ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1992
Seria: GÓRNICTWO z. 201 Nr kol. 1159

Jan OSADNIK

BADANIA OBCIĄŻEŃ WYRZUTNIKÓW ŁAŃCUCHA

Streszczenie. W artykule przeanalizowano wpływ współczynnika tarcia oraz kąta pochylenia zęba względem dna gniazda koła łańcuchowego na wielkość obciążeń wyrzutników łańcucha i zębów. Określono warunki, przy których nastąpi zablokowanie ogniw łańcucha między kołem a wyrzutnikiem przy wymuszonym wyzębianiu ogniw ostro sprzężonych kształtowo z segmentami zęba. Podano również zależność, według której należy optymalizować kąt pochylenia tworzącej zęba ze względu na minimalizację obciążenia wyrzutnika i segmentów zęba koła. Przedstawiono przebiegi optymalnego kąta pochylenia tworzącej zęba koła gniazdowego.

Summary. The effect of the coefficient of friction and the angle of inclination of the tooth to the bottom of the chain wheel socket on the quantity of the loads of the chain pushers and teeth has been analyzed. The conditions at which a blocking of the chain links will take place between the wheel and the pusher with forced meshing of the links sharply coupled strape mesh with tooth segments, have been determined. Also the dependence acc. to which should be optimized the angle of inclination of the generating line of the tooth on account of the minimization of the load of the pusher and segments of the wheel tooth, has been given. The courses of the optimum angle of inclination of the generating line of the socket wheel tooth have been presented.

Резюме. В статье проанализировано влияние коэффицента трения, а также угла наклона зуба относительно дна гнезда цепного колеса на величину нагрузок цепных выбрасывателей и зубьев. Определены условия, при которых произойдет заблокирование звеньев цепи между гнездовой звездочкой и выбрасывателем при вынужденном выцеплении звеньев остро сцепленных по форме с сегментами зуба. Дается также зависимость, согласно которой следует оптимализовать угол наклона образующей зуба для мимимализации нагрузки выбрасывателя и сегментов зуба колеса. Представлен ход оптимального угла наклона образующей зуба гнездовой звездочки.

1. WSTĘP

W aktualnych rozwiązaniach konstrukcyjnych układów łańcuchowych maszyn górniczych powszechnie używany jest łańcuch ogniwowy współdziałający z segmentami zębów kół gniazdowych i wyrzutnikami wspomagającymi. Wyrzutnik łańcucha ma za zadanie niedopuszczenie do przewinięcia ogniw zakleszczonych z gniazdach poza zakres kąta obejmowania koła przez łańcuch. Współdziałanie koła gniazdowego, łańcucha ogniwowego górniczego i wyrzutnika jest dotychczas mało poznane [1].

Położenie łańcucha w gniazdach uwarunkowane jest geometrią ogniw i kół oraz szybkozłączy i wyrzutników łańcucha (wynikającą z nominalnych parametrów geometrycznych, tolerancji wykonania oraz zmian wywołanych odkształceniami trwałymi i stopniem ich zużycia ściernego), a także występowaniem poślizgu ogniw w gniazdach (wynikających z geometrii zazębienia łańcuchowego oraz warunków tarcia w przegubach ogniw, w gniazdach koła i na wyrzutniku łańcucha).

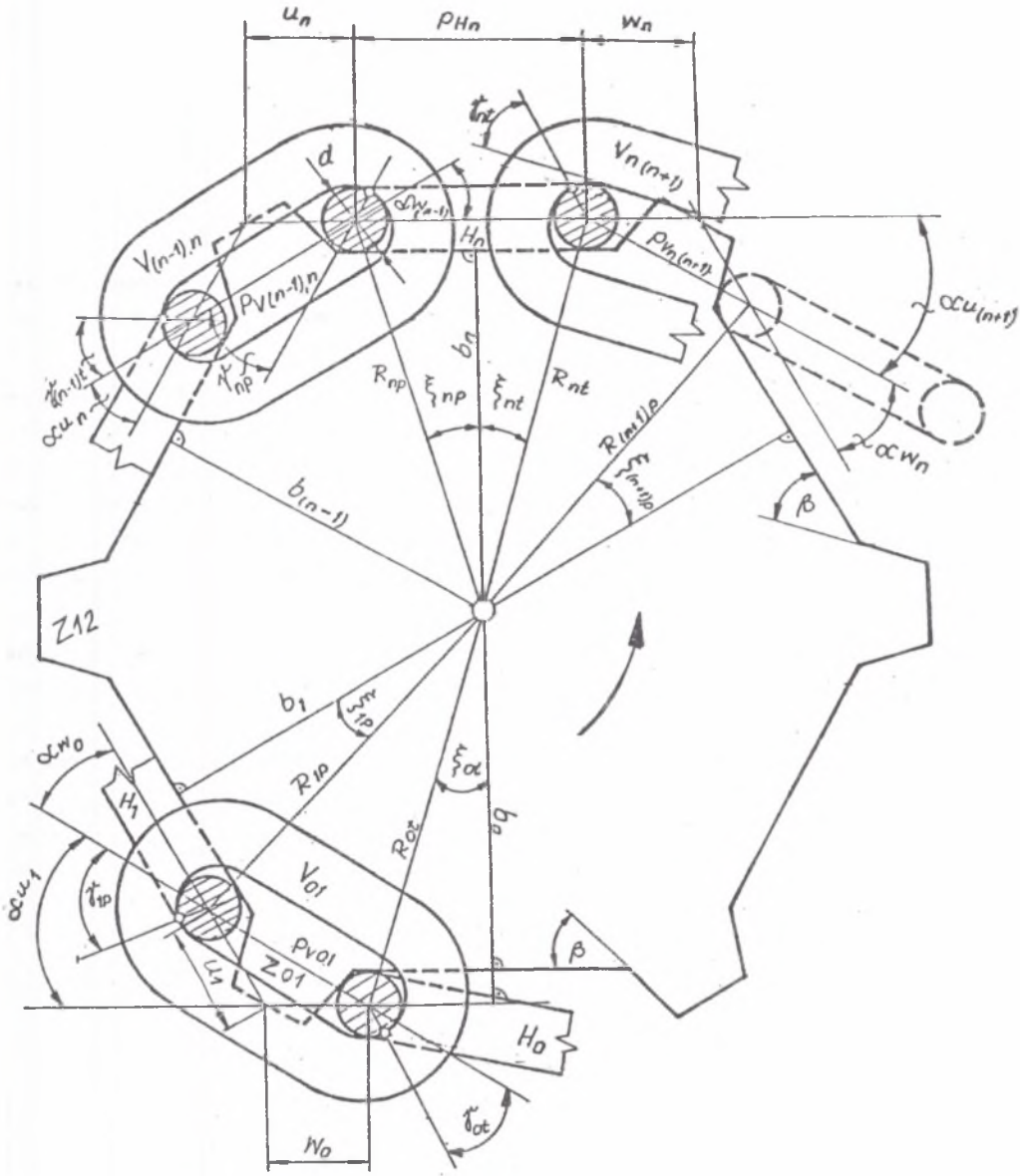
Ze względu na dużą liczbę czynników wpływających na położenie poszczególnych ogniw w gniazdach w zakresie kąta obejmowania koła i wyrzutnika przez łańcuch ogniwowy, współdziałanie koła, łańcucha i wyrzutnika w warunkach eksploatacyjnych jest możliwe przy różnych wariantach zazębienia łańcuchowego [1, 2, 3, 4].

