

JÓZEF SUCHOŃ
STANISŁAW TYTKO
PAWEŁ MENDYKA

Płynne sterowanie prędkością ścianowych przenośników zgrzeblowych w celu zwiększenia ich trwałości

W artykule przedstawiono koncepcję oraz założenia dotyczące płynnego sterowania prędkością przenośnika zgrzeblowego, a na tej podstawie również kolejnych przenośników odstawy urobku wykorzystywanych w podziemnej kopalni węgla kamiennego. Przedstawiono niezbędne zależności umożliwiające dostosowanie prędkości ruchu przenośnika do utrzymania stałego przekroju poprzecznego strugi urobku, zarówno w przypadku urabiania jedno-, jak i dwukierunkowego. Szczególną uwagę poświęcono obszarom, w których kombajn pracuje ze zmiennym zabiozem, czyli przy zawrębianiu kombajnu w calinę węglową na końcach wyrobiska ścianowego.

Słowa kluczowe: *przenośnik zgrzeblowy, przenośnik ścianowy, sterowanie prędkością, wyrobisko ścianowe, trwałość przenośnika*

1. WPROWADZENIE

Wszystkie przenośniki zgrzeblowe pracujące obecnie w kombajnowych systemach ścianowych w kopalniach węgla kamiennego mają stałe prędkości ruchu ciągną łańcuchowego (z zastrzeżeniem wykorzystania napędów dwubiegowych dla potrzeb łatwiejszego rozruchu). Zmienność warunków pracy kombajnu w ścianie, technologia prowadzenia robót wydobywczych i współpraca z maszynami oraz urządzeniami kompleksu ścianowego, podścianowego i dalszych środków odstawy urobku powodują, że praca przenośnika ścianowego, podścianowego oraz przenośników taśmowych charakteryzuje się dużą zmiennością wydajności, przez co stałoprędkościowy charakter pracy przenośnika ścianowego staje się niekorzystny ze względu na:

- znaczne skrócenie trwałości przenośników, liczonej w ilości przetransportowanego urobku od momentu rozpoczęcia pracy przenośnika do momentu wymiany jego poszczególnych elementów i zespołów,
- zwiększone zużycie energii elektrycznej,
- zwiększoną emisję ciepła i hałasu do atmosfery kopalnianej.

Rozwiązaniem tej niedogodności jest zmiana charakteru pracy przenośnika zgrzeblowego ze stałoprędk-

ościowej na zmiennoprędkościową. Konieczne przy tym jest zastosowanie w nowym układzie sterowania przemienników częstotliwości, które przez odpowiednio dobrane sygnały i algorytmy sterujące zapewnią takie automatyczne sterowanie prędkością ruchu ciągną przenośnika, aby został zapewniony stały przekrój urobku na przenośniku, przyjęty jako najkorzystniejszy.

Zastosowanie przemiennika częstotliwości daje również dodatkowe zalety związane z umożliwieniem łagodnego rozruchu i hamowania przenośnika zgrzeblowego. Obecnie najczęściej stosowanym urządzeniem ułatwiającym rozruch przenośnika jest dwubiegowy silnik elektryczny połączony ze sprzęgłem podatnym; istnieją również inne rozwiązania techniczne tego zagadnienia, takie jak sprzęgła hydrokinetyczne, rozruszniki tyrystorowe czy przekładnie CST. Szerzej temat ten przedstawiono w publikacji [1].

2. WARUNKI ZASTOSOWANIA I STRUKTURA UKŁADU STERUJĄCEGO

Po dokonaniu analizy pracy kombajnowego kompleksu ścianowego okazało się, że podczas pracy kombajnu ze stałym zabiozem warunkiem zastosowania sterowania prędkością ruchu ciągną łańcuchowego

przenośnika ścianowego jest dostęp do dwóch zewnętrznych sygnałów sterujących, tj. prędkości ruchu kombajnu podczas urabiania i czyszczenia ścieżki pokombajnowej (przy urabianiu jednokierunkowym) oraz informacji o kierunku ruchu kombajnu (ruch zgodny lub przeciwny do ruchu ciężna łańcuchowego przenośnika ścianowego).

