

Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz PERUŃ

WPLYW DOKŁADNOŚCI WYKONANIA ELEMENTÓW NA OBCIĄŻENIA ŁOŻYSK PRZEKŁADNI OBIEGOWEJ

Streszczenie. W przekładniach zębatych, w tym również obiegowych, na obciążenie zębów, a także na siły w łożyskach istotny wpływ ma dokładność wykonania poszczególnych elementów układu. W pracy podjęto próbę określenia wpływu dokładności wykonania kół zębatych, ściślej wpływu odchyłki stochastycznej oraz zarysu na obciążenie łożysk z jednoczesnym określeniem nierównomierność rozkładu przenoszonego momentu na poszczególne drogi. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem modelu dynamicznego dla wybranych wartości sztywności podpór kół obiegowych i kilku przypadków konstrukcji przekładni.

INFLUENCE OF EPICYCLIC GEAR ELEMENTS QUALITY REALIZATION ON FORCES IN BEARINGS

Summary. The paper presents selected results of researches over influence of epicyclic gear elements quality realization on forces in bearings. Research executed with use computer program basing on isolated dynamic model of single epicyclic gear.

1. WPROWADZENIE

Obciążenie łożysk kół obiegowych w głównej mierze zależy od sił występujących w ząbieniach. Minimalizacja nadwyżek dynamicznych oraz występującej w układach wielodrożnych nierównomierności przepływu mocy jest więc podstawą działań w kierunku zmniejszenia obciążeń łożysk.

Zmniejszenie nadwyżek dynamicznych w ząbieniach przekładni obiegowej można uzyskać, podobnie jak w przekładniach o osiach stałych, w znacznym stopniu poprzez zwiększenie dokładności wykonania ząbienia. Zastosowany model dynamiczny przekładni (przedstawiony w kolejnym punkcie) pozwala na określenie wpływu odchyłek zarysu, odchyłek stochastycznych na podziałce oraz odchyłki kinematycznej na wartości sił międzyzębnych.

Wyrównanie obciążenia kół obiegowych uzyskuje się w przekładniach obiegowych poprzez [1]:

- zmniejszenie odchyłek położenia osi kół obiegowych w jarzmie,
- zwiększenie dokładności wykonania uzębienia,

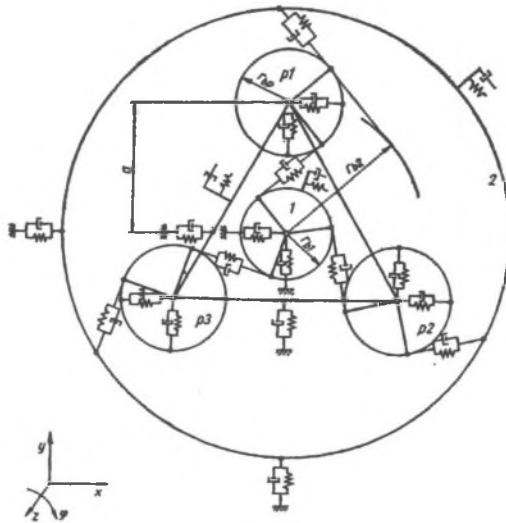
- zastosowanie pośredniczących wałków skrętnych zapewniających swobodę przemieszczeń promieniowych elementów przekładni,
- zwiększenie podatności koła wewnętrznie uzębionego,
- zapewnienie swobody przemieszczeń promieniowych jednego z głównych elementów przekładni (koła centralnego, koła wewnętrznie uzębionego, koła obiegowego, jarzma lub obu kół centralnych).

Całkowicie sztywna podpora powoduje ugięcie wyłącznie zębów, co w połączeniu ze znacznymi odchyłkami zazębienia może wywołać zróżnicowanie przenoszonej mocy poprzez zazębienia każdego z kół obiegowych.

2. MODEL DYNAMICZNY PRZEKŁADNI OBIEGOWEJ

Dyskretny model dynamiczny jednostopniowej przekładni obiegowej typu 2K-H w przekroju czołowym pokazano na rysunku 1. Przedstawiona konstrukcja przekładni znalazła szerokie uznanie głównie ze względu na swoją wysoką sprawność. Jest to przekładnia jednostopniowa prosta, najczęściej posiadająca dwa lub trzy koła obiegowe.

W przedstawionym modelu dynamicznym możliwe są ruchy obwodowe i radialne dyskretnych mas odwzorowujących ruchome elementy przekładni. Sprężystość oraz dyssypację energii zazębienia kół i łożysk przedstawiono w postaci układu sprężyn i tłumików wiskotycznych.