Teoretyczne badania obciążeń wyrzutników łańcucha przy wyzębianiu ogniw z gniazd przeprowadzono dla wariantu zazębienia łańcuchowego specjalnego (rys. 1).

Wariant ten występuje, gdy ogniwa poziome H1,H2,...,Hn leżą na dnie gniazd, przy czym:

- torus tylny ogniwa poziomego HO jest ostro sprzężony kształtowo z segmentami zęba ZO1, następującym po zębie dopiero co wyzębionym,
- ostre sprzężenie kształtowe powoduje, że niemożliwy jest samoczynny poślizg geometryczny ogniwa HO w stronę głowy zęba ZO1 w początkowej fazie wyzębiania, to znaczy gdy ogniwo HO leży na dnie gniazda GO,
- torusy tylne pozostałych ogniw poziomych H1,H2,...,Hn współdziałających z kołem nie stykają się z segmentami zębów:

$$w_o < w_1 < \ldots < w_n$$



Rys. 1. Położenie ogniw na napędowym kole gniazdowym przy wariancie zazębienia łańcuchowego specjalnym

Fig. 1. The position of the links in the socket drive wheel with the specjal chain meshing variant

- torusy przednie ogniw poziomych HO,H1,...,Hn nie stykają się z segmentami zębów:

$$u_1 > u_2 > \ldots > u_n$$

$$|u_n| < |w_o|$$

Wariant zazębienia specjalnego może wystąpić w każdych warunkach eksploatacyjnych układów łańcuchowych, a zwłaszcza przy współdziałaniu koła z łańcuchem w obecności pyłu kamiennego.

W przypadku zazębienia łańcuchowego specjalnego może wystąpić problem z wyzębieniem poziomego ogniwa HO, nawet w końcowej fazie niewymuszonego wyzębiania (to znaczy w chwili, gdy ogniwo HO znajdzie się w osi ogniwa VO1), jeżeli w punktach kontaktu "K" poziomego ogniwa HO z segmentami zęba ZO1 warunki tarcia oraz geometria zazębienia łańcuchowego uniemożliwi wystąpienie poślizgu geometrycznego torusa tylnego poziomego ogniwa HO w stronę głowy zęba ZO1 (w dalszym ciągu występuje ostre sprzężenie kształtowe).

Niewymuszone wyzębiania jest realizowane przy braku wyrzutnika łańcucha jedynie dzięki występowaniu siły w ogniwie HO w miejscu zbiegania z napędowego koła gniazdowego ($S_{zb} > 0$).

W przypadku braku wyrzutnika i spadku siły w gałęzi zbiegającej łańcucha do zera, przy wariancie zazębienia łańcuchowego specjalnym (rys. 1) zawsze nastąpi zakleszczenie (zablokowanie) ogniwa łańcucha na wyzębianym segmencie.

Aby tego uniknąć, stosuje się wyrzutnik łańcucha wymuszający obrót wyzębianego ogniwa w gnieździe w początkowej fazie wyzębiania, a następnie poślizg geometryczny w stronę głowy zęba.