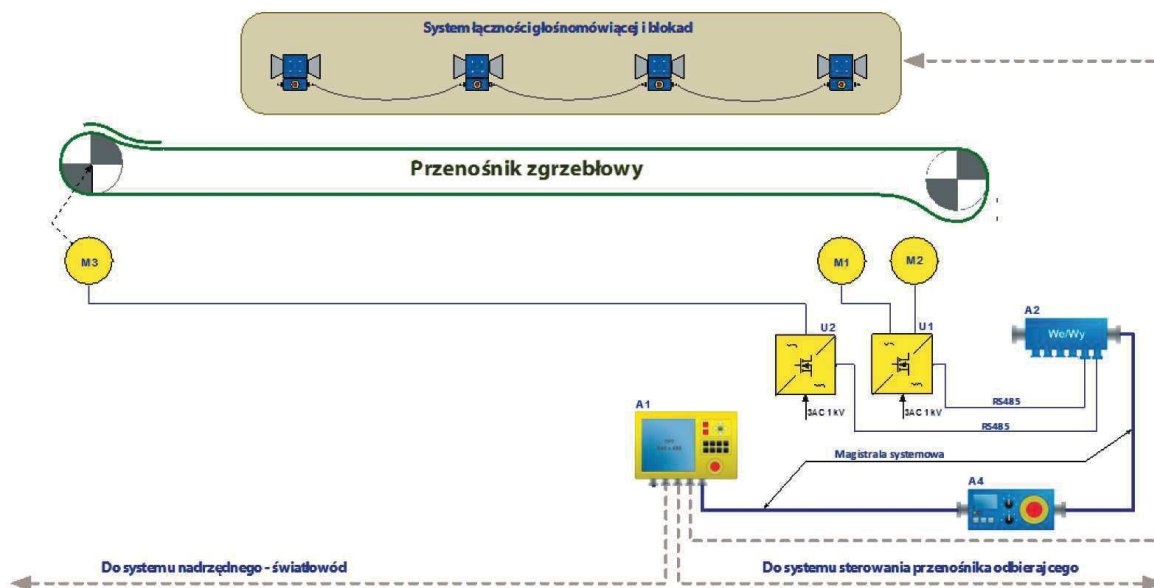
Ponieważ podczas zawrębiania się w caliznę węglową zabiór kombajnu zależy od położenia kombajnu wyznaczonego w stosunku od końca ściany, dla stabilizacji przekroju strugi urobku w tej fazie trzecim koniecznym sygnałem sterującym stało się położenie kombajnu w ścianie. Z tego powodu do prawidłowego działania systemu sterowania prędkością przenośnika niezbędna jest bądź to informacja zwrotna z wewnętrznych rejestratorów kombajnu o jego aktualnym położeniu, bądź instalacja zewnętrznych czujników i urządzeń określających to położenie. Koncepcja pomiaru przemieszczenia kombajnu względem punktu bazowego na podstawie impulsów z systemu posuwu została przedstawiona w dalszej części artykułu.

Do sterowania prędkością ruchu ciężna łańcuchowego ścianowego przenośnika zgrzeblowego w trakcie urabiania ze stałym zabiosem niezbędne są specjalne algorytmy sterowania, które w tym przypadku są zależnościami określającymi prędkości ruchu ciężna w funkcji następujących parametrów:

- prędkości posuwu kombajnu przy urabianiu i czyszczeniu ścieżki pokombajnowej (dla urabiania jednokierunkowego),

- kierunku ruchu kombajnu względem kierunku odstawy przenośnika ścianowego,
- efektywnego zabioru kombajnu,
- efektywnej wysokości urabiania,
- współczynnika rozluźnienia węgla,
- najkorzystniejszego przekroju urobku na przenośniku,
- współczynnika określającego względną wartość (udział) urobku załadowanego na przenośnik ścianowy przez organy urabiające w trakcie urabiania jednokierunkowego.

Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy system sterowania prędkością ścianowego przenośnika zgrzeblowego, zdolny do implementacji w warunkach przemysłowych. Dokładny opis takiego systemu wraz ze szczegółami dotyczącymi struktury oprogramowania układu został przedstawiony w publikacji [2]. Schemat układu sterowania prędkością przenośnika zgrzeblowego został oparty na sterowniku głównym (A1), sterowniku lokalnym (A2), przemiennikach częstotliwości – osobno dla napędu wysypowego (U1) i zwrotnego (U2), pulpicie sterującym (A4), napędach elektrycznych (M1-M3) oraz pomocniczym systemie łączności i blokad. Biorąc pod uwagę współpracę przenośnika z innymi urządzeniami kompleksu ścianowego oraz kolejnymi urządzeniami odstawy, system powinien być wyposażony również w urządzenia łączności ze sterownikami przenośnika podścianowego i przenośników taśmowych, jak również z nadrzędnym systemem sterowania.



Rys. 1. Schemat układu sterowania prędkością ścianowego przenośnika zgrzeblowego: M1, M2 – silniki napędu wysypowego, M3 – silnik napędu zwrotnego, A1 – sterownik nadrzędny, A2 – sterownik lokalny, A4 – pulpit sterowniczy, U1, U2 – przemienniki częstotliwości

3. MONITOROWANIE POZYCJI KOMBAJNU W WYROBISKU ŚCIANOWYM

Ciągła informacja o położeniu kombajnu w ścianie jest potrzebna sterownikowi nadrzędnego przenośnika zgrzeblowego z następujących powodów:

- do określenia prędkości ruchu przenośnika w funkcji posuwu i wielkości zabioru kombajnu przy jego zawierbianiu się w caliznę węglową,
- jako pomoc przy sterowaniu pracą kombajnu odpowiednio do utrudnień i zagrożeń występujących w różnych miejscach ściany,
- jako przyczynek do pełnej automatyzacji pracy całego kompleksu ścianowego i poprawy bezpieczeństwa pracy.

Pozycjonowanie kombajnu w ścianie musi być dokładne, pozbawione błędów systematycznego, który mógłby z każdym przejściem kombajnu wzdłuż ściany powiększać błąd jego położenia. Z tego powodu przełożenie przekładni mechanizmu posuwu kombajnu potrzebne do określenia przemieszczenia kombajnu od przyjętego układu współrzędnych powinno być podawane jako teoretyczna zależność uwzględniająca liczby zębów wszystkich kół zębatych w przekładni, a nie, jak to się zwykle czyni, jako przybliżoną wartość przełożenia (przy błędzie przełożenia 0,1% jedno przejście przez ścianę długości 300 m daje błąd położenia kombajnu wynoszący 0,3 m).

Przesunięcie kombajnu od położenia wyjściowego najlepiej jest określać przez liczbę obrotów wałka szybkoobrotowego przekładni posuwu kombajnu. Droge kombajnu określi wtedy zależność:

$$L_i = \frac{n_i}{i_c} \cdot z_k \cdot p \quad [m] \quad (1)$$

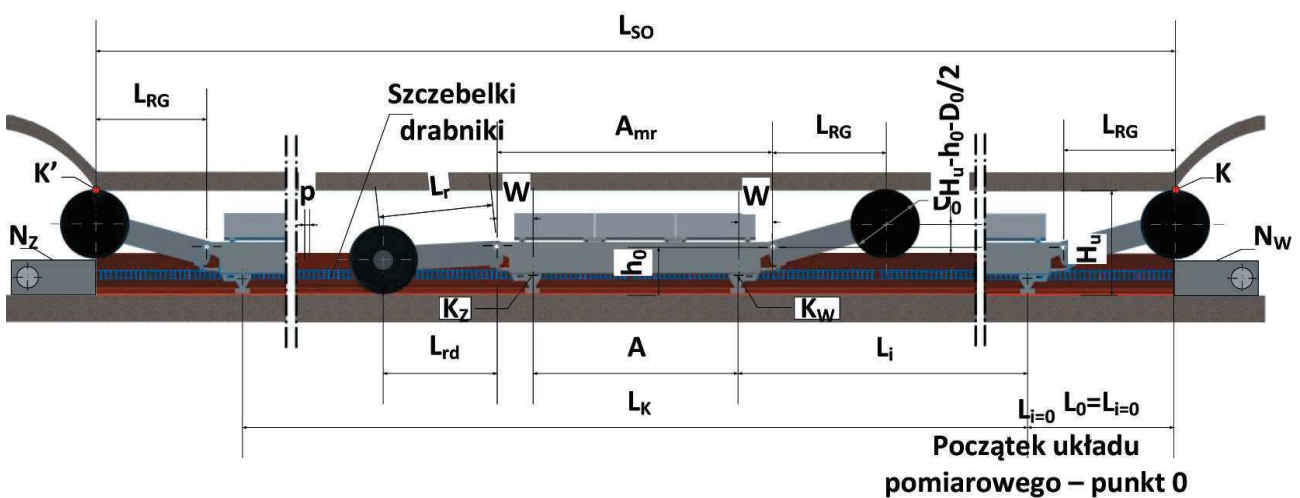
gdzie:

