

Marian DOLIPSKI

WPLYW TARCIA W PRZEGUBACH ŁAŃCUCHA OGNIWOWEGO NA MOMENT
SIŁ OBCIĄŻENIA NAPĘDOWEGO KOŁA GNIAZDOWEGO

Streszczenie. W artykule omówiono: warunki realizacji zazębienia nominalnego, przebieg zmian ramion działania sił w ogniwach nabiegającym i zbiegającym, z uwzględnieniem poligonalności kół gniazdowych i ruchliwości ogniów pionowych oraz moment sił obciążenia napędowego koła gniazdowego przy jego nominalnym zazębieniu z łańcuchem ogniwowym.

1. WSTĘP

Jednym z rodzajów zazębienia łańcuchowego, przy którym odbywa się współpraca napędowego koła gniazdowego z łańcuchem ogniwowym, jest zazębienie nominalne [3]. Charakteryzuje się ono tym, że środki geometryczne grubości ogniów poziomych znajdujących się na kole gniazdowym zajmują położenie na jego średnicy podziałowej. Powoduje to, że kąty względnego pochylenia sąsiednich ogniów na kole gniazdowym równe są $\frac{\pi}{z}$ ($z - 1$), gdzie z oznacza liczbę zębów (gniazd).

Moment sił obciążenia napędowego koła gniazdowego równy jest różnicy iloczynów sił i ramion ich działania w ogniwie nabiegającym i zbiegającym z koła gniazdowego. Na przebieg zmian ramion działania sił w ogniwie nabiegającym i zbiegającym istotny wpływ wywiera nie tylko poligonalność kół napędowych [1], lecz również zjawisko ruchliwości ogniów pionowych. Charakteryzuje się ono przemieszczaniem ogniów pionowych w stronę osi koła na skutek względnego toczenia ogniów w czasie ich przechylenia. Towarzyszy temu zmiana położenia punktu styku sąsiednich ogniów [5, 8]. W czasie nabiegania następuje oddalanie się punktu styku ogniów od osi koła gniazdowego, natomiast w czasie zbiegania ogniów następuje zbliżanie się punktu styku do osi koła. Wartości tych przemieszczeń uzależnione są od liczby tarcia panującego w przegubach górniczego łańcucha ogniwowego. Przebieg zmian momentu sił obciążenia napędowego koła gniazdowego ma charakter okresowy o częstości równej częstości zazębienia łańcuchowego.

2. WARUNKI REALIZACJI ZAZĘBIENIA NOMINALNEGO

Norma branżowa BN-73/1710-02 "Koła łańcuchowe do łańcuchów ogniowych górniczych" określa średnicę podziałową kół gniazdowych tylko na podsta-

wie wymiarów łańcucha i liczby zębów współpracującego z nim koła gniazdowego. Tymczasem oprócz wymienionych czynników na wartość średnicy podziałowej istotny wpływ wywiera tarcie w przegubach łańcucha górniczego oraz wydłużenie sprężyste ogniw pod wpływem obciążenia. Z uwzględnieniem wszystkich wymienionych czynników, wartość średnicy podziałowej wyznacza się z zależności

$$D_p = \sqrt{p_H^2 + \left(\frac{p_V}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{p_H}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2},$$

przy czym

$$p_H = \left(1 + \frac{S_H}{E_0} \right) (p \pm \Delta p) + d \pm \Delta d,$$

$$p_V = \left(1 + \frac{S_V}{E_0} \right) (p \pm \Delta p) \mp \Delta d - \frac{d}{m} \left[1 \pm (1 - m) \operatorname{cosarctg} \mu \right],$$

gdzie:

- D_p - średnica podziałowa koła gniazdowego,
- p_H - podziałka obliczeniowa ogniwa poziomowego,
- S_H - siła rozciągająca ogniwa poziome,
- E_0 - sztywność łańcucha ogniwowego,
- p_V - podziałka obliczeniowa ogniwa pionowego,
- S_V - siła rozciągająca ogniwo pionowe,
- p - podziałka technologiczna łańcucha,
- Δp - tolerancja podziałki łańcucha,
- d - grubość ogniwa,
- Δd - tolerancja grubości ogniwa,
- m - moduł przegubu łańcucha ogniwowego ($m = d/c$),
- c - wewnętrzna szerokość ogniwa,
- μ - liczba tarcia w przegubach łańcucha.