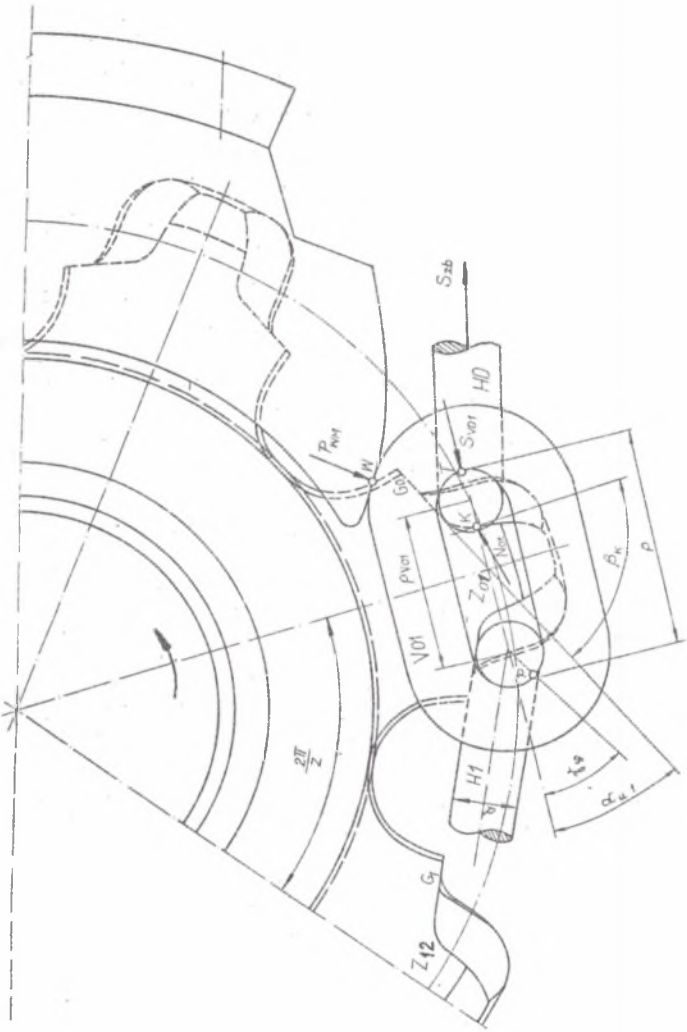
Podstawowym zadaniem prawidłowo zaprojektowanego i skonstruowanego wyrzutnika łańcucha jest wymuszone wyzębianie poziomego ogniwa HO "przyklejonego" do segmentu zęba ZO1 (występuje ostre sprzężenie kształtowe), to znaczy zapewnienie warunków umożliwiających poślizg geometryczny poziomego ogniwa HO w stronę głowy zęba ZO1, najpóźniej w chwili, gdy poziome ogniwo HO znajdzie się w osi pionowego ogniwa VO1. Zapobiega to poważnym awariom pociągowych układów łańcuchowych, np. zerwaniu łańcucha, uszkodzeniu segmentów zęba oraz uszkodzeniu innych elementów układów łańcuchowych.

2. TEORETYCZNE BADANIA OBCIĄŻEŃ WYRZUTNIKÓW ŁAŃCUCHA

Badania teoretyczne obciążeń w układzie wyrzutnik łańcucha - górniczy łańcuch ogniwowy - koło łańcuchowe przy wyzębianiu w chwili poślizgu geometrycznego poziomego ogniwa HO w stronę głowy zębą ZO1 (rys. 2) przeprowadzono przy następujących założeniach:

- układ sił działających w płaszczyźnie rowka zębnego koła łańcuchowego na tylny przegub międzyogniwowy w gnieździe GO jest w równowadze statycznej,
- występuje równowaga między siłą osiową w pionowym ogniwie VO1 zaczepioną w punkcie "T" (S_{VO1}), maksymalną siłą wyrzutnika łańcucha działającą na tylny przegub międzyogniwowy poprzez pionowe ogniwo VO1 zaczepioną w punkcie "W" (P_{WM}) i siłą reakcji segmentów zęba ZO1 działającą na tylny przegub międzyogniwowy (N_{ot}),
- siła w gałęzi zbiegającej łańcucha jest równa zero ($S_{zb} = 0$), jako przypadek najbardziej niekorzystny przy współdziałaniu wyrzutnika łańcucha z górniczym łańcuchem ogniwowym i kołem gniazdowym,
- między górniczym łańcuchem ogniwowym a wyrzutnikiem łańcucha występuje tarcie w punkcie "W" o współczynniku μ_W,
- między górniczym łańcuchem ogniwowym a kołem gniazdowym występuje tarcie w punktach "K" o współczynniku μ_K,
- kąt toczny w przednim przegubie międzyogniwowym w gnieździe G1 jest równy kątowi tarcia rozwiniętego (γ_{1p} = arc tg μ_{Op}),
- ogniwo poziome HO znajduje się w osi ogniwa pionowego VO1, a kąt toczny w tylnym przegubie międzyogniwowym w gnieździe GO jest równy zero ($\gamma_{ot} = 0$),
- nie występuje toczenie torusa tylnego poziomego ogniwa HO po segmentach zęba ZO1,
- kąt pochylenia segmentów zęba względem dna koła łańcuchowego w punktach kontaktu "K" z poziomym ogniwem HO jest równy β_K,
- kąt pochylenia pionowego ogniwa VO1 względem dna gniazda GO jest równy α_{u1}.

