

## Wyznaczenie obciążenia segmentów zębów bębna łańcuchowego

*Wartości sił obciążenia zębów bębna łańcuchowego wyznacza się dotychczas przy założeniu, że działają one na flankę zęba w płaszczyźnie symetrii rowka zębnego. W rzeczywistości zęby bębna łańcuchowego nie są jednolite, lecz składają się z segmentów przedzielonych rowkiem zębnym. W artykule przedstawiono sposób wyznaczenia reakcji pomiędzy torusem tylnym ogniwa poziomego a segmentem zęba, o której decyduje położenie punktu styku ogniwa z segmentem. Określono wpływ odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba i kąta nachylenia flanki segmentu zęba na wartość kąta rozwarcia segmentów zęba, jak i na stosunek siły w punkcie styku do siły wyznaczonej w płaszczyźnie symetrii rowka zębnego na przykładzie łańcucha wielkości  $34 \times 126$  mm.*

### 1. WSTĘP

---

Przenośniki zgrzebłowe są środkami odstawy powszechnie stosowanymi w wyrobiskach ścianowych kopalń węgla kamiennego. Jednym z najmniej trwałych elementów przenośników ścianowych są bębny łańcuchowe, które przenoszą wysoki moment obrotowy z reduktora napędu i przekazują łańcuchowi zgrzebłowemu siłę pociągową. Wchodzeniu ogniwa łańcucha w ząbienie z segmentami zębów bębna towarzyszą znaczące siły nacisku i siły tarcia, mające decydujący wpływ na zużycie ściernie segmentów zębów bębna.

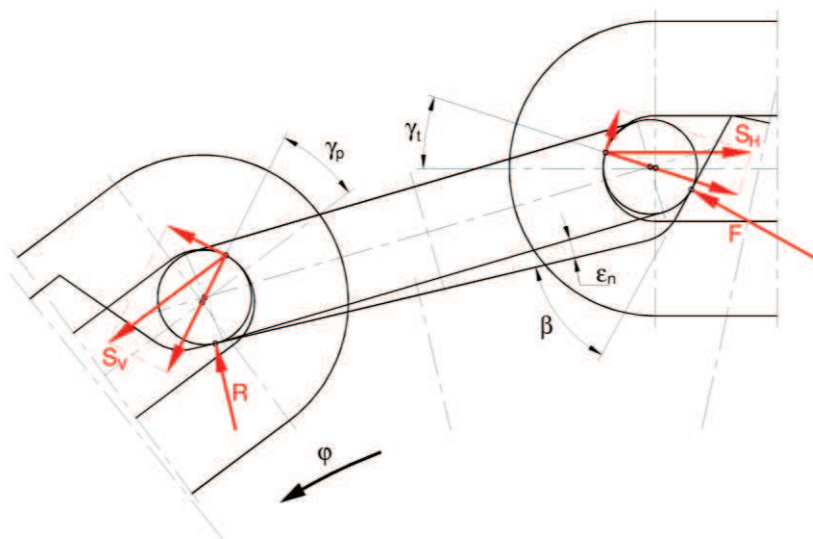
Relacje geometryczne pomiędzy bębniem łańcuchowym a ogniwami łańcucha decydują o położeniu ogniwa łańcucha w gniazdach bębna i miejscu wystąpienia sprzężenia kształtowego pomiędzy segmentami zębów bębna i ogniwami poziomymi łańcucha. W czasie eksploatacji pociągowego układu łańcuchowego przenośnika zgrzebłowego, na skutek zużycia, następuje zwiększenie podziałki łańcucha ogniwowego i zmniejszenie podziałki bębna łańcuchowego. Wskutek tego nabiegające ogniwo poziome nie styka się z dnem gniazda na całej swej długości. Z flankami zębów bębna łańcuchowego styka się jedynie ogniwo poziome nabiegające, nachylone względem dna gniazda oraz ogniwo poziome je poprzedzające. Ten wariant ząbienia charakteryzuje

się tym, że ogniwa poziome łańcucha znajdujące się na kole gniazdowym są nachylone względem den gniazd pod kątem  $\varepsilon_n$ , tak, że ich torusy przednie stykają się z dnami gniazd, a torusy tylne stykają się z flankami zębów koła o kącie pochylenia względem dna gniazda  $\beta$  (rys. 1).

