ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1987

Seria: MECHANIKA z. 85 Nr kol. 1010

XI OGÓLNOPOLSKA KONFERENCJA TEORII MASZYN I MECHANIZMÓW

11th POLISH CONFERENCE ON THE THEORY OF MACHINES AND MECHANISMS

27—30. 04. 1987 ZAKOPANE

Tadeusz MŁYNARSKI, Antonina LISTWAN

Zakład Teorii Mechanizmów i Maszyn
Politechnika Krakowska

MECHANIZMY KOREKCYJNE STOSOWANE W PRZEKŁADNIACH ŁAŃCUCHOWYCH

Streszczenie. W przekładniach łańcuchowych długoogniwowych, oprócz sił dynamicznych występujących w okresach ruchu nieustalonego, a więc podczas rozruchu i hamowania, występują ponadto obciążenia, wynikające z samej kinematyki łańcucha i jego geometrycznych parametrów. Powodują one, że przy stałej prędkości kątowej koła napędowego, prędkość liniowa łańcucha jest okresowo zmienna (pulsująca).

Dla zmniejszenia tej nierównomierności ruchu cięgna łańcucha, szczególnie w przenośnikach o dużej prędkości obrotowej, przy łańcuchach długoogniwowych stosuje się specjalne mechanizmy korygujące.

W referacie omówiono przykłady kilku najczęściej stosowanych mechanizmów tego typu. Na przykładzie mechanizmu w postaci krzywoliniowej tarczy uzębionej podano, jak jego konstrukcja wpływa na współczynnik niejednostajności ruchu przekładni.

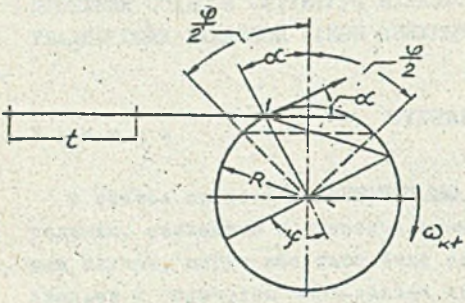
Wyciągnięte praktyczne wnioski mogą być podstawą doboru właściwego rozwiązania mechanizmu w różnego typu przekładniach łańcuchowych z łańcuchami długoogniwowymi.

Przekładnie łańcuchowe znalazły szerokie zastosowanie w różnych typach urządzeń; np. w przenośnikach montażowych do transportu elementów, w przenośnikach łańcuchowych i wciągarkach do transportowania nosiwa i ładunku, w przekładniach łańcuchowych dużej mocy do przenoszenia momentu obrotowego z wału napędowego na wał napędzany itp.

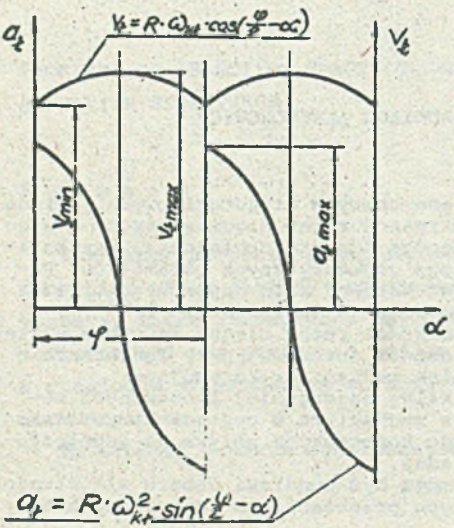
Układ łańcuchowy tworzą napędowe i zwrotne koła łańcuchowe oraz współpracujący z nimi łańcuch pociągowy.

W niniejszym opracowaniu zajmiemy się pewnym typem przekładni łańcuchowej, a mianowicie przekładnią z łańcuchem długoogniwowym.

W przekładniach tego typu oprócz dynamicznych sił występujących w okresach ruchu nieustalonego, a więc podczas rozruchu i hamowania występują jeszcze dodatkowo obciążenia wynikające nie tylko z samej kinematyki łańcucha, ale i z geometrycznych jego parametrów (koło łańcuchowe ma kształt



Rys. 1



Rys. 2

wieloboku). Powodują one, że przy stałej prędkości kątowej koła napędowego przekładni - liniowa prędkość łańcucha jest okresowo zmienna (pulsująca). Na rys. 1 przedstawiono schemat ruchu łańcucha na wielobocznym kole napędowym.

Rozkład prędkości i przyspieszeń łańcucha w czasie obrotu koła łańcuchowego o kąt odpowiadający podziałce łańcucha "t" podano na rys. 2.