W rezultacie rozważań teoretycznych stworzono program komputerowy "WYRZUT" umożliwiający obliczanie obciążeń wyrzutnika łańcucha, P_{WM} i segmentów zębów koła gniazdowego N_{Ot} dla różnych kostrukcji wyrzutników i kół gniazdowych współdziałających z łańcuchami ogniwowymi w funkcji ich parametrów geometrycznych, warunków tarcia i S_{VO1}.



Rys. 2. Usytuowanie układu wyrzutnik łańcucha - górniczy łańcuch ogniwowy - koło gniazdowe przy wymuszonym wyzębianiu

Fig. 2. The location of the system chain pusher - mining link chain - socket wheel with forced disengaging

3. WYZNACZENIE OBCIĄŻEŃ WYRZUTNIKA ŁAŃCUCHA I SEGMENTÓW ZĘBA KOŁA GNIAZDOWEGO

Za pomocą opracowanego programu komputerowgo "WYRZUT" wyznaczono obciążenie wyrzutnika łańcucha oraz segmentów zęba koła gniazdowego dla wyrzutnika łańcucha jak na rys. 2 (stosowanego w obecnej konstrukcji przenośnika zgrzebłowego RYBNIK-80) oraz dla gwiazdy łańcuchowej (liczba zębów z = 7, luz w gnieździe Δ = 5,8 mm) współdziałających z górniczym łańcuchem ogniwowym 26 x 92 (podziałka łańcucha p = 92 mm, grubość ogniwa d = 26 mm, moduł przegubu m = 0,765).

W obliczeniach komputerowych symulowano różne wartości kąta pochylenia segmentów zęba względem dna koła łańcuchowego w punktach styku z poziomym ogniwem β_K oraz różne wartości współczynników tarcia, przy czym przyjęto $\mu_W = \mu_K = \mu_{Op} = \mu$.

Względne obciążenie badanego wyrzutnika łańcucha P_{WM}/S_{VO1} w funkcji współczynnika tarcia μ w chwili poślizgu geometrycznego torusa tylnego poziomego ogniwa HO w stronę głowy zęba ZO1 zależy silnie od wartości kąta pochylenia segmentów zęba β_K.

Dla zarysu zęba zgodnego z normą branżową BN-79/1710-02 (pod nazwą "Zarysy gniazd", dotyczącą kół gniazdowych do łańcuchów ogniwowych górniczych) dla koła o liczbie zębów (gniazd) równej 7 oraz dla łańcucha 26 x 92, kąt pochylenia segmentów zęba względem dna wynosi $\beta_K \cong 61{,}68^{\circ}$, a luz w gnieździe jest równy $\Delta \cong 7$ mm (tablica 1).

Tablica 1

Wartości wybranych wielkości (z, Δ, L i β_K) opisujących geometrię normowych kół gniazdowych o symetrycznym zarysie gniazd, współdziałających z łańcuchami ogniwowymi górniczymi 26 x 92 i 30 x 108

Wielkość łańcucha	z	β_K [°]	L [mm]	Δ [mm]	Wielkość łańcucha	z	β_K [°]	L [mm]	Δ [mm]
26 x 92	6	56,91	151	7	30 x 108	6	57,10	176	8
	7	61,68				7	61,70		
	8	65,15				8	65,27		

Względne obciążenie badanego wyrzutnika łańcucha P_{WM}/S_{VO1} dla zarysu normowego (rys. 3, krzywa 6) rośnie od wartości 0,13 dla μ = 0,1 poprzez 0,69 dla μ = 0,3 aż do 10,6 dla μ = 0,52.

Przy dalszym nieznacznym wzroście wartości współczynnika tarcia wystąpi zablokowanie łańcucha między segmentami zęba ZO1 a wyrzutnikiem łańcucha, to znaczy teoretycznie P_{WM}/S_{VO1} równa się nieskończoności.

Dla kątów β_K większych od normowego zjawisko zablokowania łańcucha wystąpi przy mniejszych wartościach współczynnika tarcia μ. Dla $\beta_K = 75^o$ graniczny współczynnik tarcia, przy którym wystąpi zablokowanie łańcucha $\mu \cong 0,41$ (rys. 3, krzywa 8), zaś dla $\beta_K = 90^o$ μ graniczne wynosi 0,25 (krzywa 9).

Rzeczywiste kąty pochylenia segmentów zęba β_K w punkcie styku z ogniwem w aktualnych konstrukcjach kół zależą od dokładności wykonania i stopnia zużycia ściernego zarówno kół, jak i łańcuchów oraz szybkozłączy i bardzo często są większe od normowego.

Z badań prowadzonych za granicą wynika, że współczynniki tarcia w przypadku obecności drobnego miału węglowego osiągają wartości od 0,5 do 0,6, zaś przy obecności pyłu kamiennego są jeszcze większe.

