

PRZEKŁADNIE FALOWE

(W. Ostapski)

1. Wstęp

Pierwszy patent na przekładnię harmoniczną zwaną w Polsce falową otrzymał w 1959 roku w USA C.W. Musser, [104, 105]. Rok później była ona prezentowana na wystawie w Nowym Yorku [102, 106].

Co odróżniało proponowaną konstrukcję od wielu już znanych i stosowanych rozwiązań do przekazywania strumienia mocy w ruchu obrotowym ze zmianą parametrów (moment obrotowy, prędkość kątowna), z możliwie małymi stratami?

Co leżało u podstaw zamysłu tworzenia kolejnej konstrukcji w dziedzinie licznie już reprezentowanych przekładni mechanicznych?

Produkowano ówczesnie różnego typu przekładnie jedno i wielostopniowe o stałym, a też i zmiennym przełożeniu tzw. wariatory. Szeroko stosowane były przekładnie planetarne w różnych odmianach i stopniu złożoności. Stosowano powszechnie w przemyśle samochodowym skrzynie przekładniowe o stopniowanym przełożeniu oraz bezstopniowe przekładnie hydrokinetyczne. W przypadku potrzeby uzyskania dużych przełożeń w jednym stopniu wykorzystywano przekładnie mimośrodowe, przekładnie cykloidalne i trochoidalne będące rodzajem przekładni obiegowych. Były to w większości dopracowane konstrukcje o zadowalających parametrach funkcjonalnych sprawdzone eksploatacyjnie w tysiącach zastosowań. Czy była więc naturalna potrzeba szukania nowych rozwiązań? Tak, taka potrzeba istniała i wraz z rozwojem nowoczesnego przemysłu obrabiarkowego oraz automatyki, a szczególnie rodzącej się dopiero robotyki oraz przemysłu kosmicznego silnie narastała.

Wymagania stawiane układom napędowym robotów i manipulatorów przemysłowych oraz układom nastawczym obrabiarek bądź urządzeń militarnych (np. układy obrotowe stacji radarowych czy wież działowych), dotyczyły [35, 37, 146, 159]:

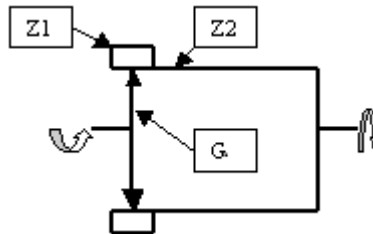
- wysokich przełożeń w jednym stopniu w granicach od kilkudziesięciu do kilkuset,
- minimalizacji gabarytów i masy,
- dużej precyzji pozycjonowania,
- małego momentu bezwładności,
- bezluzowości,
- zdolności tłumienia drgań,
- wysokiej trwałości i sprawności nie mniejszej od wielostopniowych przekładni obiegowych o porównywalnym przełożeniu,
- cichobieżności szczególnie w górnym zakresie prędkości eksploatacyjnych,

– w szczególnych zastosowaniach hermetyczności w przekazywaniu mocy np.: manipulatory i roboty pracujące pod wodą lub w środowisku aktywnym chemicznie.

Tym wymaganiom nie w pełni potrafiły sprostać znane i udoskonalane przekładnie mimośrodowe i typu cyklo, [83]. Pomysł opracowania przekładni harmonicznej wynikał z analizy ruchu przekładni obiegowej, a szczególnie jej wariantu – przekładni mimośrodowej. Przełożenie w przekładni tego typu jest funkcją ilorazu odtaczanego obwodu o uzębieniu wewnętrznym przez koło o uzębieniu zewnętrznym do różnicy obwodów lub liczby zębów obu kół. Stąd im mniejsza różnica tym większe przełożenie. Prowadzi to w skrajnym przypadku do różnicy kilku zębów, stąd tylko jedno koło wewnętrzne lub dwa osadzone mimośrodowo na wale i osiowo przesunięte dla uzyskania symetrii obciążenia i równoważenia sił promieniowych. W tym momencie powstaje istotny problem wynikający z kinematyki tak określonej przekładni. Dla normalnych zębów o zarysie ewolwentowym koło wewnętrzne nie może mieć średnicy większej od połowy średnicy koła dużego ze względu na kryterium interferencji zębów. Jeśli zastosujemy odpowiednio dużą korekcję dodatnią (wysunięcie narzędzia przy nacinaniu), dla koła o zębach zewnętrznych i skrócimy wysokość zębów, oraz przy nacinaniu zębów dużego koła narzędzie wsuniemy w głąb i również zmniejszymy wysokość zęba, to odpowiednio do wielkości korekcji zwiększymy wartość uzyskiwanego przełożenia w jednym stopniu bez wystąpienia interferencji. W praktyce różnica ta sięga od kilkunastu do kilku zębów co pozwala na realizację przełożeń od kilkudziesięciu do ponad stu. Pozostaje mimo modyfikacji konstrukcyjno-technologicznych problem drgań i hałasu tego typu przekładni przy wyższych prędkościach, oraz dużego momentu bezwładności i znacznej masy. Kryterium interferencji i wynikająca stąd granica geometrycznych relacji w przekładni obiegowej wynika z kinematyki układu. Trajektoria punktu leżącego na wierzchołku zęba koła odtaczającego jest praktycznie kołowa ma więc tylko składową obwodową. By uniknąć interferencji i zwiększyć obwód koła wewnętrznego tak jak wcześniej wspomnieliśmy obniżamy wysokości zębów obu kół. Możemy jednak zmienić trajektorię. Jeśli pojawiłaby się składowa promieniowa przemieszczania zęba koła wewnętrznego, to przy odpowiednich relacjach obu składowych realizacja ruchu mogłaby zachodzić poprawnie kinematycznie nawet przy minimalnej różnicy zębów. To założenie i sposób jego realizacji poprzez konstrukcję koła wewnętrznego jako cienkościennego sprężyste odkształcalnego wieńca zębatego było podstawą opracowania nowego typu przekładni zwanej harmoniczną lub falową. Powstała prosta konstrukcyjnie przekładnia [18, 39, 102, 106] składająca się z trzech głównych elementów (rys. 1.1):

