

and transport velocity ranges of any transport means including mine diesel locomotives.

Practical value is in using laws of formation and transfer of power paths within transmission components to substantiate the type of transmission required for necessary moving force and stepless cruise control of diesel locomotives within the given range when diesel engine has constant frequency of crankshaft rotation for minimum discharges and fuel consumption. Distribution of paths limits restricts both structure and kinematic scheme

of double-split stepless transmission. It should give only parallel power paths from the engine to driving wheels of traction and transport machine for any nonreversible variator.

Keywords: *diesel locomotive, double-split transmission, analysis, power path, circulating modes*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук С.С. Блохіним. Дата знаходження рукопису 20.10.11

УДК 621.926.5+531.3

Б.В. Виноградов, д-р техн. наук, проф.

Государственное высшее учебное заведение „Украинский государственный химико-технологический университет“, г. Днепропетровск, Украина, e-mail: bvvin@mail.ru

СТАТИКА И ДИНАМИКА ДВУХДВИГАТЕЛЬНЫХ ПРИВОДОВ БАРАБАНЫХ МЕЛЬНИЦ

B.V. Vinogradov, Dr. Sci. (Tech.), Professor

State Higher Educational Institution “Ukrainian State University of Chemical Technology”, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: bvvin@mail.ru

STATICS AND DYNAMICS OF TWO-MOTOR TUMBLING MILLS DRIVES

Цель. Исследование нагрузок в двухдвигательных синхронных приводах барабанных мельниц, а также влияния крутильной жесткости линий передач двигателей на распределение крутящего момента и величину его динамической составляющей.

Методика. Рассмотрена статическая составляющая угла рассогласования, приводящая к неравномерному распределению нагрузки между линиями передач, и кинематическая составляющая, определяемая, в основном, накопленной ошибкой шага открытого зубчатого зацепления и радиальным биением зубчатого венца. Неравномерность распределения нагрузки характеризуется коэффициентом, который показывает во сколько раз нагрузка, воспринимаемая линией передач каждого двигателя, больше номинальной, при которой двигатели загружены равномерно. Для оценки влияния динамической составляющей на загруженность привода введен коэффициент динамичности, показывающий, во сколько раз максимальная нагрузка в наиболее нагруженной линии передач больше номинальной величины. Поскольку частоты кинематического возмущения определены частотой вращения барабана, то единственным параметром, которым можно влиять на величину динамической составляющей крутящего момента, является жесткость механической передачи.

Результаты. Анализ полученных данных показывает, что при низких частотах возмущения, когда кинематические возмущения происходят с частотой вращения зубчатого венца, резонанс может наступить при малой жесткости механической передачи и, несмотря на увеличение крутильных деформаций, динамическая составляющая крутящего момента будет пренебрежительно мала по сравнению с его номинальной величиной. С увеличением жесткости передач соответственно будет увеличиваться и динамическая составляющая крутящего момента. При частоте возмущений, соответствующей частоте вращения приводной шестерни, резонанс произойдет, если жесткость электромеханических передач будет относительно большой и увеличение крутильных деформаций может привести к недопустимым нагрузкам. В результате показано, что ограничение динамической нагрузки и более равномерное распределение статической нагрузки в приводе, вызванных статическими и кинематическими углами рассогласования роторов, можно обеспечить снижением крутильной жесткости электромеханических передач.

Научная новизна. Установлено влияние жесткости механических передач на статические и динамические нагрузки в двухдвигательном приводе барабанных мельниц.

Практическая значимость. Показана возможность ограничения динамических и равномерного распределения статических нагрузок в двухдвигательных синхронных приводах барабанных мельниц за счет понижения жесткости механических передач.

Ключевые слова: *барабанная мельница, синхронный двигатель, двухдвигательный привод, жесткость, динамика*

Одним из путей снижения себестоимости переработки руд является укрупнение единичной мощно-

сти размольного оборудования [1]. При создании крупных барабанных мельниц значительные трудности возникают при проектировании электромеханического привода.

Постановка проблеми. В настоящее время существует три основных типа приводов барабанных мельниц: боковой, центральный с редуктором и непосредственный от электродвигателя. Эти типы приводов в свою очередь могут быть выполнены в различных вариантах. В виду того, что привод современных крупных мельниц составляет около половины стоимости всего комплекта мельницы и требует значительной строительной площади, выбору типа привода при проектировании уделяется больше внимание.

