

Piotr CHELUSZKA  
Politechnika Śląska, Gliwice

## MODELOWANIE PRZEBIEGU PROCESU ZAZĘBIENIA W MECHANIZMIE POSUWU KOMBAJNU ŚCIANOWEGO DLA POTRZEB ANALIZY ZJAWISK DYNAMICZNYCH

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono metodę modelowania przebiegu zazębienia kół napędowych ciągników kombajnu ścianowego z segmentami zębątki bezciągnowego mechanizmu posuwu Eicotrack. Na przykładzie koła napędowego o 12 zębach ewolwentowych oraz zębątki ze sworzniami o zarysie łukowym wyznaczone zostały równania opisujące funkcje promienia przyporu oraz kąta przyporu z uwzględnieniem położenia koła napędowego względem zębątki oraz podziałki sworzni zębątki. Funkcje te stanowią zarazem matematyczny opis jednego z istotnych wymuszeń drgań w układzie ciągnięcia, jakim jest przebieg procesu zazębienia koła napędowego z zębątką mechanizmu posuwu.

## MODELING OF MESHING PROCESS COURSE IN A SHEARER'S HAULAGE SYSTEM FOR ANALYSIS OF DYNAMICAL PHENOMENA

**Summary.** The method of modeling of shearer's haulage system driving wheels meshing course with rack bar segments has been presented in this paper. On the example of 12-th drive wheel involute teeth and rack bar with arc profiled pins the equations that describe contact radius function and contact angle giving consideration to driving wheel position in relation to rack bar and rack bar pin pitch have been determined. The determined relationships together form mathematical description of significant force of vibrations in haulage system, which is course of meshing process between drive wheel and shearer's haulage system rack bar.

### 1. Wstęp

Przebieg zazębienia zębów kół napędowych kombajnu ścianowego ze sworzniami segmentów zębątki bezciągnowego mechanizmu posuwu ma duży wpływ na parametry pracy kombajnu, takie jak prędkość posuwu oraz siła uciągu. Wielkość oraz charakter zmian tych parametrów zależą między innymi od kształtu profilu zębów kół napędowych oraz kształtu

profilu sworzni zębatki [2]. Czynnikiem mającym ogromny wpływ na przebieg współpracy koła napędowego z zębatką są również wszelkiego typu odstępstwa od warunków nominalnych, spowodowane, na przykład, przegięciami trasy ścianowego przenośnika zgrzeblowego, czy też drganiami poprzecznymi kadłuba kombajnu w zakresie luzów występujących w jego płozach [1,3].

Układy napędowe ciągników kombajnu ścianowego, zębatka sworzniowa mechanizmu posuwu oraz związane z nią elementy rynnociągu przenośnika ścianowego podlegają działaniu silnych obciążeń dynamicznych. Źródłem tych obciążeń, obok procesu urabiania calizny i ładowania urobku organami urabiającymi kombajnu, są także zjawiska towarzyszące współdziałaniu kół napędowych ciągników z segmentami zębatki mechanizmu posuwu [4]. Dla potrzeb modelowania zjawisk dynamicznych w układzie ciągnięcia kombajnu ścianowego niezbędne jest dlatego wyznaczenie funkcji odwzorowujących przebieg zazębienia kół napędowych ciągników kombajnu z zębatką sworzniową bezciągnowego mechanizmu posuwu. Poszukiwanymi funkcjami są przy tym zależności:

- promienia przyporu od kąta obrotu koła napędowego –  $R_S = f(\varphi_K)$  oraz
- kąta przyporu od kąta obrotu koła napędowego –  $\alpha_S = f(\varphi_K)$ ,

dla różnych wartości parametrów determinujących położenie koła napędowego względem segmentu zębatki oraz różnych wartości parametrów definiujących wzajemne położenie sąsiednich sworzni zębatki. Charakter tych funkcji zależęć będzie zarówno od liczby zębów koła napędowego oraz kształtu ich zarysu, jak i od kształtu zarysu sworzni zębatki.