Jednym z zasadniczych parametrów geometrycznych koła gniazdowego jest odległość dna gniazda od środka koła, która z uwzględnieniem wyżej wymienionych czynników jest równa

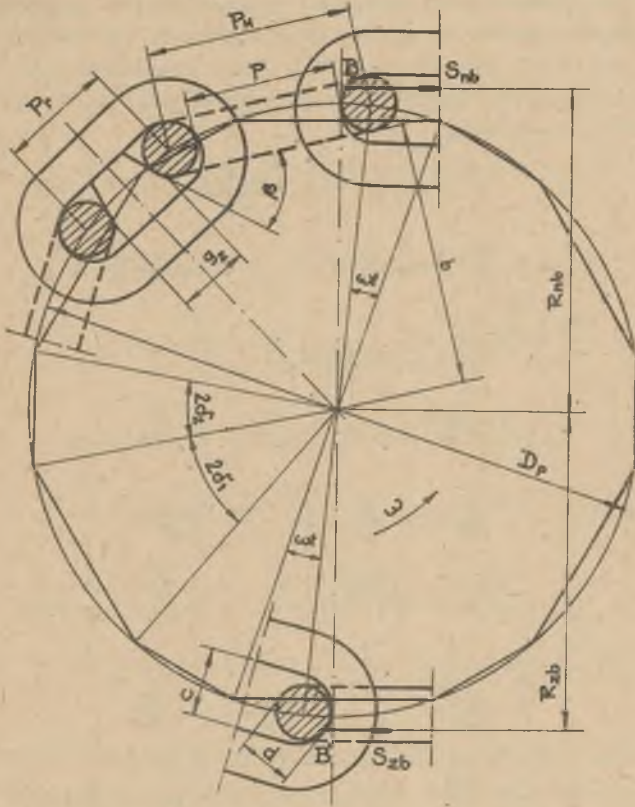
$$b = \frac{1}{2} \left(\frac{p_V}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{p_H}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} - d \right).$$

Drugim zasadniczym parametrem geometrycznym, gwarantującym realizację zażębienia nominalnego, jest grubość zęba u jego podstawy. Powinna ona wynosić

$$s_z = p_V - d \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \operatorname{cos} \frac{\alpha}{2} \right),$$

gdzie:

- g_z - grubość zęba u jego podstawy (rys. 1),
 β - kąt pochylenia tworzącej zęba względem dna gniazda.



Rys. 1. Ramiona działania sił w ogniwie nabiegającym i zbiegającym z napędowego koła gniazdowego o parzystej liczbie zębów

Realizacja zazębienia nominalnego posiada istotne znaczenie w aspekcie kinematyki współpracy napędowego koła gniazdowego z łańcuchem ogniwowym. Właśnie dla zazębienia nominalnego uzyskuje się najkorzystniejszy przebieg zmian prędkości i przyspieszeń łańcucha przy jego swobodnym nabieganiu na napędowe koło gniazdowe [2, 4].

3. RAMIĘ DZIAŁANIA SIŁY W OGNIWIE NABIEGAJĄCYM ŁAŃCUCHA

Ogniwem nabiegającym nazywa się ogniwo zazębiające się w danej chwili z napędowym kołem gniazdowym. Zazębianie to rozpoczyna się od chwili zetknięcia się ogniwa z kołem gniazdowym. Zetknięcie to może być rzeczywiste, co ma miejsce w przypadku ogniw poziomych (ogniwa poziome stykają się z gniazdem) lub urojone, które występuje przy ogniwach pionowych (ogniwa pionowe zajmują położenie w rowku zębnym). Ramię działania siły w ogniwie nabiegającym łańcucha (rys. 1) w czasie okresu zazębiania zmienia się według następujących zależności;

$$\text{- dla } 0 \leq t \leq (1 - m) \frac{\arctg \mu}{m \omega}$$

$$R_{nb}(t) = \frac{D_p}{2} \cos(\delta_1 - \omega t) + \frac{d}{2} \sin\left(\frac{m \omega t}{1 - m}\right)$$

