

Włodzimierz SIKORA, Marian DOLIPSKI, Jan OSADNIK, Eryk REMIORZ  
Politechnika Śląska, Gliwice

## ANALIZA GEOMETRYCZNA WYBRANYCH ELEMENTÓW UKŁADU CIĄGNIENIA 2BP

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono wyniki analizy geometrycznej wybranych elementów układu ciągnięcia 2BP. Wyznaczono zakresy zmian podziałek międzysegmentowych w zależności od występujących luzów montażowych i konstrukcyjnych mocowania segmentów zębataki do wsporników zastawki przenośnika. W rozważaniach uwzględniono możliwość wychylenia sąsiednich rynien przenośnika ścianowego przy ich wypukłym i wklęsłym ułożeniu. Przedstawiono także zalecane odległości pomiędzy kołami napędowymi układu ciągnięcia 2BP.

## GEOMETRICAL ANALYSIS OF THE 2BP CHAINLESS HAULAGE SYSTEM ELEMENTS

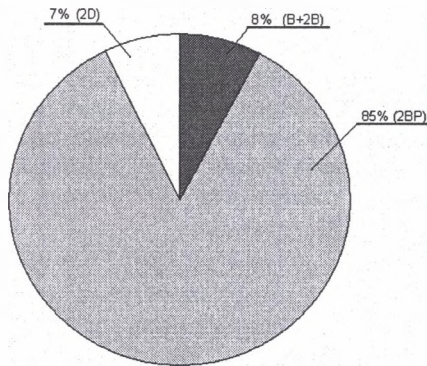
**Summary.** The results of geometrical analysis of the 2BP chainless haulage system elements have been presented in this paper. The range of interrack bar pitch depending on assembling and structural clearances of clamping point of rack bars and brackets has been investigated. The horizontal, convex and concave standing of adjacent pans of a scraper conveyor have been taken into consideration. The results of investigation of recommended distance between 2BP chainless haulage system drive wheels have been presented in this paper.

### 1. Wstęp

Układ ciągnięcia jest mechanizmem zapewniającym posuw kombajnu węglowego oraz pokonanie oporów wynikających z urabiania, ładowania, tarcia i nachylenia wyrobiska ścianowego. W skład układu ciągnięcia wchodzi ciągnik i mechanizm posuwu. W krajowym górnictwie węglowym stosowane są bezciągnowe mechanizmy posuwu typu Poltrak –

z jednym kołem napędowym lub dwoma kołami napędowymi (oznaczany odpowiednio symbolem B lub 2B), Eicotrack – z dwoma kołami napędowymi (2BP) i Dynatrac z dwoma kołami napędowymi (2D). Kombajny ścianowe z układami ciągnięcia typu 2BP mogą być wyposażone w hamulce (2BPH), które zabezpieczają kombajn przed spelzaniem po przenośniku ścianowym. W tej grupie występuje również odmiana z odkuwanyimi segmentami trasy jezdnej zwana Kutotrak (2BP-K lub 2BPH-K).

W Polsce osiemdziesiąt pięć procent ścian wyposażonych jest w kombajny węglowe z mechanizmem posuwu 2BP (rys. 1). W ścianach o długości powyżej 300 m stosowane są tylko te mechanizmy. Szczegółowe zestawienie liczbowe stosowanych układów ciągnięcia poszczególnych typów przedstawiono w tablicy 1 [1, 3].



Rys. 1. Procentowe udziały poszczególnych typów mechanizmów posuwu  
Fig. 1. Percentage quota of each type of haulage system