Rys. 1. Model dyskretny przekładni obiegowej 2K-H z trzema kołami obiegowymi [1÷5]

Fig. 1. Dynamic model of epicyclic gear 2K-H with three planets [1÷5]

Zaprezentowany model uwzględnia:

- zmienną wzdłuż odcinka przyporu sztywność zazębienia;
- tłumienie w zazębeniach;
- sztywność i tłumienie łożyskowania elementów przekładni;
- odchyłki kinematyczne kół oraz odchyłki płynności pracy kół zębatych;
- luzy w zazębeniach i łożyskach;
- modyfikacje zarysu;

- przesunięcie fazowe zazębien pomiędzy kołami obiegowymi oraz pomiędzy kołem słonecznym a kołem uzębionym wewnątrz;
- liczbę kół obiegowych.

Zastosowany model dynamiczny umożliwia obliczenia zarówno przekładni z elementami ułożyskowanymi, jak również pływającymi, przy założeniu że ewentualne przemieszczenia promieniowe mieszczą się w granicach możliwych przemieszczeń w podwójnych sprzęgłach zębatych i wynikają jedynie z działania sił w zazębieniach kół.

Matematyczny opis przekładni obiegowej zaczerpnięty został z [2]. Jest on tak sformułowany, że umożliwia analizę porównawczą różnych rozwiązań konstrukcyjnych przekładni, gdyż masy elementów, momenty bezwładności, odchyłki wykonawcze, sztywności, tłumienie, obciążenie, prędkość obrotową oraz czas przedstawiono w postaci wielkości bezwymiarowych.

3. OKREŚLENIE WSPÓŁCZYNNIKA PRZECIĄŻENIA ZĘBÓW KÓŁ PONAD NOMINALNĄ WARTOŚĆ

W przekładniach planetarnych niezbędne jest zapewnienie równomiernego rozkładu obciążenia na poszczególne koła obiegowe. Nierównomierny przepływ mocy jest spowodowany przez wiele czynników, spośród których najważniejsze to:

- błędy wykonania oraz montażu poszczególnych elementów przekładni;
- przesunięcia faz poszczególnych zazębien wynikające z geometrii przekładni obiegowych.

Powyższe czynniki oprócz zjawisk statycznych, takich jak nierównomierny rozkład obciążenia na poszczególne koła obiegowe, wywołują nadwyżki dynamiczne w zazębieniach kół.

Wielkościami charakteryzującymi współpracę kół obiegowych z kołami centralnymi są:

- K_n – współczynnik nierównomierności rozkładu obciążenia, określający rozkład obciążenia na poszczególne koła obiegowe przekładni;
- K_d – współczynnik sił dynamicznych, określający wewnętrzne siły dynamiczne w zazębieniach kół;
- K_{rw} – współczynnik nierównomierności rozkładu obciążenia na szerokości koła;
- K_p – współczynnik przeciążenia.

W pracy założono równomierny rozkład obciążenia na szerokości koła, tzn. $K_{rw} = 1$, co nie ma wpływu na jakość otrzymanych wyników, gdyż nierównomierność rozkładu obciążenia na poszczególne koła obiegowe oraz rozkład obciążenia na szerokości koła są zjawiskami niezależnymi [2]. Podobnie założono brak przeciążeń zewnętrznych, tzn. $K_p = 1$.

Uwzględniając powyższe założenia, przeciążenie ponad siłę statyczną wyraża się wzorem:

$$K_\gamma = K_n \cdot K_d = \frac{P_{i \max}}{P_{stat}}$$

gdzie:

$P_{i \max}$ – maksymalna siła międzyzębna,

P_{stat} – siła statyczna zazębienia.

Współczynniki K_n i K_d zdefiniowane są zależnościami:

$$K_n = \frac{P_{mi \max}}{P_{stat}}; K_d = \frac{P_{i \max}}{P_{mi \max}}$$

gdzie:

$P_{mi \max}$ – maksymalna z poszczególnych średnich sił P_{mi} w kołach obiegowych, obliczanych ze wzoru:

$$P_{mi} = \frac{1}{P_b} \int_0^{P_b} P_i dp_b$$

4. PRZEDMIOT I METODA BADAŃ

Badania wykonano z użyciem komputerowego programu symulacyjnego zbudowanego w oparciu o model dynamiczny przedstawiony w punkcie 2 oraz w pracach [1, 2, 3] z wykorzystaniem szczegółowych opisów zawartych w [2]. Obliczenia wykonano na wartościach względnych, tzn. odniesionych do ugięć statycznych (dla przemieszczeń) lub sił statycznych (dla sił). Taka formuła obliczeń programu symulacyjnego pozwala na porównywanie i uogólnianie wyników uzyskanych w przypadku różnych konstrukcji przekładni. Przedmiotem badań było określenie obciążenia łożysk stosowanych w przekładniach obiegowych w zależności od dokładności wykonania ząbów z jednoczesnym wyznaczeniem nierównomierności przenoszonej mocy przez ząbienie każdego z kół obiegowych.

Dla określenia obciążenia łożysk kół obiegowych sumowano siły międzyzębne w ząbieniu każdego satelity z kołem słonecznym oraz kołem uzębionym wewnątrz. Nierównomierność przenoszonej mocy wyznaczona została bezpośrednio w programie zgodnie z zależnościami przedstawionymi w punkcie 3.