$$\text{- dla } (1 - m) \frac{\arctg \mu}{m \omega} \leq t \leq \frac{\pi}{2 \omega}$$

$$R_{nb}(t) = \frac{D_p}{2} \cos(\delta_1 - \omega t) + \frac{d}{2} \sin \arctg \mu$$

$$\text{- dla } \frac{\pi}{2 \omega} \leq t \leq \frac{\pi}{2 \omega} + (1 - m) \frac{\arctg \mu}{m \omega}$$

$$R_{nb}(t) = \frac{D_p}{2} \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \delta_1 - \omega t\right) + \frac{d}{2} \sin\left(\frac{\omega t - \frac{\pi}{z}}{1 - m}\right)$$

$$\text{- dla } \frac{\pi}{2 \omega} + (1 - m) \frac{\arctg \mu}{m \omega} \leq t \leq \frac{2\pi}{z \omega}$$

$$R_{nb}(t) = \frac{D_p}{2} \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \delta_1 - \omega t\right) + \frac{d}{2} \sin\left(\omega t + \arctg \mu - \frac{\pi}{z}\right),$$

przy czym

$$\delta_1 = \arcsin \frac{p_H}{D_p}.$$

4. RAMIĘ DZIAŁANIA SIŁY W OGNIWIE ZBIEGAJĄCYM ŁAŃCUCHA

Ogniwem zbiegającym łańcucha nazywa się ogniwo wyzębujące się w danej chwili z napędowym kołem gniazdowym. W pociągowych układach łańcuchowych dominuje kąt obejmowania koła gniazdowego przez łańcuch równy 180° . Wobec tego, dla potrzeb matematycznego opisu przebiegu zmian ramienia działania

siły w ogniwie zbiegającym łańcucha zachodzi konieczność wyróżnienia układów zawierających napędowe koła gniazdowe o parzystej i nieparzystej liczbie zębów.

4.1. Napędowe koła gniazdowe o parzystej liczbie zębów

Ramię działania siły w ogniwie zbiegającym łańcucha (rys. 1) w czasie okresu zazębienia zmienia się według następujących zależności:

$$\text{- dla } 0 \leq t \leq \frac{\pi}{z\omega} - (1-m) \frac{\arctg \mu}{m\omega}$$

$$R_{zb}(t) = \frac{D_p}{2} \cos(\delta_1 - \omega t) + \frac{d}{2} \sin(\arctg \mu + \frac{\pi}{z} - \omega t)$$

$$\text{- dla } \frac{\pi}{z\omega} - (1-m) \frac{\arctg \mu}{m\omega} \leq t \leq \frac{\pi}{z\omega}$$

$$R_{zb}(t) = \frac{D_p}{2} \cos(\delta_1 - \omega t) + \frac{d}{2} \sin\left(\frac{\pi}{z} - \omega t\right)$$

$$\text{- dla } \frac{\pi}{z\omega} \leq t \leq \frac{2\pi}{z\omega} - (1-m) \frac{\arctg \mu}{m\omega}$$

$$R_{zb}(t) = \frac{D_p}{2} \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \delta_1 - \omega t\right) + \frac{d}{2} \sin \arctg \mu$$

$$\text{- dla } \frac{2\pi}{z\omega} - (1-m) \frac{\arctg \mu}{m\omega} < t < \frac{2\pi}{z\omega}$$

$$R_{zb}(t) = \frac{D_p}{2} \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \delta_1 - \omega t\right) + \frac{d}{2} \sin\left[\frac{m\left(\frac{2\pi}{z} - \omega t\right)}{1-m}\right]$$

