ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1998
Seria: TRANSPORT z. 34 Nr kol. 1396

*Tadeusz MŁYNARSKI
Tomasz KĄDZIOŁKA

# MECHANIZMY KOREKCJI RUCHU DŁUGOOGNIWOWYCH PRZENOŚNIKÓW ŁAŃCUCHOWYCH

**Streszczenie.** W pracach magazynowych bardzo często zachodzi konieczność przetransportowania dużej masy wielkogabarytowych elementów na przenośnikach łańcuchowych. Przy zastosowaniu takich przenośników szczególnie długoogniwowych występuje zjawisko nierównomierności ruchu. Podano propozycję syntezy nowego typu mechanizmu korygującego stosowanego do wyrównania liniowej prędkości łańcucha w długoogniwowych przenośnikach łańcuchowych. Zaproponowany mechanizm jest mechanizmem płaskim określonobieżnym znacznie prostszym do wykonania niż stosowane do tego celu mechanizmy np. zębate, krzywkowo-zębate itp.

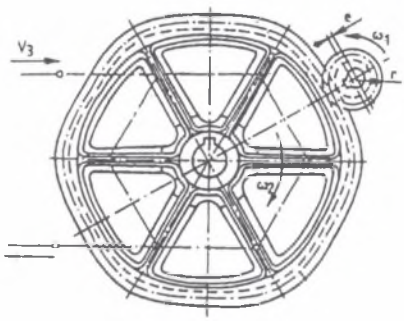
# MOVEMENT CORRECTION MECHANISMS OF CHAIN CONVEYOR WITH LONG CHAIN LINKS

**Summary.** While storing products is often necessary to handle large amounts of parts, using chain conveyors. In a long-link conveyor there arises the problem of non-uniformity of its motion. There has been proposed a synthesis of new type of a correcting mechanism for stabilizing the linear velocity of a chain in a double-link chain conveyors. The suggested mechanism is a plane mechanism of one degree mobility. This mechanism is more practicable than those previously used, such as gear mechanism, or cam-gear mechanisms.

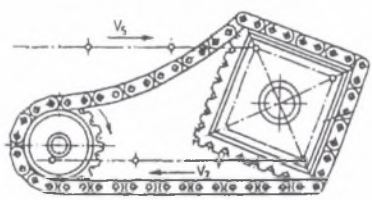
## 1. WSTĘP

W przekładniach łańcuchowych, szczególnie długoogniwowych, występuje bardzo niekorzystne zjawisko nierównomierności ruchu łańcucha. Spowodowane jest ono tym, że tarcza łańcucha ma kształt wieloboku o małej liczbie zębów lub wrębów. Szczególnie ważne jest to zagadnienie w przypadku przenośników łańcuchowych montażowych, na których

znajdują się przedmioty o dużej masie. Okres pulsacji prędkości łańcucha równy jest czasowi obrotu koła napędowego o kąt odpowiadający jednemu ogniwu łańcucha. Powstające rytmiczne przyspieszenia i opóźnienia wywołują dodatkowe obciążenia dynamiczne w łańcuchu, tym większe, im większe są masy nosiwa i części ruchomych przenośnika. Powoduje to gorsze warunki pracy, drgania i jest przyczyną strat energetycznych.




Rys.1. Mechanizm korekcyjny zębaty
Fig.1. Cogged correction mechanism



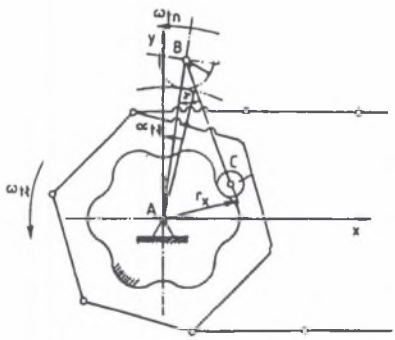

Rys.2. Mechanizm korekcyjny łańcuchowy
Fig.2.Chain correction mechanism

Dla zmniejszenia nierówności ruchu cięgna łańcucha w przenośnikach o dużej masie nosiwa i elementów łańcucha stosuje się specjalnego typu prowadnice łańcucha. Mogą one stanowić jedyne rozwiązanie sposobu zmniejszenia pulsacji ruchu lub być stosowane wspólnie z różnego typu mechanizmami korekcyjnymi. Natomiast do wyrównywania pulsującej, liniowej prędkości łańcucha w długoogniwowych przenośnikach transportowych i montażowych stosowane są mechaniczne urządzenia korygujące. Są to różnego rodzaju mechanizmy: zębate (rys.1), łańcuchowe (rys. 2), krzywkowo-zębate rys. (3 i 4) oraz

