ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2000
Seria: TRANSPORT z. 41 Nr kol. 1491

Manfred CHMURAWA

ANALIZA STANU OBCIĄŻENIA W OBIEGOWEJ PRZEKŁADNI CYKLOIDALNEJ

Streszczenie. W artykule przedstawiono wielokryterialną analizę rozkładów obciążeń w przekładni Cyclo. Opracowano oryginalną numeryczną metodę obliczeń, która umożliwia badanie wpływu cech konstrukcyjnych przekładni na stan jej obciążenia. Wyniki uzyskane metodą numeryczną porównano z wynikami, dotychczas stosowanej metody analitycznej.

ANALYZE OF STATE OF LOAD IN CYCLOIDAL PLANETARY GEAR

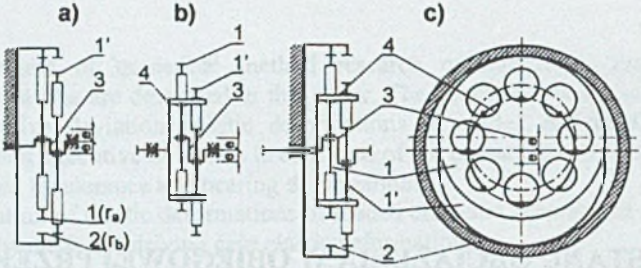
Summary. In the paper there are presented results of multicriterial analyze of load distribution in cycloidal gear. It has been elaborated original numerical method of calculations that enables research on the influence of constructional features of a gear on its state of load. Results from numerical method have been compared with results of applied till now analytical method.

1. WPROWADZENIE

W grupie przekładni mechanicznych relatywnie najmniejszą jest obiegowa przekładnia cykloidalna, w skrócie Cyclo. Mimo wielu zalet nadal nie jest powszechnie stosowana [1÷7]. Wynika to głównie z nieznanych zależności, wiążących złożoną konstrukcję i wewnętrzne zazębienie cykloidalne z rozkładami obciążeń.

Przekładnia Cyclo, posiadająca dwa koła obiegowe 1 i 1' jest przekładnią typu K-H-V o dodatnim przełożeniu bazowym (i_o>0) i wał jarzma 3 (mimośrodów) jest wałem różnicowym, więc suma momentów musi spełniać równanie, rys. 1 i 2 [4, 6, 7, 13]:

$$M_1 - M_2 + M_h = 0 \tag{1}$$



Rys 1. Schemat kinematyczny stosowanej przekładni cykloidalnej
Fig. 1. Kinematic scheme of planetary cycloidal gear

gdzie: $M_1 = 2\,M_c = M_h \cdot |i| \cdot \eta$ - moment zdawczy na kołach obiegowych 1 i 1',

M_2 - moment obciążający współpracujące koło centralne 2 (zespół rolek),

M_h - moment wejściowy (napędzający) na wale jarzma 3,

i , η - przełożenie kinematyczne i sprawność przekładni:

$$i = -\frac{z_s}{z_k - z_s} = -\frac{z_s}{\Delta z} \tag{2}$$

gdzie: $z_s = z_a$ liczba zębów koła obiegowego 1 lub 1',

$z_k = z_s + 1$ liczba zębów (rolek) koła centralnego 2.

Momenty M_c z kół obiegowych są przekazywane na wał zdawczy za pośrednictwem mechanizmu równowodowego 4 (prostowodu). Mechanizm ten ma postać tarczy ze sworzniami i tulejkami. Ze stanu równowagi i geometrii zazębienia koła obiegowego wynika [11 - 14]:

$$M_h = 2R \cdot e \cdot \cos\alpha_R \tag{3}$$

gdzie: R- siła oddziaływania mimośrodu, działająca na jedno koło obiegowe;

α_R - kąt położenia siły R;

e - mimośród przekładni, $e = O_a O_b$, rys. 2.

Siłę R i kąt α_R wyznacza się metodą analityczną dla charakterystycznego położenia elementów, jak na rys. 2 [10, 13]. Dla innych kątów położenia mimośrodu z przedziału $\gamma = 0^\circ \div 360^\circ$ wartość siły R podlega niewielkim wahaniom w granicach od ±0,3 do ±2,1%, podobnie kąt α_R ulega wahaniom od ±0,9 do ±3,3% [11]. Przyjęto jedną wartość siły R i stały kąt α_R, które umożliwiają obliczanie rozkładów obciążeń dla dowolnego kąta obrotu

mimośrodu γ. W następstwie obciążenia przekładni momentami M_1, M_2 i M_h zaistnieją trzy charakterystyczne nieznane rozkłady obciążeń:

- **rozkład obciążeń w zazębieniu**, tj. rozkład sił międzyzębnych P_i;
- **rozkład obciążeń Q_j**, działający na sworznie mechanizmu prostowodowego;
- **rozkład siły oddziaływania mimośrodu R na składowe Q_{ri}**, obciążające elementy toczne w otworze łożyskowym, wynikający z działania momentu napędowego M_h.

Na rys. 2 przedstawiono zasadę zrównoważenia sił i relacje między ich wartościami na przykładzie reprezentatywnej przekładni Cyclo o przełożeniu $|i|=19$, mimośrodzie e=3 mm, mocy N=3,7 kW i $n_h=750\ \frac{obr}{min}$, gdzie $M_1=2M_e=880$ Nm, $M_h=46{,}3$ Nm, R=10,3 kN i $\alpha_R=42{,}5°$ [2,3].

