

1st International Conference - Reliability and Durability  
of Machines and Machinery Systems in Mining  
1986 JUNE 16-18 SZCZYRK, POLAND

Борис Владимирович Виноградов

Горный институт  
Днепропетровск, СССР

НОВЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ОТКРЫТЫХ  
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РУДОРАЗМОЛЬНЫХ МЕЛЬНИЦ

**Резюме.** Разработан метод определения исходных расчетных нагрузок в открытых зубчатых передачах рудоразмольных мельниц, а также их долговечности при абразивном изнашивании с учетом особенностей конструкции, режимов работы и эксплуатации в условиях рудообогатительных фабрик.

Установлено, что расчетные нагрузки в открытых зубчатых передачах рудоразмольных мельниц и их долговечность при абразивном изнашивании существенно зависят от количества приработочных режимов, испытываемых ими в процессе эксплуатации. Определяющее влияние на их долговечность при абразивном изнашивании оказывают, кроме того, допускаемая величина износа зубьев с каждой рабочей поверхности и непостоянство параметров, характеризующего геометрию и кинематику зубчатого зацепления. Базируясь на результатах исследований, разработаны методики расчета открытых зубчатых передач рудоразмольных мельниц, а также рекомендации по рациональным режимам эксплуатации, позволяющие существенно повысить их надежность и долговечность.

## 1. ВВЕДЕНИЕ

подавляющее большинство барабанных рудоразмольных мельниц оборудовано открытыми зубчатыми передачами, содержащими зубчатый венец и одну или две шестерни. Их основные параметры следующие: диаметры зубчатых венцов  $d_2 = 4-12$  м, модули зубьев  $m = 20-40$  мм, передаточные числа  $u = 6-13$ . Как видим, открытые зубчатые передачи рудоразмольных мельниц являются уникальными по своим размерам. Зубчатый венец крупных мельниц изготавливается из нескольких частей, а затем монтируется в производственных условиях горнообогатительных комбинатов. Валом зубчатого венца служит барабан, изготовление и монтаж которого не обеспечивает совпадения геометрической и действительной осей вращения. За срок службы открытая зубчатая передача может испытывать ряд приработочных режимов, в период которых происходит ускоренный износ. Многократность приработок зубьев венца связана прежде всего с тем,

что в паре о нем работает несколько шестерен, так как срок их службы значительно меньше. Вынужденная разборка зубчатого зацепления, например, при ремонтных работах, приводит после его сборки опять к появлению периода приработки зубьев.

Указанные факторы являются следствием следующих особенностей нагружения открытых зубчатых передач: существенная неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца в начальный момент; непостоянство нагружения, вызванное выравниванием нагрузки в периодномногочасовых приработочных режимах, а также периодическим изменением угла перекоса зубьев из-за торцового биения зубчатого венца. Эти особенности нагружения зубьев существенно влияют на их прочность и должны учитываться при определении соответствующих коэффициентов, входящих в расчетные формулы [1].

При обеспечении прочности зубьев их долговечность определяется абразивным изнашиванием. В работах И.В. Крагельского, И.В. Ямпольского разработана математическая модель абразивного изнашивания тяжело нагруженных зубчатых передач [2]. Однако эта модель не учитывает, кроме указанных выше, следующие особенности работы открытых зубчатых передач рудоразмольных мельниц: в процессе изнашивания зубьев происходит изменение параметров, характеризующих кинематику и геометрию зацепления; в зависимости от температуры, давления, характера деформаций изменяются и физико-механические свойства структуры, формирующейся в процессе работы пар трения, которая может существенно отличаться от начальных [3].

Указанные особенности абразивного изнашивания открытых зубчатых передач рудоразмольных мельниц не позволяют непосредственно использовать известные методы [2] для определения скорости изнашивания зубьев без соответствующего экспериментального уточнения.