Jeżeli koło łańcuchowe obraca się ze stałą obwodową prędkością:

$$V_o = \omega_1 R \tag{1}$$

to liniowa prędkość łańcucha wyrażona jest zależnością:

$$V_ł = V_o \cos\alpha = \omega_1 R \cos\alpha \tag{2}$$

gdzie zgodnie z rys. 1:

R - promień koła podziałowego gniazd lub zębów,

α - kąt obrotu koła napędowego $\alpha = \omega_1 t$,

ω_1 - kątowa prędkość koła napędowego.

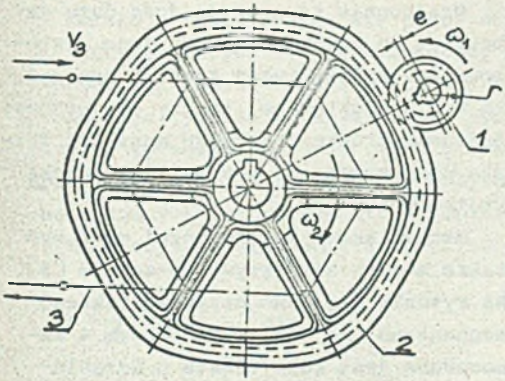
Maksymalną prędkość łańcucha otrzymamy dla $\cos\alpha = 1$, czyli dla $\alpha = 0$, minimalną zaś dla $\alpha = \frac{\varphi}{2}$.

Wynika z tego, że liniowa prędkość łańcucha w czasie obrotu koła łańcuchowego o kąt $\alpha = \frac{\varphi}{2}$ odpowiadający podziałce łańcucha "t" stanowi odcinek cosinusoidy.

Ponieważ $\omega_1 = \frac{d\alpha}{dt}$, więc przyspieszenie łańcucha: $a_ł = \frac{dV_ł}{dt}$. Opierając się na rysunku 1: $\sin\frac{\varphi}{2} = \frac{t}{2R}$ a ponadto $\omega_1 = \frac{\pi n}{30}$, więc ostatecznie maksymalna wartość modułu przyspieszenia łańcucha:

$$|a_ł| = \omega_1^2 \frac{t}{2} \tag{3}$$

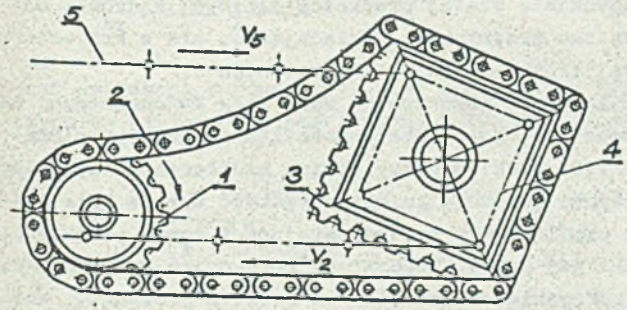
jest proporcjonalna do kwadratu prędkości obrotowej koła i podziałki łańcucha [1].



Rys. 3

Ażeby zmniejszyć lub całkowicie usunąć nierównomierność ruchu łańcucha, szczególnie w przenośnikach o dużej prędkości obrotowej, przy łańcuchach długoogniwowych stosuje się specjalne mechanizmy korygujące. Mają one za zadanie wyrównywać prędkość łańcucha na prostoliniowych odcinkach jego ruchu.

Konstrukcja tych mechanizmów jest różnorodna, a zasada ich działania polega na przekazaniu na wał napędowy koła łańcuchowego nierównomiernej prędkości kątowej według odwrotnej zależności w stosunku do zmian prędkości łańcucha przy stałej prędkości obrotowej koła napędowego.



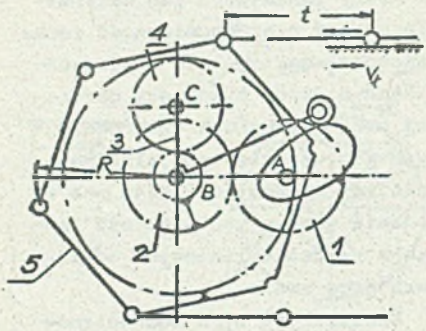
Rys. 4

Przeprowadźmy następnie analizę konstrukcji kilku najczęściej spotykanych typów mechanizmów korygujących. Na rys. 3 podano przykład mechanizmu korygującego w postaci krzywoliniowej tarczy uzębionej. Tarcza 2 osadzona jest na wale napędowym koła łańcuchowego i posiada wieniec o zmiennej średnicy podziałowej. Liczba "fal" tarczy odpowiada liczbie zębów koła łańcuchowego. Tarcza napędzana jest przez małe koło zębate 1 osadzone mimośrodowo na wale. Średnie przełożenie tej przekładni zębatej równe jest liczbie zębów koła łańcuchowego. Korekcję prędkości kątowej koła łańcuchowego uzyskujemy poprzez mimośrodowe osadzenie małego koła napędowego.