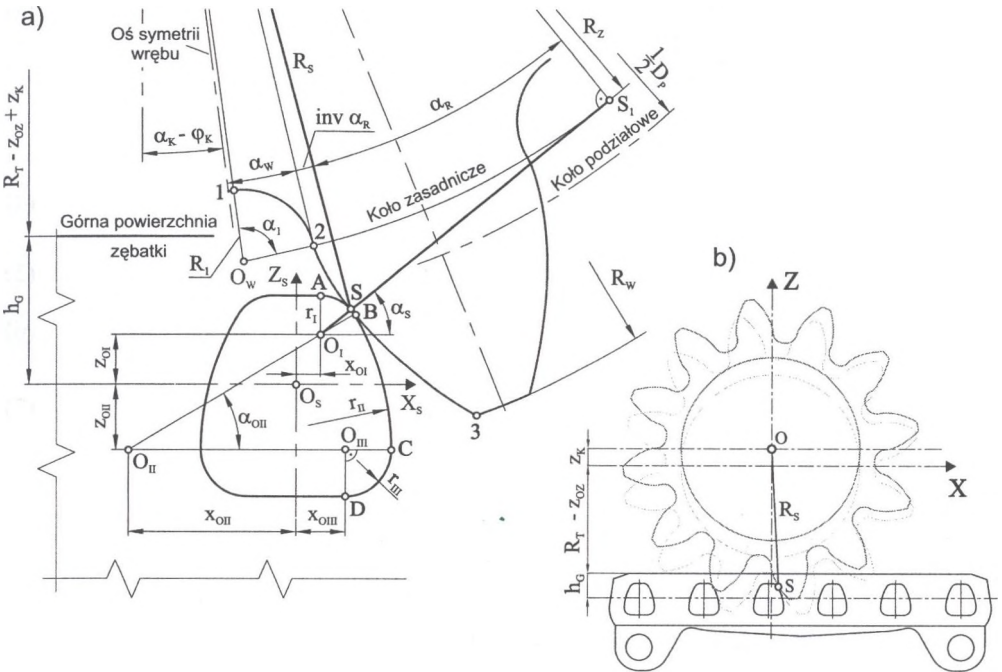
W niniejszym artykule przeanalizowano współdziałanie pojedynczego zęba koła napędowego o zarysie ewolwentowym ze sworzniem zębatki o zarysie łukowym. Na przykładzie koła napędowego o 12 zębach przeprowadzone zostały badania komputerowe, których celem było wyznaczenie równań funkcji zazębienia koła napędowego ze sworzniem zębatki bezciągnowego mechanizmu posuwu Eicotrack. Funkcje te wykorzystane zostały w modelowaniu zjawisk dynamicznym w układzie ciągnięcia kombajnu ścianowego.

## 2. Modelowanie współdziałania zęba koła napędowego ze sworzniem

Na rysunku 1a pokazano geometrię zazębienia pojedynczego zęba o zarysie ewolwentowym ze sworzniem o zarysie łukowym. Zarys zęba składa się tu z dwóch części: łuku 1–2 o promieniu  $R_1$  i środku w punkcie  $O_w$ , opisanego na kącie środkowym  $\alpha_1$ , oraz ewolwenty

zawartej pomiędzy punktami 2 i 3. Początek ewolwenty (punkt 2), leżący na kole zasadniczym o promieniu  $R_z$ , definiowany jest za pomocą kąta punktu początkowego ewolwenty  $\alpha_w$ , koniec zaś (punkt 3) – jest punktem jej przecięcia z kołem wierzchołkowym o promieniu  $R_w$ .

W zarysie części roboczej rozpatrywanego sworznia wyodrębnić można trzy styczne ze sobą łuki. Pierwszy z nich – zawarty pomiędzy punktami A i B – o promieniu  $r_I$  i środku w punkcie  $O_I$ , opisany jest na kącie środkowym wynoszącym  $\pi/2 - \alpha_{OII}$ . Położenie środka tego łuku określone jest względem teoretycznego środka sworznia (punktu  $O_s$ ) za pomocą współrzędnych  $x_{OI}$  i  $z_{OI}$ . Łuk B–C, o środku w punkcie  $O_{II}$ , charakteryzowany jest z kolei przez promień  $r_{II}$ , współrzędne jego środka ( $x_{OII}$ ,  $z_{OII}$ ) oraz kąt środkowy  $\alpha_{OII}$ . W analogiczny sposób zdefiniowano również łuk C–D. Opisany jest on przy tym przez promień  $r_{III}$ , współrzędne środka  $O_{III}$  ( $x_{OIII}$ ,  $z_{OII}$ ) oraz kąt środkowy wynoszący tu  $\pi/2$ .



Rys. 1. Geometria zązębienia zęba o zarysie ewolwentowym ze sworzniem o zarysie łukowym  
 Fig. 1. Geometry of meshing of involute teeth with arc profiled pin

W celu wyznaczenia przebiegu poszukiwanych funkcji rozpatrzeć należy możliwość przyporu zęba ze sworzniem zębatki w zakresie wszystkich wymienionych części ich zarysów. Przykładowo, jeżeli ząb koła napędowego współpracuje ze sworzniem zębatki na części ewolwentowej swego zarysu, to istnieje punkt styku ewolwenty z jednym z trzech łuków

składających się na zarys części roboczej sworznia zębatki (punkt S). Promień przyporu  $R_S$ , równy odcinkowi OS (rys. 1b), wyrażony jest w takim przypadku wzorem:

$$R_S = \frac{R_Z}{\cos(\alpha_R)} \quad (1)$$

zaś kąt przyporu  $\alpha_S$ , zawarty pomiędzy normalną do zarysu sworznia przechodzącą przez punkt S i prostą równoległą do osi X, określony jest zależnością:

$$\alpha_S = \arcsin \left\{ \frac{z_K - z_{OSW} - R_S \cdot \sin[0,5 \cdot \pi - \beta - \text{tg}(\alpha_R) + \alpha_R]}{r_{SW}} \right\} \quad (2)$$

