ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1977

Seria: GÓRNICTWO z. 79 Nr kol. 528

Jan RYNIK, Jan OSADNIK
Wojciech PUCHAŁA

WPŁYW WZROSTU PODZIAŁKI ŁAŃCUCHA NA WIELKOŚĆ POŚLIZGÓW OGNIW PO POWIERZCHNIACH ROBOCZYCH NAPĘDOWYCH KÓŁ GNIAZDOWYCH

Streszczenie. W pracy określono na drodze analitycznej wpływ wzrostu podziałki łańcucha ogniwowego na wielkość poślizgów ogniw po powierzchniach roboczych napędowych kół gniazdowych. Wykazano, że poślizgi po powierzchniach roboczych zębów i powierzchniach den gniazd kół wzrastają w funkcji przyrostu podziałki łańcucha. Podano możliwości ograniczenia wielkości poślizgów poprzez zastosowanie zazębienia mieszanego i stosowanie wymiennych kół gniazdowych.

1. WSTĘP

Prowadzone w Instytucie Mechanizacji Górnictwa kompleksowe badania procesu współpracy kół gniazdowych i łańcuchów ogniwowych stosowanych w maszynach górniczych (kombajny, zespoły strugowe i przenośniki zgrzebłowe) wykazują, że na przebieg i charakter zużycia napędowych kół gniazdowych oraz na sprawność procesu zazębienia istotny wpływ wywiera wzrost podziałki łańcucha.

Wzrost podziałki łańcucha w zakresie od 0÷4% powoduje około dwukrotny wzrost intensywności zużycia powierzchni roboczych kół [2, 3] i spadek sprawności kół o około 12% [3].

Źródłem wzrostu zużycia i strat energetycznych na kole w miarę zużywania się łańcucha są zwiększone drogi poślizgów ogniw łańcucha po powierzchniach roboczych koła.

2. POŚLIZGI OGNIW PO POWIERZCHNIACH ROBOCZYCH ZĘBÓW

Przy określaniu wielkości poślizgów po powierzchniach roboczych koła założono, że średnie przyrosty podziałek ogniw są wynikiem zużycia i odkształceń trwałych. Przyjęto także usytuowanie powierzchni roboczych zębów i den gniazd w pozycji nominalnej.

W czasie obrotu koła poślizgi ogniw czynnych występują po powierzchniach roboczych zębów oraz den gniazd w kierunku obrotu koła [1, 2].

Wielkości poślizgów po powierzchniach roboczych zębów "L" wyznaczono w oparciu o geometrię zazębienia przedstawioną na rys. 1 i rys. 2a

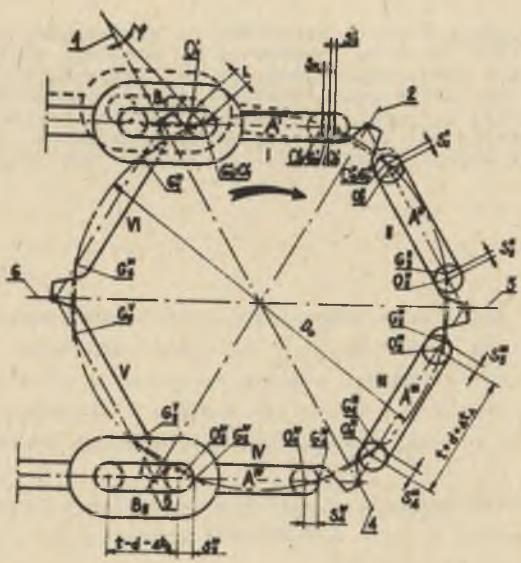
$$L = \frac{t + d + \Delta t_A}{\cos(\alpha + \varphi)} \cdot \sin\Psi, \tag{1}$$

gdzie:

$$\Psi = \left[\arccos\left[\frac{t + d - s_x}{t + d + \Delta t_A} \cdot \cos(\alpha + \varphi)\right]\right] - (\alpha + \varphi)$$