- L_i – odległość koła trakowego od początku układu pomiarowego [m],
- n_i – liczba obrotów wałka szybkoobrotowego na drodze posuwu kombajnu,
- z_k – liczba zębów koła trakowego,
- p – podziałka systemu posuwu kombajnu [m],
- i_c – przełożenie całkowite przekładni w napędzie posuwu kombajnu.

Jeśli początek układu pomiarowego na przenośniku zostanie przyjęty w miejscu położenia osi koła trakowego kombajnu po stronie napędu wysypowego, gdy organ urabiający dokończy urabianie w górnej warstwie urabianego pokładu (punkt K), czyli $L_{i=0} = L_0$ (rys. 2), to ruch kombajnu w kierunku napędu zwrotnego powinien się zakończyć po osiągnięciu punktu K', czyli gdy kombajn wykona drogę:

$$L_k = L_{SO} - A_{mr} - 2L_{rg} \quad [m] \quad (2)$$

Położenie punktu $L_{i=0}$ w początkowej fazie pracy kombajnu w ścianie (pierwsze skrawy) będzie się znajdowało w odległości od punktu K równej $L_0 = L_{rg} + W$.



Rys. 2. Schemat do określania położenia kombajnu przy ruchu zgodnym z kierunkiem i przeciwnym do kierunku ruchu ciągnia łańcuchowego przenośnika ścianowego: N_w – napęd wysypowy, N_z – napęd zwrotny, K_w, K_z – koła systemu posuwu od strony napędu wysypowego i zwrotnego

Z różnych względów ruchowych położenie punktu K względem przyjętego wcześniej punktu $L_{i=0}$ może się zmienić i wtedy $L_0 - L_{rg} + W$. Takie sytuacje mogą powstawać w pobliżu napędu wysypowego, zwrotnego lub nawet przy obu, gdy wstawia się lub wymontowuje rynny skrócone albo normalne (o nominalnej długości). Wtedy zależność (2) przyjmie postać:

$$L_k = L_{SO} - A_{mr} - 2L_{rg} \pm L_{dw} \pm L_{dz} \quad [m] \quad (3)$$

gdzie:

L_k – droga, jaką pokonuje kombajn w ścianie [m],

L_{SO} – początkowa długość ściany [m],

A_{mr} – rozstaw osi mocowania ramion kombajnu [m],

L_{rg} – długość ramienia kombajnu w rzucie [m],

L_{dw}, L_{dz} – długości dodane lub odjęte spowodowane przez dodanie lub odjęcie rynien w pobliżu napędu wysypowego i zwrotnego [m].

Długość ramienia w rzucie, czyli L_{rg} , określa zależność:

$$L_{rg} = \sqrt{L_r^2 - (H_k - H_0 - 0,5D_o)^2} \quad [m] \quad (4)$$

gdzie:

H_k – maksymalna wysokość urabiania [m],

H_0 – wysokość osi ramienia kombajnu od spągu [m].

D_o – średnica organu urabiającego [m].