Wartość kąta zarysu  $\alpha_R$  jest przy tym rozwiązaniem równania w postaci:

$$\begin{aligned} -R_Z^2 \cdot \frac{\cos^2[\beta + \text{tg}(\alpha_R) - \alpha_R]}{\cos^2(\alpha_R)} + 2(z_K - z_{OSW}) \cdot R_Z \cdot \frac{\cos[\beta + \text{tg}(\alpha_R) - \alpha_R]}{\cos(\alpha_R)} + \\ + r_{SW}^2 \cdot \sin^2[\beta + \text{tg}(\alpha_R)] - (z_K - z_{OSW})^2 = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

przy czym:

$$R_Z = \frac{1}{2} D_P \cdot \cos(\alpha_0) \quad (4)$$

$$z_{OSW} = -(R_T + h_G - z_{0Z} - z_{SW}) \quad (5)$$

$$\beta = \alpha_K + \alpha_W - \varphi_K \quad (6)$$

$$0 \leq \alpha_R \leq \arccos \left( \frac{R_Z}{R_W} \right) \quad (7)$$

gdzie:

$D_P$  – średnica koła podziałowego,

$h_G$  – odległość teoretycznego środka sworznia od górnej powierzchni zębatki,

$R_T$  – nominalna odległość osi koła napędowego od górnej powierzchni zębatki,

$R_W$  – promień koła wierzchołkowego,

$R_Z$  – promień koła zasadniczego,

$r_{SW}$  – promień rozpatrywanego łuku zarysu sworznia ( $r_{SW} = \{r_I, r_{II}, r_{III}\}$ ),

$z_K$  – przemieszczenie osi koła od położenia nominalnego (rys.1b),

$z_{SW}$  – współrzędna środka rozpatrywanego łuku zarysu sworznia mierzona w kierunku osi  $Z_S$  względem punktu  $O_S$  ( $z_{SW} = \{z_{0I}, z_{0II}, z_{0III}\}$ ),

$z_{0Z}$  – przemieszczenie osi sworznia w kierunku osi  $Z$ ,

- $\alpha_K$  – kąt ustawienia koła napędowego,
- $\alpha_R$  – kąt zarysu,
- $\alpha_W$  – kąt punktu początkowego ewolwenty,
- $\alpha_0$  – nominalny kąt zarysu,
- $\varphi_K$  – kąt obrotu koła napędowego.

### 3. Badania komputerowe w celu wyznaczenia równań funkcji zazębienia

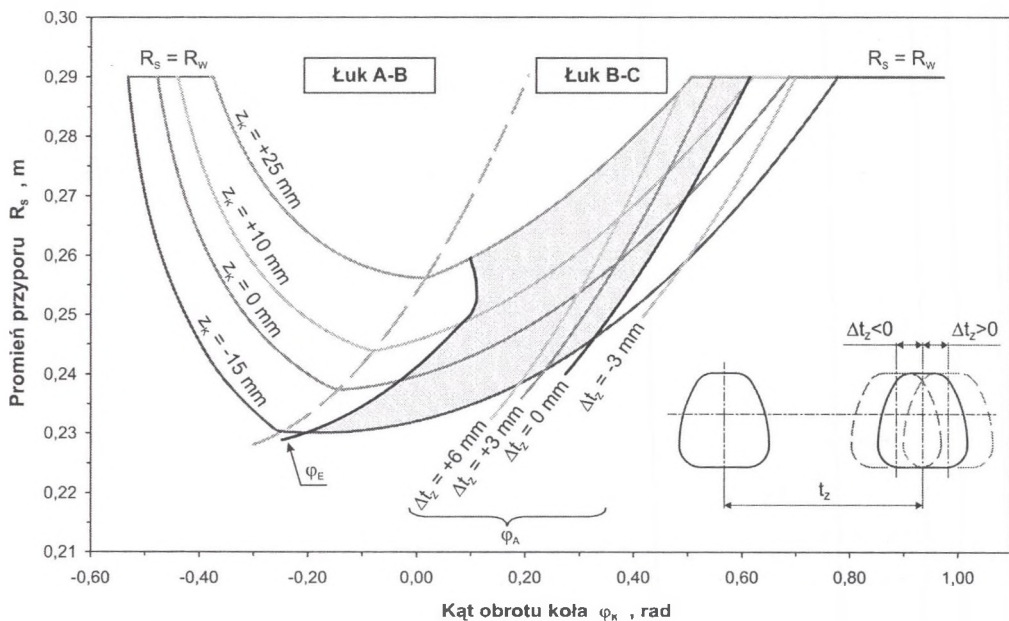
W celu wyznaczenia przebiegu poszukiwanych funkcji przeprowadzono symulacje komputerowe współdziałania pojedynczego zęba ze sworzniem zębátky. W miarę obracania się koła napędowego, począwszy od chwili, w której rozpatrywany ząb wchodzi w zazębienie ze sworzniem, wartość promienia przyporu początkowo maleje od wartości maksymalnej do wartości minimalnej, po czym rośnie, osiągając ponownie wartość maksymalną (rys. 2). Wartości maksymalne promienia przyporu na obu końcach przedstawionych tu charakterystyk są równe promieniowi koła wierzchołkowego ( $R_S=R_W$ ). W całym zakresie zmienności kąta obrotu koła napędowego, w którym ząb znajduje się w przyporze ze sworzniem, współdziałanie zęba ze sworzniem realizowane jest na ewolwentowej części jego zarysu. W przebiegu zależności  $R_S=f(\varphi_K)$ , dla każdej wartości przemieszczenia osi koła  $z_K$ , wyodrębnić można cztery przedziały. W pierwszym z nich promień przyporu posiada przez pewien czas od chwili wejścia zęba w zazębienie ze sworzniem wartość stałą, równą promieniowi koła wierzchołkowego. Drugi przedział odzwierciedla przebieg styku zarysu zęba z łukiem A–B zarysu sworznia. W miarę obracania się koła napędowego promień przyporu maleje. W trzecim przedziale – ząb koła napędowego współdziała ze sworzniem zębátky w obrębie łuku B–C. Promień przyporu po osiągnięciu minimum lokalnego w tym przypadku rośnie, osiągając wartość maksymalną. Wreszcie w czwartym przedziale – promień przyporu posiada stałą wartość równą wartości promienia koła wierzchołkowego. Odzwierciedla to ruch wierzchołka zęba wzdłuż zarysu sworznia do chwili jego wyzębienia.

