

MARCIN ZASTEMPOWSKI

Wydział Mechaniczny, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy

# Analiza ruchu listwy nożycowo-palcowego zespołu tnącego dla potrzeb efektywności zbioru zbóż

## Wprowadzenie

Nożycowo-palcowy zespół tnący jest najważniejszym zespołem roboczym w kombajnach zbożowych, sieczkarniach oraz kosiarkach.

Cięcie materiału roślinnego tym zespołem jest podstawowym zabiegiem technologicznym zbioru zbóż.

Rozwiązania konstrukcyjne zespołów tnących charakteryzują się dużą energochłonnością procesu cięcia, a ich układy napędowe wyposażone są w silniki o dużych mocach. Wynika to z faktu, że znane rozwiązania konstrukcyjne powstały w dużej mierze na podstawie intuicji konstruktorskiej. Brak jest bowiem modeli matematycznych procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, warunkujących obliczenia symulacyjne, optymalizację konstrukcji zespołów tnących oraz zwiększenie efektywności procesu cięcia, np. zbóż.

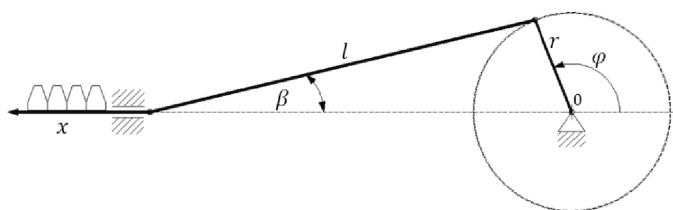
Budowa takich modeli nie jest możliwa bez szczegółowej analizy kinematyki ruchu nożycowo-palcowego zespołu tnącego. Opracowania istniejące w dostępnej literaturze zakładają tak daleko idące uproszczenia, że wyniki obliczeń są obciążone błędem.

Celem pracy jest analiza ruchu układu korbowego symetrycznego i asymetrycznego, powszechnie stosowanych do specjalnego napędu listwy nożowej.

## Układy napędowe listwy nożowej

Płaski symetryczny mechanizm korbowy przedstawiono na rys. 1. Charakterystyczne dla tego typu mechanizmu jest umieszczenie osi obrotu korby w płaszczyźnie ruchu listwy nożowej. Przy takim układzie skok listwy nożowej jest równy podwójnemu promieniowi korby. Korba obraca się z określoną prędkością kątową  $\omega$ . Gdy korba znajdzie się w takim położeniu, że tworzy z targańcem linię prostą, listwa nożowa przyjmuje skrajne położenia.

Analizując zależności kinematyczne symetrycznego układu korbowego ustalono związki geometryczne, które posłużyły



Rys. 1. Schemat kinematyczny symetrycznego mechanizmu korbowego:  $r$  – promień korby,  $l$  – długość korbowodu,  $\varphi$  – kąt obrotu korby,  $x$  – przemieszczenie listwy nożowej,  $\beta$  – kąt nachylenia korbowodu do płaszczyzny ruchu listwy nożowej

do wyznaczenia przemieszczenia listwy nożowej, a w dalszym etapie do wyznaczenia jej prędkości  $v_n$ :

$$v_n = \omega r \left( \sin \varphi - \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \varphi}} \right) \quad (1)$$

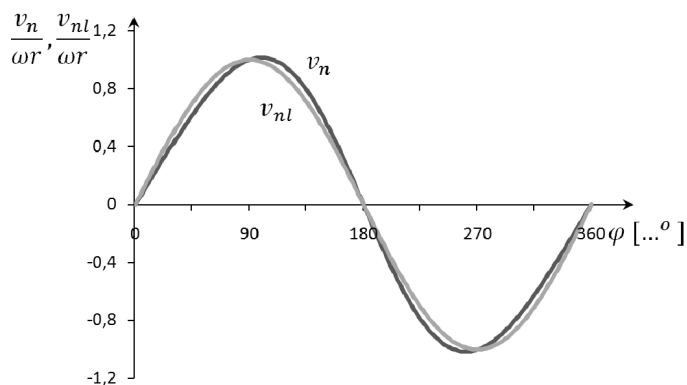
gdzie-

- $\omega$  – prędkość kątowna korby,
- $r$  – promień korby,
- $\varphi$  – kąt obrotu korby,  $\lambda = r/l$ .