### 2. OBCIĄŻENIE ZĘBÓW BĘBNA ŁAŃCUCHOWEGO PRZY STYKU Z TORUSEM TYLNYM OGNIWA POZIOMEGO

---

Ze względu na powtarzalność położenia ogniwa w gniazdach koła łańcuchowego podczas ich nabiegania następuje cykliczne obciążanie kolejnych den gniazd, flank zębów i ogniwa łańcucha siłami o tym samym przebiegu, w czasie obrotu bębna łańcuchowego o kąt podziałowy  $\varphi = 2\pi/z$ . Zakres obrotu o kąt podziałowy bębna łańcuchowego podzielono na dwa etapy różniące się sposobem obciążenia bębna. Etap pierwszy trwa od chwili zetknięcia się torusa przedniego nabiegającego ogniwa poziomego z dnem gniazda do chwili zetknięcia się torusa tylnego tego ogniwa poziomego z flanką zęba. Dno gniazda obciąża wtedy siła reakcji  $R$  pomiędzy torusem przednim ogniwa poziomego a dnem, przy czym poślizgowi torusa przedniego na dnie gniazda może towa-



Rys. 1. Obciążenie ogniwa poziomego stykającego się torusem przednim z dnem gniazda i torusem tylnym z flanką zęba [3]

rzyszyć prostopadła do reakcji siła tarcia, zależna od wartości reakcji i współczynnika tarcia na dnie gniazda [2]. W etapie drugim, trwającym od chwili zetknięcia się torusa tylnego ogniwa poziomego z flanką zęba do chwili zetknięcia się torusa przedniego kolejnego ogniwa poziomego z dnem następnego gniazda, na ogniwo poziome działają następujące siły (rys. 1) [3]:

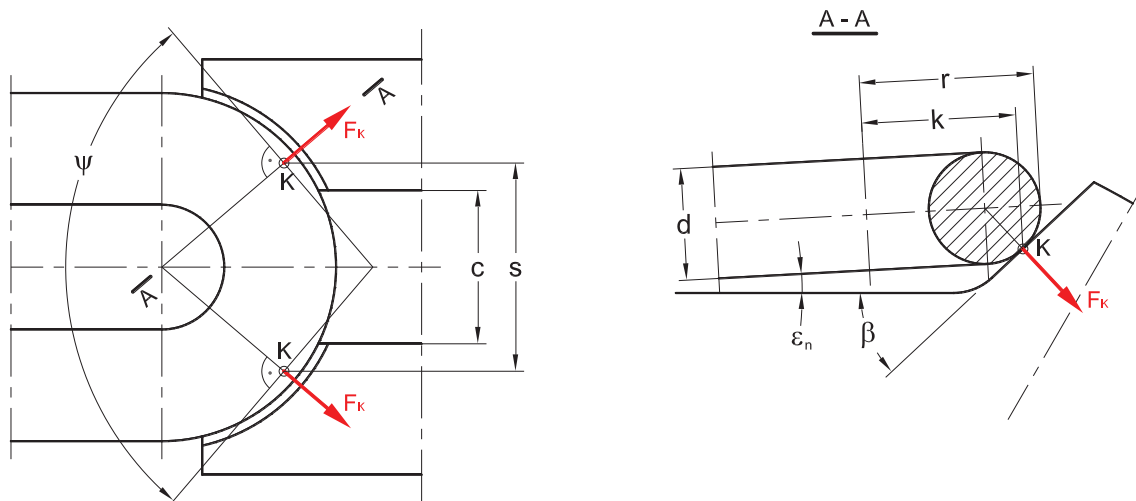
- siła nabiegająca  $S_H$ , przy czym przechyleniu ogniwa pionowego względem ogniwa poziomego towarzyszy toczenie się lub poślizg ogniwa w przegubie, co skutkuje przemieszczeniem punktu styku tych ogniw o kąt  $\gamma_t$ ;
- siła reakcji  $F$  w punkcie styku torusa tylnego ogniwa poziomego z flanką zęba;
- siła reakcji  $R$  pomiędzy torusem przednim ogniwa poziomego a dnem gniazda;
- siła  $S_V$  częściowo przekazująca siłę uciążu z ogniwa poziomego na poprzedzające go ogniwo pionowe;
- siła  $T$  prostopadła do reakcji  $F$ , zapobiegająca poślizgowi torusa tylnego ogniwa poziomego po flance zęba w stronę dna gniazda, niezbędna do utrzymania ogniwa poziomego w równowadze od chwili, w której wartość reakcji  $R$  spada do zera.