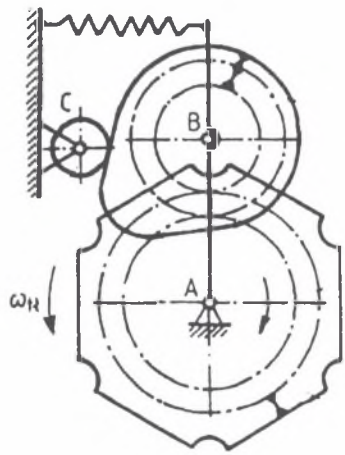
krzywkowo-dźwigniowo-zębate. Dokładne wykonanie istotnych dla właściwej pracy tych mechanizmów ogniw jest technologicznie bardziej złożone, np. w przypadku mechanizmu korekcyjnego zębatego taką trudnością będzie wykonanie specjalnej krzywoliniowej tarczy uzębionej posiadającej wieniec o zmiennej średnicy podziałowej.

We wszystkich rodzajach mechanizmów krzywkowo-zębatych oraz krzywkowo-wodzikowo-zębatych korekcja prędkości realizowana jest przez zastosowanie odpowiedniego profilu krzywki zarówno stałej, jak i ruchomej. Wykonanie profilu krzywki musi być przeprowadzone z dużą dokładnością, gdyż jest ono ściśle związane z wymaganym prawem ruchu wahacza. Proces wykonania krzywek jest więc w tych wypadkach bardziej złożony i kosztowny. Ponadto w tego typu mechanizmach musi być zapewniony odpowiedni styk w parze kinematycznej wyższego rzędu (styk krążka i krzywki). Zapewnić go można za pomocą zamykania siłowego lub kinematycznego. Właściwe zabezpieczenie wymaganego styku w parze kinematycznej stwarza również problemy natury technologicznej i podraża koszt całego urządzenia.

Ciekawym rozwiązaniem jest mechanizm korekcyjny dźwigniowo-zębaty, który nie nastręcza takich trudności związanych z technologią wykonania. Dokładne wykonanie kół zębatych walcowych oraz ogniw dźwigniowych z parami kinematycznymi obrotowymi przy obecnym stanie techniki jest łatwiejsze. Schemat mechanizmu przedstawiono na rys. 5.



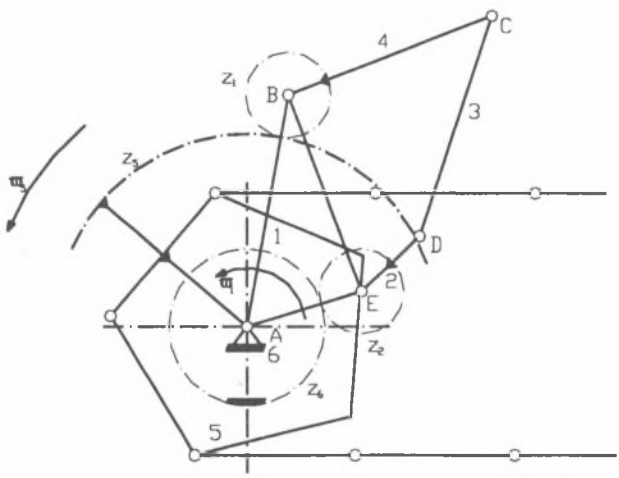

Rys.3. Mechanizm korekcyjny krzywkowo-zębaty z krzywką stałą
Fig.3. Cam-cogged correction mechanism wich otable cam




Rys. 4. Mechanizm korekcyjny krzywkowo-zębaty z krzywką ruchomą
Fig.4. Cam-cogged correction mechanism with movable cam

Mechanizm ten jest mechanizmem płaskim, określonobieżnym II klasy (wg klasyfikacji Artobolewskiego), dla którego: $n_r = 5$; $p_5 = 2$; $p_4 = 2$; a więc w' = 1.

Korekcja prędkości odbywa się przy wykorzystaniu ruchu obrotowego wahacza 4 czworoboku przegubowego BCDE względem pary kinematycznej B. Na wspólnej osi w parze kinematycznej A zamocowana jest tarcza łańcuchowa 5, nieruchome koło zębate $z_6$ oraz ogniwo trójłączne ABE będące ogniwem napędzającym. Z tarczą łańcuchową związany jest na sztywno segment zębaty $z_5$. W parze kinematycznej E umocowane jest koło zębate $z_2$, które sztywno połączone jest z ogniwem ED. W parze kinematycznej B umocowane jest koło zębate $z_4$, które sztywno połączone jest z ogniwem BC. Ponieważ korekcja prędkości odbywa się przy wykorzystaniu ruchów ogniw czworoboku przegubowego wchodzącego w skład mechanizmu,przeprowadzono jego syntezę dla określonych warunków.