Prędkość listwy nożowej symetrycznego układu korbowego w literaturze określana jest uproszczoną zależnością [1, 2]:

$$v_{n1} = \omega r \sin \varphi \quad (2)$$

Na rys. 2. przedstawiono w postaci bezwymiarowej wykres zmian prędkości listwy nożowej opisanej równaniem (1) w zestawieniu z prędkością opisaną równaniem (2).



Rys. 2. Zmiana prędkości listwy nożowej w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla mechanizmu korbowego symetrycznego

## Asymetryczny układ korbowy

Asymetryczny układ korbowy stosowany jest w maszynach, od których wymaga się pozostawienia możliwie jak najniższego ścierniska, dlatego oś obrotu korby mechanizmu napędowego nie jest umieszczona w płaszczyźnie działania listwy nożowej, lecz przemieszczona o wymiar  $h$  jak na rys. 3, co determinuje fakt, iż skok listwy nożowej nie jest równy podwójnemu promieniowi korby.

Analizując zależności kinematyczne asymetrycznego układu korbowego ustalono związki geometryczne, które posłużyły

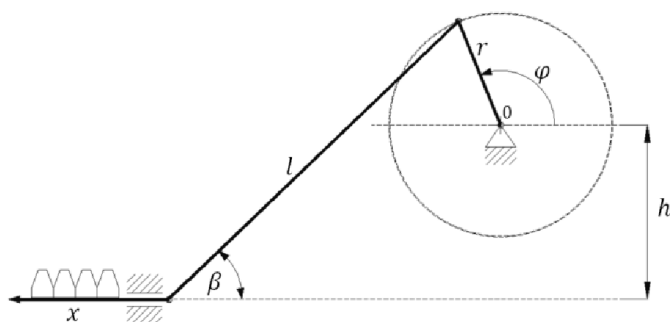
ły do wyznaczenia skoku listwy nożowej oraz wartości kątów odpowiadających jej skrajnym położeniom, a w dalszym etapie do wyznaczenia jej prędkości  $v_n$ , co opisano równaniem:

$$v_n = \omega r \left( \sin \varphi - \frac{(\sin \varphi + \varepsilon) \cos \varphi}{\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (\sin \varphi + \varepsilon)^2}} \right) \quad (3)$$

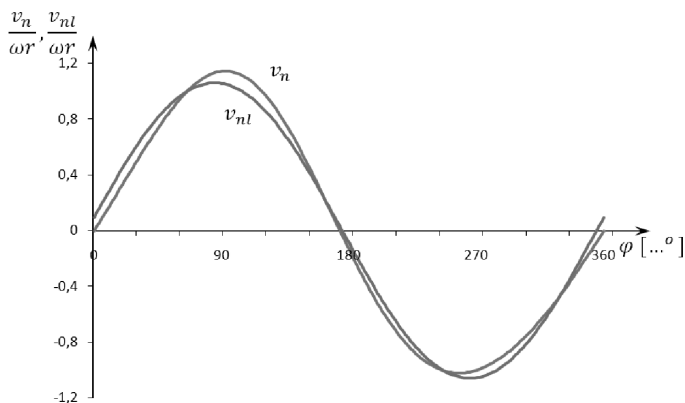
gdzie  $\lambda = h/r$

Prędkość listwy nożowej asymetrycznego układu korbowego określana jest w literaturze następującą zależnością [1, 2]:

$$v_{n1} = \omega r \left( \sin \varphi - \frac{h}{l} \cos \varphi \right) \quad (4)$$



Rys. 3. Schemat asymetrycznego mechanizmu korbowego:  $r$  – promień korby,  $l$  – długość targańca,  $\varphi$  – kąt obrotu korby,  $x$  – przesunięcie listwy nożowej,  $\beta$  – kąt nachylenia targańca do płaszczyzny ruchu listwy nożowej,  $h$  – odległość osi obrotu korby od płaszczyzny ruchu listwy nożowej



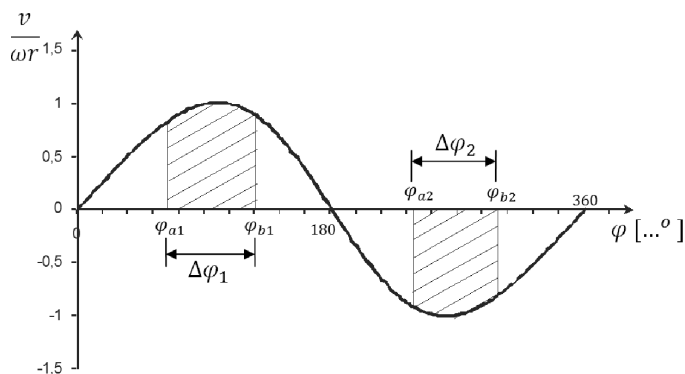
Rys. 4. Zmiana prędkości listwy nożowej w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla mechanizmu korbowego asymetrycznego

Na rys. 4 przedstawiono wykres zmian prędkości listwy nożowej opisanej równaniem (3) w zestawieniu z prędkością wyrażoną równaniem (4).