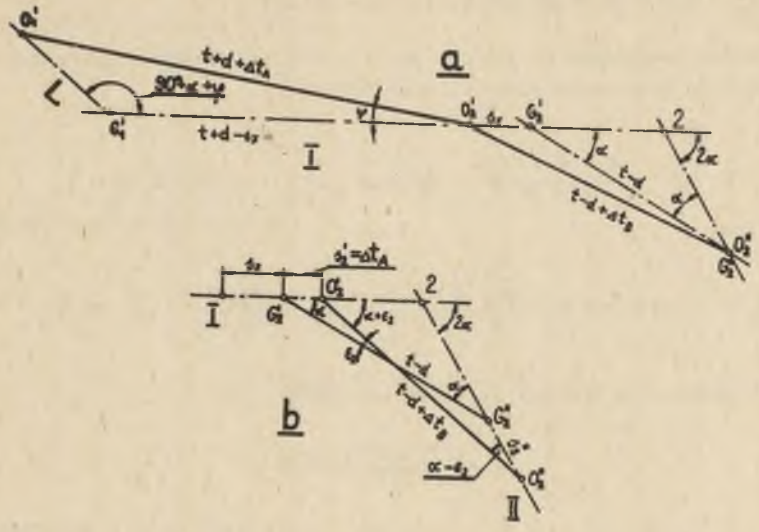
oraz:

$$s_x = (t - d + \Delta t_B) \cdot \frac{\sin\left[\alpha - \arcsin\left(\frac{t - d}{t - d + \Delta t_B} \cdot \sin\alpha\right)\right]}{\sin\alpha} \tag{2}$$



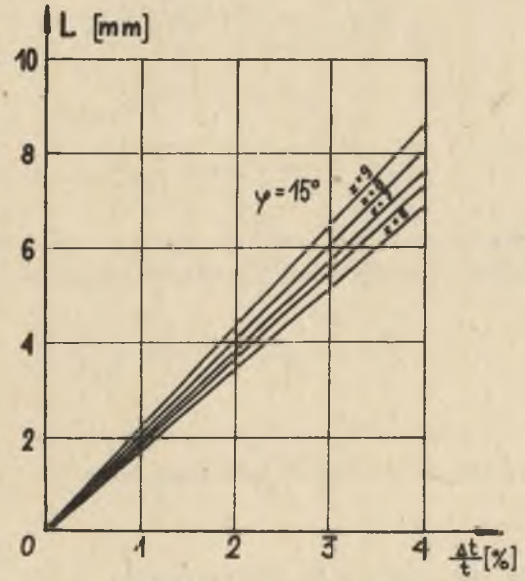
Rys. 1. Współpraca nominalnego koła gniazdowego (z = 6) z łańcuchem ogniwowym wydłużonym

Na wykresie (rys. 3) przedstawiono wartości poślizgów po powierzchni roboczej zęba w funkcji przyrostu podziałki łańcucha wyznaczone w oparciu o zależność (1) dla kół o liczbie zębów z = 5-9 współpracujących z łańcuchem ogniwowym Ø 18x64 mm. Jak to wynika z rysunku, przy nominalnym położeniu powierzchni roboczych koła wartość drogi poślizgu ogniwa po powierzchni roboczej zęba "L" zależy od wzrostu wielkości podziałki łańcucha Δt_A, Δt_B, liczby zębów z (kąt $2\alpha = \frac{2\pi}{z}$) i kąta pochylenia powierzchni roboczej zęba φ .



Rys. 2. Przebieg poślizgów ogniw czynnych po powierzchniach roboczych koła w czasie jego obrotu

a - poślizg po powierzchni roboczej zęba "L", b - poślizg po powierzchniach roboczych den gniazd "s"



Rys. 3. Wykresy wartości poślizgów po powierzchni roboczej zęba dla kół gniazdowych o liczbie zębów z = 5-9 i kącie pochylenia powierzchni roboczej zęba $\varphi = 15^{o}$ współpracujących z łańcuchem ogniwowym ø 18 x 64 mm w funkcji przyrostu podziałki łańcucha $\Delta t = \Delta t_A = \Delta t_B$

3. POŚLIZGI OGNIW PO POWIERZCHNIACH DEN GNIAZD

Wielkości poślizgów po powierzchniach den "s" dwóch sąsiednich gniazd wyznaczono na podstawie rys. 1 i rys. 2b

$$s_2^{II} = \frac{t - d + \Delta t_B}{\sin 2\alpha} \cdot \left[\sin(\alpha + \varepsilon_2) - \frac{(t-d).\sin\alpha}{t - d + \Delta t_B}\right] \tag{3}$$

gdzie:

$$\varepsilon_2 = \alpha - \arcsin\left(\frac{t - d}{t - d + \Delta t_B} \cdot \sin\alpha - \frac{s_2^I}{t-d+\Delta t_B} \cdot \sin 2\alpha\right)$$

