

Marian DOŁIPIŃSKI

ZAZĘBIENIE WIELORAKIE NAPĘDOWEGO KOŁA GNIAZDOWEGO
Z ŁAŃCUCHEM OGNIWOWYM

Streszczenie: Dokonano modyfikacji nominalnych cech geometrycznych napędowych kół gniazdowych pociągowych układów łańcuchowych roboczych maszyn górniczych. Podano sztywności łańcuchów ogniowych różnej wielkości dla wszystkich klas jakości wykonania. Wyróżniono liczbę zazębienia łańcuchowego dynamicznego oraz liczbę zazębienia łańcuchowego geometrycznego. Uzasadniono, że współpraca zmodyfikowanych napędowych kół gniazdowych z łańcuchami ogniowymi górniczymi odbywa się przy zazębieniu wielorakim.

1. Wstęp

Konwencjonalna metoda wyznaczania nominalnych cech geometrycznych napędowych kół gniazdowych [1,3,7] sprowadza się do określenia średnicy podziałowej, odległości dna gniazda od środka koła, grubości zębów oraz podziału koła gniazdowego tylko na podstawie wielkości łańcucha ogniowego, o której decyduje grubość ogniwa oraz ich podziałka technologiczna. W czasie współpracy napędowego koła gniazdowego z obciążonym łańcuchem ogniwa czynne wchodzące w przypór z wrębem międzyzębnym nie osiadają - na skutek sprężystości łańcucha ogniowego - bezpośrednio na dnie gniazda, lecz jedną ze swych części łukowych na powierzchni roboczej zęba. Punkt styku kolejnych ogniw czynnych z powierzchniami roboczymi zębów przemieszcza się w stronę wierzchołka zęba, co w konsekwencji prowadzi do niekorzystnego zjawiska przeskakiwania łańcucha ogniowego po kole gniazdowym. Aby tego uniknąć zwiększa się długość gniazda koła napędowego kosztem grubości zębów, co prowadzi do obniżenia ich wytrzymałości na zginanie. Przez takie zabiegi już w procesie konstruowania narzuca się odpowiedni rodzaj zazębienia napędowego koła gniazdowego z łańcuchem ogniowym, który determinuje stan obciążenia koła napędowego, decydującego o jego zużyciu ściernym. W przypadku zazębienia normalnego siła uciągu przenoszona jest przez ząb wzbijający koła, natomiast w przypadku zazębienia specjalnego siła uciągu przenoszona jest przez ząb wyzębający koła oraz poprzez sprzężenie cierne ogniw z dnami gniazd [5]. Zmiana raz narzuconego rodzaju zazębienia może się w tej sytuacji odbyć dopiero po odpowiednim czasie eksploatacji na skutek zużycia gniazd koła i ogniw łańcucha. Problem ten może diametralnie zmienić uwzględnienie w procesie konstruowania napędowych kół gniazdowych sztywności łańcuchów ogniowych. Umożliwia to uzyskanie cech geometrycznych kół napędowych zapewnia-

jących swobodnie układanie się ogniw czynnych we wrębach międzyzębnych, bez konieczności zmniejszania grubości zębów. Stwarza to również możliwość realizacji współpracy koła napędowego z łańcuchem ogniowym przy zazębieniu wielorakim. Charakteryzuje się ono tym, że zależnie od chwilowego obciążenia łańcucha współpraca koła z łańcuchem odbywać się będzie przy zazębieniu normalnym, nominalnym, bądź specjalnym. A ponieważ obciążenie łańcucha ogniowego w czasie eksploatacji jest wielkością zmienną, zmieniać się zatem będzie rodzaj zazębienia koła z łańcuchem.

2. Modyfikacja cech geometrycznych napędowych kół gniazdowych

Sztywność łańcucha ogniowego jest wielkością, która w istotny sposób wpływa na charakter jego współpracy z napędowym kołem gniazdowym. Przez sztywność łańcucha rozumie się jego zdolność do wydłużania się pod wpływem siły rozciągającej. Miarą sztywności jest stosunek siły rozciągającej do sprężystego wydłużania względnego [4]

$$E_0 = \frac{S}{\epsilon}$$

gdzie:

- E_0 - sztywność łańcucha ogniowego,
- S - siła rozciągająca łańcuch,
- ϵ - wydłużenie względne łańcucha ogniowego.

W zaktualizowanej normie BN-76/1709-01 "Łańcuchy ogniowe górnicze" podane są wartości wydłużeń względnych odcinków pomiarowych łańcuchów, wyznaczonych przy danym obciążeniu próbnym. Na ich podstawie wyznaczono sztywności poszczególnych wielkości łańcuchów ogniowych, które zestawiono w tabelicy 1.