Tablica 1

Zestawienie liczby stosowanych układów ciągnięcia

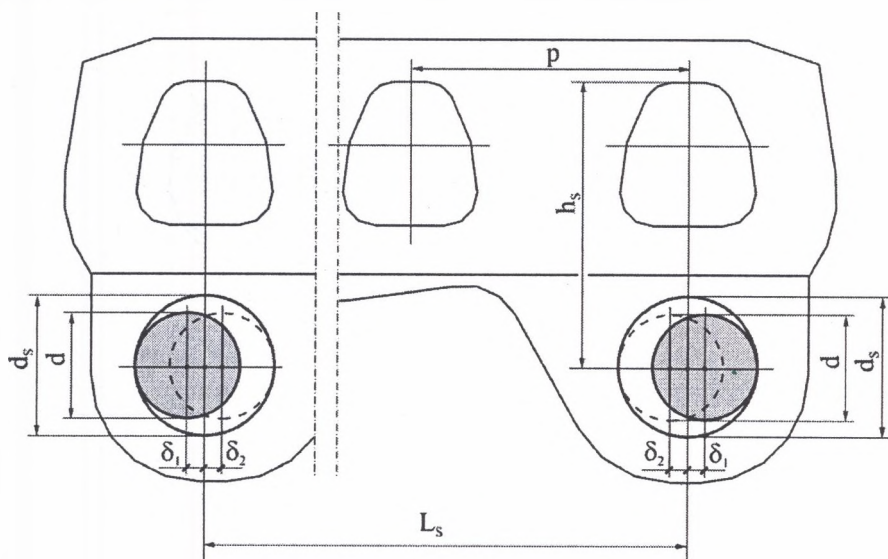
POLTRAK			EICOTRACK					DYNATRAC		
B	2B	Suma	2BP	2BPH	2BP-K	2BPH-K	Suma	2D	2DH	Suma
6	7	13	63	51	24	3	141	9	3	12

Użytkowane w Polsce mechanizmy posuwu kombajnów ścianowych zostały zaprojektowane ponad dwadzieścia lat temu do kombajnów o znacznie mniejszych masach i mocach oraz dla sił uciągu o wartości nie przekraczającej 270 kN. Występujący stały wzrost koncentracji produkcji z przodka ścianowego prowadzi do stosowania kombajnów węglowych o coraz większej mocy, prędkości posuwu, sile uciągu, a także masie. Zainstalowane w kombajnach produkowanych w Polsce moce przekraczają już 1 000 kW, siły uciągu wzrosły do 900 kN, a prędkości posuwu dochodzą do 20 m/min [1]. Zwiększanie

wydajności urabiania możliwe jest, między innymi, poprzez stosowanie układów ciągnięcia zapewniających dużą prędkość przemieszczania kombajnów wzdłuż czoła ściany oraz stosowanie znacznych sił uciągu.

## 2. Wyznaczenie zakresów zmian podziałek międzysegmentowych

W układzie ciągnięcia 2BP przemieszczanie kombajnu po trasie jezdnej jest realizowane poprzez współdziałanie kół napędowych ciągników z zębatką sworzniową umieszczoną wzdłuż przenośnika zgrzeblowego od strony zastawek. Zębatka tego układu wykonana jest z segmentów sworzniowych, które są połączone ze wspornikami zastawki, każdej rynny przenośnika zgrzeblowego, za pomocą walcowych sworzni mocujących [2]. Rozstaw kolejnych sworzni segmentu to podziałka sworzniowa zębatki „p” (rys. 2).



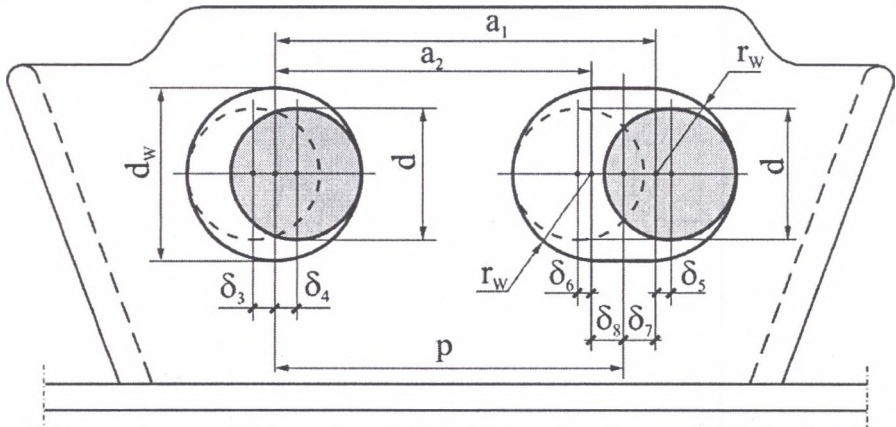
Rys. 2. Główne wymiary segmentu zębatki mechanizmu posuwu 2BP z uwzględnieniem luzów walcowego sworzni mocującego w otworze ucha mocującego segmentu