## 2. УЧЕТ ОСОБЕННОСТЕЙ НАГРУЖЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

На прочность открытия зубчатых передач существенное влияние оказывает распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, характеризуемое коэффициентом  $k_{н\beta}$ , являющимся функцией суммарного угла перекоса зубьев  $\delta_{\Sigma}$  [4]. В связи с изнашиванием зубьев в период эксплуатации происходит изменение  $\delta_{\Sigma}$  и перераспределение нагрузки по ширине венца, направленное на ее выравнивание. Различая прирабатываемую  $\delta_{п}$  и неприрабатываемую  $\delta_{нп}$  составляющие суммарного угла перекоса зубьев, а также предполагая линейный закон распределения нагрузки по ширине венца как до так и после приработки зубьев получены зависимости, определяющие  $\delta_{\Sigma}$  в произвольный момент времени [4]:

для зуба шестерни

$$\delta_{\Sigma 1} = \delta_{н} \left(1 - \frac{T_{ср}}{T_{max}}\right) + \frac{\delta_{но} \pm U_{\beta} \frac{N_1 - 1}{n_1}}{1 + \frac{0.96 G \Gamma t}{W_{н}} U \frac{N_1 - 1}{n_1}} \times$$

$$\times \delta_{\delta} \cos 2\pi \frac{Z_1}{Z_2} (N_1 - 1); \quad (1)$$

для зуба венца

$$\delta_{\Sigma 2} = \delta_w \left(1 - \frac{T_{\text{ср}}}{T_{\text{max}}}\right) + \frac{\delta_{n0} \pm U_{\omega} \frac{N_2 - 1}{n_2}}{1 + \frac{0,96 G \Sigma t}{W_m} U_n \frac{N_2 - 1}{n_2}} + \delta_{\delta} \quad (2)$$

В двухдвигательных приводах за один оборот венца опасный зуб нагружается дважды. В первом случае распределение нагрузки по ширине венца определяет угол перекоса, представленный выражением (2). При втором зацеплении опасного зуба, угол перекоса равен

$$\delta_{\Sigma 2} = \delta_w \left(1 - \frac{T_{\text{ср}}}{T_{\text{max}}}\right) + \frac{\delta_{n0} \pm U_{\omega} \frac{N_2 - 1}{n_2}}{1 + \frac{0,96 G \Sigma t}{W_m} U_n \frac{N_2 - 1}{n_2}} \delta_{\delta} \cos \psi \quad (3)$$

В выражениях (1), (2), (3) приняты следующие обозначения:  $\delta_w$  - угол перекоса зубьев, вызванный упругими деформациями;  $T_{\text{ср}}$ ,  $T_{\text{max}}$  - соответственно средний и максимальный крутящий моменты;  $\delta_{n0}$  - прирабатываемая составляющая угла перекоса зубьев в начальный момент;  $U_{\omega}$  - скорость увеличения эксплуатационного угла перекоса зубьев;  $G \Sigma t$  - суммарная удельная жесткость сопряженных зубьев;  $W_m$  - удельная средняя окружная сила;  $N_1$ ,  $N_2$  - число циклов зацеплений зубьев шестерни и венца соответственно;  $\delta_{\delta}$  - угол перекоса зубьев, вызванный торповым биением зубчатого венца;  $\psi$  - угол между горизонтальной осью венца и линией, соединяющей центры барабана и шестерни;  $U_n$  - скорость приработки зубьев

$$U_n = U_{n1} + \eta U_{n2} \quad (4)$$

( $U_{n1}$ ,  $U_{n2}$  - скорость приработочного изнашивания зубьев шестерни и венца).

В однодвигательных приводах  $\eta = 1$ , в двухдвигательных приводах в зависимости от варианта сборки  $0 \leq \eta < 2$ . В частности  $\eta = 2$ , когда зубья шестерен имеют равные по величине и направлению углы перекоса и  $\eta = 0$ , когда углы перекоса равны и противоположно направлены.

Учитывая выражения (1) - (3) и зависимость  $k_{F\beta} = f(\delta_{\Sigma})$ , видим, что распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, а следовательно, и напряжение в опасном сечении зуба непостоянны во времени. Это непостоянство усугубляется тем, что в процессе эксплуатации зубчатые колеса за срок службы могут испытывать многократные приработочные режимы.

Переменные условия нагружения зубьев, вызванные выравниванием нагрузки в процессе многократных приработочных режимов, а также периодическим изменением угла перекоса зубьев, учитываются эквивалентным коэффициентом неравномерности распределения изгибных напряжений, который определялся методами теории линейного суммирования усталостных повреждений.

Эквивалентный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения изгибных напряжений определяется из выражения

$$k_{F\beta\sigma} = \frac{k_{F\beta\sigma F\min}}{k_{FL}} \quad (5)$$

где  $k_{F\beta\sigma F\min}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца на режиме, соответствующем расчетной нагрузке;  $k_{FL}$  - коэффициент долговечности.