4.2. Napędowe koło gniazdowe o nieparzystej liczbie zębów

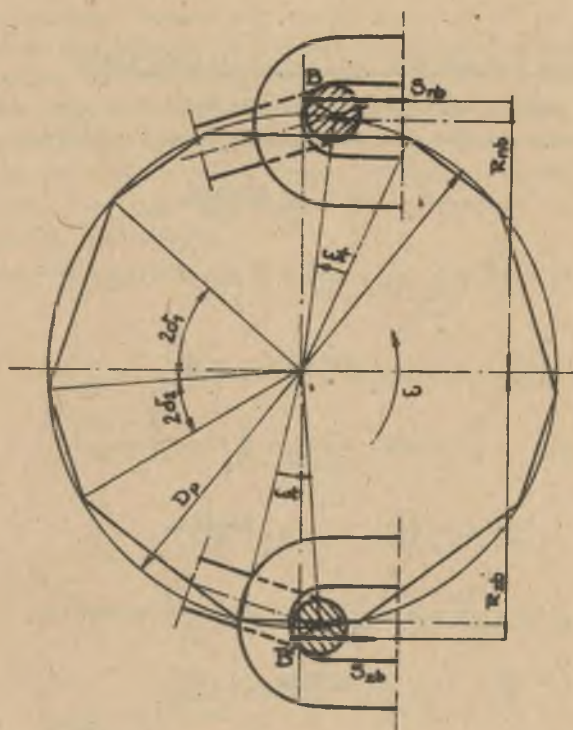
W przypadku gdy napędowe koło gniazdowe posiada nieparzystą liczbę zębów, ramię działania siły w ogniwie nabiegającym zmienia się według zależności podanych w punkcie 3, natomiast ramię działania siły w ogniwie zbiegającym (rys. 2) zmienia się według zależności następujących:

$$\text{- dla } 0 \leq t \leq \frac{\pi}{z\omega} - (1-m) \frac{\arctg \mu}{m\omega}$$

$$R_{zb}(t) = \frac{D_p}{2} \cos(\delta_2 - \omega t) + \frac{d}{2} \sin \arctg \mu$$

$$\text{- dla } \frac{\pi}{z\omega} - (1-m) \frac{\arctg \mu}{m\omega} \leq t \leq \frac{\pi}{z\omega}$$

$$R_{zb}(t) = \frac{D_p}{2} \cos(\delta_2 - \omega t) + \frac{d}{2} \sin\left[\frac{m\left(\frac{\pi}{z} - \omega t\right)}{1-m}\right]$$



Rys. 2. Ramiona działania sił w ogniwie nabiegającym i zbiegającym z napędowego koła gniazdowego o nieparzystej liczbie zębów

- dla
$$\frac{\pi}{z_0} < t \leq \frac{2\pi}{z_0} - (1 - m) \frac{\arctg \mu}{m\omega}$$

$$R_{zb}(t) = \frac{D}{2} \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \delta_2 - \omega t\right) + \frac{d}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{z} + \arctg \mu - \omega t\right)$$

- dla
$$\frac{2\pi}{z_0} - (1 - m) \frac{\arctg \mu}{m\omega} \leq t \leq \frac{2\pi}{z_0}$$

$$R_{zb}(t) = \frac{D}{2} \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \delta_2 - \omega t\right) + \frac{d}{2} \sin\left(\frac{\pi}{1 - m} - \omega t\right),$$

przy czym

$$\delta_2 = \frac{\pi}{z} - \delta_1,$$

5. MOMENT SIŁ OBCIĄŻENIA NAPĘDOWEGO KOŁA GNIAZDOWEGO

Moment sił obciążenia napędowego koła gniazdowego wyznacza się z zależności

$$M(t) = S_{nb} R_{nb}(t) - S_{zb} R_{zb}(t),$$

gdzie:

S_{nb} - siła rozciągająca ogniwo nabiegające,

S_{zb} - siła rozciągająca ogniwo zbiegające.

Przykładowo, przebieg zmian momentu sił obciążenia napędowego koła gniazdowego o liczbie zębów $z = 6$ współpracującego z łańcuchem ogniowym 18x64 (na podstawie [6] przyjęto $E_0 = 2,26 \cdot 10^7 N$) przedstawiono w tabeli 1. Z tabeli tej widać, jak istotny wpływ na wartości $M(t)$ posiada liczba tarcia w przegubach łańcucha. Im wyższa liczba tarcia μ , tym większa zmienność momentu sił obciążenia napędowego koła gniazdowego.