### Omówienie wyników

Analizując proces cięcia źdźbła nożycowo-palcowym zespołem tnącym, napędzanym zarówno symetrycznym i asymetrycznym układem korbowym należy zauważyć, że faktyczne cięcie źdźbła nie następuje w czasie całego suwu listwy nożowej (połowa obrotu korby), lecz w przedziale kąta obrotu korby  $\Delta\varphi_1$  i  $\Delta\varphi_2$ , co przedstawiono schematycznie na rys. 5.

Cięcie rośliny źdźbłowej podczas ruchu listwy nożowej w jedną stronę następuje odpowiednio między kątami:



Rys. 5. Przedziały kąta obrotu korby mechanizmu napędowego odpowiadające cięciu źdźbła

– dla układu symetrycznego:

$$\varphi_{a1} = 1,44 \text{ rad } (82^\circ 33') \quad \varphi_{b1} = 2,163 \text{ rad } (123^\circ 56')$$

– dla układu asymetrycznego:

$$\varphi_{a1} = 1,513 \text{ rad } (86^\circ 43') \quad \varphi_{b1} = 2,477 \text{ rad } (141^\circ 53')$$

Podczas ruchu powrotnego listwy nożowej, co przedstawia część wykresu poniżej osi odciętych, cięcie następuje pomiędzy kątami:

– dla układu symetrycznego:

$$\varphi_{a2} = 4,139 \text{ rad } (237^\circ 10') \quad \varphi_{b2} = 5,160 \text{ rad } (295^\circ 40')$$

– dla układu asymetrycznego:

$$\varphi_{a2} = 4,481 \text{ rad } (256^\circ 47') \quad \varphi_{b2} = 5,561 \text{ rad } (318^\circ 40')$$

Przedziały kąta  $\varphi$  dla których odbywa się właściwe cięcie wynoszą odpowiednio:

– dla układu symetrycznego:

$$\Delta\varphi_1 = 1,019 \text{ rad } (58^\circ 23') \quad \Delta\varphi_2 = 1,021 \text{ rad } (58^\circ 30')$$

– dla układu asymetrycznego:

$$\Delta\varphi_1 = 0,964 \text{ rad } (55^\circ 15') \quad \Delta\varphi_2 = 1,079 \text{ rad } (61^\circ 53')$$

Dlatego model średniej prędkości cięcia źdźbła  $v_{cśr}$ , na etapie jego rozdzielania, wynosi:

$$v_{cśr} = \frac{1}{\varphi_{b1} - \varphi_{a1}} \int_{\varphi_{a1}}^{\varphi_{b1}} v_n d\varphi + \frac{1}{\varphi_{b2} - \varphi_{a2}} \int_{\varphi_{a2}}^{\varphi_{b2}} v_n d\varphi \quad (5)$$

### Podsumowanie

Z przeprowadzonej analizy kinematyki ruchu listwy nożowej nożycowo-palcowego zespołu tnącego wynika, że obliczanie wartości jej prędkości, dla różnych kątów obrotu korby, zgodnie z równaniami publikowanymi w literaturze może być obciążone błędem, w stosunku do obliczeń prowadzonych zgodnie z równaniami wskazanymi przez autora. Błędy te mogą wynosić do 8,3% dla układu korbowego symetrycznego oraz do 11,7% dla układu korbowego asymetrycznego. Wobec tego zasadne wydaje się korzystanie z zależności wskazanych przez autora.

### LITERATURA

1. S. Gach, J. Kuczewski, Cz. Waszkiewicz: *Maszyny rolnicze. Elementy teorii i obliczeń*, Warszawa, SGGW, 1991.
2. Cz. Kanafojski: *Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych*. Tom 2, Warszawa, PWRiL, 1980.
3. M. Zastempowski: *Rozprawa doktorska*, Bydgoszcz, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, 2008.

**Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2008-2009 jako projekt badawczy.**