Jeśli wartość siły tarcia rozwiniętego od nacisku reakcji na flankę zęba jest co najmniej równa wartości siły  $T$ , to układ sił jest w równowadze i ogniwo poziome nie zmienia swego położenia względem bębna łańcuchowego. Jeżeli natomiast siła tarcia od nacisku na flance zęba jest mniejsza od wartości siły  $T$ , to następuje poślizg torusa tylnego ogniwa poziomego po flance zęba w stronę dna gniazda, co zmienia położenie ogniw łańcucha w gniazdach koła.

Flankę zęba bębna łańcuchowego obciąża siła reakcji  $F$  w punkcie styku torusa tylnego ogniwa poziomego z flanką zęba oraz siła  $T$  prostopadła do reakcji  $F$ , niezbędna do utrzymania ogniwa poziomego w równowadze od chwili, w której wartość reakcji  $R$  spada do zera. Wartości tych sił wyznaczono przy założeniu, że działają one na flankę zęba w płaszczyźnie symetrii rowka zębnego [3]. W rzeczywistości zęby bębna łańcuchowego nie są jednolite, lecz składają się z segmentów przedzielonych rowkiem zębnym, w którym układają się ogniwa pionowe spełniające rolę łączników ogniw poziomych. Z segmentami zębów stykają się torusy tylne ogniw poziomych.

### 3. OBCIĄŻENIA SEGMENTÓW ZĘBA

O wartości reakcji pomiędzy torusem tylnym ogniwa poziomego a segmentami zęba decyduje położenie punktów  $K$  styku ogniwa z segmentami (rys. 2). Położenie to zależne jest od: rzeczywistych wymiarów ogniwa poziomego, usytuowania ogniwa poziomego w gnieździe, nominalnego kształtu flanki segmentu zęba oraz stopnia i formy zużycia tej flanki. Torus tylny ogniwa poziomego styka się z flanką zęba w punkcie  $K$ , leżącym na promieniu kontaktu  $k$ , mniejszym od zewnętrznego promienia  $r$  torusa ze względu na nachylenie flanki zęba do dna gniazda pod kątem  $\beta < 90^\circ$  oraz nachylenie ogniwa względem dna gniazda o kąt  $\epsilon_n$ . Styczne do torusa ogniwa w punktach kontaktu  $K$  wyznaczają kąt rozwarcia segmentów zęba  $\psi$ . Dla ogniwa poziomego nachylonego



Rys. 2. Położenie punktów styku ogniwa poziomego z segmentami zęba

do dna gniazda pod kątem  $\varepsilon_n$  promień kontaktu torusa ogniwa z segmentem zęba opisany jest zależnością:

$$k = r - \frac{d}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2} - \beta + \varepsilon_n \right) \right] \quad (1)$$

gdzie:

$k$  – promień kontaktu torusa ogniwa z segmentem zęba,

$r$  – zewnętrzny promień torusa ogniwa,

$d$  – grubość ogniwa,

$\beta$  – kąt nachylenia flanki segmentu w punkcie styku z ogniwem,

$\varepsilon_n$  – kąt nachylenia ogniwa względem dna gniazda.

Dla łańcucha wielkości  $34 \times 126$  mm, dla którego zewnętrzny promień torusa ma wartość  $r = 52$  mm, a grubość ogniwa wynosi  $d = 34$  mm, przedstawiono zmienność promienia kontaktu w zależności od kąta nachylenia flanki dla różnych wartości kąta nachylenia ogniwa względem dna gniazda (rys. 3). Wartość

promienia kontaktu maleje wraz ze spadkiem wartości kąta nachylenia flanki segmentu i dla  $\beta = 50^\circ$  wynosi  $k = 48,0$  mm (linia w kolorze czerwonym na rys. 3). Dodatkowo nachylenie ogniwa poziomego w gnieździe zmniejsza promień kontaktu i przy  $\varepsilon_n = 6^\circ$  oraz  $\beta = 50^\circ$  jego wartość wynosi  $k = 46,8$  mm (linia w kolorze zielonym na rys. 3).