Do obliczania sił międzyzębnych P_i i sił oddziaływania Q_j można wykorzystać:

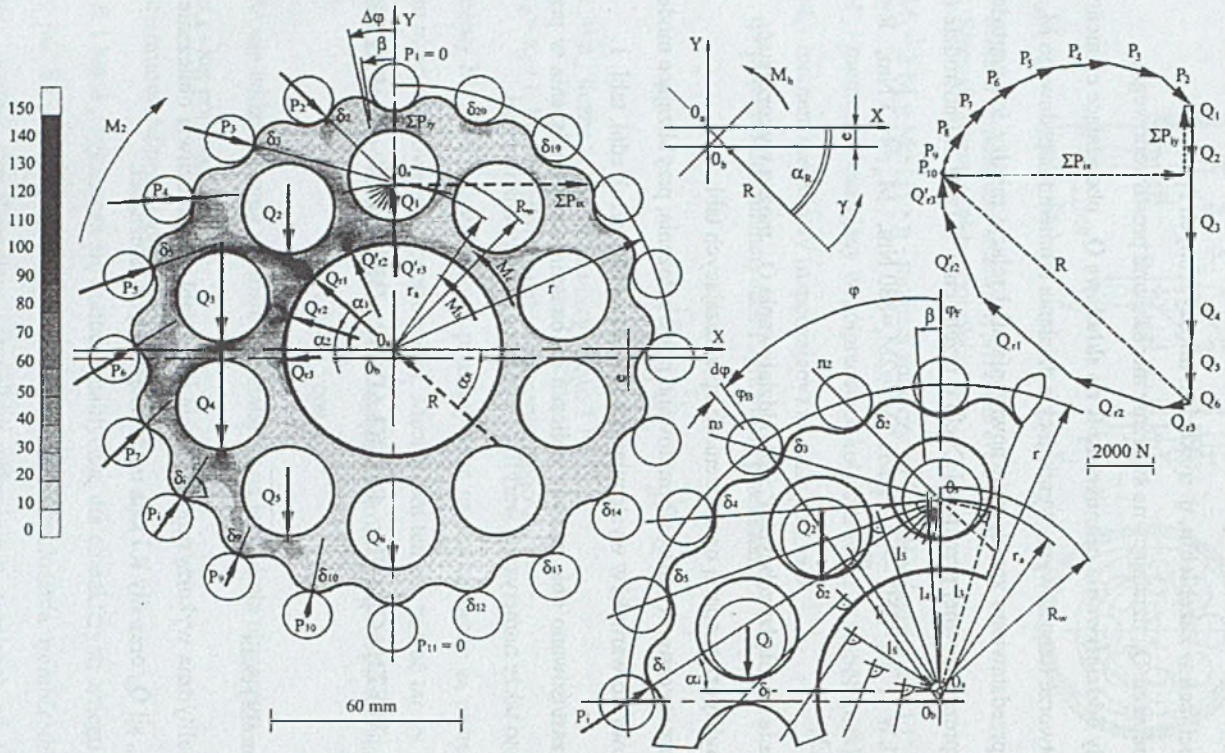
- **metodę analityczną**, opartą na założeniach upraszczających tabl. 1;
- **metodę numeryczną**, w której sformułowano nowe założenia, przybliżające model obliczeniowy do warunków występujących w rzeczywistej przekładni, tabl. 1.

W artykule zastosowano obie metody obliczeń do badania stanu obciążenia w przekładni. Przeprowadzono także numeryczną weryfikację założeń metody analitycznej.

2. METODY WYZNACZANIA ROZKŁADÓW OBCIĄŻEŃ W PRZEKŁADNI CYCLO

2.1. Metoda analityczna

Metoda analityczna wykorzystuje założenia jak w tabl. 1 i umożliwia obliczanie sił międzyzębnych P_i, sił Q_j, oraz siły R i kąta α_R z następujących zależności:



Rys. 2. Układ sił w [N], rozkład przemieszczeń , naprężeń σ_{red} w [MPa] i momenty obrotowe w kole obiegowym w stanie równowagi
Fig. 2. System of forces in [N], distribution of displacements and stresses σ_{red} in [MPa], torques and rule of balancing forces acting on planet wheels

Tablica 1

Założenia do metod obliczeń rozkładów obciążeń w przekładni cykloidalnej (Cyclo)

Lp.	Element, wielkość lub sposób działania	Model obliczeniowy	
		w metodzie analitycznej [1,11,12,13]	w metodzie numerycznej [3÷7]
1	Koło obiegowe	sztywna tarcza bez otworów z brzegiem zewnętrznym w postaci EES	odkształcalna tarcza z otworami i brzegiem zewnętrznym w postaci EES
2	Przemieszczenia δi δj w miejscu styku zębów i sworzni (więzów)	wynikają z nieskończenie małych kątów obrotu β i Δφ sztywnego koła obiegowego i tarczy mechanizmu równowodowego oraz nieokreślonych ugięć rolek i sworzni	wynikają z odkształceń ażurowego koła obiegowego o skończonej grubości oraz rzeczywistych ugięć rolek i sworzni
3	Siła oddziaływania mimośrodu R (napędzająca)	skupiona, przyłożona w środku pełnego koła obiegowego (punkcie O_a) pod kątem α_R, rys. 2.	rozłożona, w postaci zbieżnego układu nacisków Q_n czynnych wałeczków łożyska mimośrodu, rys. 2.
4	Sposób przenoszenia obciążenia z koła obiegowego na koło współpracujące	obciążenie rozkłada się równomiernie na dwa koła obiegowe i każde przenosi moment $M_c = 0,5\ M_1$. Obciążenie przenosi jedna (czynna) strona koła obiegowego, a kierunki działania sił międzyzębnych P_i tworzą pęk prostych o początku w punkcie tocznym zazębienia O_s	
5	Sposób przenoszenia obciążenia przez mechanizm równowodowy	obciążenie z koła obiegowego przenosi się na jedną (czynną) stronę sworzni mechanizmu równowodowego, a kierunki działania sił Q_j są równoległe do prostej $O_a\ O_b$ (mimośrodu)	

$$P_i = \frac{4M_c}{r_a^2 z_b} l_i = \frac{4M_c}{(e \cdot z_a)^2 \cdot z_b} l_i \tag{4}$$

$$Q_j = Q_{BF} = \int_{\varphi F}^{\varphi B} \frac{2M_c}{\pi R_w} \sin\varphi \, d\varphi = \frac{2M_c}{\pi R_w} (\cos\varphi_F - \cos\varphi_B) \tag{5}$$

$$R = \frac{M_c}{r_a} \sqrt{1 + (\frac{4r_a}{\pi R_w} - K_y)^2} \tag{6}$$

$$\alpha_R = \arccos \frac{\sum_{(i)} P_{ix}}{R} = \arccos \frac{1}{\sqrt{1 + (\frac{4r_a}{\pi R_w} - K_y)^2}} \tag{7}$$

gdzie: $r_a = e \cdot z_a$ promień centrodii ruchomej,

l_i, R_w - promienie toczne i rozmieszczenia sworzni mechanizmu równowodowego,

φ_F, φ_B - kąty położenia dwóch sąsiednich sworzni, rys. 2,

i, j - liczby czynnych zębów (rolek) i sworzni przejmujących obciążenie,

$K_y = \sum_{(i)} \frac{4l_i \cdot c_i}{r_a^2 \cdot z_b}$ współczynnik, zależny od cech konstrukcyjnych przekładni [10].