Celem uproszczenia toku obliczeń przyjęto:

$$\frac{t - d + \Delta t_B}{\sin 2\alpha} = C$$

oraz

$$\frac{(t - d) \cdot \sin\alpha}{t - d + \Delta t_B} = D$$

w wyniku czego otrzymano:

$$s_2^{II} = C \cdot \left[\sin(\alpha + \varepsilon_2) - D\right], \tag{4}$$

gdzie:

$$\varepsilon_2 = \alpha - \arcsin\left(D - \frac{s_2^I}{C}\right), \tag{5}$$

W celu wyznaczenia wielkości poślizgu ogniw po dowolnym dnie gniazda określono maksymalną liczbę gniazd "k" współpracujących równocześnie z łańcuchem

$$k = m + 1,$$

gdzie:

$m = \frac{z - 1}{2}$ dla kół o nieparzystej liczbie zębów

oraz:

$m = \frac{z}{2}$ dla kół o parzystej liczbie zębów

Posługując się wzorami (4), (5) wyznaczono przemieszczenia kolejnych punktów "O" względem odpowiednich wierzchołków nominalnego wielokąta współpracy "G" w kolejnych gniazdach współpracujących jednoczesnie z łańcuchem (od gniazda I do N_k).

Przemieszczenia w gnieździe I:

$$s_1^I = 0$$

$$s_2^I = \Delta t_A$$

Przemieszczenia w gnieździe II:

$$\varepsilon_2 = \alpha - \arcsin\left(D - \frac{s_2^I}{C}\right)$$

$$s_2^{II} = C\left[\sin(\alpha + \varepsilon_2) - D\right]$$

$$s_3^{II} = s_2^{II} + \Delta t_A$$

Przemieszczenia w gnieździe III:

$$\varepsilon_3 = \alpha - \arcsin\left(D - \frac{s_3^{II}}{C}\right)$$

$$s_3^{III} = C\left[\sin(\alpha + \varepsilon_3) - D\right]$$

$$s_4^{III} = s_3^{III} + \Delta t_A$$

Przemieszczenia w gnieździe N_k:

$$\varepsilon_{n_k} = \alpha - \arcsin\left(D - \frac{s_{n_k}^{N_{k-1}}}{C}\right) \tag{6}$$

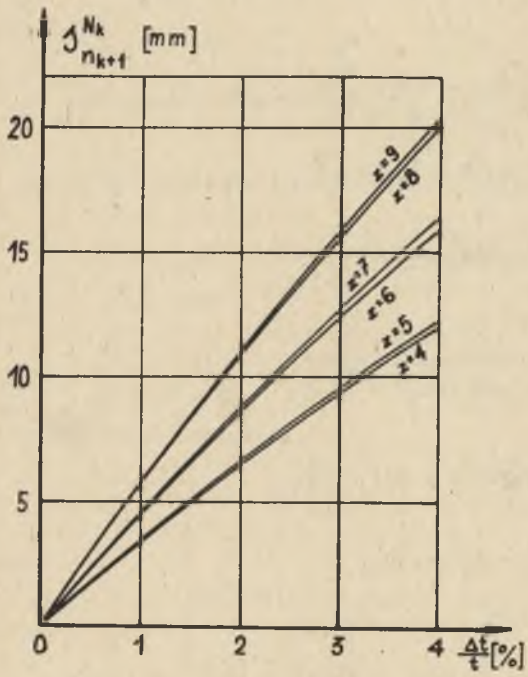
$$s_{n_k}^{N_k} = C\left[\sin(\alpha + \varepsilon_{n_k}) - D\right] \tag{7}$$

$$s_{n_{k+1}}^{N_k} = s_{n_k}^{N_k} + \Delta t_A, \tag{8}$$

gdzie:

ε_{n_k} - kąt obrotu ogniwa biernego B_{n_k} przy zębie n_k względem boku $\overline{G_{n_k}^{N_{k-1}} G_{n_k}^{N_k}}$ nominalnego wielokąta współpracy wskutek działania siły w nitce łańcucha zbiegającej z koła,

$s_{n_{k+1}}^{N_k}$ - przemieszczenie punktu $O_{n_k}^{N_k}$ ogniwa czynnego A^{N_k} po dnie gniazda N_k przy zębie n_{k+1} względem wierzchołka $G_{n_{k+1}}^{N_k}$ nominalnego wielokąta współpracy.