Kąt rozwarcia segmentów zęba wyznaczyć można z zależności:

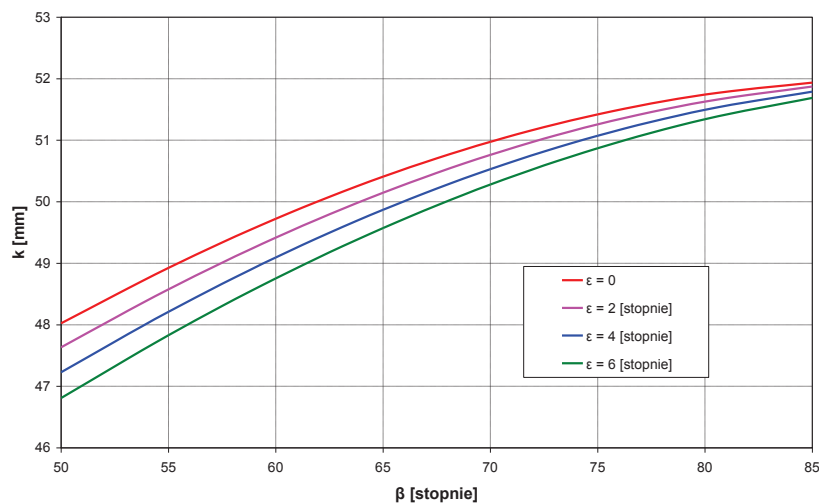
$$\psi = 2 \cdot \arccos \left( \frac{s}{2k} \right) \quad (2)$$

gdzie:

$\psi$  – kąt rozwarcia segmentów zęba,

$s$  – odległość punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba,

$k$  – promień kontaktu torusa ogniwa z segmentem zęba.



Rys. 3. Zmienność promienia kontaktu dla ogniwa łańcucha wielkości  $34 \times 126$  mm

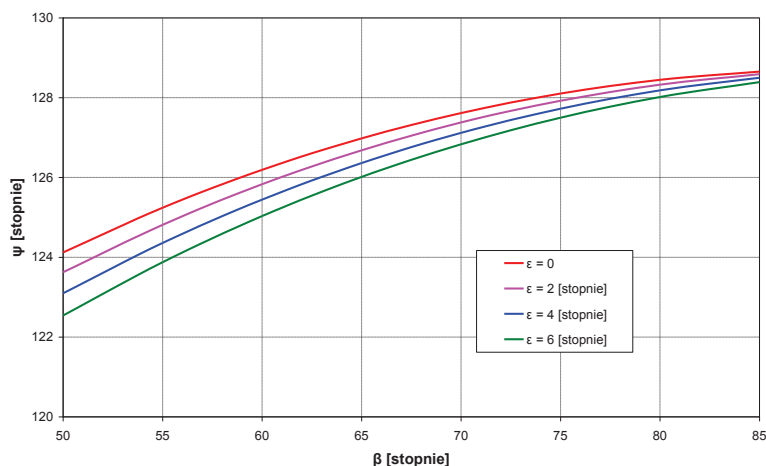
Maksymalna wartość kąta rozwarcia segmentów zęba występuje dla minimalnej odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba, która jest równa szerokości rowka zębnego pod ogniwa pionowe  $c$ . W celu uniknięcia krawędziowego zetknięcia torusa ogniwa z segmentem zęba zaleca się przyjmowanie kąta rozwarcia segmentów zęba o wartości mniejszej od maksymalnej [1], co jest spełnione dla  $s > c$ . Dla łańcucha wielkości  $34 \times 126$  mm, którego torus ogniwa poziomego styka się krawędziowo z segmentem zęba bębna łańcuchowego o nominalnej szerokości rowka zębnego  $c = 45$  mm, kąt rozwarcia segmentów zęba maleje wraz ze spadkiem wartości kąta nachylenia flanki segmentu i dla  $\beta = 50^\circ$  wynosi  $\psi = 124,1^\circ$  (linia w kolorze czerwonym na rys. 4). Również nachylenie ogniwa poziomego w gnieździe zmniejsza wartość kąta rozwarcia segmentów i dla  $\varepsilon_n = 6^\circ$  oraz  $\beta = 50^\circ$  jego wartość wynosi  $\psi = 122,5^\circ$  (linia w kolorze zielonym na rys. 4).