2.2. Metoda numeryczna

Do badania stanu obciążenia w przekładni Cyclo opracowano oryginalną metodę numeryczną, w której model obliczeniowy odzwierciedla cechy geometryczne i warunki współpracy, zbliżone do takich, jakie występują w rzeczywistej przekładni. Do obliczania sił międzyzębnych P_i i sił Q_j zastosowano MES z uwzględnieniem założeń, jak w tabl.1. Siłą czynną jest tu siła oddziaływania mimośrodu R, która obciąża koło obiegowe przez układ nacisków Q_n aktywnych wałeczków łożyska mimośrodu, wynikających z przyjęcia kryterialnego luzu g w łożysku centralnym, rys 2 i tabl. 2. MES umożliwia m.in. bezpośrednie obliczanie wartości sił P_i i Q_j, dla zadanego układu nacisków Q_n, przy czym układ sił działających w przekładni będzie znajdował się w równowadze.

Współpraca kół zębatych z elementami przekładni charakteryzuje się płaskim układem sił i może być modelowana w MES w płaskim stanie naprężenia [1, 4, 8]. Model koła obiegowego poddano dyskretyzacji opierając się na 8-węzłowych elementach typu 2D. Ze względu na wymaganą dokładność odtworzenia geometrii układu zastosowano zagęszczenie siatki, szcze-

gólnie w pobliżu uzębienia i otworów. Model koła podzielono na 5590 elementów, a siatka posiada 18 526 węzłów.

Tablica 2

Rozkład obciążeń na (n) – aktywnych wałeczków w centralnym węźle łożyskowym na przykładzie przekładni o przełożeniu i=19 i średnicy d_m =76,5 mm [1÷7]

Lp.	Siła nacisku [N]	Kąt położenia siły α_i [°]	Wartość siły nacisku Q_n [N] przy kącie rozkładu obciążenia ψ_ε [°] na (n) -aktywnych wałeczków				
			0 (1)	34,68 (3)	57,14 (5)	90 (7)	90 (9)
1.	Qr_5	α_5 = -53,5	-	-	-	-	335
2.	Q_{r4}	α_4 = -29,5	-	-	-	761	1084
3.	Q_{r3}	α_3 = –5,5°	-	-	894	1795	1741
4.	Q_{r2}	α_2 = 18,5	-	2628	2952	2537	2185
5.	Q_{r1}	$\alpha_1 = \alpha_R$ = 42,5	10314	5513	3725	2805	2341
6.	Q'_{r2}	α'_2 = 66,5	-	2628	2952	2537	2185
7.	Q'_{r3}	α'_3 = 90,5°	-	-	894	1795	1741
8.	Q'_{r4}	α'_4 = 114,5	-	-	-	761	1084
9.	Q'_{r5}	α'_5 = 138,5	-	-	-	-	335
	Luz promieniowy g [mm]		1,1	0,25	0,045	0	0

Zapewniono pokrywanie się wybranych węzłów z charakterystycznymi punktami współpracy kół zębatych, tj. miejscami styku zębów z rolkami i sworzni oraz wałeczków z otworami. Metodę obliczeń, warunki brzegowe, obciążenia, zastosowane modele numeryczne kół zębatych i modele współpracy elementów opisano w pracach [3÷7].

3. WERYFIKACJA ZAŁOŻEŃ METODY ANALITYCZNEJ

Numeryczny model współpracy elementów przekładni Cyclo umożliwia zweryfikowanie założeń metody analitycznej. Opracowano dla wybranej tu przekładni model pełnego koła obiegowego, współpracującego z odkształcalnymi rolkami i sworzniami. Zgodnie z założeniami koło z uzębieniem zewnętrznym w postaci EES nie ma otworów i jest obciążone skupioną siłą R przyłożoną do jego środka (por. tabl. 1 i rys. 1 i 2). Następnie modelowano sztywność przyjmując różne koła, a mianowicie koła prawie absolutnie sztywne, sztywne i odkształcalne. Dysponując modelami kół wykorzystano metodę numeryczną do obliczania rozkładów sił międzyzębnych P_i i sił oddziaływania sworzni Q_j, odpowiednio dla danego stopnia sztywności pełnego koła obiegowego, rys. 3 i 4. Wartości sił P_i i Q_j obliczone dla sztywnego i bardzo sztywnego koła różnią się w niewielkim stopniu (o ok. ±4%) od wartości

obliczonych metodą analityczną dla koła absolutnie sztywnego. Warto podkreślić, że największe wartości sił P_i i Q_j obliczone ww. metodami są identyczne. Metoda numeryczna może być więc stosowana do badania stanu obciążenia w szerszym zakresie niż metoda analityczna w tych przypadkach, gdzie nie można stosować tej ostatniej.

4. WYNIKI BADAŃ WPŁYWU CECH KONSTRUKCYJNYCH NA ROZKŁADY OBCIĄŻEŃ W PRZEKŁADNI CYCLO

Możliwości poznawcze metody numerycznej wykorzystano do zbadania wpływu następujących cech przekładni Cyclo na rozkłady obciążeń $\{P_i\}$ i $\{Q_j\}$:

- **parametrów konstrukcyjnych przekładni**, głównie przełożenia $|i|$, mimośrodu e oraz średnicy podziałowej koła współpracującego 2r;
- **sposobu przekazywania siły R** na koła obiegowe przez wałeczki łożyska;
- **stopnia sztywności rolek i sworzni**, wynikającego m.in. z udziału tulejek i wartości luzów w przekazywaniu obciążenia;
- **konstrukcji i stopnia sztywności koła obiegowego**, wynikających z wielkości otworów i tzw. mostków między otworami i uzębieniem;
- **konfiguracji i wartości luzów międzyzębnych**, zależnych od liczby k - współpracujących zębów w przekładni.