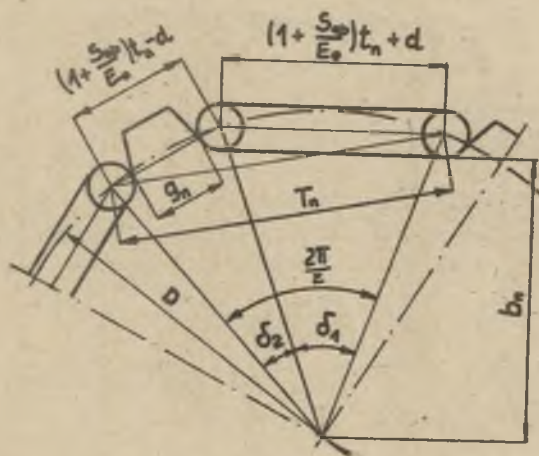
Tablica 1

Sztywność łańcucha E_0 [MN]

Wielkość łańcucha	Klasa jakości łańcucha		
	B	C	D
14 x 50	10,710	10,000	10,000
18 x 64	18,570	16,500	16,400
24 x 86	32,860	29,000	28,800
26 x 92	38,570	34,000	34,000
30 x 108	50,710	45,500	45,200
32 x 114	57,860	51,500	51,200

Na sztywność łańcucha ogniowego wywiera wpływ nie tylko jego wielkość, lecz również klasa jakości wykonania. Wyraźna różnica istnieje pomiędzy wartościami sztywności łańcuchów tej samej wielkości klasy jakości B oraz C. Różnica ta zanika pomiędzy klasami jakości C oraz D.

Uwzględnienie sztywności łańcuchów ogniowych w procesie konstruowania napędowych kół gniazdowych prowadzi do modyfikacji ich nominalnych cech geometrycznych. Cechy te wyznaczono z warunku zachowania stałego kąta przegięcia między sąsiednimi ogniwami na kole oraz z warunku zapewnienia swobodnego układania się ogniwa czynnego na dnie gniazda. Podstawowe parametry zmodyfikowanych kół napędowych wynoszą zatem /rys.1/:



Rys. 1 Zmodyfikowane cechy geometryczne napędowego koła gniazdowego.

- średnica podziałowa

$$D = \sqrt{1 + \frac{S_{ob}}{E_o} / 2} t_n^2 / 1 + \operatorname{ctg}^2 \frac{\pi}{2z} / + d^2 / 1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\pi}{2z} / \quad /1/$$

- odległość dna gniazda od środka koła

$$b_n = \sqrt{\frac{1}{2} / 1 + \frac{S_{ob}}{E_o} / t_n \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2z} - d / 1 + \operatorname{tg} \frac{\pi}{2z} /} \quad /2/$$

- grubość zęba

$$g_n = 1 + \frac{S_{ob}}{E_o} / t_n - 2d \quad /3/$$

- podziałka koła gniazdowego

$$T_n = 2 \sqrt{\left[1 + \frac{S_{ob}}{E_o} / t_n \cos \frac{\pi}{2z} \right]^2 + d \sin \frac{\pi}{2z} /}^2 \quad /4/$$

- kąty δ_1 oraz δ_2 , których suma daje $\frac{2\pi}{z}$

$$\delta_1 = 2 \operatorname{arc} \sin \frac{1 + \frac{S_{ob}}{E_o} / t_n + d}{D} \quad /5/$$

$$\delta_2 = 2 \arcsin \frac{1 + \frac{S_{ob}}{E_o} / t_n - d}{D} \quad /6/$$

gdzie:

t_n - podziałka nominalna łańcucha ogniwowego,

d - grubość ogniwa,

z - liczba zębów koła gniazdowego,

S_{ob} - obliczeniowe obciążenie łańcucha ogniwowego.

W powyższych wzorach występuje wielkość S_{ob} , którą należy wyznaczyć już w procesie projektowania pociągowych układów łańcuchowych jako maksymalne obciążenie łańcucha ogniwowego w miejscu jego nabiegania na napędowe koło gniazdowe.

3. Liczba zazębienia łańcuchowego

Chwilowe obciążenie ogniwa wejściowego łańcucha współpracującego ze zmodyfikowanym napędowym kołem gniazdowym decyduje o rodzaju zazębienia. Ujęto to wielkością liczby zazębienia łańcuchowego dynamicznego:

$$C_z^* = \frac{t/S}{t/S_{ob}} \quad /7/$$

gdzie:

t/S - podziałka ogniwa wejściowego łańcucha obciążonego siłą rzeczywistą:

$$t/S = 1 + \frac{S}{E_o} / t_n \quad /8/$$

t/S_{ob} - podziałka ogniwa wejściowego łańcucha obciążonego siłą obliczeniową:

$$t/S_{ob} = 1 + \frac{S_{ob}}{E_o} / t_n \quad /9/$$

Podstawiając /8/ i /9/ do /7/ mamy:

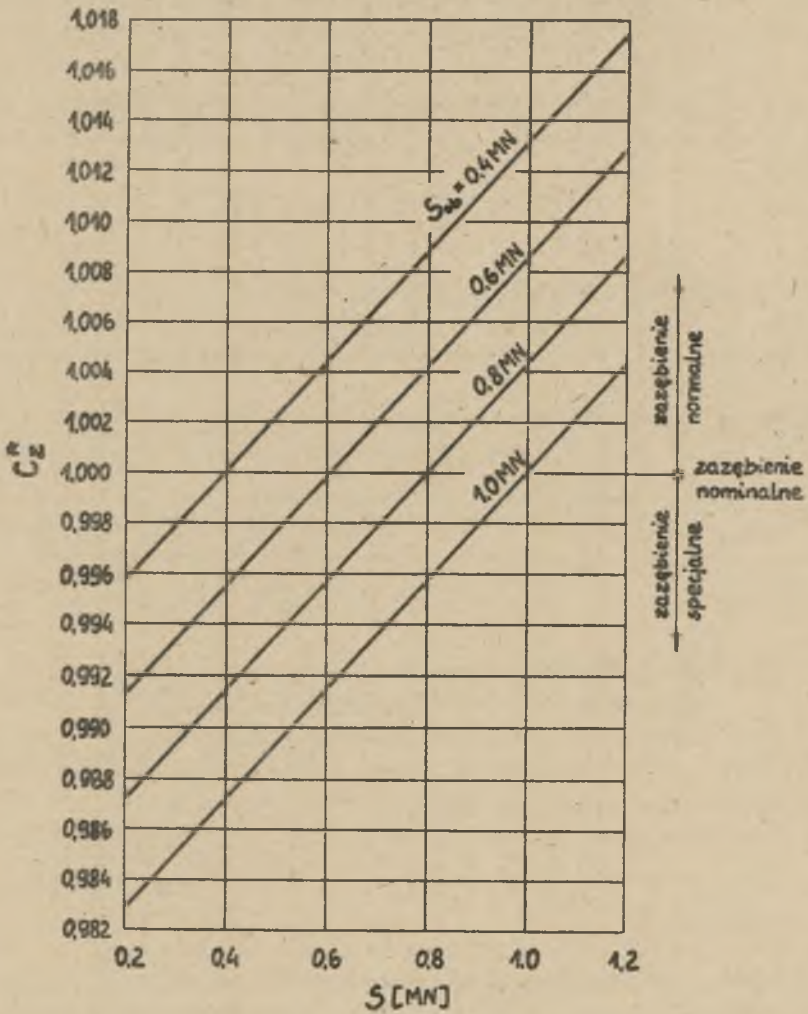
$$C_z^* = \frac{E_o + S}{E_o + S_{ob}} \quad /10/$$

przy $S = S_{ob}$, $C_z^* = 1$ - wystąpi zazębienie nominalne,

$S > S_{ob}$, $C_z^* > 1$ - wystąpi zazębienie normalne,

$S < S_{ob}$, $C_z^* < 1$ - wystąpi zazębienie specjalne.

Wpływ zmiany obciążenia łańcucha ogniwowego na jego rodzaj zazębienia z napędowym kołem gniazdowym, dla różnych wartości obciążenia obliczeniowego, ilustruje rys. 2. Przyjęcie większej wartości siły obliczeniowej poszerza zakres współpracy koła z łańcuchem przy zazębieniu specjalnym, które jest zazębieniem korzystniejszym w aspekcie zwiększenia kąta obejmowania koła napędowego przez łańcuch ogniwoy.



Rys. 2. Zależność liczby zazębnienia łańcuchowego dynamicznego od chwilowego obciążenia łańcucha ogniowego 30x108/D, dla różnej wartości obciążenia obliczeniowego.

W miarę upływu czasu eksploatacji pociągowego układu łańcuchowego będzie następowało zużycie koła gniazdowego i łańcucha. Uzewnętrzniac się to będzie zmianą chwilowego rodzaju zazębienia. Wpływ zmiany odległości den gniazd od środka koła oraz grubości zębów jak również podziałki ogniwa przy jego sztywnym traktowaniu na rodzaj zazębienia koła napędowego z łańcuchem ogniowym opisuje liczba zazębienia łańcuchowego geometrycznego [2]

$$C_z = \frac{t T_n}{t_n \sqrt{\left[\frac{d}{b_n} - \Delta b \right]^2 + \left[\frac{d}{2w} + t_n + \frac{d}{2} \sin \frac{\Psi}{2} \right]^2}} \quad /11/$$

przy czym

$$w = \Delta b \operatorname{ctg} \frac{\Psi}{2} + \Psi / + \Delta g \frac{\cos \Psi}{\sin \frac{\Psi}{2} + \Psi /}$$

gdzie:

t - podziałka rzeczywista łańcucha ogniowego

T_n - podziałka nominalna koła gniazdowego, określona wzorem /4/

b_n - nominalna odległość dna gniazda od środka koła, określona wzorem /2/

Ψ - kąt pochylenia tworzącej boku zęba,

Δb - miara translacji den gniazd na skutek zużycia [6],

Δg - wielkość zużycia boku zęba.