Rys. 4. Wykresy wartości poślizgów po powierzchni dna gniazda dla kół o liczbie zębów z = 4-9 współpracujących z łańcuchem ogniwowym ø 18x64 mm w funkcji przyrostu podziałki łańcucha

Wartości poślizgów po powierzchni dna gniazda w funkcji przyrostu podziałki łańcucha wyznaczone na podstawie zależności (6, 7, 8) dla kół o liczbie zębów z = 4-9 współpracujących z łańcuchem ogniwowym ø 18x64 mm przedstawiono na wykresie (rys. 4).

Jak wynika z rysunku, na wartość poślizgu ogniw łańcucha wydłużonego przy nominalnym położeniu den gniazd wywierają wpływ średnie przyrosty podziałki łańcucha Δt_A i Δt_B oraz liczba zębów (gniazd) koła z.

Sumaryczne przemieszczenie ogniwa czynnego po powierzchniach roboczych koła wynosi: dla punktu znajdującego się na ogniwie czynnym "$O_{n_k}^{N_k}$ -

$$s_{sum}\, O_{n_{k+1}}^{N_k} = s_{n_k}^{N_k} + L = s_{n_{k+1}}^{N_k} + L - \Delta t_A \tag{9}$$

oraz dla punktu "$O_{n_{k+1}}^{N_k}$ -

$$s_{sum}\, O_{n_{k+1}}^{N_k} = s_{n_{k+1}}^{N_k} + s_x \tag{10}$$

W wypadku współpracy łańcucha ogniwowego o powiększonej podziałce z kołem gniazdowym zużytym stwierdzono wzrost wielkości poślizgów po powierzchniach roboczych zębów "L" oraz den gniazd "s" w porównaniu do współpracy z kołem nominalnym [2, 3].

W aktualnie produkowanych kołach długość gniazda jest tylko nieco większa od długości ogniwa (o około 4%), w związku z tym swobodny ruch ogniw łańcucha w kierunku obrotu koła następuje tylko przy niedużym wydłużeniu łańcucha ($\frac{\Delta t}{t} \leqslant 0,5\%$). Ograniczenie swobodnego przemieszczania ogniw na kołach aktualnie produkowanych jest przyczyną zakleszczania się ogniw w gniazdach oraz częściowego luzowania się łańcucha na kole. Wskutek tych niekorzystnych dla procesu współpracy zjawisk występują dodatkowe obciążenia dynamiczne łańcucha ogniwowego, szczególnie duże w obiegu łańcucha z napięciem wstępnym w nitce zbiegającej z gwiazdy napędowej (wyrywanie zakleszczonych ogniw w gniazdach połączone z "wybieraniem" częściowo zluzowanego łańcucha (1).

Minimalną długość gniazda l_{gmin} zapewniającą swobodne przemieszczanie ogniw na kole i bezzakłóceniowe wyjście ogniw z zazębienia dla założonego maksymalnego wydłużenia ogniw łańcucha określić można zależnością:

$$l_{gmin} = l_{gnom} + s_{n_{k+1}}^{N_k}, \qquad (11)$$

gdzie:

l_{gnom} - nominalna długość gniazda.

W stosowanym dotychczas zarysie zębów i gniazd koła powiększenie długości gniazda uzyskać można tylko na drodze pocieniania zęba od strony powierzchni nieroboczej koła nominalnego. Powiększanie długości gniazd drogą zmniejszania grubości zębów jest ograniczone względami wytrzymałościowymi.

4. MOŻLIWOŚCI OGRANICZENIA WIELKOŚCI POŚLIZGÓW OGNIW

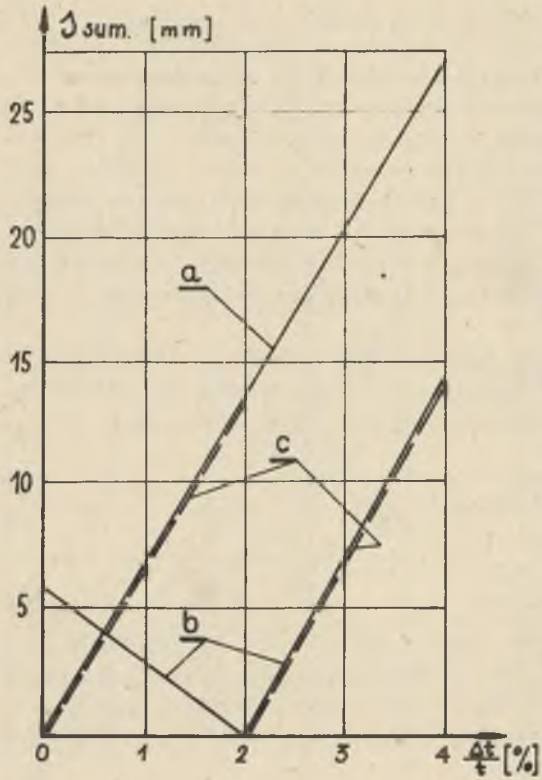
Z analizy wyprowadzonych powyżej zależności i procesu współpracy kół gniazdowych i łańcuchów ogniwowych wynikają następujące możliwości ograniczenia wielkości poślizgów ogniw po powierzchniach roboczych koła:

- przez zastosowanie tzw. zazębienia mieszanego,
- przez stosowanie koła wymiennego.