W celu zobrazowania wielkości wpływu poszczególnych cech wprowadzono pojęcie współczynnika zwiększenia obciążenia:

$$K = \frac{\max P_{in}}{\max P_{ia}} \quad \text{lub} \quad K = \frac{\max Q_{jn}}{\max Q_{ja}}$$

gdzie: $\max P_{in}$, $\max Q_{jn}$ – największe wartości sił wyznaczonych metodą numeryczną;

$\max P_{ia}$, $\max Q_{ja}$ – największe wartości sił wyznaczonych metodą analityczną.

Wyniki obliczeń numerycznych scharakteryzowano niżej, a odpowiednie przebiegi obciążeń przedstawiono na rys. 5÷12. Literą **a** wyróżniono rozkłady obliczone metodą analityczną. Wartości współczynników zwiększenia obciążenia zestawiono w tabl. 3, gdzie znakiem * zaznaczono wartości ekstremalne, a wartości uznane za reprezentatywne pogrubiono.

4.1. Wpływ liczby czynnych elementów łożyska mimośrodu na rozkłady obciążeń w przekładni Cyclo

Do badań wpływu liczby n-czynnych elementów łożyska na rozkłady obciążeń wykorzystano 5 możliwych konfiguracji nacisków Q_{ri} z tabl.2. Wyniki obliczeń w postaci rozkładów wartości sił międzyzębnych P_i i sił Q_j przedstawiono na rys. 5 i 6. Wyznaczono także odpowiednie współczynniki zwiększenia obciążenia K względem największej siły obliczonej metodą analityczną, tabl. 3. Jak wynika z rys. 5 i 6, luz promieniowy g i liczba n-czynnych elementów łożyska wpływają istotnie na stan obciążenia w przekładni. Najkorzystniejszy rozkład zaistnieje przy luzie zerowym, który jest jednak najmniej prawdopodobny. Gdy luz jest duży, niedopuszczalny w przekładni, to siły są ekstremalne. W tej sytuacji **rozkładem, który może być stosowany w obliczeniach konstrukcyjnych, jest rozkład nacisków Q_{ri}, występujący przy największym dopuszczalnym luzie**, jaki może zaistnieć w przekładni. Wartość tego luzu ustalono na poziomie g = 0,045 mm, któremu odpowiada obliczeniowy rozkład nacisków na 5 wałeczków o wartościach jak w wyróżnionej kolumnie w tabl. 2.

4.2. Wpływ numerycznych modeli współpracy kół obiegowych z pozostałymi elementami przekładni Cyclo

Współpraca obiegowych kół zębatych z pozostałymi elementami przekładni charakteryzuje się płaskim układem sił i może być modelowana w płaskim stanie naprężenia. Do obliczeń rozkładów obciążeń wykorzystano oryginalną metodę numeryczną z wykorzystaniem MES [3, 6, 7].W badaniach numerycznych rozpatrywano następujące modele współpracy kół obiegowych z pozostałymi elementami przekładni [7]:

- model **1** - koło obiegowe utworzono z elementów 2D, rolki koła współpracującego i mechanizmu równowodowego potraktowano jak sztywne elementy prętowe;
- model **2** - koło obiegowe, rolki i sworznie utworzono z elementów 2D;
- modele **3, 4, ... 9, 10** - koło obiegowe utworzono z elementów 2D, rolki i sworznie zastąpiono odkształcalnymi elementami prętowymi o zróżnicowanej zastępczej sztywności, wynikającej z konstrukcji i stopnia zużycia elementów w eksploatacji.

W obliczeniach wykorzystano charakterystyczny (uznany za reprezentatywny) zestaw nacisków 5 wałeczków, obciążających koło obiegowe (por. pkt. 4.1.). Wyniki obliczeń w postaci odpowiednich przebiegów sił przedstawiono na rys. 7 i 8. Z wartości obliczonych sił P_i i Q_j wynika, iż koło zewnętrzne 1' jest relatywnie bardziej obciążone i ono może być wykorzy-

stywane w obliczeniach konstrukcyjnych. Daje się także zauważyć małe zróżnicowanie sił P_i i Q_j dla silnie zróżnicowanych modeli współpracy. W tej sytuacji należałoby wybrać jeden reprezentatywny model współpracy. Spośród modeli najbardziej prawdopodobny mógłby być **model 9**, w którym odkształcalne rolki i sworznie przejmują obciążenie wraz z ciasno osadzonymi tulejkami. Reprezentatywny model wyróżniono grubszą linią na rys. 7 i 8.

4.3. Wpływ konstrukcji koła obiegowego na rozkłady obciążeń

Konstrukcja koła obiegowego wynika z geometrii zazębienia i sposobu przeniesienia mocy w przekładni Cyclo, rys.1 i 2. Głównymi cechami konstrukcyjnymi, decydującymi o postaci i wymiarach koła są [4, 5, 10, 11]:

- uzębienie, scharakteryzowane przez przełożenie $|i|$, mimośród e i współczynnik skrócenia epicykloidy m;
- średnica centralnego otworu łożyskowego d_m,
- liczba n_o i średnica d_o otworów dla sworzni mechanizmu równowodowego.

Wymienione cechy wpływają na rozłożenie materiału między uzębieniem i otworami, które przesądza o sztywności całego koła i ostatecznie wpływa na rozkład obciążeń, rys. 2. W celu zbadania wpływu ww. cech na rozkłady obciążeń wykorzystano posiadane oprogramowanie i zaprojektowano 4 zróżnicowane konstrukcyjnie koła obiegowe **I, II, III i IV** do przekładni Cyclo o reprezentatywnym przełożeniu i =19 [4]. Miarą „masywności" koła może być powierzchnia materiału A [mm^2], zawarta między uzębieniem i otworami lub grubość materiału (tzw. mostki) x_1, x_2 i x_3 w [mm] między uzębieniem i otworami.