Анализ различных типов приводов показал, что наиболее экономически выгодными являются приводы, оснащенные зубчатыми передачами. Этим объясняется то, что при мощностях до 10000 кВт мельницы, содержащие такие приводы, доминируют в мировой практике и ведутся работы, направленные на увеличение несущей способности открытой зубчатой передачи. На данный момент в эксплуатации находятся приводы с одной ведущей вал-шестерней мощностью 7090 кВт, и уже спроектирован боковой однодвигательный привод мощностью 8209 кВт [1].

В связи с ограниченными возможностями механических передач при увеличении мощности, как правило, свыше 4500–5000 кВт возникает необходимость в создании двухдвигательных приводов, позволяющих передавать необходимую мощность к барабану двумя силовыми потоками.

Одной из проблем создания двухдвигательных приводов является обеспечение равномерного распределения нагрузки между линиями передач каждого двигателя. Проблема распределения нагрузки в двухдвигательных приводах усугубляется тем, что наиболее приемлемыми являются синхронные двигатели, скорость вращения которых не зависит от нагрузки.

Постановка задачи. Целью данной работы является исследование нагрузок в двухдвигательных синхронных приводах барабанных мельниц, а также влияния крутильной жесткости линий передач двигателей на распределение крутящего момента и величину его динамической составляющей.

Методика проведения исследований и анализ результатов. Неравномерность распределения нагрузки вызвана тем, что между роторами каждого двигателя всегда будет существовать угол рассогласования $\Delta\varphi$. Под углом рассогласования роторов $\Delta\varphi$ будем иметь в виду угол, на который необходимо повернуть ротор одного двигателя относительно другого, чтобы нагрузка распределилась равномерно между линиями передач каждого двигателя.

Упругая система привода с синхронными двигателями определяется как жесткостью механических передач, так и электромагнитной жесткостью двигателей. Заменяя синхронный двигатель механическим аналогом, предоставим эквивалентную схему привода с двумя синхронными двигателями на рис. 1, где c – приведенные жесткости электромеханических передач двигателя; M_C – крутящий момент, воспринимаемый двумя двигателями.

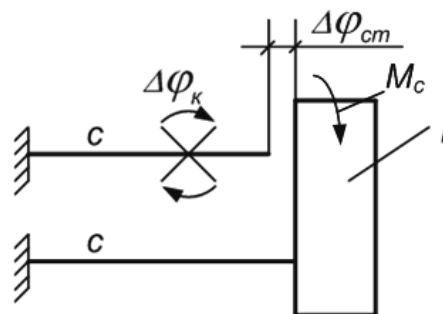


Рис. 1. Эквивалентная динамическая схема двухдвигательного синхронного привода

В случае равномерного распределения нагрузки, каждый двигатель будет нагружен крутящим моментом $M_H = \frac{M_C}{2}$. В результате несогласованности роторов будет иметь место неравномерность загрузки двигателей ΔM

Статическая составляющая угла рассогласования Δ_{cm} является постоянной величиной или медленно изменяющейся в процессе эксплуатации.

При наличии статического угла рассогласования роторов крутящие моменты в линиях передач каждого двигателя определяются выражениями

$$M_{1cm} = \frac{M_c}{2} + \frac{c\Delta_{cm}}{2}; \quad (1)$$

$$M_{2cm} = \frac{M_c}{2} - \frac{c\Delta_{cm}}{2},$$

где M_{1cm} , M_{2cm} – статические составляющие крутящих моментов линии передач первого и второго двигателя.

Неравномерность распределения нагрузки удобно характеризовать коэффициентом k_H , который показывает во сколько раз нагрузка, воспринимаемая линией передач каждого двигателя, больше номинальной, при которой двигатели загружены равномерно

$$k_H = \frac{M_{max}}{0,5M}. \quad (2)$$

Учитывая (1), получим

$$k_H = 1 + \frac{c\Delta_{cm}}{M_c}. \quad (3)$$

Из (3) следует, что неравномерность распределения нагрузки прямо пропорционально зависит от жесткости передач двигателей.

В качестве примера рассмотрим двухдвигательный привод, мощность каждого двигателя которого $N=4000\text{кВт}$. К барабану приложен момент сопротивления, приведенная величина которого равна $M_c = 509,5 \cdot 10^3 \text{ Нм}$.