Fig. 2. Primary dimensions of a bar rack of chainless haulage system 2BP considering clearances of cylindrical pin inside circular holes in lugs

Wsporniki przymocowane do każdej rynny przenośnika zgrzeblowego z lewej i prawej strony oznaczono odpowiednio symbolami W1 i W2. We wspornikach wykonane są otwory, które oznaczono literami E, F, G oraz H. Otwory znajdujące się od strony środka rynny (F i G) są okrągłe i mają średnicę równą  $d_w = 52$  mm. Natomiast otwory E i H, wykonane we

wspornikach odpowiednio W1 i W2 od strony zewnętrznej rynny, są owalne. Zastosowanie takiego kształtu otworu umożliwi wychylenie rynien względem siebie w płaszczyźnie prostopadłej do spągu (wychylenie rynien w płaszczyźnie równoległej do spągu jest również możliwe, ale w znacznie mniejszym zakresie). Segmenty zębataki mocowane w otworach okrągłych wsporników nazwano S1, a te mocowane w otworach owalnych – S2. Odległość pomiędzy skrajnymi sworzniami sąsiednich segmentów nazwano podziałką międzysegmentową zębataki  $P$ . Jej wartość może być większa lub mniejsza od podziałki sworzniowej  $p$  oraz równa tej podziałce.

Sworznie mocujące umieszczone są w otworach segmentu zębataki i wspornika z luzami ułatwiającymi jego montaż. Oznaczono je symbolami  $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, \delta_5, \delta_6$  (rys. 2 i 3). Luzy konstrukcyjne  $\delta_7$  oraz  $\delta_8$  są zdefiniowane jako odległość między punktem, z którego jest zakreślony promień  $r_w$  półokręgu otworu owalnego i punktem oddalonym od środka otworu okrągłego wspornika o wielkość podziałki sworzniowej zębataki  $p$ .



Rys. 3. Główne wymiary wspornika zastawki rynny przenośnika zgrzeblowego uwzględnieniem luzów walcowego sworznia mocującego w otworach okrągłym i owalnym wspornika

Fig. 3. Primary dimensions of a bracket of a scraper conveyor pan considering clearances of cylindrical pin inside circular and oval holes in the bracket

Ze względu na występowanie luzów montażowych i konstrukcyjnych zarówno segmenty zębataki mocowane w otworach okrągłych (S1), jak i te mocowane w otworach owalnych (S2) mają możliwość przemieszczania się w pewnym zakresie. W efekcie wartość podziałki międzysegmentowej  $P$  ulega zmianie. Na wartość tych zmian wpływają między innymi takie czynniki, jak: nachylenie i pofałdowanie wyrobiska, zwrot urabiania, przekładka przenośnika zgrzeblowego, wymiary nominalne i tolerancje wykonania, zużycie ścierne łączonych elementów.

Aby możliwe było przeniesienie siły uciągu z kół napędowych ciągników na trasę jezdnią mechanizmu posuwu 2BP, segment zębátky ze sworzniami, z którymi współdziałają zęby koła napędowego musi być skutecznie zablokowany w co najmniej jednym otworze wspornika. W celu wyznaczenia zakresu zmian podziałki międzysegmentowej  $P$  wyróżniono 4 skrajne przypadki zablokowania sworzni mocującego w otworach wspornika. Wartości podziałek międzysegmentowych w tych przypadkach można obliczyć za pomocą następujących zależności:

$$P_I = p + \delta_1 - \delta_2 + \delta_3 - \delta_6 - \delta_8 \quad (1)$$

$$P_{II} = p + \delta_1 - \delta_2 + \delta_5 - \delta_4 + \delta_7 \quad (2)$$

$$P_{III} = p - 2 \cdot \delta_2 - \delta_4 - \delta_6 - \delta_8 \quad (3)$$

$$P_{IV} = p + 2 \cdot \delta_1 + \delta_3 + \delta_5 + \delta_7 \quad (4)$$

Wartości luzów montażowych  $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, \delta_5$  i  $\delta_6$  oraz konstrukcyjnych  $\delta_7$  i  $\delta_8$  można wyznaczyć na podstawie wymiarów geometrycznych walcowych sworzni mocujących, segmentów zębátky i wsporników zastawki:

$$\delta_1 = \delta_2 = \frac{d_s - d}{2} \quad (5)$$

$$\delta_3 = \delta_4 = \frac{d_w - d}{2} \quad (6)$$

$$\delta_5 = \delta_6 = r_w - \frac{d}{2} \quad (7)$$

$$\delta_7 = a_1 - p \quad (8)$$

$$\delta_8 = p - a_2 \quad (9)$$

gdzie:

- $a_1$  – odległość między środkiem otworu okrągłego wspornika zastawki a punktem, z którego jest zakreślony promień  $r_w$  od strony zewnętrznej rynny;
- $a_2$  – odległość między środkiem otworu okrągłego wspornika zastawki a punktem, z którego jest zakreślony promień  $r_w$  od strony otworu okrągłego;
- $d$  – średnica walcowego sworzni mocującego;
- $d_s$  – średnica otworu ucha mocującego segmentu zębátky;
- $d_w$  – średnica otworu okrągłego wspornika zastawki;
- $p$  – podziałka sworzniowa zębátky;
- $r_w$  – promień półokręgu otworu owalnego wspornika.

Dodatkowa zmiana podziałki międzysegmentowej może nastąpić w wyniku wychylenia rynien przenośnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu. Wartości zmian podziałki

międzysegmentowej  $P$  w wyniku wzajemnego wychylenia dwóch sąsiednich rynien przy ich wklęsłym i wypukłym ułożeniu można obliczyć z następujących wzorów:

$$\Delta P_{V_{wkl}} = h_S \cdot tg \frac{\alpha_{V_{wkl}}}{2} \quad (10)$$

$$\Delta P_{V_{wyp}} = h_S \cdot tg \frac{\alpha_{V_{wyp}}}{2} \quad (11)$$

gdzie:

- $\alpha_{V_{wkl}}$  – kąt wychylenia rynien przenośnika zgrzeblowego przy ich wklęsłym ułożeniu w płaszczyźnie prostopadłej do spagu;
- $\alpha_{V_{wyp}}$  – kąt wychylenia rynien przenośnika zgrzeblowego przy ich wypukłym ułożeniu w płaszczyźnie prostopadłej do spagu;
- $h_S$  – wysokość segmentu zębaki.

Na podstawie wzorów od (1) do (11) i nominalnych wymiarów trasy jezdnej mechanizmu posuwu 2BP wyznaczono zakresy zmian podziałek międzysegmentowych dla przenośnika poziomego oraz dla wypukłego i wklęsłego wychylenia sąsiednich rynien przenośnika o kąt  $\alpha_{V_{wkl}} = \alpha_{V_{wyp}} = 3,5^\circ$ . Wartości zakresu zmian ekstremalnych podziałek międzysegmentowych w porównaniu do podziałki sworzniowej  $p$  wynoszą  $\Delta P_{\min} = -13,8$  mm i  $\Delta P_{\max} = +12,8$  mm (tablica 2).

Tablica 2

Zestawienie wartości zakresu zmian podziałek międzysegmentowych zębaki dla szczególnych przypadków zablokowania sworzni mocujących

Konfiguracja przenośnika zgrzeblowego	Wartości zakresu zmian podziałek międzysegmentowych [mm]			
	$\Delta P_I$	$\Delta P_{II}$	$\Delta P_{III}$	$P_{IV}$
Prostoliniowe ułożenie rynien	- 7,0	+ 6,0	- 10,0	+ 9,0
Wypukłe ułożenie rynien	- 3,2	+ 9,8	- 6,2	+ 12,8
Wklęsłe ułożenie rynien	- 10,8	+ 2,2	- 13,8	+ 4,8

### 3. Zalecane odległości pomiędzy kołami napędowymi

Bardzo duże zakresy zmian podziałki międzysegmentowej mogą wpływać na powstawanie zakłóceń w przekazywaniu siły uciągu wywołanej napędem na trasę jezdnią mechanizmu posuwu 2BP. Na zmniejszenie negatywnych skutków tego zjawiska może

wpłynąć umieszczenie kół napędowych ciągników C1 i C2, znajdujących się odpowiednio z prawej i lewej strony kombajnu, w odpowiedniej odległości.