Do wyznaczania obciążeń zastosowano MES, dla której opracowano adekwatne numeryczne modele kół obiegowych o zróżnicowanej konstrukcji [3, 6]. Wartości obliczonych sił międzyzębnych P_i i sił Q_j odpowiednie dla danego typu koła przedstawiono na rys. 9 i 10. Wyznaczono także współczynniki zwiększenia obciążenia K względem największej siły obliczonej metodą analityczną, tabl. 3. Z analizy przebiegów i wartości sił wynika, iż relatywnie **korzystny rozkład występuje w kole II**, umownie nazywanym normalnym; w którym lokalne grubości koła spełniają warunek $x_1 \approx x_2 \approx x_3$. Dla koła II współczynnik zwiększenia siły międzyzębnej K=1,18, a współczynnik zwiększenia siły Q_j K= 1,24. Cechy koła II mogą być podstawą racjonalnego projektowania przekładni Cyclo.

4.4. Wpływ konfiguracji luzów międzyzębnych na rozkłady obciążeń

Geometria wewnętrznego zazębienia cykloidalnego przewiduje dwa rodzaje uzębienia koła obiegowego:

- **nominalne**, dotychczas stosowane, z przypadkową konfiguracją luzów;
- **korygowane**, z założoną konfiguracją luzów, będącą następstwem przeprowadzania modyfikacji zazębienia.

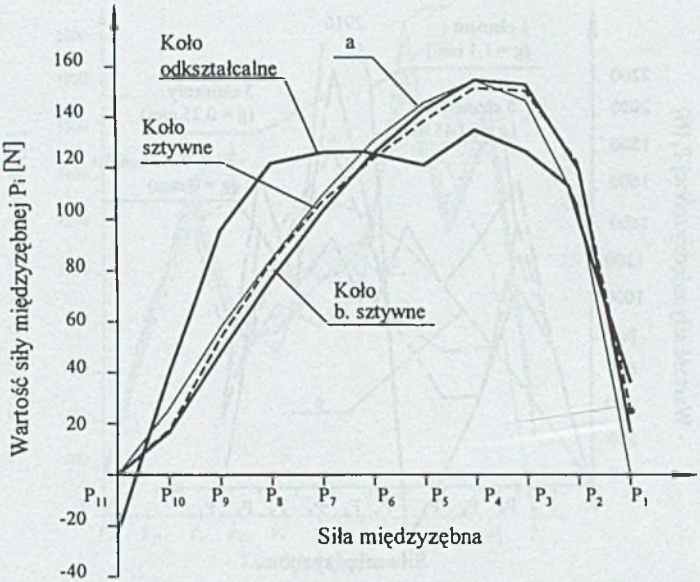
Podstawowym założeniem modyfikacji jest zróżnicowanie ekwidystant koła obiegowego względem koła współpracującego, w wyniku którego zaistnieją założone (dowolnie małe) luzy międzyzębne i niezbędny luz obwodowy w zazębieniu.

Odpowiednia modyfikacja z zadaną konfiguracją luzów umożliwia wskazanie tych zębów, które wejdą w przypór z kołem współpracującym. Modyfikacja umożliwia m.in. numeryczne badania wpływu zmniejszającej się liczby k - zębów na rozkład sił międzyzębnych P_i i sił oddziaływania sworzni Q_j. Dla wybranej przekładni o przełożeniu i =19 obliczono metodą numeryczną wartości sił P_i i Q_j odpowiednio dla k = 11,7,5 i 3 zębów, które uczestniczą w przekazywaniu obciążenia z koła obiegowego na rolki koła współpracującego. Wyniki obliczeń wartości sił P_i i Q_j odpowiednie do liczby i konfiguracji czynnych zębów w zazębieniu przedstawiono na rys. 11 i 12. Rysunki te prezentują szybkość narastania wartości sił. Dla przykładu szybkość wzrostu wartości siły międzyzębnej P_i jest wysoka, przy 11 zębach współczynnik zwiększenia obciążenia K=1,18; dla 5 zębów K=1,38÷1,52; a dla minimalnej liczby zębów $z_s = z_{min} = 3$ współczynnik zwiększenia obciążenia wynosi $K = K_{max} = 2,43$.

Tablica 3

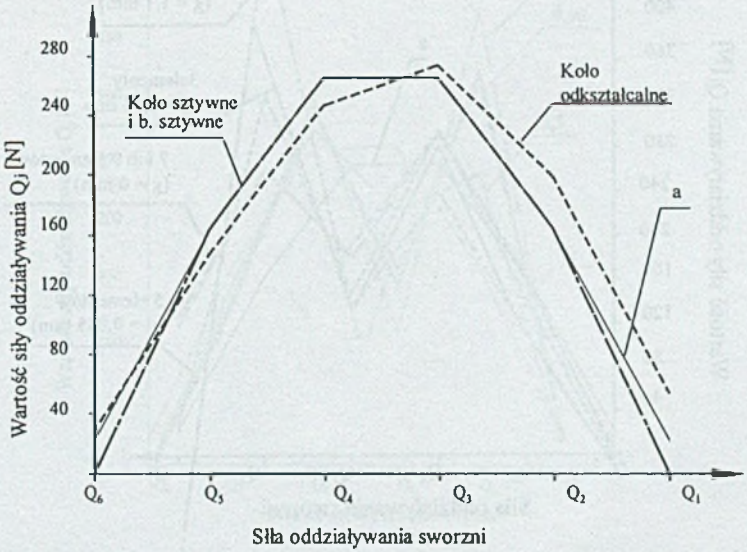
Współczynniki zwiększenia obciążenia w uzębieniu i mechanizmie równowodowym dla różnych cech konstrukcyjnych przekładni o przełożeniu i = 19

