d^3 G_{12}}{dt^3} = 0, \quad G_{23} = 0, \quad \frac{dG_{23}}{dt} = 0, \\ \frac{d^2 G_{23}}{dt^2} = \frac{M_D}{J_3}, \quad \frac{d^3 G_{23}}{dt^3} = 0.$$

По начальным условиям определяются постоянные $A_1, \dots, A_4$ и $B_1, \dots, B_4$:

$$A_1 = \frac{M_M}{(p_2^2 - p_1^2)J_1} - \frac{p_2^2(M_M(J_2 + J_3) + M_D J_1)}{c_1 J_o (p_2^2 - p_1^2)}, \\ A_3 = \frac{p_1^2(M_M(J_2 + J_3) + M_D J_1)}{c_1 J_o (p_2^2 - p_1^2)} - \frac{M_M}{J_1(p_2^2 - p_1^2)}, \\ B_1 = \frac{M_D}{(p_2^2 - p_1^2)J_3} - \frac{p_2^2(M_D(J_2 + J_1) + M_M J_3)}{c_2 J_o (p_2^2 - p_1^2)}, \\ B_3 = \frac{p_1^2(M_M J_3 + M_D(J_2 + J_1))}{(p_2^2 - p_1^2)c_2 J_o} - \frac{M_D}{J_3(p_2^2 - p_1^2)}.$$

При $M_D = \text{const}$ пуск электропривода сопровождается колебаниями в упругих механических системах, в частности между упругим звеном барабана мельницы с редуктором электродвигателя и редуктором и статором двигателя. За счет колебаний максимальная нагрузка передач может значительно превышать установленную. Это превышение исследуется динамическими коэффициентами K_1 и K_2 , определяемыми соотношениями

$$K_1 = \frac{G_{12}(t)}{G_{12\text{уст}}} = \frac{\cos p_1 t}{(p_2^2 - p_1^2)} \left(\frac{M_M c_1 J_o}{J_1 (M_M (J_2 + J_3) + M_D J_1)} - p_2^2 \right) + \\ + \frac{\cos p_2 t}{(p_2^2 - p_1^2)} \left(p_1^2 - \frac{M_M c_1 J_o}{J_1 (M_M (J_2 + J_3) + M_D J_1)} \right) + 1, \quad (3)$$

$$K_2 = \frac{G_{23}(t)}{G_{23\text{уст}}} = \frac{\cos p_1 t}{(p_2^2 - p_1^2)} \left(\frac{M_D c_2 J_o}{J_3 (M_M J_3 + M_D (J_1 + J_2))} - p_2^2 \right) + \\ + \frac{\cos p_2 t}{(p_2^2 - p_1^2)} \left(p_1^2 - \frac{M_D c_2 J_o}{J_3 (M_M J_3 + M_D (J_1 + J_2))} \right) + 1, \quad (4)$$

где $G_{12}(t)$ и $G_{23}(t)$ - соответственно упругие деформации между барабаном мельницы с редуктором электродвигателя и редуктором со статором; $G_{12\text{уст}}$ и $G_{23\text{уст}}$ - установившиеся значения упругих деформаций.

Для анализа динамического коэффициента в качестве базовых были приняты параметры: $J_1=400 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_2=450 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_3=550 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $c_1=3640420 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{рад}$, $c_2= 2452500 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{рад}$, $M_M=350 \text{ кг}\cdot\text{м}$, $M_D= 550 \text{ кг}\cdot\text{м}$.

При разных значениях жесткостей связей c_1 и c_2 вычислены значения динамических коэффициентов $K_1(t)$ и $K_2(t)$ для определенного интервала времени. На рис. 1а,б приведены графики изменения коэффициентов динамичности $K_1(t)$ и $K_2(t)$ в приводной линии при разных значениях c_1 и c_2 . Как следует из приведенных графиков, характер изменения коэффициентов динамичности $K_1(t)$ и $K_2(t)$ при разных значениях c_1 и c_2 одинаков, однако с изменением величин c_1 и c_2 точки экстремумов изменяются.