- 1 – wieńca sztywnego (uzębienie wewnętrzne o liczbie zębów z_1),
- 2 – wieńca podatnego (uzębienie zewnętrzne o liczbie zębów z_2),

G – generatora (dwie lub cztery rolki symetrycznie rozmieszczone bądź krzywka z łożyskiem podatnym).



Rys. 1.1. schemat przekładni falowej

Kinematyka

Przełożenie kinematyczne jednostopniowej walcowej przekładni zębatej wynosi:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1.1)$$

Przełożenie geometryczne liczone z warunku równych prędkości obwodowych V obu kół w biegunie zazębienia odpowiednio wynosi:

$$V = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \Rightarrow i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1.2)$$

W przypadku jednostopniowej przekładni falowej (rys. 1.1) warunek równych prędkości obwodowych może być spełniony dla powierzchni obojętnej wieńca podatnego i odpowiadającej dla danego przełożenia powierzchni wieńca sztywnego. Powierzchnia obojętna zwana także środkową rozumiana jest jako wolna od naprężeń przy założeniu, że wieńiec podatny nie ulega rozciąganiu. Ma to miejsce kiedy generator odkształca wieńiec podatny w zakresie jego sprężystości wywołując naprężenia normalne tylko od zginania.

Stąd możemy zapisać relację promieni wieńca odkształcanego i sztywnego, dla których prędkość obwodowa V jest równa jako:

$$R_1 = R_2 \cdot i_{21} \Rightarrow i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad (1.3)$$

Podobnie jak dla prostej jednostopniowej przekładni obiegowej możemy określić przełożenie przekładni falowej przy założeniu, że prędkość kątowa generatora $\omega_g = 0$, jako:

$$i_{21}^g = \frac{\omega_2 - \omega_g}{\omega_1 - \omega_g} = \frac{z_1}{z_2} \quad (1.4)$$

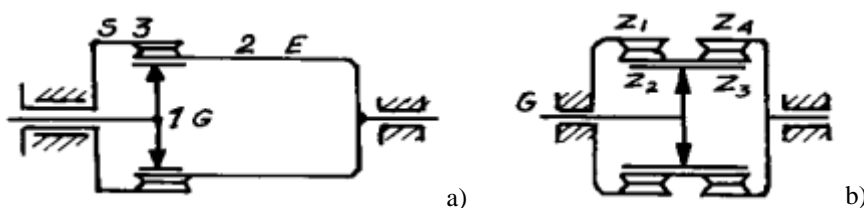
Przy nieruchomym wieńcu podatnym otrzymamy:

$$i_{g1}^2 = \frac{1}{i_{1g}^2} = \frac{1}{1 - i_{12}^g} = \frac{1}{1 - \frac{1}{i_{21}^g}} = \frac{1}{1 - \frac{z_2}{z_1}} = \frac{z_1}{z_1 - z_2} \quad (1.5)$$

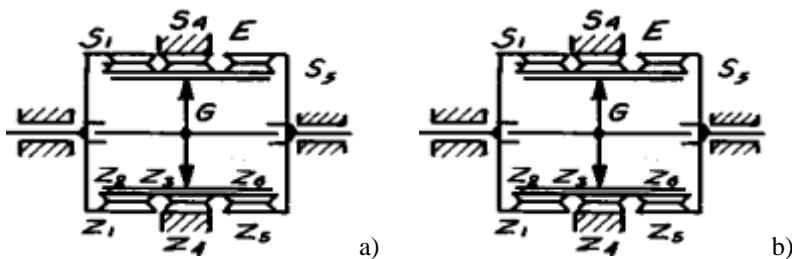
Odpowiednio przy nieruchomym wieńcu sztywnym otrzymamy:

$$i_{g2}^1 = \frac{1}{i_{2g}^1} = \frac{1}{1 - i_{21}^g} = -\frac{z_2}{z_1 - z_2} \quad (1.6)$$

Z uwagi na zrównoważenie sił promieniowych praktyczne zastosowanie znalazła konstrukcja przekładni o dwustrumieniowym przepływie mocy zwana dwufalową.