Rodzaj siły	Oznaczenie siły	Współczynnik zwiększenia obciążenia K															
		Przy n-czynnych elem. łożyska					Dla różnych modeli...			Dla różnych konstr. koła				Przy k-współprac. zębach			
		1	3	5	7	9	1	2	9	I	II	III	IV	11	7	5	3
Siły międzyzębne P_i	P_2												1,19				
	P_3															1,38	
	P_4	1,89*	1,46	1,18	-	-	1,13	1,13	1,18*		1,18	1,39*		1,18	1,19		2,43*
	P_5									1,12							2,31
	P_7															1,52	
	P_8														1,30		
	P_9				1,06	1,06											
Siły na sworzniach Q_j	Q_2	1,79*	1,48	1,24	-	-	1,43*	1,20	1,24		1,24	1,26		1,24	1,26	1,30	1,17
	Q_3									1,3*							1,38*
	Q_4				1,11	1,11											
	Q_5												1,23				



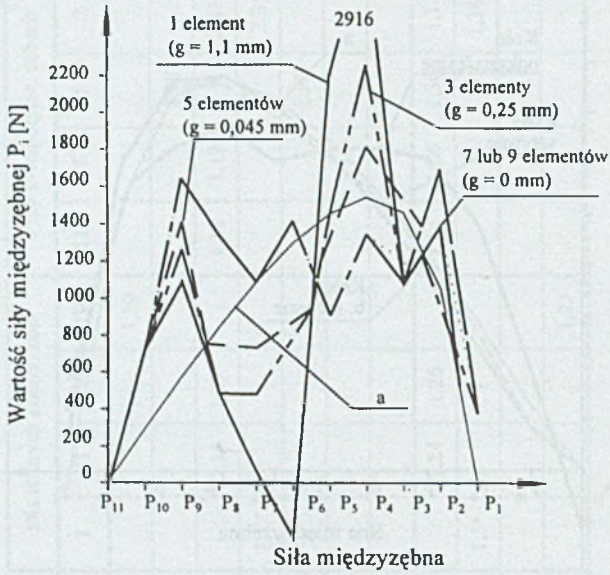
Rys. 3. Rozkład sił P_i przy pełnym kole obiegowym bez otworów dla zróżnicowanej sztywności koła

Fig. 3. Distribution of forces P_i for the full planet wheel (without holes) for its different stiffness

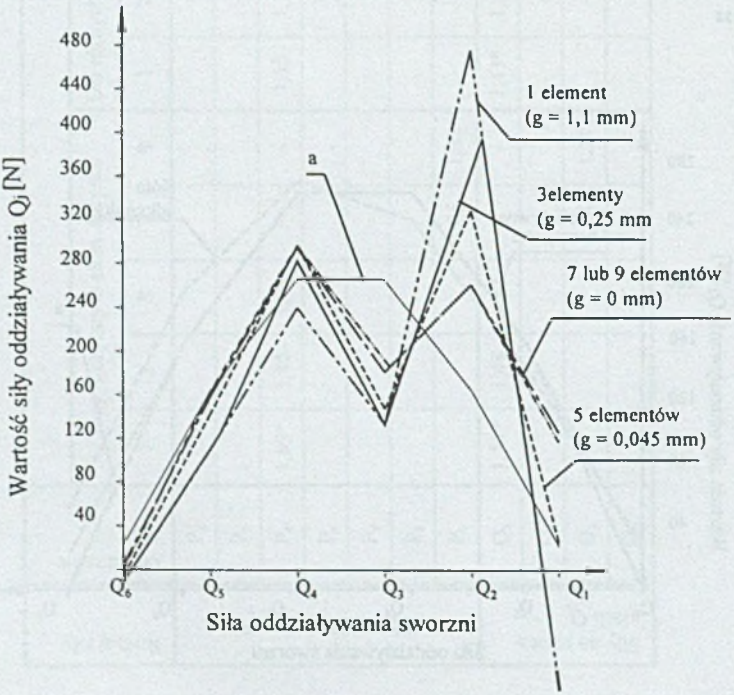


Rys. 4. Rozkład sił Q_j przy pełnym kole obiegowym bez otworów dla zróżnicowanej sztywności koła

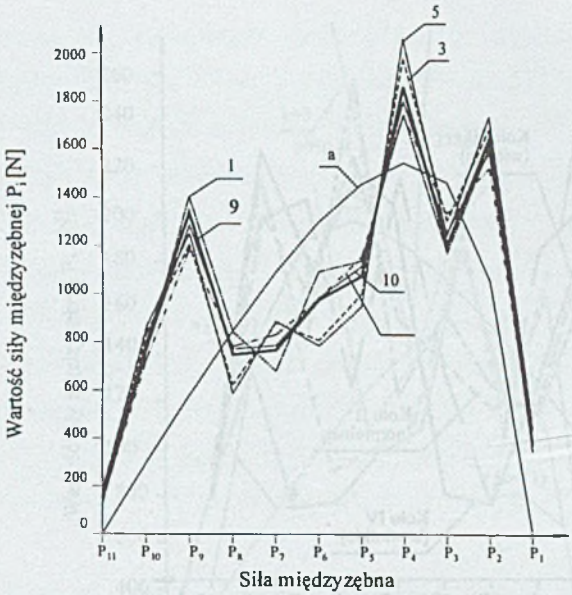
Fig. 4. Distribution of forces Q_j for the full planet wheel (without holes) for its



Rys. 5. Rozkład sił P_i dla różnej liczby n-czynnych elementów łożyska mimośrodu
Fig. 5. Distribution of forces P_i for different number of n-active elements of eccentric bearing

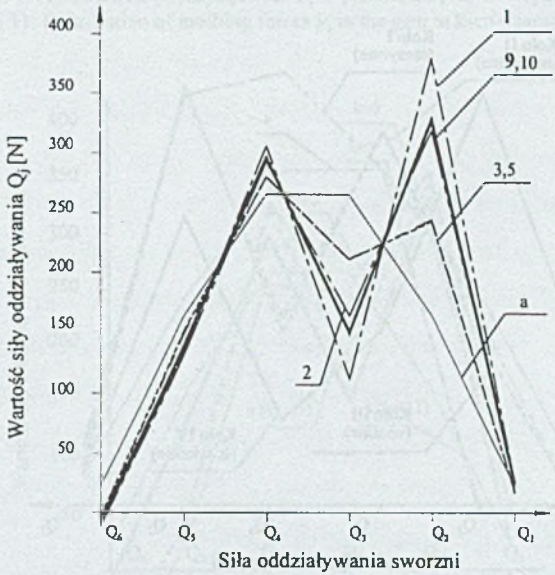


Rys. 6. Rozkład sił Q_j dla różnej liczby n-czynnych elementów łożyska mimośrodu
Fig. 6. Distribution of forces Q_j for different number of n-active elements of eccentric bearing