Rys.5. Mechanizm korekcyjny dźwigniowo-zębaty
Fig.5. Link cogged correction mechanism

## 2. WYZNACZENIE PRĘDKOŚCI EKWIWALENTNEJ

Podstawą przeprowadzenia syntezy mechanizmu korekcyjnego jest wyznaczenie tak zwanej ekwiwalentnej prędkości łańcucha.

Kąt podziału tarczy łańcuchowej

$$\phi = \frac{2 \cdot \pi}{z_{kl}} \tag{1}$$

gdzie: $z_{kl}$ - liczba zębów lub wrębów tarczy łańcuchowej.

Prędkość łańcucha (bez mechanizmu korekcyjnego) jest określona zależnością:

$$V_l(\alpha) = \omega_5 \cdot R \cdot \cos(\alpha) \tag{2}$$

gdzie: R - promień koła podziałowego wrębów lub zębów,

$\omega_5$ - prędkość kątowa tarczy łańcuchowej

$\alpha$ - kąt obrotu tarczy napędzającej $\alpha \in \left[-\frac{\phi}{2}, \frac{\phi}{2}\right]$.

Prędkość ekwiwalentna koła łańcuchowego określona jest zależnością:

$$V_{ekw} = \omega_5 \cdot R \cdot \cos\psi \tag{3}$$

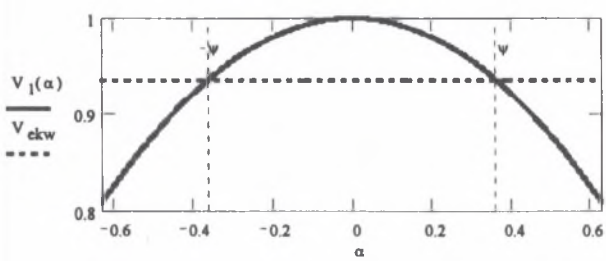
gdzie:

$$\cos\psi = \frac{\sin\frac{\phi}{2}}{\frac{\phi}{2}} \tag{4}$$

a kąt $\psi$ spełnia zależność:

$$V_l(-\psi) = V_l(\psi) = V_{ekw}$$

Schemat układu prędkości przedstawiono na rys. 6.




Rys.6. Wykres prędkości łańcucha $V_l$ i prędkości ekwiwalentnej $V_{ekw}$ dla $z_{kl}$=5, $\omega$=2[rad/s], R=0,5[m]
Fig.6. Graph of chain speeds $V_l$ and $V_{ekw}$

Aby prędkość łańcucha była stała i wynosiła $V_{ekw}$, należy zastosować korekcję prędkości kątowej $\omega_5$ zgodnie z zależnością:

$$\omega_5 = \omega_1 + \omega_{5_{kor}} \tag{5}$$

gdzie: $\omega_1$ - prędkość kątowa ogniwa napędzającego.

Z powyższych zależności wynika, że wymagana prędkość kątowa korekcji powinna wynosić:

$$\omega_{5kor} = \omega_1 \cdot (\frac{\cos\psi}{\cos\alpha} - 1) \tag{6}$$

a więc wymagana prędkość korekcyjna wahacza czworoboku przegubowego powinna wynosić:

$$\omega_{4w} = \omega_{4kor} \cdot i_w \tag{7}$$

gdzie: $i_w$ jest przełożeniem pomiędzy wahaczem a kołem łańcuchowym.

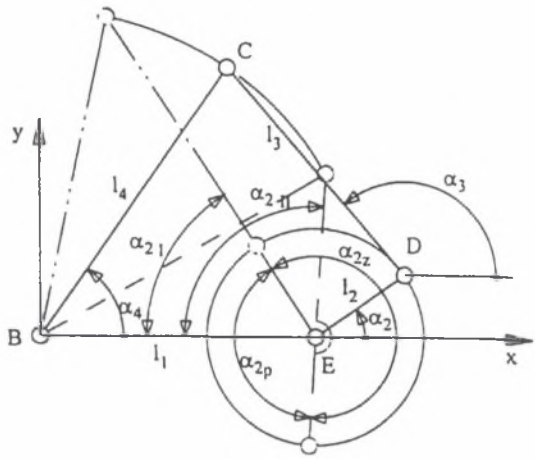
## 3. SYNTEZA KINEMATYCZNA KOREKCYJNEGO CZWOROBOKU PRZEGUBOWEGO

Schemat obliczeniowy czworoboku przegubowego przedstawiono na rys. 7. W celu posługiwania się wielkościami bezwymiarowymi przy projektowaniu korekcyjnego czworoboku przegubowego przyjęto długości $l_1 = 1$ i wprowadzono następujące oznaczenia:

$$k_2 = \frac{l_2}{l_1}\ ;\ k_3 = \frac{l_3}{l_1}\ ;\ k_4 = \frac{l_4}{l_1}$$

Projektowany czworobok jest korbowo-wahaczowy, muszą więc być spełnione warunki Grashofa. Prędkość kątową korby wyznaczono ze wzoru.

$$\omega_2 = (\frac{z_6}{z_2} + 1) \cdot \omega_1, \quad \text{gdzie:} \quad \frac{z_6}{z_2} = z_{ikl} \tag{8}$$




Rys.7. Schemat korekcyjnego czworoboku przegubowego
Fig.7. Diagram of correction fout-bar linkage

Korekcyjny czworobok przegubowy zaprojektowano przy następujących warunkach:

1. Prędkość kątowa wahacza powinna być zerowa w momencie, gdy prędkość liniowa łańcucha bez mechanizmu korekcyjnego jest równa prędkości ekwiwalentnej. W czasie gdy koło łańcuchowe obróci się o kąt $\phi$, korba czworoboku przegubowego powinna się obrócić o kąt $2\pi$. Analogicznie kątowi $2\psi$ (co odpowiada fazie wymagającej zwolnienia ruchu koła łańcuchowego) powinien odpowiadać określony zgodnie z rys.7 kąt $\alpha_{2_z}$. Warunek ten można więc zapisać w postaci

$$\frac{2\cdot\pi}{\phi}=\frac{\alpha_{2_z}}{2\cdot\psi} \tag{9}$$

gdzie zgodnie z rys. 7:

$$\alpha_{2_z}=\pi+\alpha_{2_{II}}-\alpha_{2_I} \tag{10}$$

$$\alpha_{2I}=\arccos\left[\frac{1+(k_2+k_3)^2-k_4^2}{2\cdot(k_2+k_3)}\right]\quad \alpha_{2II}=\arccos\left[\frac{1+(k_3-k_2)^2-k_4^2}{2\cdot(k_3-k_2)}\right] \tag{11}$$

Spełnienie warunku (9) sprawia, że również faza wymagająca przyspieszenia ruchu koła łańcuchowego, a więc odpowiadająca kątowi $\phi - 2\psi$, odpowiada kątowi $\alpha_{2_p}$.

**2.** Propozycje wymaganych ekstremalnych prędkości kątowych korekcji powinny w przybliżeniu odpowiadać proporcjom ekstremalnych prędkości kątowych wahacza w fazie zwalniania i przyspieszania.

Prędkość kątową wahacza w funkcji kąta obrotu określa zależność:

$$\omega_4(\alpha_2) = \frac{\omega_2 \cdot k_2 \cdot \sin(\alpha_3 - \alpha_2)}{k_4 \cdot \sin(\alpha_3 - \alpha_4)} \tag{12}$$

Warunek proporcjonalności prędkości można zapisać w postaci uproszczonej:

$$\frac{\omega_4 \cdot \left(-\alpha_{2II} + \frac{\alpha_{2z}}{2}\right)}{\omega_4 \cdot \left(-\alpha_{2II} + \alpha_{2z} + \frac{\alpha_{2p}}{2}\right)} = \frac{\cos(\psi) - 1}{\left[\frac{\cos(\psi)}{\cos\left(\frac{\phi}{2}\right)} - 1\right] \cdot k_d} \tag{13}$$

Wymagana prędkość korekcyjna określona zależnością (7) posiada nieciągłości pierwszej pochodnej (co ma miejsce dla $\pm\frac{\phi}{2}$). Faktyczna prędkość kątowa wahacza określona jest zależnością (12). Dla lepszego dopasowania tych dwóch funkcji wprowadzono współczynnik $k_d$. Wartość tego współczynnika jest dobierana w oparciu o minimalizację współczynnika niejednostajności ruchu łańcucha $\delta$. Zwykle współczynnik $k_d$ waha się w granicach od 0,9 do 0,6.