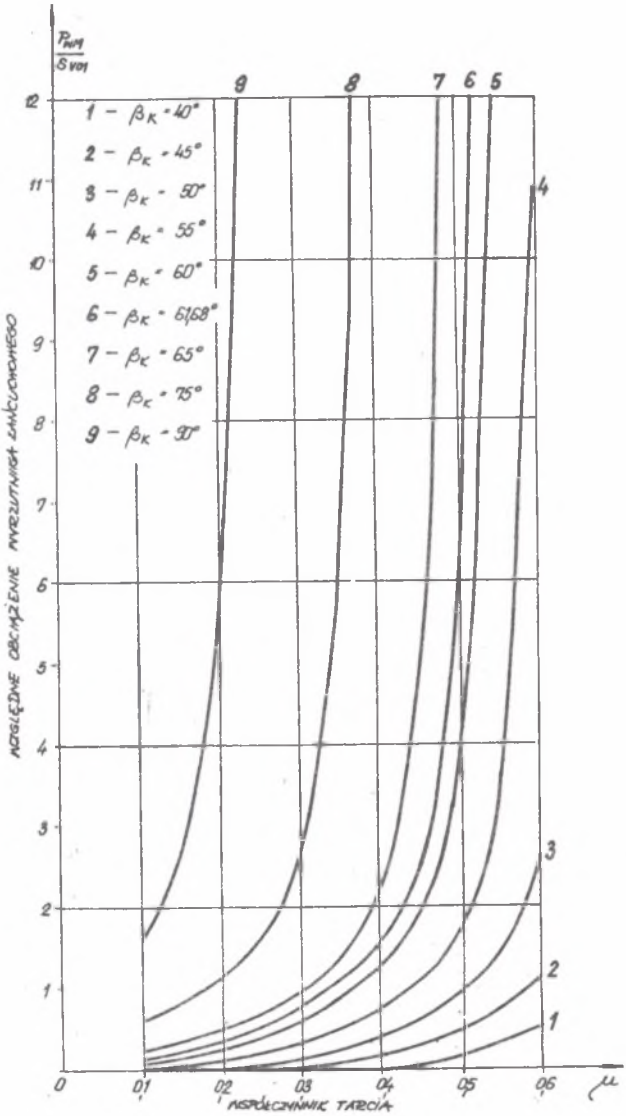
Dla wartości współczynnika tarcia równego 0,6 nie wystąpi zablokowanie łańcucha między segmentami zęba ZO1 z badanym wyrzutnikiem, jeżli kąt β_K jest mniejszy od 57°.

Maksymalna siła między łańcuchem a rozpatrywanym wyrzutnikiem (rys. 3) w chwili poślizgu ogniwa HO w stronę głowy zęba ZO1 przy współczynniku tarcia μ = 0,6 wynosi $P_{WM} = 10,77 \cdot S_{VO1}$ dla $\beta_K = 55^o$ (krzywa 4); $P_{WM} = 2,60 \cdot S_{VO1}$ dla $\beta_K = 50^o$ (krzywa 3); $P_{WM} = 1,14 \cdot S_{VO1}$ dla $\beta_K = 45^o$ (krzywa 2) oraz $P_{WM} = 0,52 \cdot S_{VO1}$ dla $\beta_K = 40^o$ (krzywa 1).

Względne obciążenie segmentów zęba koła łańcuchowego N_{ot}/S_{VO1} mają podobny przebieg jak względne obciążenia rozpatrywanego wyrzutnika łańcucha, to znaczy zależą silnie od wartości kąta pochylenia segmentów zęba β_K, współczynników tarcia μ oraz konstrukcji wyrzutnika (rys. 4).

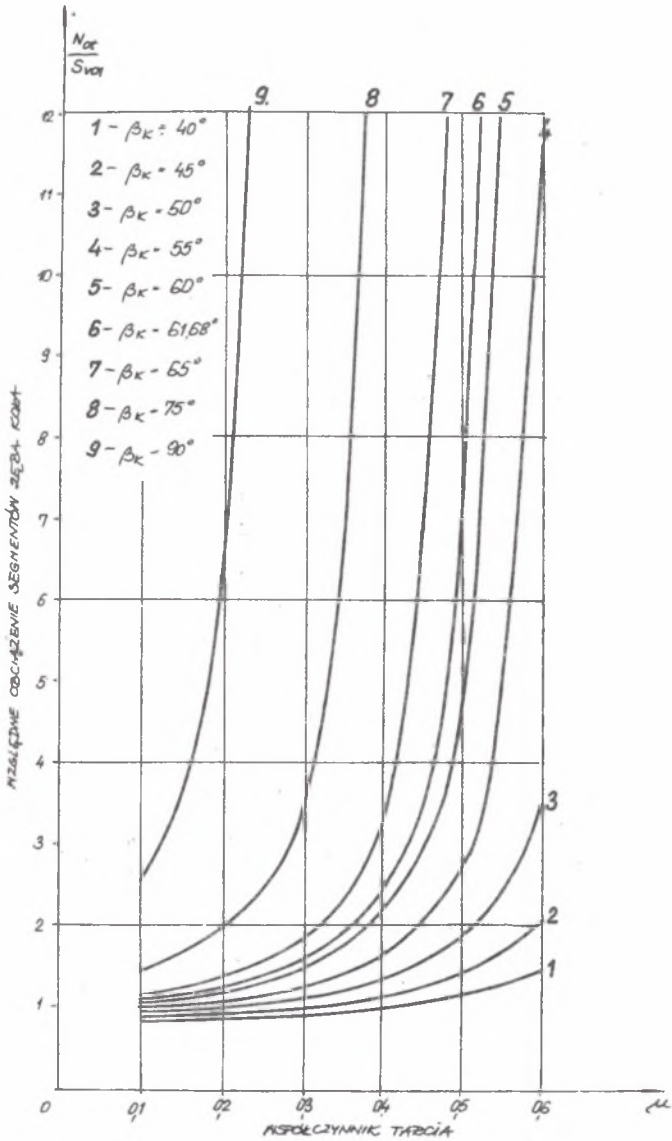
Dla zarysu normowgo (rys. 4 krzywa 6) N_{ot}/S_{VO1} zmienia się od wartości 1,08 dla μ = 0,1; poprzez 1,59 dla μ = 0,3 aż do 11,5 dla μ = 0,52. Przy dalszym nieznacznym wzroście wartości współczynnika tarcia N_{ot}/S_{VO1} wzrasta teoretycznie do nieskończoności. Dla $\beta_K = 75^o$, N_{ot}/S_{VO1} równa się nieskończoności, gdy współczynniki tarcia wynoszą odpowiednio 0,41 (krzywa 8) i 0,25 (krzywa 9).