Obiektem badań były przekładnie obiegowe o zębach prostych z napędem doprowadzonym do koła słonecznego o parametrach przedstawionych w tabeli 1. Zasadniczą różnicą między badanymi konstrukcjami była liczba zębów kół słonecznego i uzębionego wewnątrz. W przypadku przekładni II liczby zębów obu kół centralnych (z_1, z_2) nie były podzielne przez liczbę kół obiegowych l_p , w związku z czym ząbienie się poszczególnych kół obiegowych było przesunięte w fazie o $1/3$ okresu ząbienia.

Obie konstrukcje przekładni (oznaczone przez I i II) badano dla czterech wariantów sposobu łożyskowania ich głównych elementów, różniących się sposobem wyrównania przenoszonej mocy przez poszczególne drogi:

- z kołem słonecznym posiadającym swobodę przemieszczeń promieniowych (rys. 2a);
 - z kołem wewnątrznie uzębionym posiadającym swobodę przemieszczeń promieniowych (rys. 2b);
 - z jarmem posiadającym swobodę przemieszczeń promieniowych (rys. 2c);
 - ze sztywno ułożyskowanymi: kołem słonecznym i uzębionym wewnątrznie oraz jarmem.
- W każdym z wymienionych przypadków względna sztywność podparcia koła obiegowego, odniesiona do sztywności ząbienia, wynosiła $c_p/c_m = 0,3; 0,7$ oraz $1,0$.

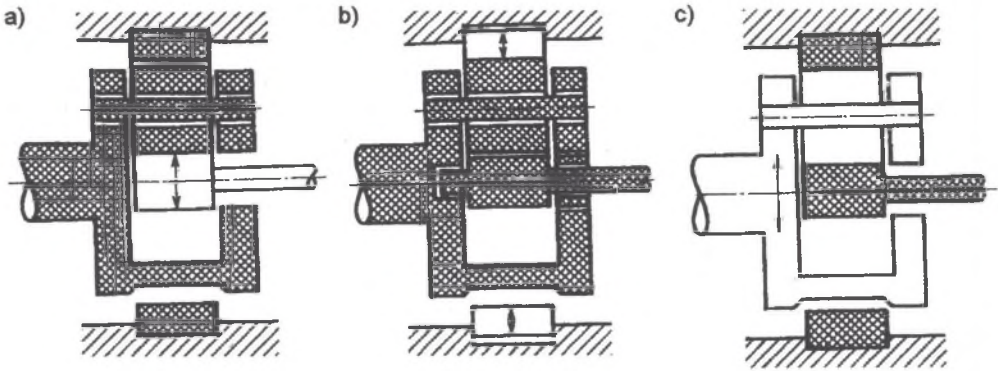
Wpływ dokładności wykonania zębów na siły dynamiczne oraz obciążenia łożysk zbadano we wszystkich wymienionych powyżej przypadkach, wykonując obliczenia dla przekładni:

- wykonanej bezbłędnie;
- z odchyłką zarysu na długości podziałki w ząbieniu koła słonecznego z obiegowymi równą $2 \cdot u_{statlp}$ oraz $4 \cdot u_{statlp}$;
- z odchyłką stochastyczną dla każdego zęba koła słonecznego i kół obiegowych o maksymalnej amplitudzie $2 \cdot u_{statlp}$ oraz $4 \cdot u_{statlp}$ (z zachowaniem tego samego rozkładu błędów).

Tabela 1

Parametry symulowanych przekładni obiegowych

Wielkość	Oznaczenie	Przekładnia		Jednostka
		I	II	
Liczba zębów koła słonecznego	z_1	21	22	–
Liczba zębów koła obiegowego	z_p	36		–
Liczba zębów koła uzębionego wewnętrznie	z_2	-96	-95	–
Przełożenie koło słoneczne-koło obiegowe	i_{lp}	1,71	1,64	–
Przełożenie koło obiegowe-koło uzębione wewnętrznie	i_{p2}	-2,67	-2,64	–
Współczynnik korekcji koła słonecznego (I)	x_1	0,000		–
Współczynnik korekcji koła obiegowego (p)	x_p	0,150		–
Współczynnik korekcji koła uzębionego wewnętrznie (2)	x_2	-0,016		–
Liczba kół obiegowych	l_p	3		–
Nominalny kąt przyporu	α_0	20		°
Moduł nominalny	m_n	5,5		mm
Szerokość kół	b	20		mm
Luz międzyzębny	j_n	40		µm
Wskaźnik zazębienia koła słonecznego z kołem obiegowym	ε_{a1p}	1,60		–
Wskaźnik zazębienia koła obiegowego z kołem uzębionym wewnętrznie	ε_{ap2}	1,90		–
Średnia sztywność zazębienia koła słonecznego z kołem obiegowym	c_1	13,86	13,98	N/mm·µm
Średnia sztywność zazębienia koła obiegowego z kołem uzębionym wewnętrznie	c_2	17,07	17,12	N/mm·µm
Ugięcie statyczne zazębienia kół I i p	u_{stat1p}	26,89	27,91	µm
Ugięcie statyczne zazębienia kół p i 2	u_{statp2}	21,61	22,58	µm
Względne masy elementów przekładni	M_{1zr}/m_1	0,60		–
	M_{1zr}/m_p	0,25		
	M_{1zr}/m_2	0,03		
	M_{1zr}/m_h	0,01		
Względne masy zredukowane elementów przekładni	M_{p2r}/M_{1zr}	2,5		–
	M_{2zr}/M_{1zr}	30		
	M_{hzr}/M_{1zr}	100		
Bezwymiarowe współczynniki tłumienia drgań skrętnych	$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_h, \varphi_p$	0,1		–
Bezwymiarowe współczynniki tłumienia drgań promieniowych	$\varphi_{x1}, \varphi_{y1}, \varphi_{x2}, \varphi_{y2}, \varphi_{xh}, \varphi_{yh}, \varphi_{pr}$	0,25		–