Связь между  $k_{F\beta\sigma}$  и коэффициентом, учитывающим приработку зубьев  $k_{Fw}$ , согласно ГОСТу 21354-75 определяется выражением

$$k_{F\beta\sigma} = 1 + (k_{F\beta}^0 - 1) k_{Fw} \quad (6)$$

При расчете зубьев на выносливость при изгибе исключим нагрузки, которым соответствуют значения напряжений  $\sigma_{F1} < 0,7 \sigma_{FC1\text{mb}}^0$  ( $\sigma_{F1\text{mb}}^0$  - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов переменных напряжений). Это условие будет выполнено при  $k_{F\beta 1} \cdot k_{FU1} < 0,7 n_F$  где  $k_{F\beta 1}$ ,  $k_{FU1}$  - коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по ширине венца и динамическую нагрузку на  $i$ -ом режиме нагружения;  $n_F$  - коэффициент, показывающий во сколько раз предел выносливости зубьев  $\sigma_{F1\text{mb}}^0$  больше среднего напряжения изгиба у основания зуба.

На рис. 1 представлены зависимости коэффициентов  $k_{w1}$ ,  $k_{w2}$  для зубьев шестерни и венца при типичной скорости приработочного изнашивания.

Сравнение результатов расчетов выполненных согласно ГОСТу 21354-75 при уточненных  $k_{w1}$  и  $k_{w2}$ , и эксплуатационных данных для мельниц, охватывающих мощности приводов от 630 кВт до 4000 кВт, показали их соответствие [4].

Базируюсь на математической модели абразивного изнашивания тяжело нагруженных пар трения [2], получено выражение для оценки и анализа скорости изнашивания зубьев открытых передач рудоразмельных мельниц [2].

$$U_{1(2)0} = 60 \phi_{1(2)} k_0 n_1(2) \psi_2 L_1(2), \quad \text{мм/ч} \quad (7)$$

где  $U_{1(2)0}$  - скорость изнашивания зубьев шестерни (венца) в начальный момент;  $\phi_{1(2)}$  - параметр, характеризующий абразивное воздействие среды и физико-механические свойства материала зубьев для данных условий эксперимента;  $K_a$  - начальное значение параметра, характеризующего кинематику и геометрию зубчатого зацепления [2];  $n_1(2)$  - частота вращения, об/мин;  $\psi$  - число зацеплений зубьев за один оборот;  $L_1(2)$  - коэффициент, учитывающий отличие

абразивного воздействия среды, физико-механических свойств материала и условий нагружения зубьев для расчетного случая

$$L_1(2) = \frac{\xi}{k_{qa}^{2/3} k_R^{0,5} k_G^{2,5} M_{1(2)}^Z M_{HVB1(2)}^{1,5} M_{HVB(1)}} \quad (8)$$

$$k_{qa} = \frac{q_{a\partial}}{q_{a\rho}}, \quad k_R = \frac{R_\partial}{R_\rho}, \quad k_G = \frac{G_\partial}{G_\rho}$$

$$M_{\xi(2)} = \frac{\xi_\partial}{\xi_\rho}, \quad M_{HVB1(2)} = \frac{HB_{\partial 1(2)}}{HB_{\rho 1(2)}}$$

В выражении (8) величины с индексами  $\partial$  соответствуют тем, для которых экспериментально определен параметр  $\phi_{1(2)}$  а с индексом  $\rho$  - расчетному случаю;  $q_a$  - концентрация абразивных примесей в смазке, %;  $R$  - их средний радиус, мм;  $G$  - предел прочности, МПа;  $\xi_{1(2)}$  - относительное удлинение при разрыве, %;  $Z$  - коэффициент контактно-фрикционной усталости;  $HB_{1(2)}$  - твердость активных поверхностей зубьев.

Предполагается, что при снижении или повышении нагрузки в зацеплении возможно заметное проявление сопутствующих видов износа, влияние которых учитывается коэффициентом  $\xi$ .