Przy dotychczas stosowanych napędowych kołach gniazdowych proces współpracy zębów i ogniw odbywa się przy tzw. zazębieniu normalnym [1, 3], tj. przy stosunku podziałek łańcucha i koła większym od stosunku nominalnego ($\frac{t}{T} > a_n$).

Istnieje możliwość wydatnego zmniejszenia poślizgów przez zastosowanie tzw. zazębienia mieszanego; zazębienia specjalnego w pierwszej fazie użytkowania łańcucha, tj. przy stosunku podziałek łańcucha i koła mniejszym od stosunku nominalnego ($\frac{t}{T} < a_n$) i zazębienia normalnego ($\frac{t}{T} > a_n$) w drugiej fazie użytkowania łańcucha.

Na wykresie (rys. 5) przedstawiono sumaryczne wartości poślizgów ogniw łańcucha ø 18x64 mm po kole gniazdowym (z = 9) dla zazębienia normalnego



Rys. 5. Wykresy wartości sumarycznych poślizgów ogniw czynnych łańcucha ø 18x64 mm po kole gniazdowym o liczbie zębów z = 9 w funkcji wzrostu podziałki łańcucha

a - dla zazębienia normalnego, b - dla zazębienia mieszanego, c - przy stosowaniu dwóch kół (zazębienie normalne)

i mieszanego określone w oparciu o zależności (1),(2), (3), (9), (10). Przy zazębieniu mieszanym w pierwszym przedziale wzrostu podziałek ($\frac{\Delta t}{t}$ = 0÷2%) występuje zazębienie specjalne, natomiast w drugim przedziale ($\frac{\Delta t}{t}$ = = 2÷4%) występuje zazębienie normalne.

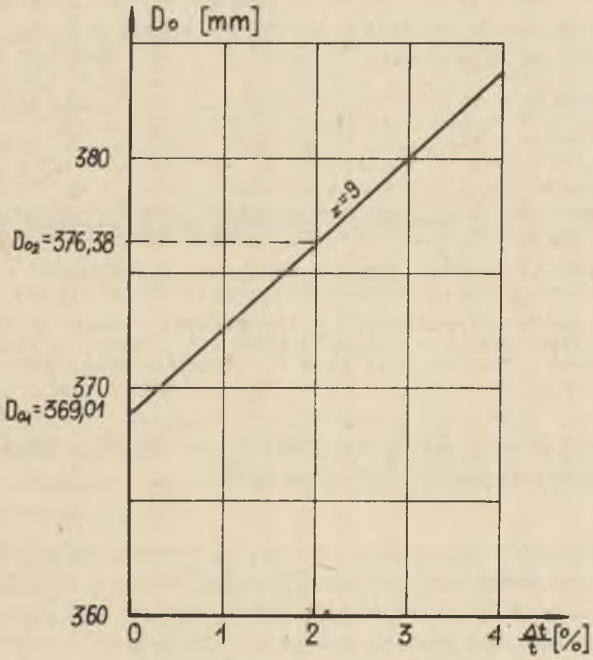
Jak wynika z rysunku 5, średnie wartości poślizgów dla danego przedziału wzrostu podziałek łańcucha (przedziału użytkowania) są około 2,5 raza mniejsze dla zazębienia mieszanego w porównaniu z zazębieniem normalnym.

Badania przeprowadzone w Instytucie Mechanizacji Górnictwa wykazały, że koło pracujące przy zazębieniu mieszanym wykazuje w badanym przedziale wzrostu podziałek łańcucha średnią sprawność w całym przedziale o około 3% i sprawność na końcu przedziału ($\frac{\Delta t}{t}$ = 4%) o około 9% większą od tych samych sprawności koła pracującego przy zazębieniu normalnym w całym przedziale wydłużeń łańcucha [3]. Minimalizację poślizgów, a tym samym większą sprawność, można osiągnąć dla danego koła i łańcucha przez dobór optymalnej wielkości stosunku podziałek $\frac{t}{T}$ dla przewidywanego przedziału wzrostu podziałek łańcucha.