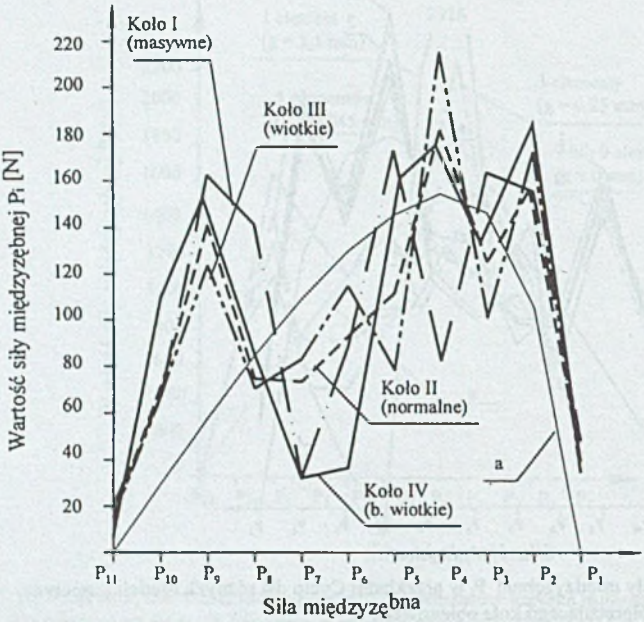
Rys. 7. Rozkład siły międzyzębnej P_i w przekładni Cyclo dla różnych modeli numerycznych współpracującego koła obiegowego 1'

Fig. 7. Distribution of meshing forces P_i in Cyclo gear for different numerical models of interaction planet wheel with elements of gear



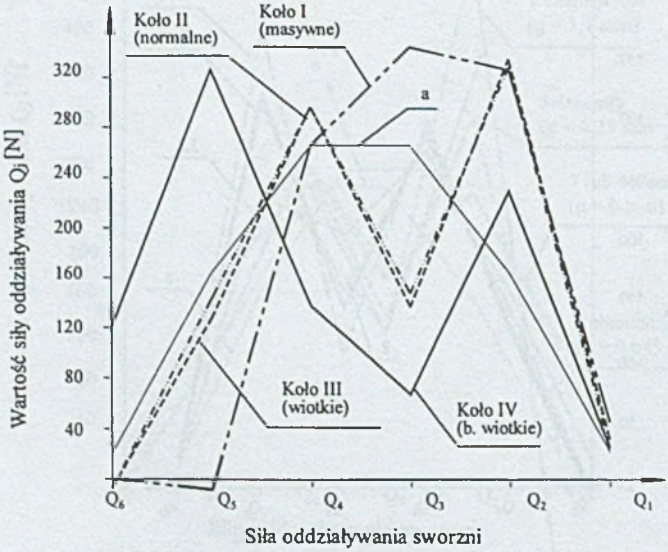
Rys. 8. Rozkład siły oddziaływania sworzni Q_j w przekładni Cyclo dla różnych modeli numerycznych współpracującego koła obiegowego 1'

Fig. 8. Distribution of bolts reaction forces Q_j in Cyclo gear for different numerical models of interaction planet wheel with elements of gear



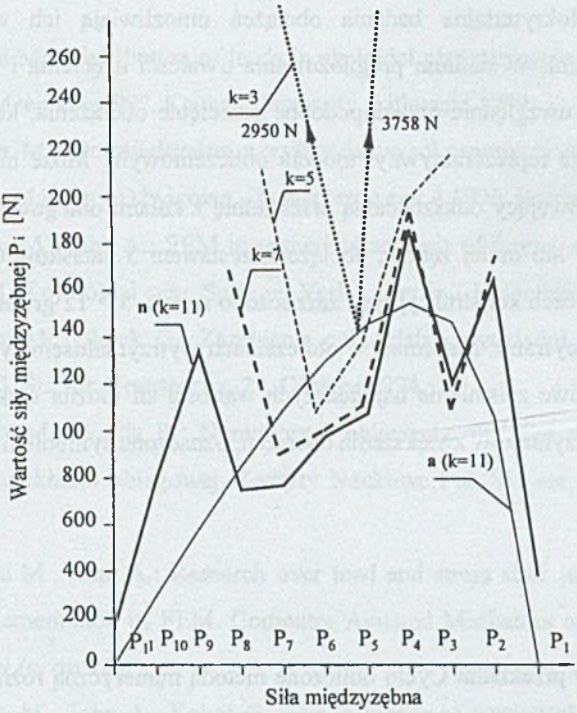
Rys. 9. Rozkład sił P_i w kołach obiegowych o zróżnicowanej konstrukcji stosowanych w przekładni Cyclo

Fig. 9. Distribution of forces P_i for the different construction of the planet wheel for planetary gear

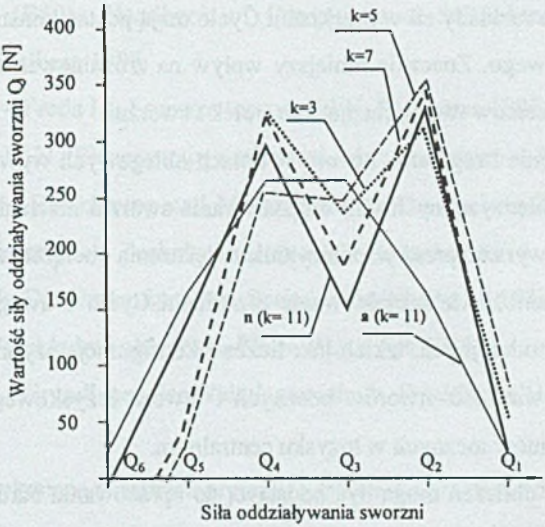


Rys. 10. Rozkład sił Q_j w kołach obiegowych o zróżnicowanej konstrukcji stosowanych w przekładni Cyclo