Zbiór punktów odpowiadających wartościom kąta obrotu koła napędowego, przy których następuje przejście punktu styku zarysu zęba z łuku A–B na łuk B–C zarysu sworznia, tworzy krzywą graniczną (linia przerywana na rys. 2).

Im większa jest odległość osi koła napędowego od zębátky, tym kąt zazębienia (zakres kąta obrotu koła napędowego, przy którym pojedynczy ząb znajduje się w przyporze ze sworzniem zębátky) jest mniejszy. Przykładowo, gdy przemieszczenie osi koła napędowego



względem jej położenia nominalnego  $z_K = -15$  mm, wówczas kąt ten wynosi 1,505 rad. Natomiast, gdy  $z_K = +25$  mm, to kąt zazębienia jest o 30% mniejszy. Wynosi on tu bowiem 1,047 rad.



Rys. 2. Zależność promienia przyporu od kąta obrotu koła napędowego  
Fig. 2. Dependency of drive wheel angular displacement on contact radius

Rzeczywisty kąt zazębienia zęba koła napędowego ze sworzniem zębátky jest zdecydowanie mniejszy. Koło napędowe posiada bowiem większą od jedności liczbę zębów (w rozpatrywanym przypadku posiada ono 12 zębów). Wartość kąta zazębienia jest przy tym różnicą rzeczywistej wartości kąta wyjścia zęba z przyporu ( $\varphi_A$ ) oraz kąta jego wejścia w przypór ze sworzniem ( $\varphi_E$ ). Na rysunku 2 kolorem szarym zaznaczono obszar odwzorowujący wartości kąta zazębienia zęba dla nominalnej podziałki sworzni zębátky  $t_z$ . Wartość tego kąta wynosi tu 0,523 rad, niezależnie od wielkości przemieszczenia osi koła napędowego  $z_K$ .

Sposób mocowania segmentów zębátky do zastawek przenośnika sprawia, że podziałka sworzni na styku sąsiednich segmentów może ulegać zmianie. Dodatni bądź ujemny przyrost podziałki sworzni  $\Delta t_z$  (rys. 2) w stosunku do wartości nominalnej  $t_z$  pociąga za sobą zmianę wartości kąta zazębienia rozpatrywanego i następnego zęba. Wynika to ze zmiany wartości kąta wyjścia danego zęba z przyporu oraz kąta wejścia następnego zęba w przypór z kolejnym sworzniem. Im większa jest przy tym odległość między sworzniami, tym wartość kąta  $\varphi_A$  dla danego zęba jest mniejsza, przez co jego kąt zazębienia jest mniejszy. Równocześnie kąt za-

zębienia następnego zęba z kolejnym sworzniem ulega zwiększeniu, gdyż wartość kąta jego wejścia w przypór z tym sworzniem maleje. Przykładowo, w wyniku zwiększenia podziałki sworzni w stosunku do wartości nominalnej o  $\Delta t_z = +6$  mm, dla  $z_K = 0$  mm, kąt zazębienia rozpatrywanego zęba maleje o blisko 38% (do 0,325 rad).

Przedstawione na rysunku 2 krzywe odwzorowujące zależność promienia przyporu od kąta obrotu koła napędowego oraz przemieszczenia osi koła napędowego, w zakresie rzeczywistego kąta zazębienia poszczególnych zębów, są efektem aproksymacji tej zależności za pomocą wielomianu stopnia trzeciego:

$$R_S(\varphi_K, z_K) = \begin{cases} a_3(z_K) \cdot \varphi_K^3 + a_2(z_K) \cdot \varphi_K^2 + a_1(z_K) \cdot \varphi_K + a_0(z_K) & , \text{gd}y \varphi_E \leq \varphi_Z \leq \varphi^* \\ R_w & , \text{gd}y \varphi^* < \varphi_Z \leq \varphi_A(\Delta t_z) \end{cases} \quad (8)$$

przy czym:

$$\varphi_Z = \varphi_K - \frac{2\pi}{n_Z} \cdot (i-1) \quad , \quad \text{dla} \quad i = 1, 2, \dots, n_Z; \quad n_Z = 12 \quad (9)$$

przy założeniu że:  $\varphi_E < \varphi^* \leq \varphi_A$

gdzie:

$n_Z$  – liczba zębów koła napędowego,

$\varphi^*$  – graniczna wartość kąta obrotu koła napędowego, powyżej której punkt przyporu pokrywa się z punktem 3 zarysu zęba (rys. 1a),

$\varphi_A$  – kąt wyjścia zęba z przyporu ze sworzniem,

$\varphi_E$  – kąt wejścia zęba w przypór ze sworzniem.