Przy symetrycznym położeniu ogniwa poziomego w gnieździe stosunek siły w punkcie styku torusa tyl-

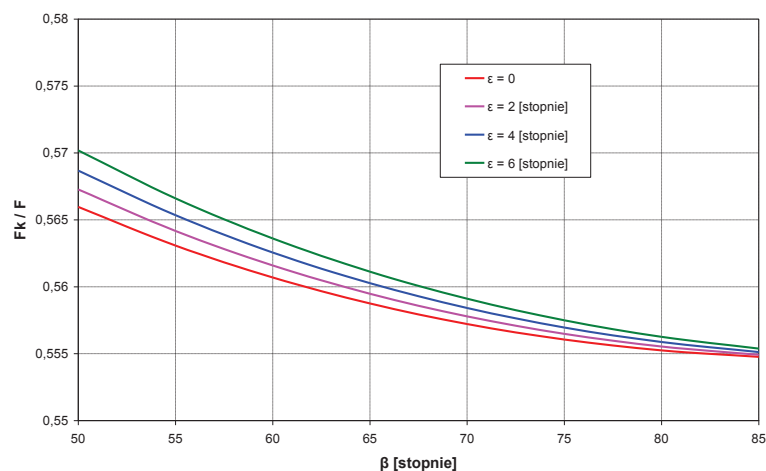
nego ogniwa poziomego z każdym segmentem zęba  $F_K$  do siły  $F$  wyznaczonej w płaszczyźnie symetrii rowka zębnego wynosi:

$$\frac{F_K}{F} = \frac{1}{2 \cdot \sin \left[ a \cos \frac{k}{2 \cdot r - d[1 - \cos(\pi/2 - \beta + \varepsilon_n)]} \right]} \quad (3)$$

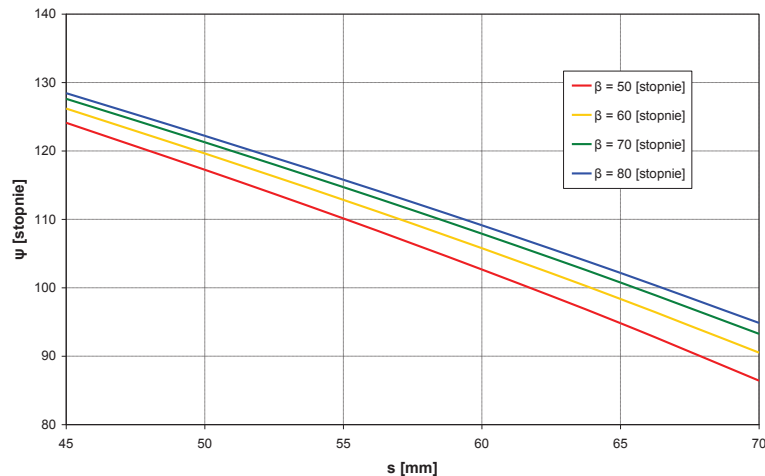
Dla krawędziowego styku torusa ogniwa poziomego łańcucha wielkości  $34 \times 126$  mm z segmentem zęba bębna łańcuchowego o nominalnej szerokości rowka zębnego  $c = 45$  mm stosunek siły w punkcie styku  $F_K$  do siły  $F$  zależy nieliniowo od kąta nachylenia flanki segmentu i kąta nachylenia ogniwa poziomego w gnieździe. Stosunek ten rośnie wraz ze spadkiem wartości kąta nachylenia flanki segmentu oraz ze wzrostem kąta nachylenia ogniwa poziomego w gnieździe (rys. 5). Wartość siły w punkcie styku  $F_K$  w stosunku do siły  $F$  dla  $\beta = 50^\circ$  i  $\varepsilon_n = 0$  wynosi  $F_K/F = 0,566$ , zaś dla  $\beta = 50^\circ$  i  $\varepsilon_n = 6^\circ$  stosunek ten wynosi  $F_K/F = 0,570$ .