Obiążenie segmentów zęba w zakresie występowania współczynników tarcia $\mu \leq 0,6$ ma najłagodniejszy przebieg dla $\beta_K \leq 50^o$ (rys. 4 krzywa 3, 2, 1).



Rys. 3. Przebiegi względnego obciążenia wyrzutnika łańcuchowego

Fig. 3. The courses of the relative loading of a chain pusher



Rys. 4. Przebiegi względnego obciążenia segmentów zęba koła gniazdowego

Fig. 4. The courses of the relative loading of the segments of a socket wheel tooth

Siła między łańcuchem a segmentem zęba gwiazdy w chwili poślizgu geometrycznego ogniwa HO w stronę głowy zęba ZO1 przy $\mu = 0,6$ wynosi: $N_{ot} = 3,52 \cdot S_{VO1}$ dla $\beta_K = 50^o$ (krzywa 3); $N_{ot} = 2,08 \cdot S_{VO1}$ dla $\beta_K = 45^o$ (krzywa 2) oraz $N_{ot} = 1,49 \cdot S_{VO1}$ dla $\beta_K = 40^o$ (krzywa 1).

Z powyższego wynika, że należy projektować bębny łańcuchowe o kątach pochylena segmentów zęba względem dna β_K mniejszych od normowego, gdyż są one korzystne ze względu na obciążenie wyrzutnika łańcucha i segmentów zęba. Badana postać geometryczna wyrzutnika łańcucha również nie jest korzystna ze względu na współdziałanie z kołem gniazdowym i górniczym łańcuchem ogniwowym, bo może powodować zablokowanie ogniw łańcucha między kołem a wyrzutnikiem.

4. DOBÓR OPTYMALNEGO KĄTA POCHYLENIA SEGMENTÓW ZĘBÓW KOŁA GNIAZDOWEGO

Z badań obciążeń wyrzutników łańcucha przy wymuszonym wyzębianiu ogniw z gniazd wynika, że jedną z dróg minimalizowania sił działających na wyrzutnik łańcucha i segmenty zęba koła łańcuchowego przy wariancie zazębienia łańcuchowego specjalnym jest odpowiedni dobór kąta pochylenia segmentów zęba względem dna koła łańcuchowego β_K w punktach kontaktu "K" z poziomym ogniwem HO.

Dla potrzeb optymalnego doboru β_{KOPT} wyprowadzono następującą zależność:

$$\beta_{KOPT} \le \frac{\Pi}{2} - \alpha_{u1} - \text{arc tg}\, \mu_K$$

przy czym

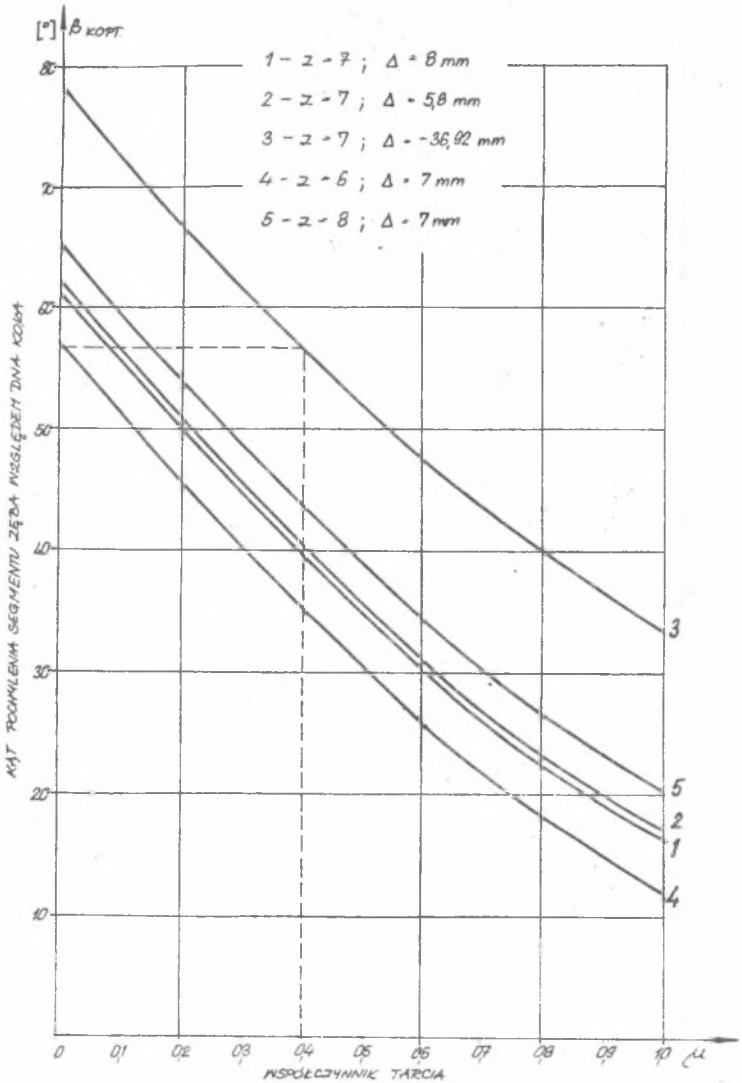
$$\alpha_{u1} = \frac{\Pi}{z} + \text{arc sin}\left(\frac{\Delta \cdot \sin\frac{\Pi}{z}}{p_{VO1}}\right)$$