Rys. 2. Analizowane warianty rozwiązania problemu nierównomiernego rozkładu obciążenia na poszczególne koła obiegowe (opis w tekście) [1]

Fig. 2. Analysed variants of solution unequal load distribution on each planet [1]

5. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

Badania współczynnika przeciążenia zębów kół ponad nominalną wartość

Konstrukcja przekładni obiegowej z pływającym kołem słonecznym

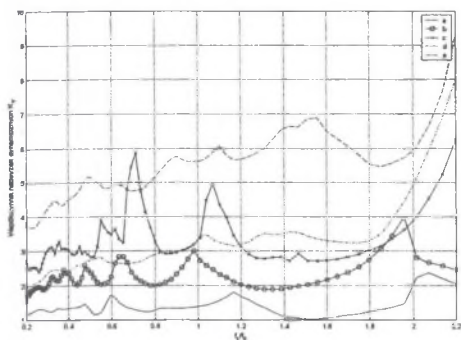
Analizowany przypadek pokazano na rysunku 2a. Koło uzębione wewnątrz oraz jarzmo są sztywno łożyskowane, natomiast sztywność koła obiegowego dla wyników przedstawionych na poniższych wykresach wynosiła 0,3 sztywności zazębienia koła słonecznego z każdym z kół obiegowych.

Poniżej przedstawiono przebiegi wartości współczynnika K_f . Na każdym wykresie zestawiono pięć przebiegów dla przekładni:

- a – z kołami zębatymi wykonanymi bezbłędnie,
- b – z zazębieniem koła słonecznego z obiegowym z odchyłką zarysu $2 \cdot u_{stat1p}$,
- c – z zazębieniem koła słonecznego z obiegowym z odchyłką zarysu $4 \cdot u_{stat1p}$,
- d – z kołami: słonecznym i obiegowym posiadającymi odchyłkę stochastyczną podziałki $2 \cdot u_{stat1p}$,
- e – z kołami: słonecznym i obiegowym posiadającymi odchyłkę stochastyczną podziałki $4 \cdot u_{stat1p}$.

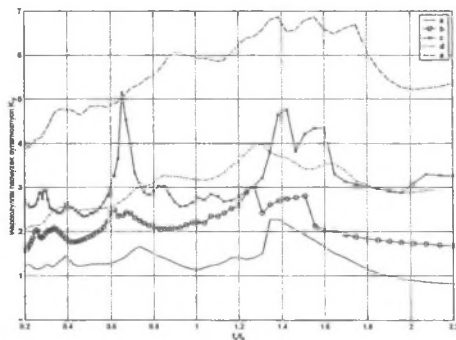
Na rysunku 3 przedstawiono przebieg wartości współczynnika K_f w zazębieniu koło słoneczne – koło obiegowe w przekładni bez przesunięć fazowych pomiędzy kołami obiegowymi. Badania zostały przeprowadzone w zakresie prędkości obrotowej koła słonecznego $n_1 = 1\ 600 \div 17\ 800$ obr/min.

Rysunek 4 przedstawia przebieg K_f w przekładni z przesunięciami fazowymi. Badanie przeprowadzono dla zakresu prędkości $n_1 = 1\ 500 \div 16\ 300$ obr/min. Na wykresach 5 i 6 przedstawiono przebiegi współczynnika K_f w zazębieniu koło obiegowe – koło uzębione wewnątrz odpowiednio w przekładni bez i z przesunięciami fazowymi.