На рис. 2 приведена зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки от жёсткости электромеханических передач двигателя.

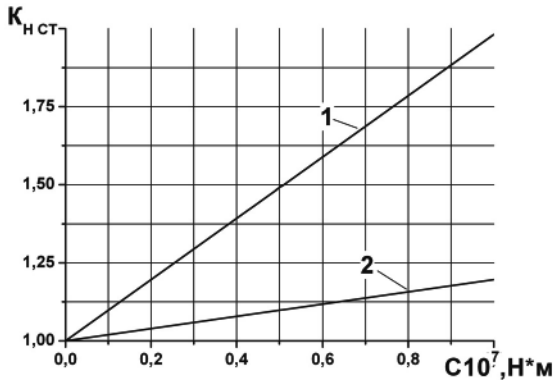


Рис. 2. Зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки (K) двигателя от жёсткости передач (c): 1,2 – $\Delta_{cm} = 5 \cdot 10^{-2}$ рад. и $\Delta_{cm} = 10^{-2}$ рад. соответственно

Кинематическая составляющая угла рассогласования определяется, в основном, накопленной ошибкой шага открытого зубчатого зацепления и радиальным биением зубчатого венца

$$\Delta_k = \sum_{i=1}^n \Delta_{ki} \sin(p_i t + \alpha_i), \quad (4)$$

где Δ_{ki} , p_i , α_i – амплитуда, частота, начальная фаза кинематического угла рассогласования соответственно.

Наибольшую амплитуду имеют низкочастотные кинематические возмущения колебаний, что позволяет динамическую схему двухдвигательного привода представить одномассовой системой (рис. 1), где I – приведенные к барабану моменты инерции вращающихся масс привода; c – приведенная жесткость электромеханических передач каждого двигателя; $\Delta_{ki} = \Delta_{ki} \sin p_i t$ – кинематическая погрешность.

Дифференциальное уравнение колебательного движения имеет вид

$$I\ddot{\varphi} + \mu\dot{\varphi} + c[\varphi - \Delta_{ki} \sin pt] + c\varphi = 0, \quad (6)$$

где μ – коэффициент силы вязкого сопротивления; φ – угол поворота барабана.

Приведем уравнение (3) к стандартному виду

$$\ddot{\varphi} + 2b\dot{\varphi} + k^2\varphi = \frac{c\Delta_{ki}}{I} \sin pt, \quad (7)$$

где $2b = \frac{\mu}{I}$; $k^2 = \frac{2c}{I}$.

Учитывая, что динамические составляющие крутящего момента в электромеханических передачах первого и второго двигателя равны

$$M_{1\sigma} = c[\varphi - \Delta_{ki} \sin pt]; \quad M_2 = c\varphi, \quad (8)$$

решения уравнения (7), с учётом (8), запишем в виде

$$M_{1\sigma} = \left[\frac{0,5c\Delta_{ki}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2 \lambda^2}} \cdot \sin(pt - \beta) - c\Delta_{ki} \sin pt \right]; \quad (9)$$

$$M_{2\sigma} = \frac{0,5c\Delta_{ki}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2 \lambda^2}} \sin(pt - \beta), \quad (10)$$

где ψ – коэффициент поглощения энергии колебаний

$$\psi = \frac{2\pi\mu}{I \cdot k}; \quad \lambda = \frac{P}{k}; \quad \text{tg}\beta = \frac{\frac{\psi}{2\pi} \lambda}{1 - \lambda^2}.$$

После несложных преобразований выражений (9) и (10) получим

$$M_{1\sigma} = 0,5c\Delta_{ki} \sqrt{A^2 + 4(1 - A \cos\beta)} \cdot \sin(pt - \gamma); \quad (11)$$

$$M_{2\sigma} = 0,5c\Delta_{ki} A \sin(pt - \beta), \quad (12)$$

где

$$A = \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2 \lambda^2}};$$

$$\text{tg}\gamma = \frac{A \sin \beta}{A \cos \beta - 2}.$$

Определяя динамический коэффициент выражением

$$v_{1,2} = \frac{M_{\sigma 1,2} \max}{0,5c\Delta_{ki}}, \quad (13)$$

где $M_{\sigma 1,2} \max$ – амплитуда динамической составляющей крутящего момента.