В процессе эксплуатации открытой зубчатой передачи происходит ухудшение геометрии и кинетики зацепления и повышение скорости изнашивания в зависимости от величины износа зубьев венца

$$U_{1,2} = U_{1,2,0} [1 + k \Delta S_2^x] \quad (9)$$

где  $k, x$  - коэффициенты, характеризующие увеличение скорости изнашивания.

$$T_{1i} = \frac{[\Delta S_i] - \tau_i \Delta S_{i0}}{U_{1icp}} + \frac{\Delta S_{i0}}{U_{ni}} \quad (10)$$

где  $i = 1, 2, 3, \dots, n$  ( $n$  - количество шестерен, работающих с венцом за его срок службы);  $[\Delta S_i]$  - допускаемая величина усредненного износа зубьев шестерни;  $\tau_i$  - количество приработочных режимов, испытываемых шестерней за срок службы;  $\Delta S_{i0}$  - величина приработочного износа;  $U_{ni}$  - скорость изнашивания в приработочный период;  $U_{1icp}$  - средняя скорость изнашивания  $i$ -ой шестерни

$$U_{11cp} = U_{1(2)0} \left\{ 1 + \frac{k}{x+1} \Delta S_{21}^x [1^{x+1} - (1-1)^{x+1}] \right\}. \quad (11)$$

При определенной величине износа зубьев венца долговечность шестерен настолько снижается, что дальнейшая эксплуатация венца нецелесообразна. Тогда долговечность венца будет

$$T_2 = \sum_{i=1}^n T_{1i} \quad (12)$$

### 3. ОЦЕНКА НЕКОТОРЫХ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

На рис. 2 представлены экспериментальные зависимости усредненных величин износа зубьев шестерен  $\Delta S_1$  от числа циклов зацеплений  $N_1$  при работе их одной рабочей поверхностью. Нетрудно заметить, что рациональными режимами эксплуатации в данном случае являются такие, при которых не допускается катастрофической режим изнашивания и вал-шестерня разворачивается после износа зубьев на величину  $\Delta S_1 \approx 4$  мм для работы их другой поверхностью. В этом случае долговечность шестерен повышается в 1,4 - 1,6 раза.

Более обширную информацию можно получить из анализа расчетных долговечностей шестерен в пределах срока службы зубчатого венца (рис. 3). Расчеты показывают, что при работе зубьев двумя рабочими поверхностями повышается долговечность как шестерен, так и зубчатого венца.

На долговечность открытой зубчатой передачи существенное влияние оказывает концентрация абразивных примесей в смазке (рис. 3). Из выражений (7), (8) следует, что снижение ее в 1,5; 2; 2,3 раза приводит к снижению скорости изнашивания в 1,3; 1,6; 2,0 раза соответственно. Исследования показали эффективность применения комбинированной системы смазки для снижения концентрации механических примесей в смазке [6].

В суммарной величине износа зубьев существенная доля приходится на приработочный износ. Так, на ряде горнообогатительных комбинатов капитальный ремонт барабана мельницы производится на специальном стенде. Для этого, например, при эксплуатации мельниц МБ-7000х2300 через каждые 4320 ч производят разборку зубчатой передачи. Барабан вместе с зубчатым венцом отправляют на стенд. На его место устанавливают другой барабан. После сборки зубчатая передача вновь претерпевает приработочные режимы. В этом случае, при  $\Delta S_{10} = 0,8$  мм и долговечности шестерни 21600 ч, на долю приработочного износа приходится около 50% от суммарного.

При передаче больших мощностей мельницы оборудуются двухдвигательными приводами. В этом случае с одним зубчатым венцом работает две шестерни.

Согласно выражению (7) начальная скорость изнашивания зубьев венца увеличивается в два раза ( $\psi = 2$ ). Очевидно, при всех прочих неизменных параметрах зубчатой передачи долговечность ее уменьшается по сравнению с приводом, содержащим один двигатель и одну шестерню.

Для количественной оценки снижения долговечности зубчатой передачи на рис. 4 даны отношения долговечности шестерни  $T_{11\psi=1}/T_{11\psi=2}$  соответственно при однодвигательном и двухдвигательном приводах в зависимости от передаточного числа открытой зубчатой передачи  $u$ . Анализ этих расчетных данных показывает, что для первой пары шестерен двухдвигательного привода ( $i = 1$ ) снижение долговечности незначительно. Однако, для последующих шестерен ( $i = 2, 3, \dots$ ) снижение их долговечностей резко увеличивается, особенно при больших  $u$ .

При снижении передаточного числа открытой передачи долговечность зубчатых колес повышается, однако, может возникнуть необходимость в оборудовании привода редуктором. Таким образом, вопрос о выборе рационального типа привода должен решаться комплексно, с учетом факторов, влияющих на абразивное изнашивание.

#### 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований данной работы позволяют учесть особенности конструкции, условий эксплуатации и работы открытых зубчатых передач рудоразмольных мельниц.