Fig. 10. Distribution of forces Q_j for the different construction of the planet wheel for planetary gear



Rys. 11. Rozkład sił międzyzębnych P_i w przekładni przy k- współpracujących zębach
Fig. 11. Distribution of meshing forces P_i in the gear at k-co-operating teeth



Rys. 12. Rozkład sił oddziaływani sworzni Q_j w przekładni przy k- współpracujących zębach
Fig. 12. Distribution of bolts reaction forces Q_j in the gear at k-co-operating teeth

4.5. Wykorzystanie analizy stanu obciążenia w procesie projektowania

Przeprowadzone wielokryterialne badania obciążeń umożliwiają ich wykorzystanie w projektowaniu przekładni. W stadium prognozowania trwałości uzębienia i bieżni łożysk przekładni Cyclo należy uwzględnić prawdopodobne przeciętne obciążenia, które zaistnieją w wybranym, uznanym za reprezentatywny, modelu obliczeniowym. Może nim być numeryczny model 9, odwzorowujący odkształcalną przekładnię z kołami obiegowymi typu II, w których współpracuje 11 lub mniej zębów, obciążoną zestawem 5 nacisków Q_n w łożysku centralnym. Taki zestaw cech konstrukcyjnych zaznaczono na rys. 5 ÷ 12 grubszymi liniami, a w tablicy 3 grubszymi cyframi. Natomiast w obliczeniach wytrzymałościowych, w których uwzględnia się jednorazowe zaistnienie największych wartości sił można wykorzystać ekstremalne wartości współczynników zwiększenia obciążeń, oznaczone symbolem * w tabl. 3.

5. WNIOSKI

1. Rozkłady obciążeń w przekładni Cyclo obliczone metodą numeryczną różnią się istotnie od rozkładów uzyskanych za pomocą dotychczas stosowanej metody analitycznej. Różnice wynikają z pominięcia w metodzie analitycznej rzeczywistego kształtu i sztywności kół obiegowych.
2. Dominujący wpływ na rozkłady sił w przekładni Cyclo mają postać konstrukcyjna i cechy sprężyste koła obiegowego. Znacznie mniejszy wpływ na zróżnicowanie sił mają cechy sprężyste i postać elementów współpracujących (rolek i sworzni).
3. Krzywoliniowe uzębienie i regularne otwory w kołach obiegowych wywołują rzeczywiście większe wartości sił międzyzębnych i sił oddziaływania sworzni mechanizmu równoważnego, które można wyrazić przez współczynnik zwiększenia obciążenia K.
4. Metoda numeryczna umożliwia projektowanie przekładni Cyclo z uwzględnieniem rzeczywistych cech konstrukcyjnych, takich jak: liczba i konfiguracja czynnych zębów koła obiegowego, układ i wielkość otworów bocznych i otworu krzyżakowego oraz liczba i układ nacisków elementów tocznych w krzyżaku centralnym.
5. Przedstawione wyniki obliczeń mogą być podstawą do opracowania bardziej dokładnych obliczeń konstrukcyjnych, dotyczących wytrzymałości elementów, w tym wytrzymałości kontaktowej oraz trwałości węzłów krzyżakowych w przekładni Cyclo.

Literatura

1. Chmurawa M.: Distribution of loads in cycloidal planetary gear. Proc. International Conference „Mechanics'99", Kaunas University, Lithuania 1999.
2. Chmurawa M.: Doświadczalna weryfikacja wysokosprawnej planetarnej przekładni cykloidalnej. Maszyny Dźwigowo –Transportowe nr 4,1996. Bytom 1996.
3. Chmurawa M., John A.: FEM in numerical analysis of forces, strain and stress in planetary wheel of cycloidal gear. Springer Verlag. Berlin – Heidelberg 2000.
4. Chmurawa M., Olejek G.: Zazębienie cykloidalne przekładni planetarnej. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., ser. Transport z. 22, Gliwice 1994.
5. Chmurawa M., Warda B.: Numeryczne obliczenia obciążeń wałeczków w centralnym łożysku przekładni obiegowej. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., ser. Transport z. 41, Gliwice 2000.
6. Chmurawa M., John A.: Research over load and stress state in cycloidal planetary gear with implementation of FEM. Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences. JPPT PAN (w druku).
7. Chmurawa M., John A., Kokot G., The influence of numerical model on distribution of loads and stress in cycloidal planetary gear. Proc. 4th International Scientific Colloquium Cax Techniques, Bielefeld, Germany 1999.
8. Kleiber M. (Ed.) : Handbook of Computational Solid Mechanics. Springer Verlag. Berlin – Heidelberg 1998.
9. Krzemiński – Freda H.: Łożyska toczne. PWN, Warszawa 1989.
10. Kudriawew W.N.: Płanetarnyje pieriedaczi. Maszynostrojenie, Moskwa-Leningrad 1966.
11. Lehmann M.: Berechnung und Messung der Kräfte in einen Zykloiden–Kurvenscheiben Getriebe. Dissertation. Technische Universität, München 1976.
12. Müller H.W.: Die Umlaufgetriebe. Springer Verlag. Berlin 1971.
13. Müller L.: Przekładnie obiegowe. PWN, Warszawa 1983.
14. Palmgren A.: Grundlagen der Waltzlagertechnik, Franklische Verlagshandlung, Stuttgart 1964.

Praca została wykonana w ramach projektu KBN nr 7 T07C 038 15.

Recenzent: Dr hab. inż. Wiesław Ostapski

Abstract

In the paper there are presented results of multicriterial analyse of load distribution in cycloidal gear. It has been elaborated original numerical method of calculations that enables research on the influence of constructional features of a gear on its state of load. Numerical method allows to calculate load distribution for:

- variable number of bearing elements, loading central hole of planetary wheel;
- different models of cooperating wheels with other elements of gear;
- variable number and configuration of these rollers (teeth) which take over load;
- different construction of planet wheel and its holes.

Results from numerical method have been compared with results of applied till now analytical method. It has been also verified analytical method.