На основании выражений (11) и (12), амплитудно-частотную характеристику представим на рис. 3

Поскольку частоты кинематического возбуждения (кинематической составляющей угла рассогласования) определены частотой вращения барабана, то единственный параметр (при заданных величинах Δ_k), которым можно влиять на величину динамической составляющей крутящего момента, является жесткость механической передачи.

Для рассматриваемого двухдвигательного привода приведенный момент инерции $I = 90 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Частоты кинематического возмущения примем равными частоте вращения зубчатого венца и приводной шестерни $p_1 = 1,5 \text{ с}^{-1}$ и $p_2 = 15 \text{ с}^{-1}$ соответственно, коэффициент поглощения энергии колебаний $\psi = 0,8$, а величины углов рассогласования – $\Delta_{k1} = 10^{-2} \text{ рад}$ и $\Delta_{k2} = 0,5 \cdot 10^{-2} \text{ рад}$ соответственно. Эти погрешности, приведенные к диаметру приводной шестерни

діаметром 700 мм, будуть відповідати лінійним величинам $\Delta S_{k1}=3,5$ мм і $\Delta S_{k2}=1,7$ мм.

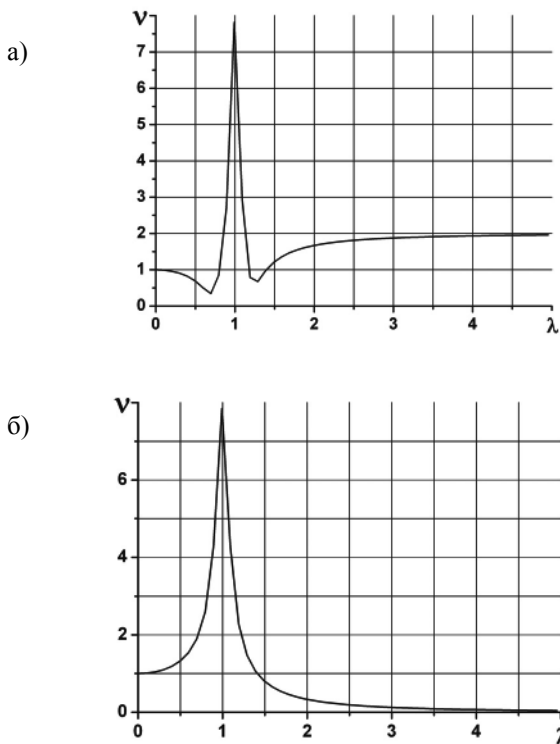


Рис. 3. Амплитудно-частотна характеристика крутячого моменту: а, б – лінії передачі першого і другого двигателя відповідно

Для оцінки впливу динамічної складової на завантаженість привода введемо коефіцієнт динамічності, показуючий во скільки раз максимальна навантаження в найбільш навантаженої лінії передач більше номінальної величини, рівної $0,5M_c$.

Тоді коефіцієнт динамічності, з урахуванням (13), запишемо в вигляді

$$\kappa_d = 1 + \frac{v c \Delta k_i}{M_c} \quad (14)$$

На рис. 4 представлені коливання динамічної складової крутячого моменту в лініях передач двигателів, а на рис. 5 – залежності коефіцієнтів динамічності від жорсткості передач.

Аналіз отриманих даних показує, що при низьких частотах возмущения, коли кінематическіе возмущения происходят с частотой вращения зубчатого венца ($p=1,5c^{-1}$), резонанс может наступить при малой жорсткости механіческой передачи (в данном случае при $c \approx 10^5 \text{ Нм}$) – и несмотря на восьмикратное увеличение крутильных деформаций (рис. 3 и 4, а), динаміческая составляющая крутящего момента будет пренебрежительно мала по сравнению с его номинальной величиной (рис. 4, а).