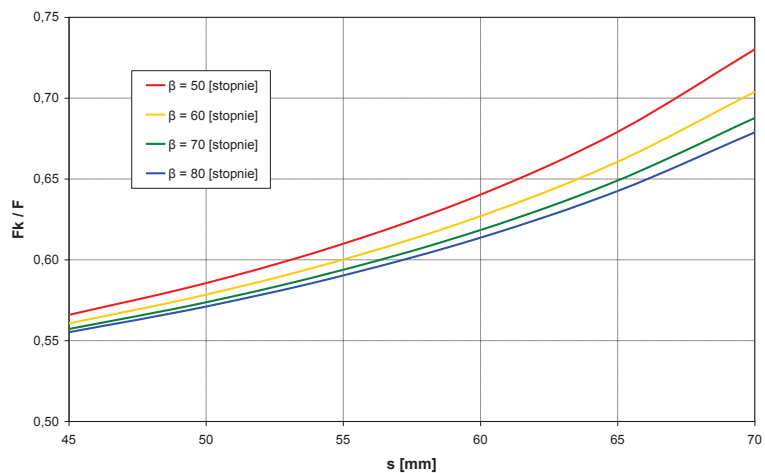
Rys. 4. Zmienność kąta rozwarcia segmentów przy krawędziowym styku ogniwa łańcucha wielkości  $34 \times 126$  mm



Rys. 5. Zmienność stosunku siły  $F_K$  do siły  $F$  w punkcie krawędziowego styku dla łańcucha wielkości  $34 \times 126$  mm



Rys. 6. Zależność kąta rozwarcia segmentów zęba  $\psi$  od odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami



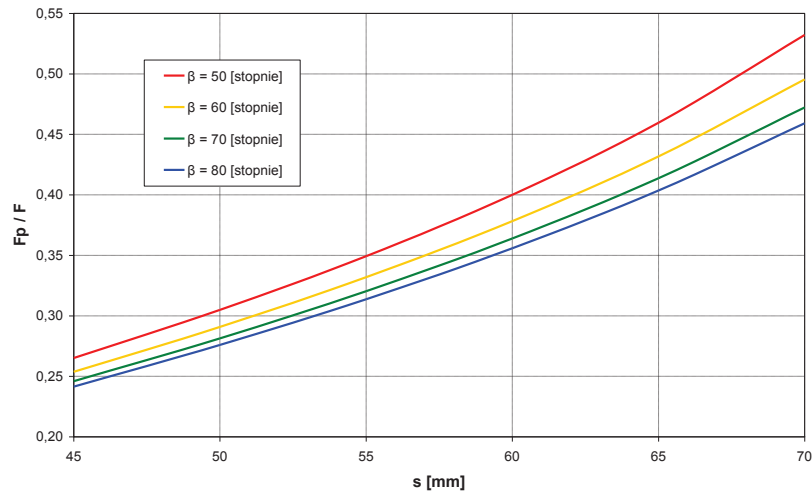
Rys. 7. Zależność stosunku siły w punkcie styku  $F_K$  do siły  $F$  od odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami

#### 4. WPŁYW ODLEGŁOŚCI PUNKTÓW STYKU TORUSA TYLNEGO OGNIWA POZIOMEGO Z SEGMENTAMI ZĘBA NA ICH OBCIĄŻENIE

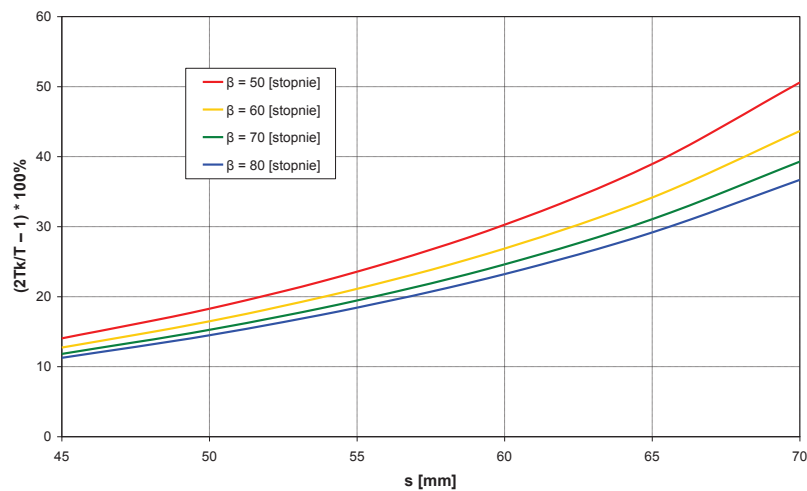
Najsilniejszy wpływ, zarówno na wartość kąta rozwarcia segmentów zęba jak i na stosunek siły w punkcie styku  $F_K$  do siły  $F$ , ma odległość punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba. Wraz ze wzrostem wartości odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba, czyli z odsuwaniem punktu styku  $K$  od rowka zębnego, silnie zmniejsza się wartość kąta rozwarcia segmentów zęba  $\psi$  (rys. 6) oraz rośnie wartość stosunku siły w punkcie styku  $F_K$  do siły  $F$  (rys. 7). Zwiększeniu wartości odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba od wartości  $s = 45$  mm do wartości  $s = 70$  mm, dla  $\varepsilon_n = 0$  odpowiada zmniejszenie kąta rozwarcia segmentów od

$\psi = 124,1^\circ$  do  $\psi = 86,4^\circ$  dla  $\beta = 50^\circ$  oraz od  $\psi = 128,7^\circ$  do  $\psi = 94,9^\circ$  dla  $\beta = 80^\circ$  (rys. 6). Równocześnie zwiększeniu wartości odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba od wartości  $s = 45$  mm do wartości  $s = 70$  mm towarzyszy szybki nieliniowy wzrost stosunku siły w punkcie styku  $F_K$  do siły  $F$  od  $F_K/F = 0,566$  do  $F_K/F = 0,730$  dla  $\beta = 50^\circ$  oraz od  $F_K/F = 0,555$  do  $F_K/F = 0,679$  dla  $\beta = 80^\circ$  (rys. 7).

Zastąpienie siły reakcji  $F$  w punkcie styku torusa tylnego ogniwa poziomego z flanką zęba, działającej w osi symetrii rowka zębnego, przez dwie składowe  $F_K$  działające na segmenty zęba w rzeczywistych punktach styku z torusem tylnym ogniwa pozwala na określenie obciążenia segmentów zęba. Obciążająca segment zęba siła  $F_K$ , przy symetrycznym położeniu ogniwa poziomego w gnieździe, oprócz równoważenia połowy działającej w płaszczyźnie obrotu bębna siły  $F$ , daje również składową  $F_P$  prostopadłą do siły  $F$  o wielkości:



Rys. 8. Zależność stosunku składowej  $F_P$  do siły  $F$  od odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami



Rys. 9. Procentowe przewyższenie siły tarcia wywołanej naciskiem składowych  $F_K$  w stosunku do wywołanej naciskiem siły  $F$

$$F_P = \frac{F}{2 \cdot \tan\left(\frac{\psi}{2}\right)} \quad (4)$$

Na wartość stosunku składowej  $F_P$  do siły  $F$  wpływa przede wszystkim wartość odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba  $s$ , a także kąt nachylenia flanki segmentu (rys. 8). Składowa  $F_P$  osiąga przy tym znaczące wartości przekraczające 50% wartości siły  $F$  w analizowanym zakresie zmienności odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba i kąta nachylenia flanki segmentu.

W przypadku, gdy ogniwa poziome łańcucha znajdujące się na kole gniazdowym są nachylone względem den gniazd ( $\epsilon_n > 0$ ), od chwili, w której wartość reakcji  $R$  spada do zera, musi się pojawić na flance zęba siła tarcia niezbędna do utrzymania ogniwa poziomego w równowadze. W przeciwnym