Wpływ zarówno sztywności łańcucha ogniowego jak i zużycia koła gniazdowego i łańcucha ujmuje ogólnie liczba zazębienia łańcuchowego:

$$C_1 = C_z^* \cdot C_z \quad /12/$$

gdzie:

C_1 - liczba zazębienia łańcuchowego,

C_z^* - liczba zazębienia łańcuchowego dynamicznego,

C_z - liczba zazębienia łańcuchowego geometrycznego.

I tak, przy $C_z < 1$ współpraca napędowego koła gniazdowego z łańcuchem ogniowym odbywać się będzie przy zazębieniu specjalnym, przy $C_z = 1$ - przy zazębieniu nominalnym, natomiast przy $C_z > 1$ - przy zazębieniu normalnym.

4. Wnioski

1. Modyfikacja nominalnych cech geometrycznych napędowych kół gniazdowych na podstawie uwzględnienia w procesie ich konstruowania sztywności łańcuchów ogniowych umożliwia współpracę koła napędowego z łańcuchem przy zazębieniu wielorakim. O danym rodzaju zazębienia decyduje chwilowe obciążenie łańcucha ogniowego w miejscu jego nabiegania na napędowe koło gniazdowe.
2. Dzięki współpracy napędowego koła gniazdowego z łańcuchem ogniowym przy zazębieniu wielorakim uzyskuje się:

- korzystniejszy rozkład obciążenia koła napędowego, ponieważ jak wiadomo, skuteczny kąt obejmowania koła napędowego przez łańcuch wynosi około π przy zazębieniu nominalnym i specjalnym, natomiast tylko $\frac{2\pi}{z}$
 - $\frac{2\pi}{z}$ przy zazębieniu normalnym,
 - eliminację poślizgów ogniw czynnych po powierzchniach roboczych zębów, dzięki swobodnemu układaniu się w gniazdach. Wiąże się to z odpowiednim wzrostem trwałości ścierniej napędowych kół gniazdowych.
3. O sztywności łańcuchów ogniwowych decyduje nie tylko ich wielkość, lecz również klasa jakości wykonania;

LITERATURA

- [1] BN - 73/1710-02 "Koła gniazdowe do łańcuchów ogniwowych górniczych".
- [2] Dolipski M.: Wpływ wielkości liczby zazębienia na nacisk ogniwa łańcucha o ząb koła gniazdowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo /w druku/.
- [3] Gotowciew A.A., Pimienow A.P., Izwiekow G.J.: Profilowanie zwieżdoczek dla tżagowych krugłożwiennych ciepiej. Trudy Instituta WNI IPTUGLEMASZ, nr 12/1967.
- [4] Rynik J.: Analityczno-empiryczne określenie statycznej sztywności łańcuchów ogniwowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo, nr 36/1969.
- [5] Rynik J.: Rozkład sił na kołach gniazdowych napędów łańcuchowych maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo, nr 69/1976.
- [6] Rynik J., Dolipski M.: Nadwyżki obciążeń w napędach łańcuchowych. Przegląd Mechaniczny, nr 18/1977.
- [7] Schaefer W.: Das Zusammenarbeiten von Kette und Kettenstern. Glückauf Forschungshefte, nr 6/1975.

ЗУВЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ МОДИФИЦИРОВАННОГО ВЕДУЩЕГО ГНЕЗДОВОГО КОЛЕСА С КРУГЛОЗВЕННОЙ ЦЕПЬЮ

Резюме:

Произведена модификация номинальных геометрических признаков ведущих гнездовых колес тяговых цепных систем в горном оборудовании. Представлена жесткость круглозвенных цепей различных величин для всех классов качества производства. Выделено число цепного динамического зацепления а также число цепного геометрического зацепления. Доказывается, что взаимодействие модифицированных ведущих гнездовых колес с круглозвенными цепями происходит при многообразном зацеплении.

CHAIN WHEEL MULTIMESH WITH A LINK CHAIN

Summary

A modification of nominal geometry features of drive chain wheels has been accomplished for mining machinery chain systems. Stiffness values for link chains of various size and class have been provided. Dynamic and geometric chain meshing numbers have been indicated. It has been shown that modified chain wheels mate better with link chains when multimeshed.