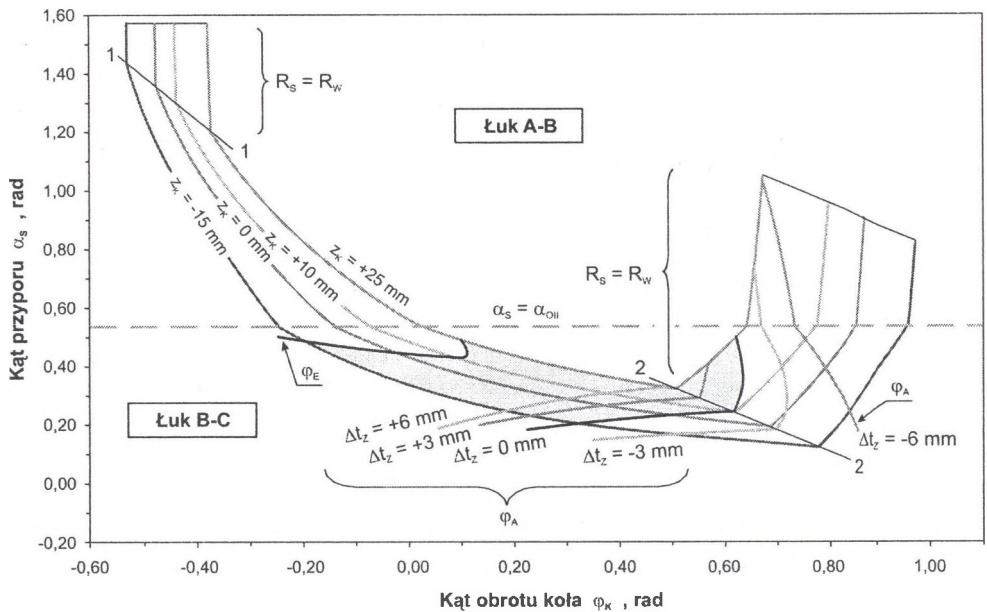
Współczynniki wielomianu we wzorze (8) wyrażone są natomiast za pomocą trójmianów kwadratowych postaci:

$$\begin{aligned} a_0(z_K) &= +2,9481 \cdot z_K^2 + 0,5642 \cdot z_K + 0,2397 \\ a_1(z_K) &= -1,9221 \cdot z_K^2 + 0,2672 \cdot z_K + 0,0263 \\ a_2(z_K) &= -4,3636 \cdot z_K^2 + 0,3890 \cdot z_K + 0,0692 \\ a_3(z_K) &= +4,8422 \cdot z_K^2 - 0,4901 \cdot z_K - 0,0012 \end{aligned} \quad (10)$$

Zależność kąta przyporu od kąta obrotu koła napędowego ma bardziej skomplikowany charakter (rys. 3). W przebiegu tej funkcji dla pojedynczego zęba wyróżnić można bowiem pięć przedziałów jej zmienności. W zakresie pierwszych trzech – wartość kąta przyporu maleje, osiągając minimum. W dwóch ostatnich przedziałach – funkcja ta jest z kolei rosnąca. W pierwszym z rozpatrywanych przedziałów punkt przyporu zęba ze sworzniem leży na przecięciu ewolwenty zarysu zęba z kołem wierzchołkowym (punkt 3 – rys. 1a). W miarę obracania się koła napędowego kąt przyporu  $\alpha_S$  silnie maleje, w zakresie od  $\pi/2$  do wartości granicznej, przy której rozpoczyna się współdziałanie zęba ze sworzniem na ewolwentowej części jego zarysu (linia 1–1 na rys. 3). Przedział drugi odpowiada współpracy części ewolwentowej zarysu zęba koła napędowego z łukiem A–B zarysu sworznia. Ograniczony jest on z jednej strony prostą 1–1, z drugiej zaś – prostą odwzorowującą wartość kąta przyporu w punkcie B zarysu sworznia zębatki (linia przerywana). Kąt przyporu jest wówczas równy kątowi środkowemu, na którym opisany jest łuk B–C ( $\alpha_S = \alpha_{OII}$ ). W trzecim przedziale ząb znajduje się w przyporze ze sworzniem w obrębie łuku B–C jego zarysu. Kąt przyporu ograniczony jest tu linią 2–2, odzwierciedlającą przypadek, w którym punkt przyporu S pokrywa się ponownie z punktem 3 zarysu zęba. W czwartym i piątym przedziale analizowana funkcja silnie rośnie. Wierzchołek zęba przemieszcza się tu początkowo wzdłuż łuku B–C (przedział czwarty), a następnie wzdłuż łuku A–B zarysu sworznia (przedział piąty).