$$p_{VO1} = p - \frac{d}{m} \cdot \left\{1 - \frac{1-m}{2} \cdot \left[1 + \cos(\text{arc tg}\, \mu_{OP})\right]\right\}$$

$$L = p + 2 \cdot d + \Delta$$

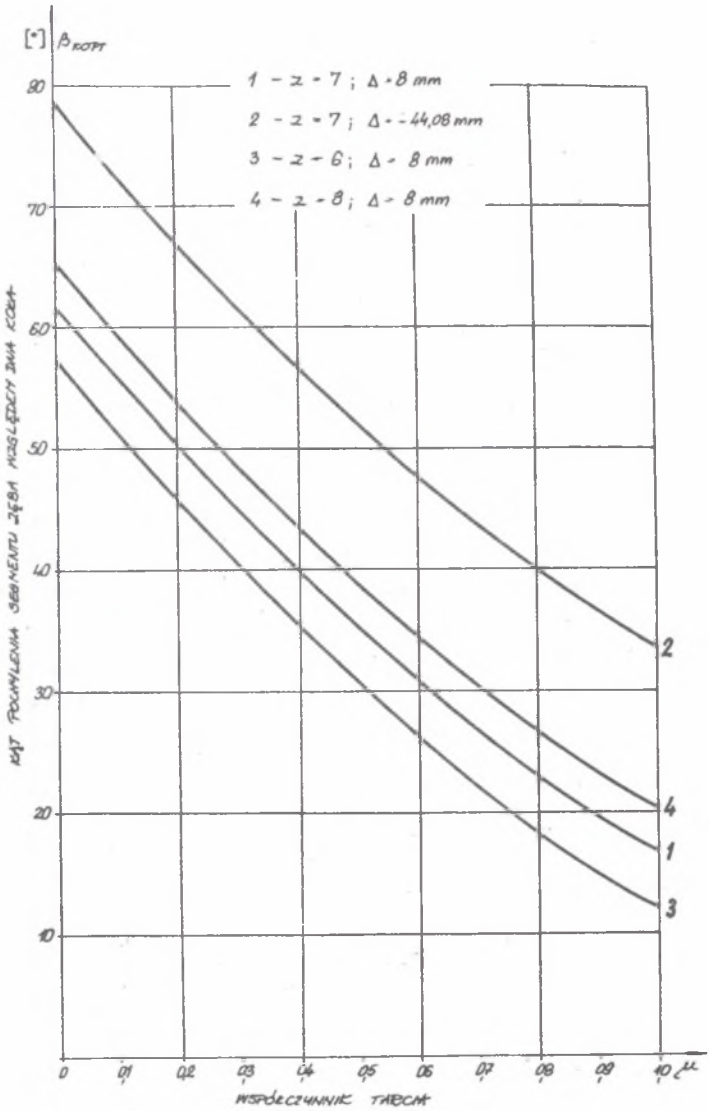
gdzie:

- Δ - luz w gnieździe ($\Delta \ge 0$ dla kół o symetrycznym zarysie zębów, $\Delta < 0$ dla kół asymetrycznych [3]),
- p_{VO1} - podziałka obliczeniowa ogniwa pionowgo VO1 przy $\gamma_{ot} = 0$,
- L - teoretyczna długość gniazda o symetrycznym zarysie (tablica 1).



Rys. 5. Przykłady przebiegów optymalnego kąta pochylenia segmentów zęba względem dna koła gniazdowego dla łańcucha ogniowego górniczeo 26 x 92

Fig. 5. Examples of the courses of the optimum angle of inclination of the tooth segments to the bottom of the socket wheel for the mining link chain 26 x 92



Rys. 6. Przykłady przebiegów optymalnego kąta pochylenia segmentów zęba względem dna koła gniazdowego dla łańcucha ogniwowego górniczego 30 x 108

Fig. 6. Examples of the courses of the optimum angle of inclination of the tooth segments to the bottom of the socket wheel for the mining link chain 30 x 108

Przebiegi optymalnego kąta pochylenia β_{KOPT} opracowano dla górniczych łańcuchów ogniwowych: 26 x 92 (p = 92 mm, d = 26 mm, m = 0,765) (rys. 5) oraz 30 x 108 (p = 108 mm, d = 30 mm, m = 0,789) (rys. 6). Przy sporządzaniu przebiegów optymalnego kąta pochylenia β_{KOPT} symulowano różne z (z = 6; 7; 8) i Δ oraz różne wartości współczynników tarcia między górniczym łańcuchem ogniwowym a kołem gniazdowym μ_K i w przednim przegubie międzyogniwowym μ_{op}, przy czym przyjęto $\mu_K = \mu_{op} = \mu$.