Inną możliwością wydatnego zmniejszenia poślizgów ogniw jest ewentualne stosowanie kół wymiennych, np jednego koła w pierwszej fazie użytkowania łańcucha i drugiego w drugiej fazie użytkowania. Na wykresie (rys. 6) przedstawiono wartości nominalnych średnic podziałowych D_o kół gniazdowych o liczbie zębów z = 9 przystosowanych do nominalnej współpracy z wydłużonym łańcuchem ø 18x64 mm wyznaczonych na podstawie zależności:

$$D_o = \frac{\sqrt{(t+d+\Delta t_A)^2 + (t-d+\Delta t_B)^2 + 2(t+d+\Delta t_A)\,.\,(t-d+\Delta t_B)\cos\frac{\pi}{z}}}{\sin\frac{\pi}{z}} \qquad (12)$$

Z powyższego wykresu wynika, że procentowa wartość powiększenia nominalnej średnicy podziałowej koła jest w przybliżeniu równa wartości procentowego powiększenia podziałki łańcucha.



Rys. 6. Wykres wartości nominalnych średnic podziałowych D_o koła gniazdowego o liczbie zębów z = 9 współpracującego z łańcuchem Φ 18x64 mm w funkcji przyrostu podziałki łańcucha

D_{o_1} - nominalna średnica podziałowa dla łańcucha nowego, D_{o_2} - dla łańcucha wydłużonego $\Delta t/t$ = 2%

Jak to wynika z wykresu (rys. 5), średnie wartości poślizgów przy stosowaniu jednego koła w pierwszym przedziale wzrostu podziałek ($\Delta t/t$=0-2%) i drugiego koła w drugim przedziale ($\Delta t/t$ = 2÷4%) są około dwukrotnie mniejsze niż w przypadku zastosowania jednego koła dla całego przedziału użytkowania łańcucha ($\Delta t/t$ = 0,4%).

5. WNIOSKI

1. Poślizgi po powierzchniach roboczych zębów i po powierzchniach den gniazd napędowych kół gniazdowych wzrastają w funkcji przyrostu podziałki łańcucha.
2. Zastosowanie zazębienia mieszanego w napędowych kołach gniazdowych prowadzi do wydatnego zmniejszenia wartości poślizgów ogniw łańcucha po kole.
3. Zastosowanie w danym przedziale użytkowania łańcucha wymiennych napędowych kół gniazdowych zmniejsza w istotny sposób wartość poślizgów po powierzchniach roboczych kół.

LITERATURA

[1] Rynik J.: Charakter i przebieg współpracy kół gniazdowych i łańcuchów ogniwowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. 1975, Górnictwo - Zeszyt nr 68.

[2] Rynik J.: Badania procesu zużycia łańcuchów ogniwowych i napędowych kół gniazdowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. 1975 Górnictwo - Zeszyt nr68.

[3] Badania nad poprawą konstrukcji i technologii wykonania napędowych kół gniazdowych stosowanych w przenośnikach i strugach. Instytut Mechanizacji Górnictwa. Gliwice luty 1974 r. (Praca niepublikowana).

ВЛИЯНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ЦЕПЬНОГО МОДУЛЯ НА ВЕЛИЧИНУ СКОЛЬЖЕНИЙ ЗВЕНОВ НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ВЕДУЩИХ СЕДЛОВЫХ КОЛЁС

Р е з ю м е

В докладе определено аналитическим способом влияние повышения модуля цепи на величину скольжений звен на рабочих поверхностях седловых колёс. Показано, что скольжения на рабочих поверхностях субков и поверхностях ден седел колёс возрастают как функция возраста модуля цепи.

Подано тоже возможности ограничения величин ыкольжений при использованию сложной передачи и применение обменных седловых колёс.

AN INFLUENCE OF INCREASING OF CHAIN PITCH UPON A MAGNITUDE OF CHAIN LINK SLIDES ON THE WORK SURFACES OF DRIVE SEATING WHEELS

S u m m a r y

In the paper it was determined by the analitical method an influence of increasing of chain pitch upon a magnitude of chain link slides on the work surfaces of drive seating wheels. It was proved, that slides on the work surfaces of teeth and bottoms of seatings of wheels are increasing as function of chain pitch increments.

In addition, methods of decreasing of the magnitudes of slides by applying of combined gearing and replaceable seating wheels have been given.