Przebieg funkcji  $\alpha_S = f(\varphi_K)$ , w zakresie rzeczywistych wartości kąta zazębienia, ograniczony jest do trzech ostatnich z wymienionych przedziałów jej zmienności. Wartość końcowa tej funkcji, odpowiadająca wartości kąta wyjścia zęba z przyporu ze sworzniem ( $\varphi_A$ ), zależy przy tym od odległości pomiędzy sworzniami zębatki. Obszar odwzorowujący zakres zmienności kąta przyporu dla nominalnej odległości sworzni zębatki oznaczono kolorem szarym. Przykładowo, dla nominalnego położenia osi koła względem segmentu zębatki oraz  $\Delta t_z = -6$  mm kąt przyporu zęba początkowo maleje od wartości wynoszącej 0,447 rad do wartości minimalnej równej 0,193 rad, a następnie rośnie do wartości 0,392 rad. Z kolei, gdy  $\Delta t_z = +6$  mm, wówczas analizowana funkcja jest malejąca (kąt przyporu maleje od wartości początkowej wynoszącej 0,447 rad do wartości końcowej równej 0,287 rad).





Rys. 3. Przebieg kąta przyporu w funkcji kąta obrotu koła napędowego  
 Fig. 3. Course of contact angle in relation with drive wheel angular displacement

Matematyczny opis zależności kąta przyporu od kąta obrotu koła napędowego oraz przemieszczenia jego osi od położenia nominalnego aproksymować można za pomocą trzech następujących funkcji:

$$\alpha_s(\varphi_k, z_k) = \begin{cases} a_3(z_k) \cdot \varphi_k^3 + a_2(z_k) \cdot \varphi_k^2 + a_1(z_k) \cdot \varphi_k + a_0 & , \text{gdy } \varphi_E \leq \varphi_z \leq \varphi^* \\ b_2(z_k) \cdot \varphi_k^2 + b_1(z_k) \cdot \varphi_k + b_0 & , \text{gdy } \varphi^* < \varphi_z \leq \varphi^{**} \\ c_1(z_k) \cdot \varphi_k + c_0 & , \text{gdy } \varphi^{**} < \varphi_z \leq \varphi_A(\Delta z) \end{cases} \quad (11)$$

gdzie:

$\varphi^{**}$  – graniczna wartość kąta obrotu koła napędowego, przy której punkt przyporu pokrywa się z punktem 3 zarysu zęba oraz punktem B zarysu sworznia.

Współczynniki wielomianów zawartych we wzorze (11) wyrażone zostały przy tym trójmianami kwadratowymi postaci:

$$\begin{aligned} a_0(z_k) &= -34,069 \cdot z_k^2 + 5,7347 \cdot z_k + 0,4292 \\ a_1(z_k) &= +27,004 \cdot z_k^2 - 2,3774 \cdot z_k - 0,6482 \\ a_2(z_k) &= +51,338 \cdot z_k^2 - 3,6284 \cdot z_k + 0,6613 \\ a_3(z_k) &= -58,680 \cdot z_k^2 + 3,4478 \cdot z_k - 0,3225 \end{aligned} \quad (12)$$

$$b_0(z_K) = -352,1 \cdot z_K^2 + 5,242 \cdot z_K + 0,2747$$

$$b_1(z_K) = +1206,0 \cdot z_K^2 + 11,659 \cdot z_K - 1,8824 \quad (13)$$

$$b_2(z_K) = -1094,5 \cdot z_K^2 + 7,4806 \cdot z_K + 2,6227$$

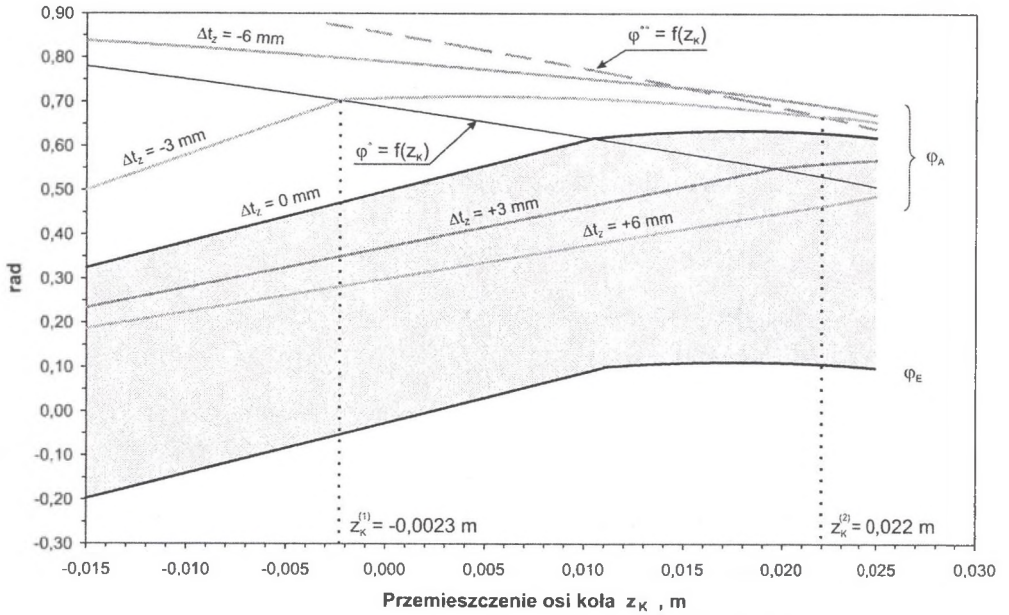
$$c_0(z_K) = +7821,1 \cdot z_K^2 + 172,71 \cdot z_K - 16,561$$