Przykład innego mechanizmu korekcyjnego w postaci specjalnej przekładni łańcuchowej podano na rys. 4.

Krótkoogniwowy łańcuch napędowy 2 współpracując z tarczą łańcuchową 3 przekazuje ruch na wał tarczy łańcuchowej długoogniwowej ze zmienną prędkością kątową.

Przy takim sposobie napędu prędkość liniowa łańcucha długoogniwowego jest praktycznie stała.



Rys. 5

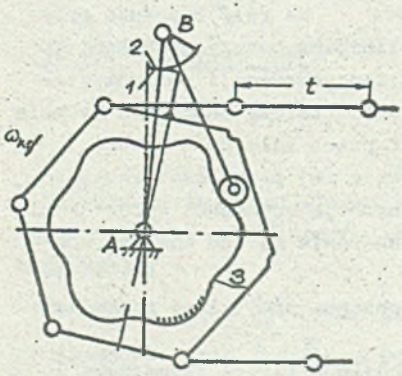
Urządzenie to posiada dość duże gabaryty, co ograniczyć może jego zastosowanie. Należy tutaj także zaznaczyć, że bok projektowanej tarczy łańcuchowej łańcucha krótkoogniwowego musi być ściśle dostosowany do podziałki łańcucha krótkoogniwowego.

Mechanizmami korekcyjnymi mogą być także mechanizmy krzywkowo-zębate [3]. Na rysunku 5 podano przykład takiego mechanizmu. Na kole łańcuchowym 4 zamocowane jest koło zębate o zazębieniu wewnętrznym.

Napęd z wału napędowego poprzez koło zębate 1 zostaje przeniesiony za pomocą przekładni planetarnej 2,4 na koło łańcuchowe.

Korekcja ruchu w celu uzyskania stałej prędkości liniowej łańcucha odbywa się za pomocą mechanizmu krzywkowego, składającego się z krzywki osadzonej na wale napędowym, krążka i ogniwa trójłącznego 3.

Ogniwo trójłączne umocowane jest obrotowo na wale koła łańcuchowego. Zamocowane w parze kinematycznej C koło zębate-satelita przekładni planetarnej posiada przełożenie 1:6. Ruch obrotowy ogniwa trójłącznego wywołany przez odpowiedni profil krzywki powoduje zmienną prędkość kątową koła łańcuchowego, która zmniejsza współczynnik niejednostajności ruchu przekładni, a tym samym polepsza warunki jej pracy. Mechanizmy korekcyjne krzywkowo-zębate mogą różnić się konstrukcyjnie obecnością lub brakiem prowadnic. Analiza tych mechanizmów wykazała celowość zastosowania w nich prowadnic, które powodują polepszenie warunków pracy mechanizmu, i poprawę jego dynamicznych właściwości (mniejsza amplituda drgań wzdłużnych łańcucha w przypadku jego prowadzenia).



Rys. 6

Przykładem innego krzywkowego mechanizmu korekcyjnego jest mechanizm podany na rys. 6.

Ruch obrotowy z wału napędowego zostaje przeniesiony przez przekładnię składającą się z segmentów zębatych 1 i 2. Segment 2 sprzężony jest z wahaczem krzywkowego mechanizmu korekcyjnego. Segment 1 sprzężony jest bezpośrednio z kołem łańcuchowym.

Korekcja ruchu odbywa się przez obtaczanie się wahacza z krążkiem wokół nieruchomej krzywki 3. Ruch obrotowy wahacza przenosi się na segment zębaty 2 powodując żądaną zmianę prędkości kątowej koła łańcuchowego.

Analiza tych kilku najczęściej stosowanych mechanizmów korekcyjnych wykazała, że można stosować różne ich konstrukcyjne rozwiązania; należy więc sprawdzić, jak ich konstrukcja wpływa na współczynnik niejednostajności ruchu - zwany też stopniem nierównomierności biegu przekładni [2].