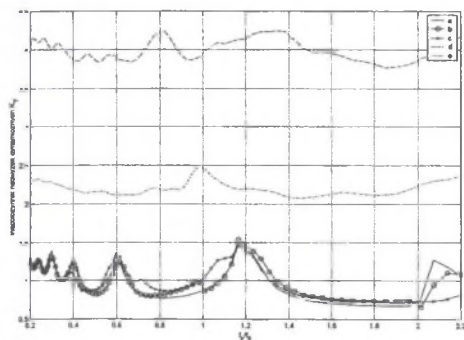
Rys. 3. Wartości współczynnika K_y dla ząbkowania koła słonecznego z kołem obiegowym dla przypadku pływającego koła słonecznego

Fig. 3. K_y coefficient in sun gear - planet mesh (fig. 2a)



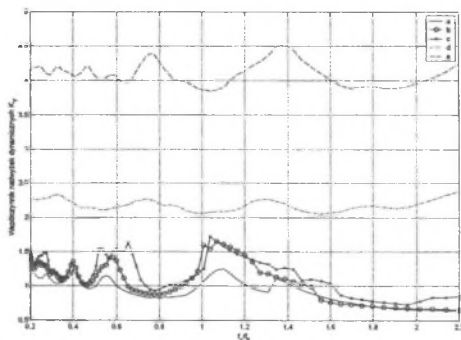
Rys. 4. Wartości współczynnika K_y dla ząbkowania koła słonecznego z kołem obiegowym dla przypadku pływającego koła słonecznego (przekładnia z przesunięciami fazowymi pomiędzy kołami obiegowymi)

Fig. 4. K_y coefficient in sun gear - planet mesh (fig. 2a, planets are out of phase)



Rys. 5. Wartości współczynnika K_y dla ząbkowania koła obiegowego z kołem zębionym wewnątrz dla przypadku pływającego koła słonecznego

Fig. 5. K_y coefficient in ring - planet mesh (fig. 2a)

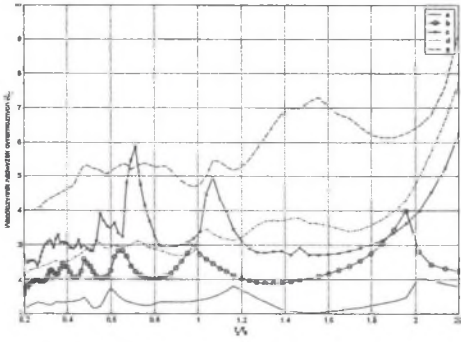


Rys. 6. Wartości współczynnika K_y dla ząbkowania koła obiegowego z kołem zębionym wewnątrz dla przypadku pływającego koła słonecznego (przekładnia z przesunięciami fazowymi pomiędzy kołami obiegowymi)

Fig. 6. K_y coefficient in ring - planet mesh (fig. 2a, planets are out of phase)

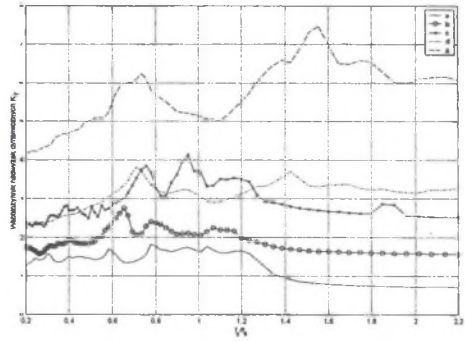
Konstrukcja przekładni obiegowej z pływającym kołem zębionym wewnątrz

Analizowany przypadek pokazano na rysunku 2b. Koło słoneczne oraz jarzmo są sztywno łożyskowane, natomiast sztywność koła obiegowego wynosiła również 0,3 sztywności ząbkowania koła słonecznego z każdym z kół obiegowych. Przebiegi wartości współczynnika K_y w kolejności jak w poprzednim przypadku przedstawiają wykresy 7÷10.



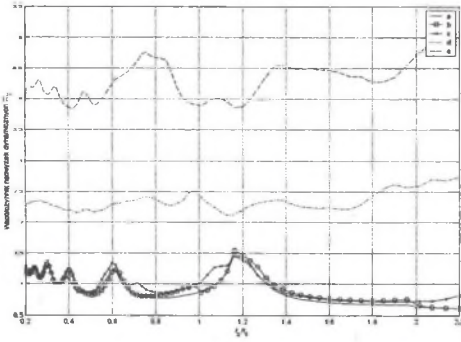
Rys. 7. Wartości współczynnika K_y dla zazębienia koła słonecznego z kołem obiegowym dla przypadku pływającego koła uzębionego wewnątrz

Fig. 7. K_y coefficient in sun gear - planet mesh (fig. 2b)



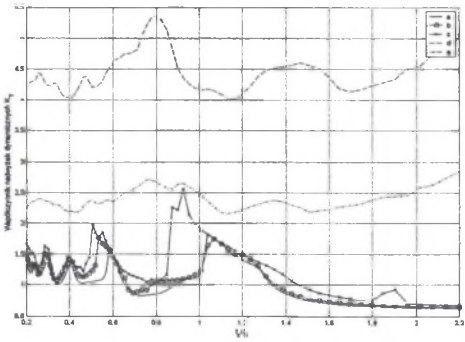
Rys. 8. Wartości współczynnika K_y dla zazębienia koła słonecznego z kołem obiegowym dla przypadku pływającego koła uzębionego wewnątrz (przekładnia z przesunięciami fazowymi pomiędzy kołami obiegowymi)