Rys. 1.2. Rodzaje przekładni: a) klasyczna, b) typ 2K-H



Rys. 1.3. Rodzaje przekładni: a) typ 3K, b) typ kombinowany

Generator stanowiła krzywka symetryczna o kształcie eliptycznym lub dwie bądź cztery rolki odkształcające cienkościenny wieńiec bez zmiany długości jego obwodu. Różnica obwodów kół współpracujących w takiej przekładni wynosiła dwie podziałki. Stąd wynikała wartość deformacji promieniowej wieńca podatnego, tak by uzyskać dwie strefy: zazębienia na dużej osi elipsy i dwie strefy na małej osi gdzie zęby mijają się z luzem rys. 1.4 (trajektorie zębów pokazano w rozdziale 4 na rys. 4. 4 i 4. 5).

W przypadku zastosowań czysto kinematycznych (minimalna moc) i przełożeń $i < 50$ można wykonać przekładnie falowe wielostrumieniowe na przykład z trójfalowym generatorem, wykonane z tworzywa. Rozwiązania kinematyczne

pokrywające zakres przełożeń od minimalnego do 150 tys. przedstawiono na rysunkach 1.2 i 1.3 [47]. Przełożenia możemy określić odpowiednio:

– rys.1.2a, przekładnia klasyczna $i = 50$ do 320,

$$i_{12}^3 = -\frac{z_2}{z_3 - z_2} \quad (1.7)$$

– rys.1.2b, typ 2K-H, $i = 2500$ do 150 000,

$$i = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}} \quad (1.8)$$

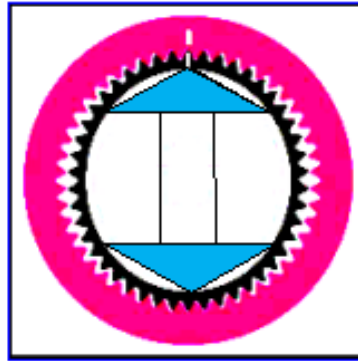
– rys. 1.3a, typ 3K, $i = 1.02$ i więcej,

$$i_{15}^4 = \frac{1 - \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1}}{1 - \frac{z_4 z_6}{z_3 z_5}} \quad (1.9)$$

– rys.1.3b, typ kombinowany, $i = 210$ do 2800,

$$i_{14}^5 = -(1 + \frac{z_3}{z_1}) \frac{z_4}{z_5 - z_4} \quad (1.10)$$

Wielkość strefy zazębienia (rys.1.4), zależy od parametrów geometrycznych uzębień, krzywej deformacji, rodzaju generatora i sztywności wężła generator-tuleja podatna-wieniec sztywny. Dla przekładni dwufalowej średnica wierzchołkowa wieńca podatnego przed deformacją jest większa praktycznie o wartość modułu od średnicy wierzchołkowej wieńca sztywnego. Stąd promieniowa deformacja w rzędu modułu (praktycznie $w = 0,9$ do 1,2 m), jest wystarczająca dla przeniesienia zakładanego strumienia mocy. Klasyczne przekładnie falowe są dzisiaj dość powszechnie stosowane w układach automatycznej regulacji, a zwłaszcza robotach przemysłowych, przemyśle obrabiarkowym, poligrafii, mechanizmach nawrotnych szeregu maszyn, przemyśle lotniczym i kosmicznym. Głównymi ograniczeniami w rozszerzeniu ich stosowania są: mała moc, wysoki dolny próg przełożenia, trudności technologiczne. Znaczące rozszerzenie stosowania przekładni falowych można by uzyskać zwiększając ich obciążalność przy zachowaniu gabarytów i dotychczasowej trwałości. Zalety przekładni najpełniej ujawniają się przy przełożeniach $i = 80$ i więcej. Wykonuje się reduktory o przełożeniu mniejszym, nawet o przełożeniu $i = 50$. Odbywa się to jednak kosztem zmniejszenia momentu nominalnego.



Rys. 1.4. Schemat stref zazębienia

Trwałość standardowych reduktorów w założonych warunkach eksploatacji wynosi obecnie 20 tys. godzin, a wykonaniu specjalnym 40tys. godzin. W latach 80- tych było to 10 tys. godzin.