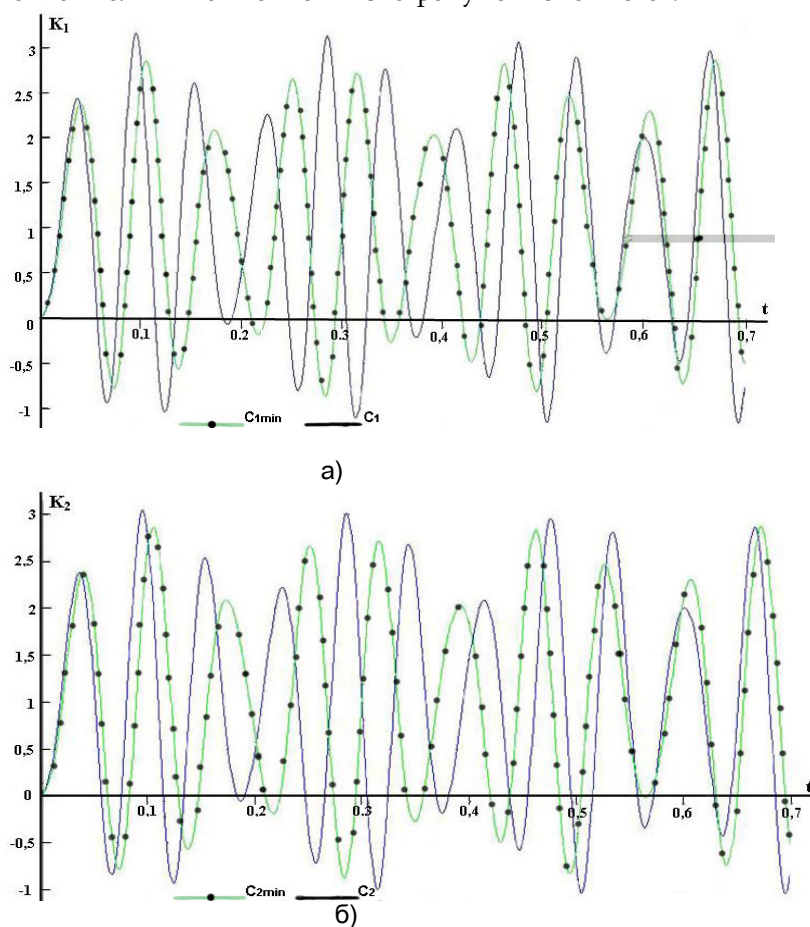


Рис.1. Графики коэффициентов динамичности $K_1(t)$ и $K_2(t)$ в приводной системе рудоразмольной мельницы: а - при разных значениях c_1 ($c_1=3640420 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{рад}$, $c_{1\min}=3140420 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{рад}$); б - при разных значениях c_2 ($c_2=2452500 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{рад}$, $c_{2\min}=2952500 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{рад}$)

Коэффициенты динамичности $K_1(t)$ и $K_2(t)$ при данных значениях параметров c_1 и c_2 на некотором интервале времени $[0, t]$ имеют ряд минимумов и максимумов. Из полученных экстремальных значений выбраны наибольшие по модулю величины, и для интервала времени $0 < t < 0,7$ построены графики максимальных значений $K_1(t)$ и $K_2(t)$ при разных значениях $b = c_2/c_1$ (рис. 2).

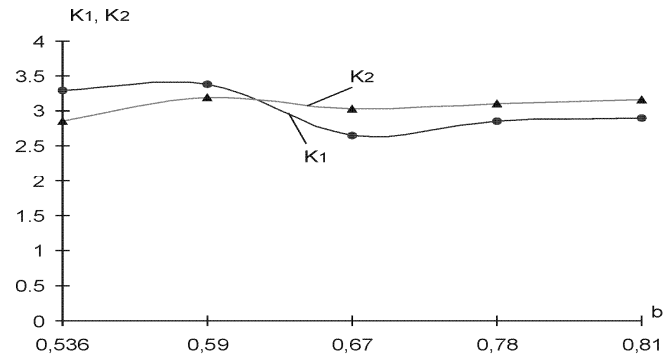


Рис.2. Максимальные значения K_1 и K_2 при разных значениях параметра b

Анализируя графики, можно установить наименьшие значения функции тахехт ($K_1(t), K_2(t)$) при разных значениях b .

Так как момент сопротивления внутримельничной загрузки имеет динамический характер [3], то для полного представления характера изменения динамической нагрузки определен коэффициент динамичности K_1 в зависимости от параметров $m = M_M/M_D$; $n_1 = J_0/J_1$ (рис.3), а также K_2 - в зависимости от параметров $m = M_M/M_D$; $n_2 = J_0/J_3$ (рис.4).