Fig. 8. K_y coefficient in sun gear - planet mesh (fig. 2b, planets are out of phase)



Rys. 9. Wartości współczynnika K_y dla zazębienia koła obiegowego z kołem uzębionym wewnątrz dla przypadku pływającego koła uzębionego wewnątrz

Fig. 9. K_y coefficient in ring - planet mesh (fig. 2b)



Rys. 10. Wartości współczynnika K_y dla zazębienia koła obiegowego z kołem uzębionym wewnątrz dla przypadku pływającego koła uzębionego wewnątrz (przekładnia z przesunięciami fazowymi pomiędzy kołami obiegowymi)

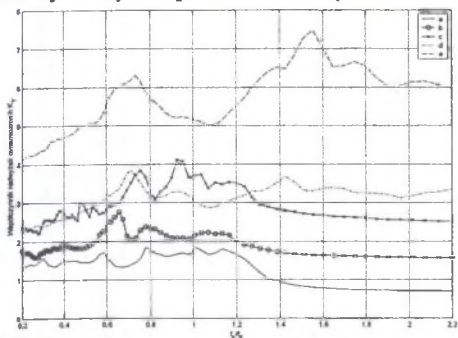
Fig. 10. K_y coefficient in ring - planet mesh (fig. 2b, planets are out of phase)

Konstrukcja przekładni obiegowej z jarmem posiadającym możliwość przemieszczeń promieniowych

Analizowany przypadek pokazano na rysunku 2c. W całym układzie jedynie jarmo posiada możliwość przemieszczeń promieniowych. Ponieważ otrzymane wyniki są bardzo zbliżone do wyników przedstawionych w poprzednim punkcie, nie zostaną one w pracy zaprezentowane. Istotniejsze różnice dotyczą jedynie konstrukcji przekładni z przesunięciami fazowymi między kołami obiegowymi i występują w pobliżu częstotliwości rezonansowych ($f_z/f_0 = 1$ oraz 2).

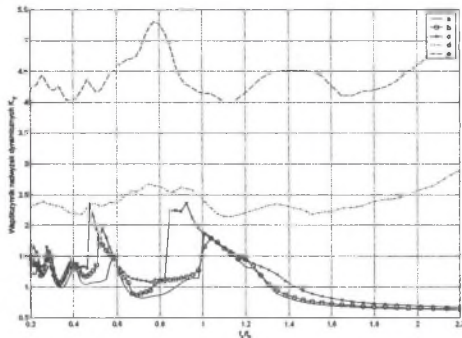
Konstrukcja przekładni obiegowej z wszystkimi elementami centralnymi sztywno ułożyskowanymi

W tej konstrukcji wszystkie elementy przekładni zostały sztywno ułożyskowane z wyjątkiem kół obiegowych. Podobnie jak w poprzednio analizowanych konstrukcjach, badano sztywności podparcia koła obiegowego wynoszące 0,3; 0,7 oraz 1,0 względem sztywności zazębienia. Ponieważ również w tym przypadku zakres zmian tej wielkości nie pozwolił na dokładne określenie jej wpływu na wartość K_γ , poniżej przedstawione zostaną jedynie przebiegi wartości K_γ dla $c_p/c_m = 0,3$. Wyniki dla przypadku przekładni bez przesunięć fazowych są zbliżone do uzyskanych dla konstrukcji przekładni obiegowej z pływającym kołem uzębionym wewnątrz. W przypadku przekładni z przesunięciami fazowymi wyniki pokazano na wykresach 11 i 12.



Rys. 11. Wartości współczynnika K_γ dla zazębienia koła słonecznego z kołem obiegowym dla przypadku sztywnego łożyskowania wszystkich elementów centralnych przekładni obiegowej z przesunięciami fazowymi pomiędzy kołami obiegowymi

Fig. 11. K_γ coefficient in sun gear - planet mesh (planets are out of phase)



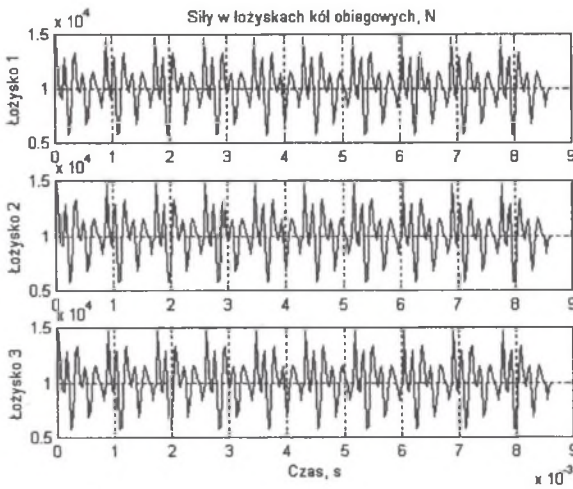
Rys. 12. Wartości współczynnika K_γ dla zazębienia koła obiegowego z kołem uzębionym wewnątrz dla przypadku sztywnego łożyskowania wszystkich elementów centralnych przekładni obiegowej z przesunięciami fazowymi pomiędzy kołami obiegowymi