В дорезонансных режимах ($\lambda > 1$) с понижением жорсткости передач динаміческая составляющая крутящего момента будет тем более незначительной. При этом колебания крутящего момента будут происходить, преимущественно, в передачах одного

(первого) двигателя. С увеличением жорсткости передач ($\lambda < 1$), соответственно, будет увеличиваться и динаміческая составляющая крутящего момента. Например, при $c=10^7 \text{ Нм}$ ($\lambda=0,1$) она будет составлять 10% от номинальной величины крутящего момента ($\kappa_d=1,1$). (рис. 4, б; 5, а)

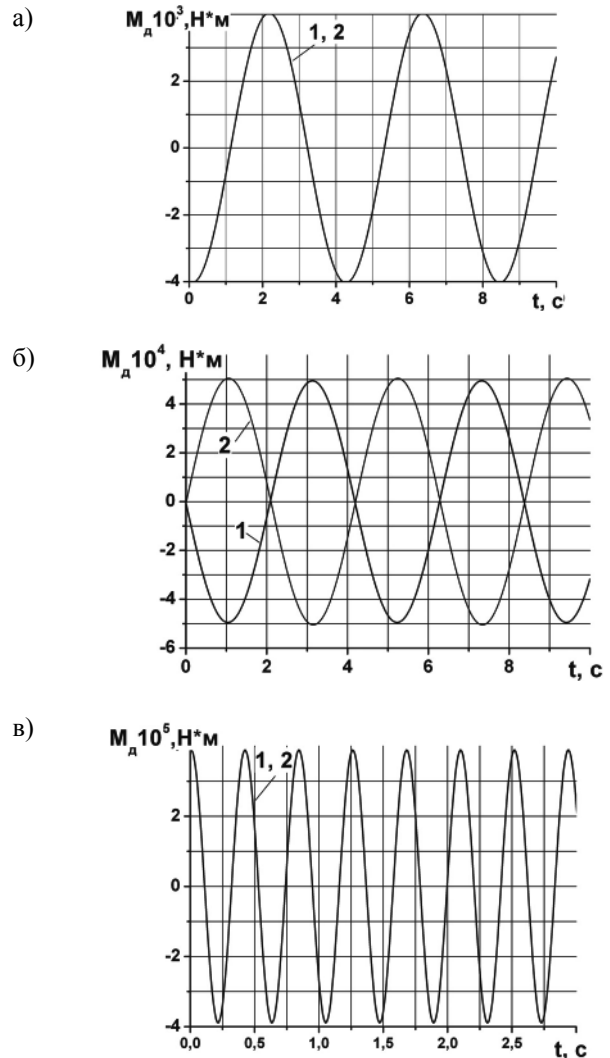


Рис. 4. Динаміческая составляющая крутящего момента (M): в лінії передач первого (1) и второго (2) двигателя при $\Delta_k = 10^{-2} \text{ рад}$; а, б – резонансные режимы ($\lambda = 1$) при $c=10^5 \text{ Нм}$ и $c=10^7 \text{ Нм}$ соответственно; в – $\lambda = 0,1$ и $c=10^7 \text{ Нм}$

При частоте возмущения, соответствующей частоте вращения приводной шестерни ($p=1,5c^{-1}$), резонанс произойдет, если жорсткость электромеханических передач будет относительно большой (в данном случае $c \approx 10^7 \text{ Нм}$) и восьмикратное увеличение крутильных деформаций может привести к недопустимым нагрузкам (рис. 4, в и 5, б).

Выводы.

1. В двухдвигательных синхронных приводах барабанных мельниц без кінематической связи между линиями передач каждого двигателя всегда будет существовать неравномерность распределения нагрузки.

2. В результате погрешностей открытой зубчатой передачи, радиального биения зубчатого венца в двухдвигательных приводах появляется кинематическое возмущение вынужденных колебаний, которые возбуждают в линиях передач каждого двигателя противофазные колебания крутящего момента. В резонансном режиме колебания крутящего момента совпадают по фазе.

3. Ограничение динамической нагрузки и более равномерное распределения статической нагрузки в приводе, вызванных статическими и кинематическими углами рассогласования роторов, можно обеспечить снижением крутильной жесткости электромеханических передач.