$$c_1(z_K) = -4761,0 \cdot z_K^2 - 60,584 \cdot z_K + 19,768 \quad (14)$$

W przebiegu kąta wejścia zęba w przypór ze sworzniem zębatki wyodrębnić można dwa zakresy, w których funkcja  $\varphi_E = f(z_K)$  różni się co do charakteru (rys. 4). W pierwszym z nich – odpowiadającym przemieszczeniu osi koła napędowego w granicach od  $-0,015$  m do  $0,011$  m – zależność kąta  $\varphi_E$  od przemieszczenia osi koła napędowego  $z_K$  ma charakter liniowy. Ze wzrostem wartości  $z_K$  w wymienionym zakresie kąt  $\varphi_E$  rośnie w granicach od  $-0,197$  rad do  $0,099$  rad. W przypadku gdy  $z_K$  jest większe od  $0,011$  m, zakres zmienności rozpatrywanej zależności jest niewielki. Funkcję  $\varphi_E = f(z_K)$  w analizowanym przedziale zmienności przemieszczenia osi koła napędowego opisać można przy tym w następujący sposób:

$$\varphi_E(z_K) = \begin{cases} 11,421 \cdot z_K - 0,027 & \text{gdy } -0,015 \text{ m} \leq z_K \leq 0,011 \text{ m} \\ -246,56 \cdot z_K^2 + 8,717 \cdot z_K + 0,0343, & \text{gdy } 0,011 \text{ m} < z_K \leq 0,025 \text{ m} \end{cases} \quad (15)$$

Charakter przebiegu zmienności kąta wyjścia rozpatrywanego zęba z przyporu ze sworzniem ( $\varphi_A$ ) w funkcji przemieszczenia osi koła napędowego uzależniony jest od przyrostu podziałki pomiędzy danym i następnym sworzniem zębatki. Wyróżnić można tu trzy zakresy zmienności przemieszczenia osi koła napędowego  $z_K$ , rozgraniczone dwoma krzywymi granicznymi:  $\varphi^* = f(z_K)$  oraz  $\varphi^{**} = f(z_K)$ . Pierwsza z nich odwzorowuje wartości kąta obrotu koła napędowego, przy których rozpoczyna się współpraca zęba ze sworzniem w obrębie jego wierzchołka. Druga krzywa graniczna odzwierciedla przypadek, w którym punkt przyporu pokrywa się z punktem 3 zarysu zęba oraz punktem B zarysu sworznia. W zakresie wartości kąta obrotu koła napędowego mniejszych od  $\varphi^*$  przebieg kąta wyjścia zęba z przyporu ma charakter liniowo rosnący. W zakresie wartości kąta obrotu koła napędowego od  $\varphi^*$  do  $\varphi^{**}$  – analizowana funkcja ma charakter paraboliczny, przy czym zakres jej zmienności jest tu wyraźnie mniejszy. Podobny charakter ma funkcja  $\varphi_A = f(z_K)$ , również w przypadku, gdy kąt obrotu koła napędowego jest większy od  $\varphi^{**}$ , jeżeli, rzecz jasna, ząb znajduje się jeszcze w przyporze ze sworzniem zębatki.



Rys. 4. Wpływ przeszczenia osi koła  $z_K$  na wartość kąta wejścia zęba w przypór ( $\phi_E$ ) oraz kąta wyjścia zęba z przyporu ( $\phi_A$ )

Fig. 4. Influence of  $z_K$  wheel axis displacement on the value of a tooth contact entry angle ( $\phi_E$ ) and a tooth contact exit angle ( $\phi_A$ )

Przykładowo, dla  $\Delta t_z = -3$  mm, w zakresie zmienności przeszczenia koła napędowego od  $-0,015$  m do  $z_K^{(1)} = -0,0023$  m wartość kąta  $\phi_A$  rośnie liniowo w granicach od  $0,499$  rad do  $0,7$  rad. W zakresie zmienności przeszczenia koła napędowego od  $z_K^{(1)} = -0,0023$  m do  $z_K^{(2)} = 0,022$  m kąt  $\phi_A$  przyjmuje wartości z przedziału od  $0,665$  rad do  $0,71$  rad. Z kolei, gdy  $z_K > z_K^{(2)}$ , wówczas analizowana funkcja maleje do  $0,653$  rad.