Установлено, что расчетные нагрузки и долговечность при абразивном изнашивании открытых зубчатых передач рудоразмольных мельниц существенно зависят от количества приработочных режимов испытываемых ими за срок службы. Определяющее влияние на их долговечность при абразивном изнашивании, кроме того, оказывает допускаемая величина износа зубьев с каждой рабочей поверхности и непостоянство параметра, характеризующего геометрию и кинематику зубчатого зацепления.

Результаты исследований, представленные выше, были положены в основу при разработке методов расчета открытых зубчатых передач рудоразмольных мельниц, используемых в настоящее время в качестве стандартов предприятия ПО "Новокраматорский машиностроительный завод".

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] ГОСТ 21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. - М., 1976.
- [2] Трение, изнашивание и смазка. Справочник Под общ. ред. И.В. Крагельского и В.В. Алипина, кн. 1. - М.: Машиностроение, 1978, стр. 400.
- [3] Любарский М.М., Повышение износоустойчивости тяжело нагруженных шестерен. - М.: Машиностроение, 1965, стр. 130.

- [4] Особенности расчета открытых зубчатых передач рудоразмольных мельниц на прочность Б.В. Виноградов, П.И. Слизикий, В.А. Алексеев и др. - Горный журнал. Известия вузов, 1985, № 9, стр. 74-80.
- [5] Виноградов Б.В., Изнашивание зубьев открытых пар рудоразмольных мельниц. - Горный журнал. Известия вузов, 1982, № 2, стр. 89-93.
- [6] О повышении долговечности зубьев открытых пар рудоразмольных мельниц Б.В. Виноградов, В.Д. Киринос, Л.М. Трасучев и др. - Горный журнал. Известия вузов, 1985, № 10, стр. 39-45.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jerzy ANTONIAK

Wpłynęło do Redakcji: marzec 1986 г.

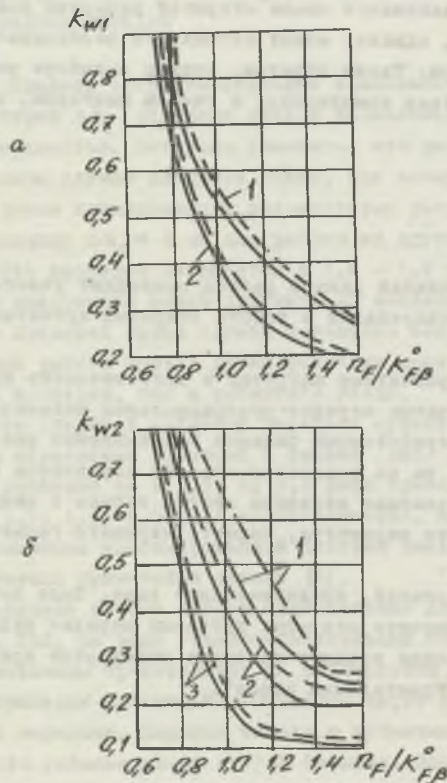


Рис. 1. Значения коэффициентов  $k_{w1(2)}$  для шестерни а и венца (б), учитывающих приработку зубьев и переменные условия нагружения

1,2 - шестерня испытывает 12 и 3 приработочных режимов; 1,2,3 - венец испытывает 30, 8 и 2 приработочных режимов соответственно, - - - для двухдвигательных приводов

Рис. 1. Wartości współczynników  $k_{w1(1)}$  dla zębniaka (a) i koła zębatego (b) 1,2 - zębniak przy 12 i 3 cyklach docierania, 1,2,3 - koła zębate przy 30, 8 i 2 cyklach docierania, - - - dla napędów z dwoma silnikami



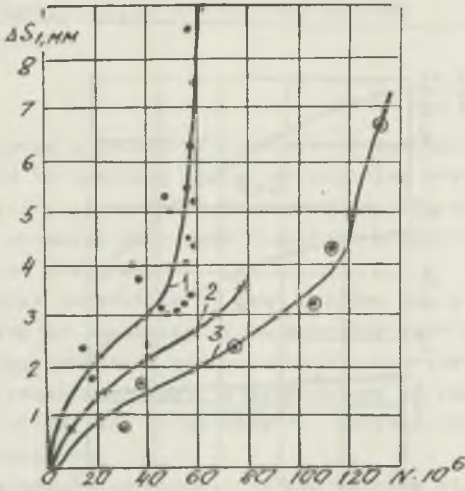


Рис. 2. Кривые износа зубьев шестерен мельниц  
 1 - MMC-9000x3000, 2 - MB-7000x2300, 3 - MMC-7000x2300