Współczynnik niejednostajności ruchu określony jest równaniem:

$$\delta = \frac{V_{max} - V_{min}}{V_{śr}} \tag{4}$$

Podstawiając:

$$V_{śr} = \frac{V_{max} + V_{min}}{2}$$

oraz wyliczone z równań (1), (2) otrzymujemy zależność na wielkość współczynnika niejednostajności ruchu w funkcji parametrów konstrukcyjnych.

$$\delta = \frac{2(\omega_1 R - \omega_1 R\cos\frac{\varphi}{2})}{\omega_1 R + \omega_1 R\cos\frac{\varphi}{2}} \tag{5}$$

Wiadomo również, że $\sin\frac{\varphi}{2} = \frac{t}{2R}$, $z = \frac{2\pi}{\varphi} = 3, 4, 5...$ $\frac{\varphi}{2} = \frac{\pi}{z}$ oraz podstawiając $k = \frac{t}{R}$ otrzymamy:

$$k = 2\sin\frac{\pi}{z}$$

otrzymamy:

$$\delta = \frac{2(1 - \cos\frac{\pi}{z})}{1 + \cos\frac{\pi}{z}} = \frac{2(1 - \cos\frac{\pi}{z})^2}{\sin^2\frac{\pi}{z}} \tag{6}$$

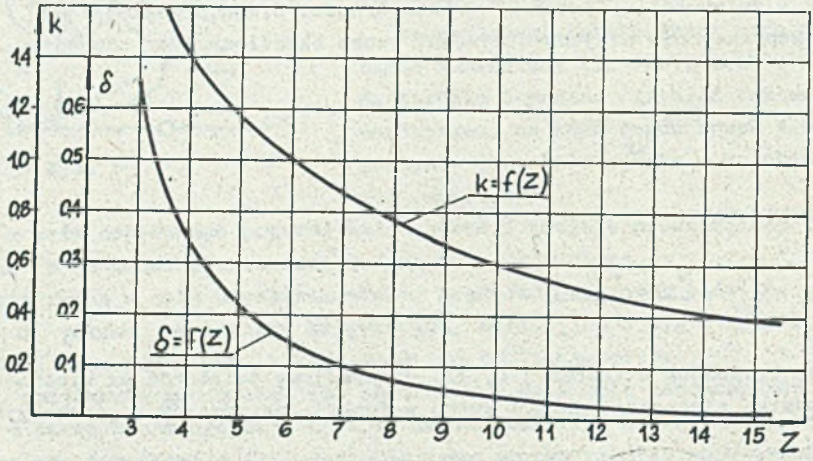
lub po przekształceniach:

$$\delta = \frac{2(2 - \sqrt{4 - k^2})^2)}{k^2} \tag{7}$$

Dla przyjętych wartości liczby zębów koła łańcuchowego "z" otrzymano różne wartości współczynnika δ oraz k, które zestawiono w tablicy 1.

Tablica 1

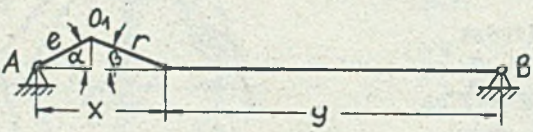
z	3	4	5	6	9	15	30
δ	0,667	0,348	0,212	0,144	0,062	0,022	0,005
k	1,73	1,41	1,176	1,0	0,684	0,416	0,209



Rys. 7

Graficzny przebieg funkcyjnych zależności $\delta = f(Z)$ i $k = f(Z)$ podany został na rys. 7. Zaznaczyć należy, że wykres ten sporządzony został bez mechanizmu korekcyjnego przy założeniu, że prędkość kątowa koła łańcuchowego jest wielkością stałą.

Na przykładzie mechanizmu korekcyjnego z uzębioną krzywoliniową tarczą podanego na rys. 3 przeanalizujmy, jak jego parametry konstrukcyjne wpływają na współczynnik niejednostajności ruchu.



Rys. 8

Na rys. 8 oznaczono wszystkie geometryczne parametry konieczne dla wyznaczenia wartości współczynnika.

Zgodnie z rysunkiem:

$$x = e\cos\alpha + r\cos\beta$$

ponieważ:

$$e\sin\alpha = r\sin\beta$$

więc

$$\left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\alpha = \sin^2\beta$$

stąd po przekształceniach:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\alpha}$$

Ostatecznie:

$$x = e\cos\alpha + r\sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\alpha}$$

$$y = R + r - x$$

Ponieważ

$$x\omega_1 = y\omega_2$$

stąd wzór na przełożenie przekładni:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{x}{y} \tag{8}$$

Ostatecznie otrzymano:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{e\cos\alpha + r\sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\alpha}}{R + r - e\cos\alpha - r\sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\alpha}} \tag{9}$$