przypadku nastąpi poślizg torusa tylnego ogniwa poziomego po flance zęba w stronę dna gniazda. W rzeczywistości siła tarcia nie jest wywołana naciskiem siły  $F$  działającej w osi symetrii rowka zębnego, a przez nacisk dwóch składowych  $F_K$  działających na segmenty zęba w punktach styku z torusem tylnego ogniwa. Ze względu na to, że wartości składowych  $F_K$  są większe od połowy wartości siły  $F$ , siły tarcia ogniwa poziomego o segmenty zęba osiągają wyższe wartości niż wyznaczone dla tych samych warunków tarcia od nacisku siły  $F$ . Siły tarcia wywołane naciskiem składowych  $F_K$ , działających na segmenty zęba, przewyższają siłę tarcia spowodowaną naciskiem siły  $F$  tym bardziej, im większa jest odległość punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba  $s$  i im mniejszy jest kąt nachylenia flanki segmentu  $\beta$  (rys. 9). Dla odległości punktów styku  $s = 70$  mm i kąta nachylenia flanki  $\beta = 50^\circ$  wzrost ten przekracza 50%.

## 5. PODSUMOWANIE

Wartości sił obciążenia zębów bębna łańcuchowego wyznacza się dotychczas przy założeniu, że działają one na flankę zęba w płaszczyźnie symetrii rowka zębnego. W rzeczywistości zęby bębna łańcuchowego nie są jednolite, lecz składają się z segmentów przedzielonych rowkiem zębnym. O wartości reakcji pomiędzy torusem tylnym ogniwa poziomego a segmentem zęba decyduje położenie punktu styku ogniwa z segmentem. Położenie to zależne jest od rzeczywistych wymiarów ogniwa poziomego, usytuowania ogniwa poziomego w gnieździe, nominalnego kształtu flanki segmentu zęba oraz stopnia i formy zużycia tej flanki. Styczne do torusa ogniwa w punkcie kontaktu wyznaczają kąt rozwarcia segmentów zęba w tym punkcie. Maksymalna wartość kąta rozwarcia segmentów zęba występuje przy krawędziowym styku torusa ogniwa z segmentami zęba na brzegach rowka zębnego pod ogniwa pionowe. Dla krawędziowego styku torusa ogniwa poziomego z segmentem zęba stosunek siły w punkcie styku torusa do siły wyznaczonej w płaszczyźnie symetrii rowka zębnego rośnie wraz ze spadkiem wartości kąta nachylenia flanki segmentu oraz ze wzrostem kąta nachylenia ogniwa poziomego w gnieździe.

Najsilniejszy wpływ, zarówno na wartość kąta rozwarcia segmentów zęba jak i na stosunek siły w punkcie styku do siły wyznaczonej w płaszczyźnie symetrii rowka zębnego, ma odległość punktów styku

torusa ogniwa z segmentami zęba. Wraz ze wzrostem wartości odległości punktów styku torusa ogniwa z segmentami zęba, czyli z odsuwaniem punktu styku od rowka zębnego, silnie zmniejsza się wartość kąta rozwarcia segmentów zęba oraz rośnie wartość tego stosunku. Ze względu na większą wartość składowej siły w punkcie styku torusa z segmentem od połowy wartości siły wyznaczonej w płaszczyźnie symetrii rowka zębnego, siły tarcia ogniwa poziomego o segmenty zęba osiągają wyższe wartości niż wyznaczone dla tych samych warunków tarcia od nacisku siły wyznaczonej w płaszczyźnie symetrii rowka zębnego.

*Praca zrealizowana w ramach projektu rozwojowego nr N R09 0026 06/2009 finansowanego ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego decyzją nr 0481/R/T02/2009/06.*

### Literatura

1. Dolipski M.: Obciążenie zębów napędowych kół gniazdowych. Mechanizacja i Automatyizacja Górnicztwa nr 3/1981.
2. Dolipski M., Remiorz E., Sobota P., Osadnik J.: Określenie obciążenia ogniów łańcucha i dna gniazda bębna łańcuchowego przy kontakcie z torusem przednim ogniwa. Przegląd Górniczy nr 7-8/2011.
3. Dolipski M., Remiorz E., Sobota P., Osadnik J.: Określenie obciążenia ogniów łańcucha i flanki zęba bębna łańcuchowego przy kontakcie z torusem tylnym ogniwa. Wiadomości Górnicze nr 10/2011.

*Artykuł został zrecenzowany przez dwóch niezależnych recenzentów.*