Odległość między kołami napędowymi ciągników jest zdefiniowana jako odległość pomiędzy środkami (osiąmi obrotu) kół napędowych i została oznaczona literą  $L$ . W obecnie stosowanych konstrukcjach kombajnów ścianowych odległość między kołami napędowymi przekracza często 6,5 m.

W celu wyznaczenia optymalnej odległości pomiędzy kołami napędowymi ciągników kombajnu ścianowego, dla potrzeb prowadzonych analiz, wyróżniono dwa charakterystyczne układy współdziałania ciągników C1 i C2: układ zgodny – w którym odległość  $L$  jest równa krotności podziałki sworzniowej  $p$  oraz układ przestawny – w którym odległość  $L$  jest równa krotności podziałki sworzniowej  $p$  powiększonej lub pomniejszonej o połowę odległości pomiędzy dwoma sąsiednimi sworzniami segmentu zębatego.

Analizę odległości pomiędzy ciągnikami C1 i C2 kombajnu ścianowego przeprowadzono przy następujących założeniach:

1. ze względu na równomierność przekazywania siły uciągu z kół napędowych na trasę jezdną układ przestawny jest korzystniejszy od układu zgodnego,
2. przy równoczesnym położeniu kół napędowych ciągników C1 i C2 pomiędzy segmentami S1 i S2 może wystąpić niekorzystna utrata sprzężenia kształtowego, prowadząca do zakłóceń w przekazywaniu siły uciągu na trasę jezdną.

W świetle powyższych założeń oraz wniosków wynikających z przeprowadzonych analiz geometrycznych połączeń segmentów zębatego ze wspornikami zastawek przenośnika zgrzeblowego stwierdzono, że istnieją zalecane odległości pomiędzy kołami napędowymi ciągników C1 i C2 oraz takie, których należy unikać.

Zalecane zakresy odległości  $L$  między kołami napędowymi można obliczyć na podstawie wzoru (12):

$$L = 2 \cdot n \cdot L_{NS} + (k - 0,5) \cdot p \quad (12)$$

gdzie:

- $k$  – liczba naturalna,
- $L_{NS}$  – nominalna długość segmentu zębatego sworzniowej,
- $n$  – liczba całkowita,
- $p$  – podziałka sworzniowa zębatego.

Teoretycznie we wzorze (12)  $n$  może być dowolną liczbą całkowitą większą lub równą 0. Jednakże odległości pomiędzy kołami napędowymi ciągników są zdefiniowane względami

konstrukcyjnymi. Dlatego też w prezentowanych rozważaniach przyjęto wartość  $n$  z przedziału od 1 do 5. Zalecane wartości odległości pomiędzy kołami napędowymi kombajnów ścianowych z mechanizmem posuwu 2BP występują dla następujących wartości  $k$ : 2, 3, 4, 5, 8, 9, 10 i 11 (tablica 3).

Tablica 3  
Zestawienie zalecanych odległości  $L$  dla kombajnów ścianowych z układem ciągnięcia 2BP

Zalecane wartości liczbowe odległości $L$ dla kombajnów ścianowych z układem ciągnięcia 2BP [mm]							
1 690	1 815	1 940	2 065	2 435	2 560	2 685	2 810
3 190	3 315	3 440	3 565	3 935	4 060	4 185	4 310
4 690	4 815	4 940	5 065	5 435	5 560	5 685	5 810
6 190	6 315	6 440	6 565	6 935	7 060	7 185	7 310
7 690	7 815	7 940	8 065	8 435	8 560	8 685	8 810

Wszystkie wartości odległości pomiędzy kołami napędowymi ciągników kombajnu zestawione w tablicy 3 są zalecane. W procesie tworzenia kombajnów ścianowych z układem ciągnięcia 2BP należy dążyć do takich konstrukcji, w których odległość  $L$  będzie jak najbliższa wartościom zalecanym.