Rys. 2. Krzywe zużycia zębików przekładni zębatej młynów  
 1 - MMS-9000x3000, 2 - MB-7000x2300, 3 - MMS-7000x2300

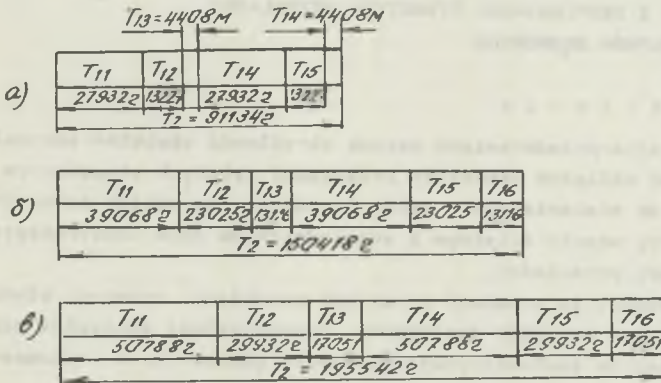


Рис. 3. Расчетная долговечность открытой зубчатой передачи мельницы  
 MMC-7000x2300

а, б - существующие и рациональные режимы эксплуатации соответственно; в - рациональные режимы эксплуатации и снижение концентрации механических при-  
 месей в 1,5 раза

Rys. 3. Obliczeniowa trwałość otwartych przekładni zębatych młynów  
 MMS-7000x2300

а - rzeczywiste warunki eksploatacji, б - racjonalne warunki eksploatacji, в - racjonalne warunki eksploatacji oraz obniżenie koncentracji obciążeń

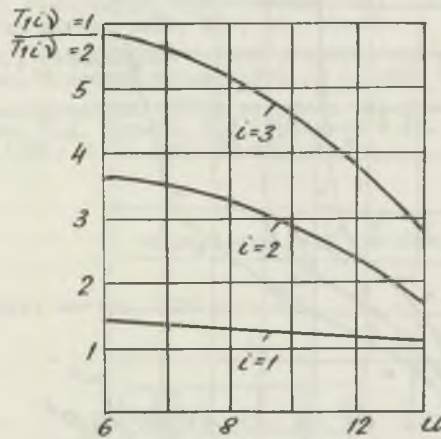


Рис. 4. Снижение долговечностей шестерен открытой зубчатой передачи в двух-двигательных приводах

Rys. 4. Zmniejszenie trwałości zębników otwartej przekładni zębatej w układzie napędowym z dwoma silnikami

#### OBLICZENIA I EKSPLOATACJA OTWARTYCH PRZEKŁADNI ZĘBATYCH MŁYNÓW BĘBNOWYCH

##### Streszczenie

W referacie przedstawiono metodę określania obciążeń ekwiwalentnych dla potrzeb obliczeń otwartych przekładni zębatych stosowanych w młynach bębnowych do mielenia rud metali. Przedstawiono metodę oceny trwałości uzębień przy użyciu ściernym z uwzględnieniem cech konstrukcyjnych i warunków pracy przekładni.

Stwierdzono, że trwałość otwartych przekładni zębatych młynów bębnowych zależy od warunków docierania, dopuszczalnej wielkości zużycia zębów oraz parametrów charakteryzujących cechy geometryczne i kinematyczne za-zębienia.

Opierając się na wynikach badań przedstawiono metodykę obliczeń otwartych przekładni zębatych młynów bębnowych oraz zalecenia dotyczące racjonalnych warunków ich eksploatacji.

Wykorzystanie w praktyce zaleceń przedstawionych w referacie pozwoli na zwiększenie trwałości oraz poprawę niezawodności przekładni zębatych stosowanych w zakładach przeróbki rud metali.

COMPUTATIONS AND EXPLOITATION OF THE OPEN TOOTHED GEAR OF TUMBLING MILLS

Summary

The paper presents a method of determining equivalent loads for open toothed gears used in tumbling mills for grinding ores. A method for estimating the durability of toothing is presented. The presented method takes into account abrasive wear constructional properties, and conditions of the operation of the gear.

It is stated that durability of open toothed gears depends on the conditions of grinding in, quantity of permissible wear of teeth and parameters characterizing geometric and kinematic properties of meshing.

Based on the results of tests a methodology of computing open toothed gear of tumbling mills, and guidelines for optimum conditions of their exploitation are presented.

The use of the presented guidelines and methods will improve durability and reliability of open toothed gears used in plants processing ores.