Dla danego łańcucha ogniwowego graniczna wartość optymalnego kąta pochylenia segmentów zębów β_{KOPT} maleje ze:

- wzrostem współczynnika tarcia μ,
- zmniejszeniem liczby zębów (gniazd) "z" przy stałej wartości luzu w gnieździe Δ - rys. 5 krzywe 5, 4 oraz rys. 6 krzywe 4, 1, 3,
- wzrostem luzu w gnieździe Δ przy stałej liczbie zębów (gniazd) "z" - rys. 5 krzywe 3, 2 i 1 oraz rys. 6 krzywe 2 i 1.

Dla przenośnika RYBNIK-80 (p = 92 mm, d = 26 mm, m = 0,765, z = 7, Δ = = 5,8 mm) i współczynnika tarcia μ = 0,4 (rys. 5) optymalny kąt pochylenia segmentów zęba $\beta_{KOPT} \leq 40,29^{o}$; gdy μ = 0, to $\beta_{KOPT} \leq 62,1^{o}$, zaś gdy μ = 0,6, to $\beta_{KOPT} \leq 31,12^{o}$ i mamy wówczas do czynienia z minimum obciążenia wyrzutnika i segmentów zęba.

Zastosowanie koła gniazdowego i asymetrycznym zarysie gniazd Δ = = - 36,92 mm (krzywa 3) pozwala na zwiększenie kąta pochylenia segmentów zęba β_{KOPT} (np. do $56,59^{o}$ przy μ = 0,4, tj. wartości zbliżonej dla koła normowego).

5. WNIOSKI

1. Na obciążenie koła i wyrzutnika istotny wpływ ma wartość współczynnika tarcia, którego wzrost może być w krańcowym przypadku przyczyną zablokowania ogniw łańcucha między kołem a wyrzutnikiem, co nieuchronnie prowadzi do awarii pociągowego układu łańcuchowego.
2. Uszkodzenie układu wyrzutnik - łańcuch - koło może wystąpić przed stanem zablokowania i wynika z nadmiernego jego obciążenia.
3. Minimalizację obciążenia układu wyrzutnik - łańcuch - koło można uzyskać poprzez optymalny dobór postaci geometrycznej wyrzutnika łańcucha i segmentów zęba koła w szczególności opierając się na podanej zależności na optymalny kąt pochylenia segmentów zęba β_{KOPT}.

4. Analiza obciążenia wyrzutnika łańcucha przemawia za nowymi konstrukcjami kół gniazdowych o zmodyfikowanej geometrii segmentów zęba dla zazębienia specjalnego, różnej od określonej w aktualnie obowiązujących normach. Istotne korzyści na drodze do zminimalizowania obciążeń w układzie wyrzutnik - łańcuch ogniwowy - koło można uyzskać przez stosowanie kół o asymetrycznym zarysie gniazd.
5. Należy podjąć prace nad opracowaniem konstrukcji wyrzutnika o geometrii zapewniającej korzystniejsze jego współdziałanie z łańcuchem ogniwowym i kołem w całym możliwym zakresie występowania współczynnika tarcia.

LITERATURA

[1] Dolipski M.: Pociągowe układy łańcuchowe maszyn ścianowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 5, Katowice 1986.

[2] Dolipski M., Osadnik J.: Teoretyczne badania zjawisk poślizgu ogniw w gniazdach bębnów łańcuchowych. VEDECKA KONFERENCE KE 40. VYŘOČI ZALOŽENI FAKULTY STROJNI A ALEKTROTECHNICKE, SEKCE Č.5, HORNICKÉ STROJE A DOPRAVA, VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ, OSTRAVA - PORUBA 1990.

[3] Dolipski M., Osadnik J.: Analiza geometryczna napędowych kół gniazdowych w aspekcie uderzenia. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 5, Katowice 1979.

[4] Rynik J., Osadnik J., Puchała W.: Wpływ wzrostu podziałki łańcucha na wielkość poślizgu ogniw po powierzchniach roboczych napędowych kół gniazdowych. ZN Pol. Śl. s. Górnictwo nr 79, Gliwice 1978.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Karol REICH

Wpłynęło do Redakcji w maju 1991 r.

THE TESTING OF LOADS IN CHAIN PUSHERS

A b s t r a c t

No-interference cooperation of a socket wheel with link chain is possible when using assisting pushers which force the disengaging of links from the

sockets. The basic task of chain pushers is the ensuring of the conditions which make possible a slide of the link being disengaged in the direction of the tooth head with the special variant of chain meshing. Given are the conditions of the occurrence of special chain meshing, for which theoretical investigations have been made, on the loading of chain pushers when disengaging the links from the sockets. The effect of the coefficient of friction and the angle of inclination of the tooth to the bottom of the chain wheel socket on the quantity of the loads of the chain pushers and teeth has been analyzed. The conditions as which a blocking of the chain links will take place between the wheel and the pusher with forced meshing of the links sharply coupled strape mesh with tooth segments, have been determined. Also the dependence acc. to which should be optimized the angle of inclination of the generating line of the tooth on account of the minimization of the load of the pusher and segments of the wheel tooth, has been given. Thecourses of the optimum angle of inclination of the generating line of the socket wheel tooth have been presented. An analysis of the loading of the chain pusher speaks in favour of new constructions of socket wheels with a modified geometry of the tooth segments for special meshing, different than the one defined in the noweffective standars. Significant benefits aiming at minimization of loads in the system pusher - link chain - wheel may be achieved through the use of wheels with an asymmetrical contour of sockets.