Położenie kombajnu w ścianie od punktu początkowego $L_{i=0}$ można dokładnie określać przez podanie liczby podziałek systemu posuwu kombajnu, jaką on pokonał, czyli:

$$N_i = \frac{L_i}{p} = \frac{n_i \cdot z_k}{i_c} \quad (5)$$

Górnicy określają miejsce w ścianie w przybliżeniu przez podanie numeru sekcji obudowy zmechanizowanej liczonej od napędu wysypowego. Aby móc się posługiwać tą miarą, można skorzystać z zależności (rys. 3):

$$S_i = \frac{N_i - N_z}{N_r} + S_z \quad (6)$$

gdzie:

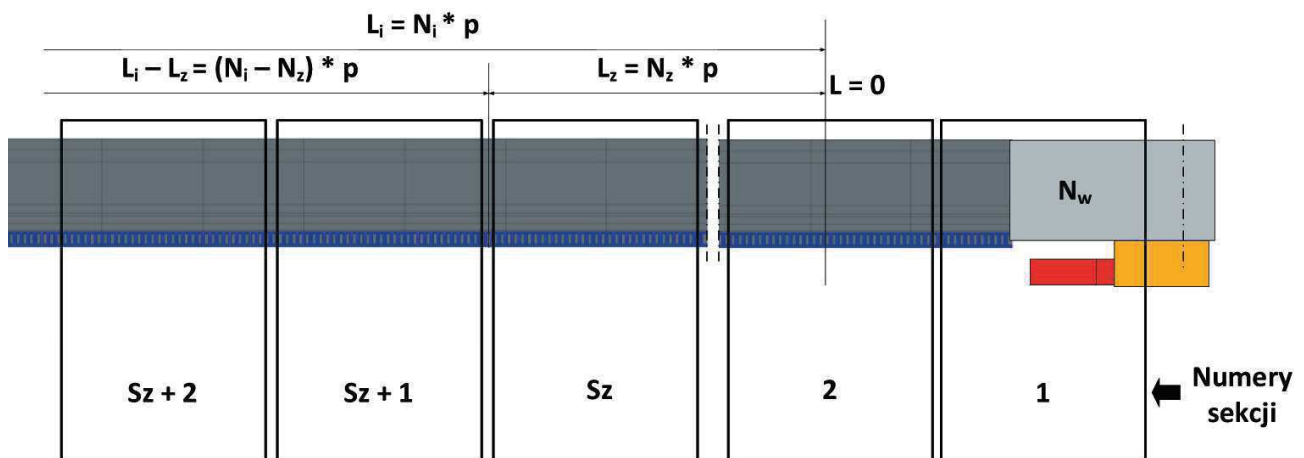
S_i – numer sekcji określający przybliżone położenie kombajnu,

N_i – liczba podziałek systemu posuwu kombajnu od punktu $L_{i=0}$,

N_z – liczba podziałek systemu posuwu kombajnu od punktu $L_{i=0}$ do początku rynny,

N_r – liczba podziałek systemu posuwu kombajnu przypadająca na rynnę normalną,

S_z – liczba sekcji obudowy zmechanizowanej przy napędzie wysypowym o podziałce rozmieszczenia innej niż na trasie przenośnika.



Rys. 3. Określenie przybliżonego położenia kombajnu w ścianie przez podanie numeru sekcji obudowy zmechanizowanej na podstawie zliczonych impulsów N_i

4. ZALEŻNOŚCI NIEZBĘDNE DO STEROWANIA PRĘDKOŚCIĄ RUCHU PRZENOŚNIKA W CZASIE PRACY KOMBAJNU ZE STAŁYM ZABIOREM

Objętość urobionej calizny i objętość (wydajność) urobku podają zależności [3]:

$$Q = H_u \cdot Z \cdot v_k \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (7)$$

$$Q_u = Q \cdot \Psi = H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (8)$$

gdzie:

Q, Q_u – objętość urobionej calizny i objętość urobku $[\text{m}^3/\text{s}]$,

H_u – wysokość urabiania $[\text{m}]$,

Z – zabiór kombajnu $[\text{m}]$,

v_k – prędkość posuwu kombajnu $[\text{m/s}]$,

Ψ – współczynnik rozluźnienia ($\Psi = 1,35 \div 1,4$).