Fig. 12. K_γ coefficient in ring - planet mesh (planets are out of phase)

Badania obciążenia łożysk

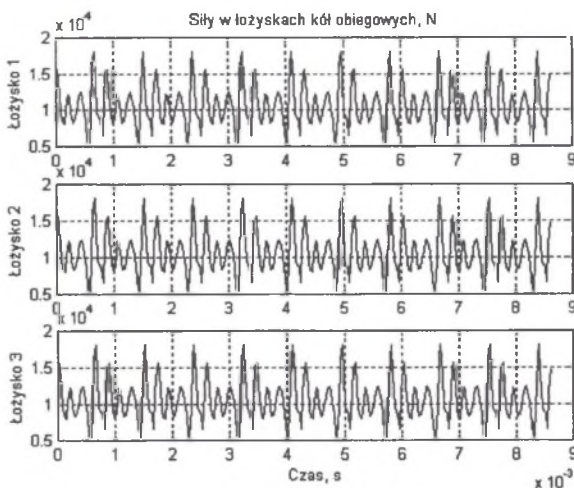
Przebiegi sił w łożyskach, otrzymane z programu obliczeniowego, w czasie obejmującym 10 zazębienia dla wybranych konstrukcji przekładni, różniących się dokładnością wykonania oraz przesunięciami fazowymi zazębienia, przedstawiono na rysunkach 13÷18.

Badania przeprowadzono dla prędkości obrotowej koła słonecznego $n_1 = 4050$ (przekładnia bez przesunięć fazowych zazębienia kół obiegowych) oraz $n_1 = 3700$ obr/min (przekładnia z przesunięciami fazowymi zazębienia kół obiegowych). Istotne różnice wartości sił w łożyskach każdego z kół obiegowych wynikały z występowania odchyłek zazębienia.



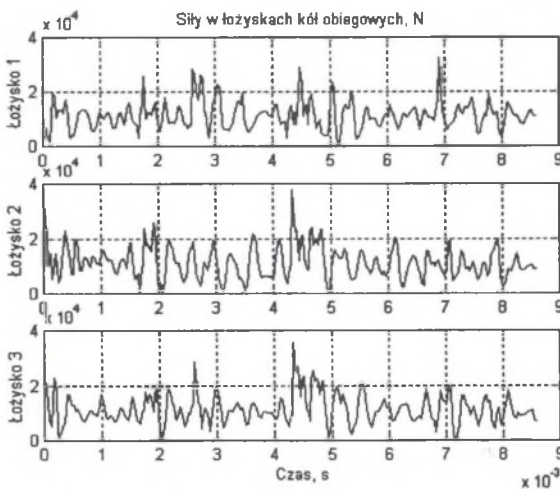
Rys. 13. Przebiegi sił w łożyskach kół obiegowych dla przekładni bez odchyłek losowych wykonania ząbienia

Fig. 13. Forces in planets bearings (faultless epicyclic gear)



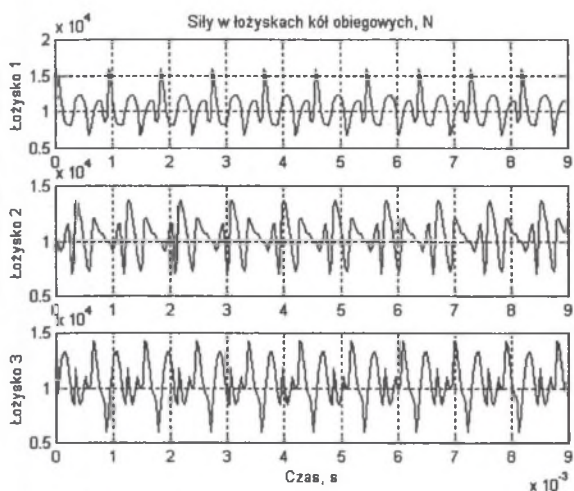
Rys. 14. Przebiegi sił w łożyskach kół obiegowych dla przekładni z odchyłką zarysu na długości podziałki w ząbieniach koła słonecznego z obiegowymi ($2 \cdot u_{stat1p}$)

Fig. 14. Forces in planets bearings (gears with deviation of profile tooth)