**3.** Poszukiwany korekcyjny czworobok przegubowy minimalizuje wymagane przełożenie pomiędzy wahaczem a kołem łańcuchowym. Odpowiada to warunkowi:

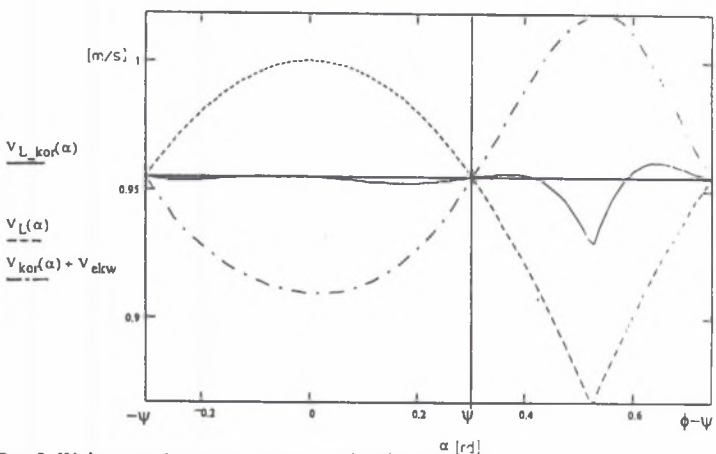
$$i_w \rightarrow \min \tag{14}$$

Powyższe warunki umożliwiają wyznaczenie wielkości ogniw ($k_2$, $k_3$, $k_4$) czworoboku przegubowego.

## 4. PRZYKŁAD OBLICZENIOWY

Obliczenia przeprowadzono dla liczby wrębów koła łańcuchowego $z_{kl}=5$, przy następujących danych: $\omega_1=2$[rad/s], R=0,5[m].

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto również ograniczenie $k_2 \geq 0{,}1$.




Rys.8. Wykres porównawczy poszczególnych prędkości
Fig.8. Grah of comparative speeds

Ostatecznie otrzymano następujące wymiary korekcyjnego czworoboku przegubowego: $l_1=1$, $k_2=0{,}11$, $k_3=0{,}66$, $k_4=1{,}51$ oraz współczynnik $k_d=0{,}7$.

Na rys. 8 przedstawiono przebiegi poszczególnych prędkości w zależności od kąta obrotu koła łańcuchowego. Prędkość łańcucha po zastosowaniu omawianego mechanizmu korekcyjnego przedstawia krzywa $V_{L_kor}(\alpha)$.

Współczynnik niejednostajności ruchu łańcucha bez mechanizmu korekcyjnego wynosił $\delta=15{,}5\%$, a po zastosowaniu omawianego mechanizmu wynosi $\delta=4{,}1\%$.

## 5. WNIOSKI

1. Zaproponowany mechanizm korekcyjny zapewnia dobrą dokładność wyrównywania prędkości liniowej łańcucha.
2. Syntezę dźwigniowo-zębatego mechanizmu korekcyjnego można również prowadzić biorąc pod uwagę inne kryteria optymalizacyjne, np. minimalizację sumy średnio-kwadratowych odchyleń wartości prędkości łańcucha $V_{L_kor}$ od prędkości ekwiwalentnej, wymiarów czworoboku, kosztów wykonania i eksploatacji.

## LITERATURA

1. Młynarski T., Listwan A., Pazderski E.: Teoria maszyn i mechanizmów. Część III, Skrypt Politechniki Krakowskiej, Kraków 1992.
2. Młynarski T., Listwan A.: Krzywkowe mechanizmy korekcyjne stosowane w przenośnikach łańcuchowych długoogniwowych. Materiały VI Konferencji „Rozwój podstaw budowy, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich, w tym budowlanych". Warszawa 1993.

Recenzent: Dr hab.inż. Sylwester Markusik
Prof.Politechniki Śląskiej

**Abstract**

While storing products it is often necessary to handle large amounts of bulky parts, using chain conveyors. In a long – link conveyor there arises the problem of non – uniformity of its motion. The paper present cerain constructions will helpto reduce for chain pulsating celocity.

There has been proposed a synthesis of new type of correcting mechanism for stabilizing the linear velocity af a chain in a double – link conveyors. The suggested mechanism is a plane mechanism of one degree mobility. This mechanism is more practicable than those previously used, such as gear mechanism, or cam – gear mechanisms.

Kinematic synthesis allowed for specifying the best lenght of a four bar linkage sides that wouls meet the correcting requirements so that the determined value of the coefficient of chain – conveyor's motion non – uniformity would be the lowest.