Tabela 1

Przebieg zmian momentu sił obciążenia napędowego koła gniazdowego ($z=6$, $\omega = 5 \text{ rad/s}$) w zależności od wartości liczby tarcia w przegubach łańcucha ogniowego 18x64 ($S_{nb} = 200 \text{ kN}$, $S_{zn} = 100 \text{ kN}$)

M(t) kNm	$t; \times 10^{-2}, \text{ s}$						
	0	3,49	6,98	10,47	13,96	17,45	20,94
$\mu = 0$	11,43	12,12	12,43	12,37	12,91	13,05	12,87
$\mu = 0,2$	11,24	12,27	12,58	12,69 12,15	13,03	13,14	13,04
$\mu = 0,4$	11,03	12,33	12,63	12,91 11,89	13,05	13,15	13,11
$\mu = 0,6$	10,79	12,35	12,66	13,04 11,63	13,08	13,18	13,10

6. UWAGI KOŃCOWE

Zazębienie nominalne jest najkorzystniejszym rodzajem zazębienia łańcuchowego, ponieważ przy nim nie występują poślizgi ogniw w gniazdach oraz związane z nimi negatywne zjawiska dynamiczne [7] na napędowych kołach gniazdowych. Aby jednak osiągnąć współpracę napędowego koła gniazdowego z łańcuchem ogniowym przy zazębieniu nominalnym muszą być spełnione warunki podane w punkcie 2.

Na przebieg zmian momentu sił obciążenia napędowego koła gniazdowego decydujący wpływ wywiera nie tylko poligonalność kół gniazdowych, lecz również wartość liczby tarcia panującego w przegubach łańcucha ogniwowego. Ponieważ pociągowe układy łańcuchowe eksploatowane są w różnych warunkach (otoczenie pyłu węglowego, pyłu kamiennego, zawilgocenie), stąd zachodzi potrzeba prowadzenia badań w zakresie określenia liczby tarcia w przegubach łańcucha ogniwowego.

LITERATURA

- [1] Basedow G.: Kräfte und Beanspruchungen in Antriebsketten. Antriebs-technik, nr 2/1976.
- [2] Czugriew L.J.: Dwiżenie kolcowej ciepi konwiejera. Gornyje Masziny i Awtomatika, nr 1/1970.
- [3] Dolipski M.: Zazębiecie wielorakie napędowego koła gniazdowego z łańcuchem ogniwowym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo 95, 1979.
- [4] Dolipski M., Reich K., Adamowicz H., Ziegler H.: Wymuszone nabieganie łańcucha ogniwowego na koło gniazdowe. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo 83, 1977.
- [5] Leonow A.P.: Issliedowanie iznosa krugłożwiennych ciepiej i tżagowych zwiezdoczek podziemnych skriebkowych konwiejerow. Awtoferat dissertaczi na soiskanie uczienoj stiepieni kandidata tiechniczeskich nauk. Institut Gornowo Dieła im. A.A. Skoczinskowo. Moskwa 1970.
- [6] Rynik J.: Analityczno-empiryczne określenie statycznej sztywności łańcuchów ogniowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo 36, 1969.
- [7] Rynik J.: Zjawiska dynamiczne na napędowych kołach gniazdowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 10/1976.
- [8] Schaefer W.: Die abstände der Kettenglieder von Rundstahlketten von der Drehachse der Kettensterne. Glückauf Forschungshefte, nr 6/1976.

ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ В ШАРНИРНОЙ ЗВЕННОЙ ЦЕПИ НА МОМЕНТ СИЛ ПРИВОДНОЙ НАГРУЗКИ ЗВЕННОГО КОЛЕСА

Р е з ю м е

В статье рассматриваются условия выполнения номинального зацепления, и как проходят изменения плеч действия сил в набегающих и обегаящих звенах, с учётом полигональности звездных колёс и подвижность вертикальных звеньев, а также момент сил нагрузки приводного звездного колеса при его номинальном зацеплении с звенной цепью.

THE INFLUENCE OF FRICTION IN COIL CHAIN JOINTS ON THE MOMENT
OF LOADING FORCES IN THE DRIVE PACKET SHEAVE

S u m m a r y

The paper discusses the conditions of the nominal gear, the course of changes of arms of forces in the oncoming and outgoing coil with the account of polygonality of the packet sheave and mobility of vertical coils. The moment of loading forces of the drive pocket sheave at its nominal gear with the coil chain was also studied.