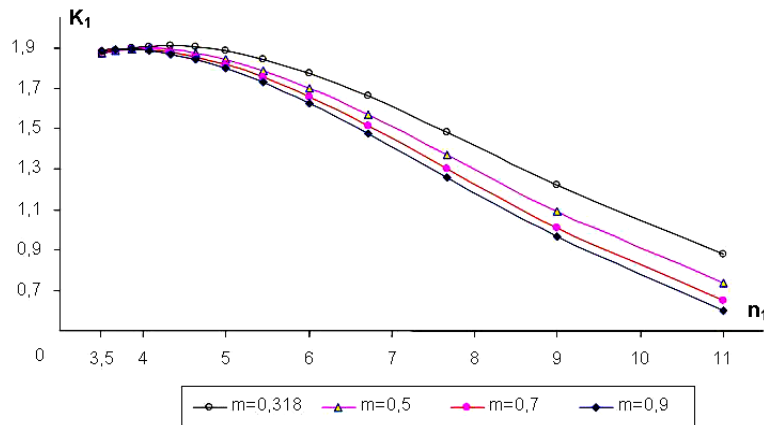


Рис.3. Влияние параметров m и n_1 на коэффициент динамичности K_1

Из приведенных графиков очевидно, что чем меньше m и больше n_1 , тем меньше уровень динамической нагрузки между упругим звеном барабана мельницы и редуктором электродвигателя, а чем меньше n_2 , тем меньше уровень динамической нагрузки между звеном редуктора и статора двигателя.

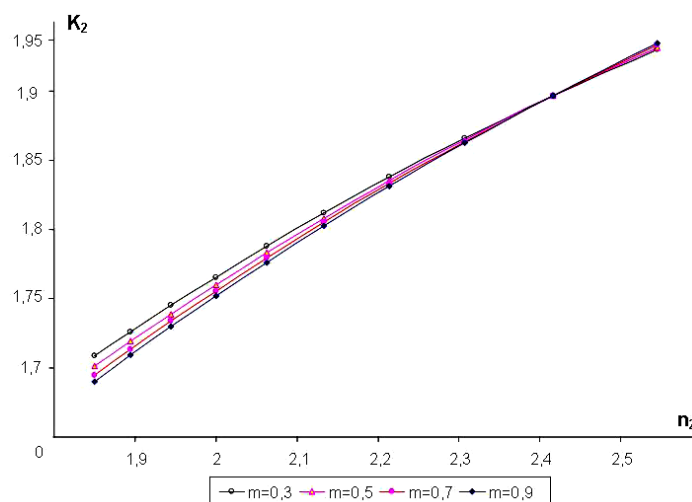


Рис.4. Влияние параметров m и n_2 на коэффициент динамичности K_2

Разработанная модель позволяет комплексно исследовать динамическую нагрузку электроприводной системы мельницы с учетом конструктивных особенностей этой системы, наметить пути снижения уровня динамических нагрузок в ней и, тем самым, повысить ее надежность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Виноградов Б.В.** О динамических нагрузках в приводах рудоразмольных мельниц с синхронными двигателями // Горная электромеханика: Сб. научных трудов. – Ташкент, 1981. – Вып 38. – С. 80-85.
2. **Красношапка В.А., Бережной Ю.И.** Исследование динамических моделей приводов и проектирование горных машин. – Киев: Наук. думка, 1983. – 184 с.
3. **Багдасарян М.К.** К вопросу разработки модели активной мощности, потребляемой рудоразмольной мельницей //Изв. НАН РА и ГИУА. Сер.ТН. – 2002. – Т. 55, 11. – С. 84-88.

ГИУА. Материал поступил в редакцию 14.11.2005.

Մ.Ք. ԲԱԴԴԱՍԱՐՅԱՆ, Ա.Մ. ԱՎԵՏԻՍՅԱՆ

ՀԱՆՔԱՔԱՐԻ ԱՂԱՑԻ ԷԼԵԿՏՐԱԲԱՆԵՑՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ԴԻՆԱՄԻԿԱԿԱՆ
ԲԵՆՆՎԱԾՔԸ

Ստացվել են հանքաքարի աղացի էլեկտրաբանեցման համակարգի դինամիկական բեռնվածքի բնութագրերի փոփոխման հետազոտման անալիտիկ կախվածություններ, որոնք փորձարկվել են թվային օրինակով: Ստացված կախվածությունները կարող են օգտագործվել դինամիկական բեռնվածքի համալիր ուսումնասիրման նպատակով և ուրվագծել դինամիկական բեռնվածքի մակարդակի նվազարկման ուղիները՝ դրանով իսկ բարձրացնելով համակարգի հուսալիությունը:

Առանցքային բառեր. էլեկտրաբանեցում, հանքաքարի աղաց, դինամիկական գործակից, բեռնվածք:

M.K. BAGHDASARYAN, A.M. AVETISYAN

DYNAMIC LOADS IN ELECTRIC DRIVE SYSTEM OF ORE
GRINDING MILL

Analytical dependences for studying the character of dynamic loads in the electric drive system of the ore grinding mill that were approbated on a particular numeric example were obtained. The dependences obtained allow to jointly study the dynamic loads in the electric drive systems of the mill taking into account the constructive features of this system, to outline the path of reducing the level of dynamic loads in the electric drive system and increase the real ability of the system.

Keywords: electric drive, ore grinding mill, dynamic coefficient, load.