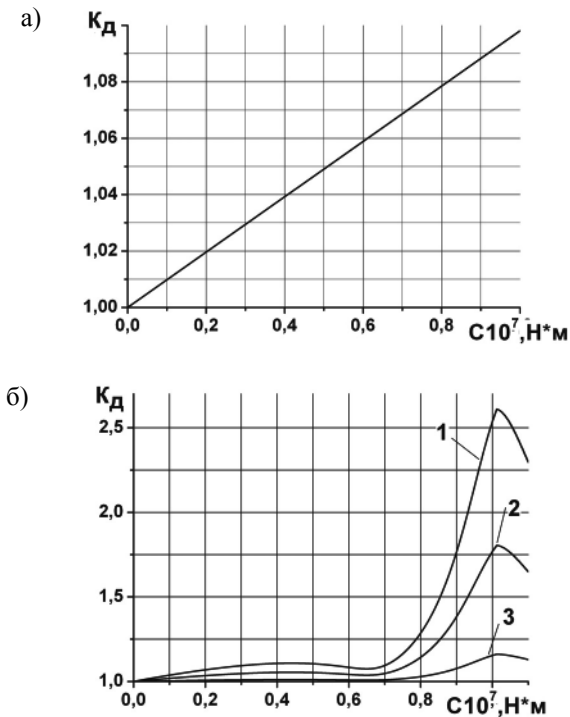


Рис. 5. Зависимость коэффициента динамичности (K_d) от жесткости электромеханических передач (C): а, б – частоты кинематического возмущения $p=1,5^{c-1}$ и $p=15^{c-1}$ соответственно; 1, 2, 3 – величина кинематического угла рассогласования, соответственно, равна $\Delta\kappa=10^{-2}$; $0,5 \cdot 10^{-2}$; $0,1 \cdot 10^{-2}$ рад.

Список литературы / References

1. Стюарт М. (Metso Minerals). Крупногабаритные мельницы измельчения компании Metso Minerals / М. Стюарт, Свалбонас Джонс // Горная промышленность. – 2007. – №1(70). – С. 58–64.
 Stuart, M. and Svalbonas Jons (Metso Minerals). (2007), “Heavy-duty grinding mills of Metso Minerals Company”, *Mining industry*, no.1(70), pp. 58–64.

Мета. Дослідження навантажень у дводвигунових синхронних приводах барабанних млинів, а також вплив крутильної жорсткості ліній передач двигунів на розподіл крутного моменту й величину його динамічної складової.

Методика. Розглянуто статичну складову кута неузгодженості, що приводить до нерівномірного розподілу навантаження між лініями передач, і кинематична складова, обумовлена, в основному, накопиченою помилкою кроку відкритого зубчастого зчеплення й радіальним биттям зубчастого вінця. Нерівномірність розподілу навантаження характеризується коефіцієнтом, що показує, у скільки разів навантаження, яке отримує лінія передач кожного двигуна, більше номінального, при якому двигуни завантажені рівномірно. Для оцінки впливу динамічної складової на завантаженість привода введений коефіцієнт динамічності, що показує, у скільки разів максимальне навантаження в найбільш навантаженій лінії передач більше номінальної величини. Оскільки частоти кинематичного збурення визначені частотою обертання барабана, єдиним параметром, яким можна впливати на величину динамічної складової крутного моменту, є жорсткість механічної передачі.

Результати. Аналіз отриманих даних показує, що при низьких частотах збурення, коли кинематичні збурення відбуваються з частотою обертання зубчастого вінця, резонанс може наступити при малій жорсткості механічної передачі й, незважаючи на збільшення крутильних деформацій, динамічна складова крутного моменту буде зневажливо мала в порівнянні з його номінальною величиною. Зі збільшенням жорсткості передач відповідно буде збільшуватися й динамічна складова крутного моменту.

При частоті збурень, що відповідає частоті обертання привідної шестірні, резонанс відбудеться, якщо жорсткість електромеханічних передач буде відносно великою, й збільшення крутильних деформацій може призвести до неприпустимих навантажень.

У результаті показано, що обмеження динамічного навантаження й більш рівномірний розподіл статичного навантаження в приводі, які викликані кутами неузгодженості роторів, можна забезпечити зниженням крутильної жорсткості електромеханічних передач.

Наукова новизна. Встановлено вплив жорсткості механічних передач на статичні та динамічні навантаження у дводвигуновому приводі барабанних млинів.

Практична значущість. Показано можливість обмеження динамічного й рівномірно розподіленого статичного навантаження у дводвигунових синхронних приводах барабанних млинів за рахунок зниження жорсткості механічних передач.

Ключові слова: барабанний млин, синхронний двигун, дводвигуновий привід, жорсткість, динаміка

Purpose. To investigate loads in two-motor synchronous drives of tumbling mills and determine the transmission lines twist rigidity influence on twist moment distribution and its dynamic component.