Kąt wyjścia zęba z przyporu opisać można w następujący sposób:

$$\phi_A(z_K) = \begin{cases} a_1 \cdot z_K + a_0 & , \text{gdy } z_K \leq z_K^{(1)} \\ b_2 \cdot z_K^2 + b_1 \cdot z_K + b_0 & , \text{gdy } z_K^{(1)} < z_K \leq z_K^{(2)} \\ c_2 \cdot z_K^2 + c_1 \cdot z_K + c_0 & , \text{gdy } z_K > z_K^{(2)} \end{cases} \quad (16)$$

Współczynniki poszczególnych wielomianów opisane są przy tym w następujący sposób:

$$\begin{aligned} a_0(\Delta t_z) &= +4755,6 \cdot \Delta t_z^2 - 62,587 \cdot \Delta t_z + 0,5064 \\ a_1(\Delta t_z) &= +80947 \cdot \Delta t_z^2 - 1177,4 \cdot \Delta t_z + 11,73 \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned}
 b_0(\Delta t_z) &= -2860,5 \cdot \Delta t_z^2 - 55,963 \cdot \Delta t_z + 0,564 \\
 b_1(\Delta t_z) &= +282876 \cdot \Delta t_z^2 + 3761,7 \cdot \Delta t_z + 8,948 \\
 b_2(\Delta t_z) &= -3000000 \cdot \Delta t_z^2 - 55803 \cdot \Delta t_z - 254,3 \\
 c_0(\Delta t_z) &= -960,2 \cdot \Delta t_z^2 - 30,771 \cdot \Delta t_z + 0,6294 \\
 c_1(\Delta t_z) &= +40787 \cdot \Delta t_z^2 + 1353,9 \cdot \Delta t_z + 5,3122 \\
 c_2(\Delta t_z) &= -611767 \cdot \Delta t_z^2 - 17516 \cdot \Delta t_z - 202,62
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

gdzie:

$z_k^{(1)}, z_k^{(2)}$  – graniczne wartości przemieszczenia osi koła napędowego, odpowiadające punktom przecięcia poszczególnych części funkcji  $\varphi_A = f(z_k)$  z krzywymi granicznymi kąta obrotu koła napędowego.

Krzywe graniczne kąta obrotu koła napędowego opisane są przy tym równaniami:

$$\varphi^*(z_k) = -26,77 \cdot z_k^2 - 6,5359 \cdot z_k + 0,6878 \tag{20}$$

$$\varphi^{**}(z_k) = -48,255 \cdot z_k^2 - 7,4116 \cdot z_k + 0,854 \tag{21}$$

#### 4. Podsumowanie

Przedstawiony w niniejszym artykule sposób wyznaczania funkcji zazębienia koła napędowego z zębatką bezciągnowego mechanizmu posuwu Eicotrack pozwolił na wydatne uproszczenie matematycznego opisu funkcji wymuszenia drgań w układzie ciągnięcia kombajnu ścianowego, generowanych działaniem tego mechanizmu.

Poznanie charakteru analizowanych funkcji oraz zakresu ich zmienności pozwoliło na zastąpienie skomplikowanych formuł matematycznych, równań i warunków, odwzorowujących geometrię zazębienia koła napędowego z zębatką, stosunkowo prostym opisem opartym na aproksymacji tych funkcji wielomianami. Zapis funkcji zazębienia koła napędowego z zębatką w postaci ciągłych w przedziałach funkcji wielomianowych przyczynił się w rezultacie do uproszczenia w pewnym stopniu procedury rozwiązywania równań ruchu w modelu dynamicznym układu ciągnięcia kombajnu ścianowego oraz skrócenia czasu symulacji.

Zaprezentowana metoda umożliwia wyznaczenie funkcji zazębienia kół napędowych o dowolnej liczbie zębów i ich zarysie ze sworzniami zębátky o dowolnym kształcie.

## BIBLIOGRAFIA

1. Giza T., Mann R.: Wpływ luzu w prowadniku i zmiany podziałki na zazębienie koła napędowego z zębátką systemu posuwu BP (EICOTRACK). 23. Mezinárodní vědecká konference „Technická diagnostika strojů a Výrobních Zařízení DIAGO 2004”, Ostrava 2004.
2. Giza T., Sobota P., Mann R.: Wpływ zazębienia koła napędowego zębátką sworzniową mechanizmu posuwu BP na parametry posuwu kombajnu ścianowego. Konferencja: „Nowoczesne, niezawodne i bezpieczne systemy mechaniczne w świetle wymagań Unii Europejskiej”, Szczyrk 17–19.11.2003.
3. Sikora W., Giza T., Mann R.: Wpływ przegięcia trasy przenośnika zgrzeblowego na współpracę koła napędowego z zębátką beczcięgnowego systemu posuwu typu BP. III Międzynarodowa Konferencja „Techniki urabiania 2003”, Kraków-Krynica, wrzesień 2003.
4. Sikora W. (red.): Obciążenia dynamiczne w układach ciągnięcia wysoko wydajnych kombajnów ścianowych. Wyd. Pol. Śl., Gliwice 2005.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Włodzimierz Sikora