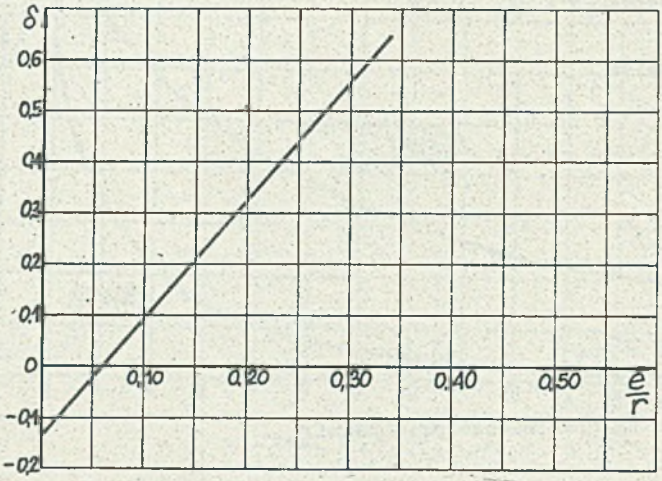
lub

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\frac{e}{r}\cos\alpha + \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\alpha}}{\frac{R}{r} + 1 - \frac{e}{r}\cos\alpha - \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\alpha}} \tag{10}$$

Dla odpowiednich wartości stosunków $\frac{e}{r}$, a więc konkretnych konstrukcyjnych wymiarów przekładni wykorzystując (6) otrzymano:

Tablica 2

$\frac{e}{r}$	0	0,05	0,06	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5
δ	0,1441	0,004	0,027	0,09	0,207	0,326	0,559	0,792	1,02



Rys. 9

Opierając się na danych z tablicy 2 wykonano wykres funkcyjnej zależności $\delta = f(\frac{e}{r})$ podany na rys. 9.

Na zakończenie przeprowadzonej analizy należy zaznaczyć, że zastosowanie mechanizmu korekcyjnego w postaci krzywoliniowej uzębionej tarczy jest korzystne. Należy tylko zawsze przeprowadzić wnikliwą analizę jego współczynnika niejednostajności ruchu. Bardzo nieznaczna zmiana parametrów konstrukcyjnych mechanizmu (zmiana wartości stosunku $\frac{e}{r}$) może w znacznym stopniu pogorszyć warunki pracy przekładni.

Na zakończenie opracowania można wysunąć jeden bardzo istotny wniosek, a mianowicie:

- konieczność zastosowania mechanizmów korekcyjnych w celu zmniejszenia współczynnika niejednostajności ruchu δ, a co się z tym wiąże strat energetycznych i obciążeń dynamicznych, pociąga za sobą konieczność bardzo wnikliwej analizy proponowanego mechanizmu jak i właściwego wyboru jego schematu kinematycznego.

LITERATURA

[1] GOŹDZIECKI M., ŚWIĄTKIEWICZ H.: Przenośniki. WNT, Warszawa 1978.
[2] PARSZEWSKI Z.: Teoria maszyn i mechanizmów. WNT, Warszawa 1978.
[3] Teoria mechanizmów i maszyn. Wyp. 25, "Wissza szkoła". Charków 1978.

КОРРЕКЦИОННЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Р е з ю м е

В длиннозвенных цепных передачах кроме динамических сил, возникающих в периодах неустановившегося движения а именно во время пуска и торможения возникают кроме того нагрузки, которые являются последствием самой кинематики движения цепи и её геометрических параметров. Вызывают они при постоянной угловой скорости ведущего колеса передачи циклическую линейную скорость (пульсирующую скорость). Для уменьшения этой неравномерности движения тяговой ветви цепи, особенно в конвейерах с большой скоростью вращения при длиннозвенных цепях, применяют специальные коректирующие механизмы.

В реферате обсуждаются примеры нескольких, чаще всего применяемых, механизмов этого вида и поддается анализу влияние их конструкции на коэффициент неравномерности движения передачи. Сделанные практические выводы могут быть основой для подбора соответствующего решения механизма в длиннозвенных цепных передачах разного вида.

THE CORRECTING MECHANISMS APPLIED IN CHAIN TRANSMISSIONS

S u m m a r y

In the long-link chain transmissions always occur - besides dynamic forces occuring in periods of transient motion (starting or braking) - the loads caused by the chain motion kinematics and its geometrical parameters. Due to these loads the linear velocity of the chain is pulsating at the constant angular velocity of the drive wheel. The correcting mechanisms are applied in order to reduce a non-uniformity of the chain motion. They are used especially in high speed, long link conveyors.

Some examples of such mechanisms, which are often in use, are discussed in this paper, and an effect of their construction on motion non-uniformity coefficient was analysed.

The practical conclusions drawn in the paper may be the basis of the correct mechanism solution choice in different types of chain transmissions.

Recenzent: Doc. dr inż. Zdzisław Jaskóła

Wpłynęło do redakcji 24.XI.1986 r.