Z grupy przedstawionych 40 zalecanych wartości odległości  $L$ , które obejmują zakres od 1 690 mm do 8 810 mm, wybrano 10 wartości optymalnych oznaczonych w tablicy 3 pogrubieniem. Optymalne wartości  $L$  charakteryzuje najkrótszy czas równoczesnego współdziałania dwóch kół napędowych ciągników C1 i C2 kombajnu ścianowego z segmentami zębatego o większej ruchliwości.

#### 4. Zakończenie

W kombajnach ścianowych z układem ciągnięcia 2BP wartość podziałki sworzniowej  $p$  jest równa 125 mm. Przyrosty wartości podziałek międzysegmentowych wyznaczone dla nominalnych wymiarów geometrycznych elementów trasy jezdnej i prostoliniowego przenośnika wynoszą dla przyjętych przypadków I, II, III i IV zablokowania sworzni mocujących w otworach wspornika odpowiednio  $\Delta P_I = -7,0$  mm,  $\Delta P_{II} = +6,0$  mm,  $\Delta P_{III} = -10,0$  mm,  $\Delta P_{IV} = +9,0$  mm. Wychylenie rynien przenośnika w płaszczyźnie



prostopadłej do spągu na przykład na skutek jego nierównomierności wpływa dodatkowo na zmianę wartości rozpatrywanych podziałek. Minimalna wartość przyrostu podziałki międzysegmentowej  $\Delta P_{III} = -13,8$  mm wystąpiła dla wklęsłego kąta wychylenia sąsiednich rynien przenośnika równego  $\alpha_{V_{wkl}} = 3,5^\circ$ . Wartość maksymalna przyrostu  $\Delta P_{IV} = +12,8$  mm wystąpiła dla wypukłego kąta wychylenia rynien  $\alpha_{V_{wyp}} = 3,5^\circ$ .

Niedotrzymanie wymiarów podczas wytwarzania oraz ich zmiana, na przykład na skutek zużycia ściernego, korozji i innych czynników eksploatacyjnych, mogą doprowadzić do zwiększenia zakresu zmian podziałek międzysegmentowych. Duże zakresy zmian tych podziałek wpływają w poważnym stopniu na współdziałanie zębów koła napędowego ciągnika ze sworzniami segmentów i zakłócają przekazywanie siły uciągu z koła na trasę jezdnią mechanizmu 2BP. Nie należy dopuszczać do wystąpienia tych niekorzystnych przypadków. Można również minimalizować negatywne skutki zmian podziałek międzysegmentowych poprzez właściwe projektowanie odległości pomiędzy kołami napędowymi kombajnu. Dla najlepszych rozwiązań konstrukcyjnych nowoczesnych kombajnów ścianowych, zapewniających równomierne przenoszenie siły uciągu na trasę jezdnią oraz najkorzystniejszą współpracą kół napędowych ciągników z segmentami zębunki, należy preferować odległości  $L$  najbliższe wartościom zalecanym podanym w tablicy 3.

## LITERATURA

1. Sikora W., Dolipski M., Cheluszka P., Giza T., Mann R., Remiorz E., Sobota P., Osadnik J.: Obciążenia dynamiczne w układach ciągnięcia wysoko wydajnych kombajnów ścianowych. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
2. Cheluszka P., Osadnik J., Remiorz E.: The influence of a rack bar mobility onto interrack bar pitch in chainless haulage system 2BP. Mezinárodní vědecká konference u příležitosti 55. let založení Fakulty strojni. Vysoké školy báňské – Technické university Ostrava, 07–09 września 2005.
3. Sobota P., Giza T., Cheluszka P., Osadnik J.: Analiza warunków eksploatacji mechanizmów ciągnięcia ścianowych kombajnów węglowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. s. Górnictwo, z. 255, Gliwice 2002.

Recenzent: Prof. zw. dr hab. inż. Adam Klich