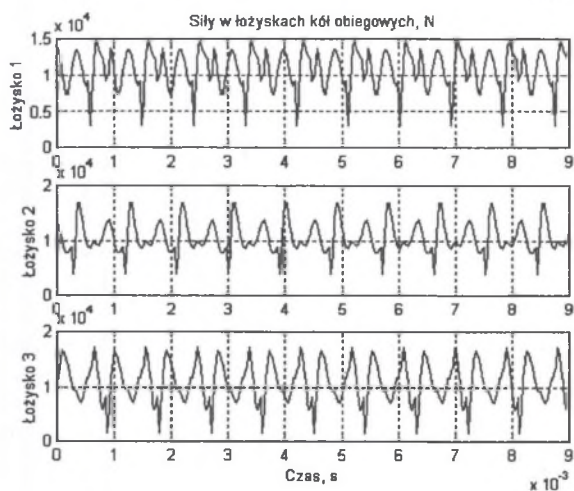
Rys. 15. Przebiegi sił w łożyskach kół obiegowych dla przekładni z odchyłką stochastyczną w ząbieniach koła słonecznego z obiegowymi o maksymalnej amplitudzie $2 \cdot u_{stat1p}$

Fig. 15. Forces in planets bearings (gears with random deviation)



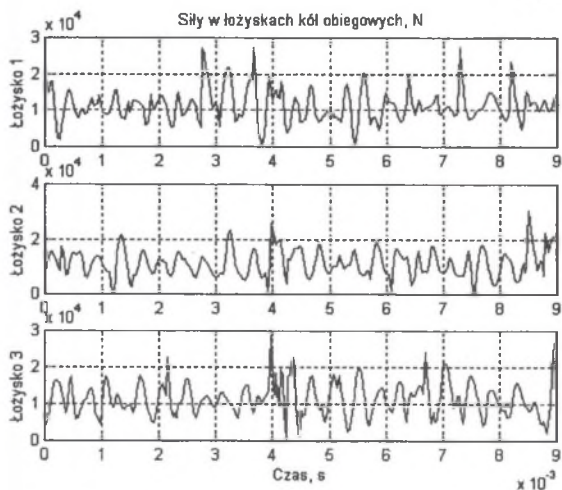
Rys. 16. Przebiegi sił w łożyskach kół obiegowych dla przekładni bez odchyłek losowych wykonania ząbienia - przypadek przekładni z przesunięciami fazowymi ząbień kół obiegowych

Fig. 16. Forces in planets bearings (faultless epicyclic gear, planets are out of phase)



Rys. 17. Przebiegi sił w łożyskach kół obiegowych dla przekładni z odchyłką zarysu na długości podziałki w ząbieniach koła słonecznego z obiegowymi ($2 \cdot u_{statip}$) - przypadek przekładni z przesunięciami fazowymi ząbień kół obiegowych

Fig. 17. Forces in planets bearings (gears with deviation of profile tooth, planets are out of phase)



Rys. 18. Przebiegi sił w łożyskach kół obiegowych dla przekładni z odchyłką stochastyczną w ząbieniu koła słonecznego z obiegowymi o maksymalnej amplitudzie $2 \cdot u_{natip}$ - przypadek przekładni z przesunięciami fazowymi ząbień kół obiegowych

Fig. 18. Forces in planets bearings (gears with random deviation, planets are out of phase)

6. PODSUMOWANIE

- Na podstawie wyników przeprowadzonych badań można wyciągnąć następujące wnioski:
- obciążenia łożysk, podobnie jak wartości sił międzyzębnych, w istotny sposób zależą od odchyłek wykonania zazębienia, szczególnie od odchyłki losowej podziałki;
 - odchyłka zarysu powoduje zauważalne zróżnicowanie wartości współczynnika K_f wyznaczonych dla zazębienia koła słonecznego z kołami obiegowymi, natomiast jej wpływ na wartości tego współczynnika w zazębieniu kół obiegowych z kołem uzębionym wewnątrznie jej nieznaczny;
 - badany zakres zmian sztywności podparcia kół obiegowych nie pozwolił na jednoznaczne określenie wpływu tej sztywności na siły w łożyskach kół obiegowych;
 - występowanie przesunięć fazowych pomiędzy zazębieniami kół obiegowych wpływa na nierównomierne obciążenie ich łożysk.

Literatura

1. Müller L., Wilk A.: Zębate przekładnie obiegowe. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996.
2. Łazarz B.: Wybrane zagadnienia komputerowego wspomaganie optymalnego doboru cech geometrycznych przekładni zębatych. Praca dyplomowa, Politechnika Śląska, Katowice 1987.
3. Niedziela Z.: Wpływ sztywności podparcia kół obiegowych na siły dynamiczne w przekładni 2K-H. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Transport z. 10, Gliwice 1991.
4. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Katowice–Radom 2001.
5. Niedziela Z.: Metoda wyznaczania nadwyżki dynamicznej i nierównomierności rozkładu obciążenia w jednostopniowej przekładni obiegowej walcowej prostej. Praca doktorska, Katowice 1985.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Praca wykonana w ramach projektu BK-256/RT2/2006