Methodology. Static component of displacement angle causing nonuniform distribution of loads between transmission lines, and kinematical component, which determined as cumulative error of the open toothing step and the radial beat of ring gear, was considered. The irregularity of load distribution is characterized by coefficient, which shows at how many times load of transmission line of each drive is greater

than nominal load, which characterized by uniform loading of drives. The coefficient of dynamics, which shows at how many times maximal load in transmission line is bigger than nominal, is introduced for appreciating of the influence of dynamical component of load to the load of drive. Since the frequency of cinematic disturbance is determined by frequency of tumbling mill rotation, the mechanical transmission rigidity is the single factor, which has an influence on the value of dynamic component of twist moment.

Findings. The analysis of data indicates that when the frequency of disturbance is small and cinematic disturbance has the same frequency as the frequency of ring gear, the resonance is able to occur when the rigidity of mechanical transmission is small and dynamic component of twist moment is able to be insignificantly low in comparison with the nominal value. When transmission rigidity is rising, the dynamic component of twist moment is rising too.

When the frequency of disturbance is according to frequency of gear wheel and the rigidity of transmission

is relatively big, the resonance is able to occur and twist strain is able to result in annoying load.

It is shown that the limitation of dynamic load and uniform distribution of static load at drive induced by static and cinematic displacement angles of rotors can be provided by transmission drive twist rigidity reduction.

Originality. The influence of mechanical transmission on static and dynamic load in two-motor drive of tumbling mill is discovered.

Practical value. The feasibility of limitation of dynamic load and irregularity of static load distribution in the two-motor synchronous drives of tumbling mills due to the mechanical transmission rigidity lowering is established.

Keywords: *synchronous motor, oscillator, mathematical model, torsion rigidity*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.П. Надутим. Дата знаходження рукопису 26.10.11

УДК 624.131

**И.А. Садовенко, д-р техн. наук, проф.,
Н.И. Деревягина**

Государственное высшее учебное заведение „Национальный горный университет“, г. Днепропетровск, Украина,
e-mail: natali.derev@gmail.com

О ПОТЕНЦИАЛЕ АКТИВАЦИИ ОПОЛЗНЕВОГО ЛЕССОВОГО МАССИВА

**I.A. Sadovenko, Dr. Sci. (Tech.), Professor,
N.I. Derevyagina**

State Higher Educational Institution “National Mining University”,
Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: natali.derev@gmail.com

ABOUT ACTIVATION POTENTIAL OF LOESS LANDSLIDE MASSIF

Цель. Рассмотрение количественной интерпретации положения границы, где энергия связей лессового грунта недостаточна для устойчивости склона и оценивается на основе совмещения энергетического и механического подходов.

Методика. Методика исследований включала проведение серии стабиллометрических испытаний лессовых пород при различных условиях нагружения. На основе испытаний получены зависимости прочностных и деформационных характеристик лессов в зависимости от их физического состояния и природных условий, в которых они находятся. Установлено, что режим нагружения влияет на изменение модуля деформации лесса в пределах одного порядка.

Результаты. Разработанная расчетная схема учитывает сочетание естественно-геологических и геодинамических факторов в виде комплекса энергетической и механистической моделей. В результате моделирования получено поле физических градиентов, на основе которого обосновано новое понятие – потенциал активации склона. Установлено, что динамика деформационных процессов лессовых склонов формируется под воздействием естественно-геологического генезиса отложений и изменяющихся геодинамических факторов. Предложенная методика моделирования устойчивости лессовых грунтов учитывает это сочетание в конечно-элементном представлении грунтового массива уравнениями неразрывности деформаций и поля гравитации, где введена генетическая и техногенная составляющие.

Научная новизна. Сформулировано понятие потенциала активации оползневого лессового массива, необходимое для адекватного отражения процессов, происходящих в лессовых породах.

Практическая значимость. Предложенное понятие потенциала активации лессового массива и его количественные диапазоны создают предпосылки для прогнозного разделения различных фаз оползневых процессов. Разработки апробированы на конкретном инженерно-геологическом объекте – склон балки Тоннельной в г. Днепропетровске.

Ключевые слова: *лессовые породы, энергия склона, трехосные испытания грунтов, потенциал активации склона, численное моделирование*

Постановочные аспекты. Большинство осложненных, возникающих при инженерном освоении грунто-

вых массивов среднего Приднепровья, связано со специфическими свойствами лессовых пород. Основными из них являются – просадочность при достижении критической влажности, фильтрационная анизотропия,