Prędkość łańcucha przenośnika ścianowego względem kombajnu określa zależność:

$$v_{ts/k} = v_{ts} \pm v_k \quad [\text{m/s}] \quad (9)$$

gdzie:

$v_{ts/k}$ – prędkość łańcucha przenośnika ścianowego względem kombajnu $[\text{m/s}]$,

v_k – prędkość posuwu kombajnu $[\text{m/s}]$,

v_{ts} – prędkość łańcucha przenośnika ścianowego $[\text{m/s}]$.

We wzorze (9) znak $+$ należy przyjmować, gdy wektory prędkości kombajnu i łańcucha mają kierunki przeciwne (ruch kombajnu w kierunku napędu zwrotnego), zaś znak $-$, gdy te wektory mają kierunki zgodne (ruch kombajnu w kierunku napędu wyspowego).

Przy urabianiu dwukierunkowym można przyjąć, że całość urobku przejmuje przenośnik i wtedy jego wydajność Q_s jest równa:

$$Q_s = Q_u = H_u \cdot Z \cdot v_k \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (10)$$

Zastępując rzeczywisty przekrój urobku na przenośniku F_s równoważnym przekrojem prostokątnym (rys. 4), otrzymuje się zależność:

$$F_s = b_s \cdot h \quad [\text{m}^2] \quad (11)$$

Przekrój ten jako nominalny F_{sn} powinno się określać zgodnie z zależnością:

$$F_{sn} = b_s \cdot h_n = \varphi_s \cdot b_s^2 \quad [\text{m}^2] \quad (12)$$

gdzie $\varphi_s = (0,4 \div 0,6)$.

Ponieważ

$$Q_u = Q_s = F_{sn} \cdot v_{ts/k} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (13)$$

to wykorzystując wzory (8), (9) i (12), otrzymuje się zależność:

$$Q_s = Q_u = H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi = \varphi_s \cdot b_s^2 \cdot v_{ts/k} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (14)$$

z której po przekształceniu otrzymuje się:

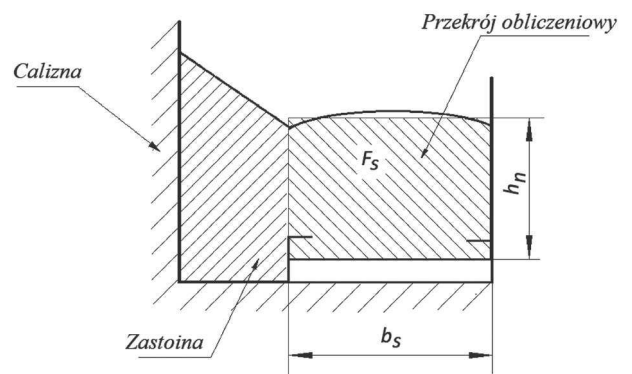
$$\begin{aligned} v_{ts} &= \frac{H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - (\pm v_k) = \\ &= v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - (\pm 1) \right] \quad [\text{m/s}] \end{aligned} \quad (15)$$

Zależność (15) dla ruchu przeciwnego kombajnu, tj. w kierunku napędu zwrotnego przenośnika, przyjmie postać:

$$v_{ts} = v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k_{zp} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (16)$$

zaś dla ruchu zgodnego, tj. w kierunku napędu wyspowego przenośnika:

$$v_{ts} = v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k_{zz} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (17)$$



Rys. 4. Rzeczywisty i zastępczy przekrój poprzeczny urobku na rynnach ścianowego przenośnika zgrzeblowego

Gdy kombajn urabia jednokierunkowo, to część urobku po urabianiu pozostaje w ścieżce pokombajnowej. Wtedy wydajność urobku załadowywanego przez kombajn na przenośnik Q_{sj} określa zależność:

$$Q_{sj} = Q_u \cdot k_u = k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (18)$$

zaś wydajność załadunku urobku na przenośnik ze ścieżki pokombajnowej Q_r wyniesie:

$$Q_r = Q_u (1 - k_u) \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (19)$$

gdzie we wzorach (18) i (19) k_u jest współczynnikiem określającym względną wartość (udział) urobku załadowanego na przenośnik w trakcie urabiania.

Postępując dalej podobnie jak przy urabianiu dwukierunkowym, można wyprowadzić odpowiednie zależności do sterowania prędkością ruchu przenośnika.

Przy urabianiu kombajnem w kierunku zgodnym (w kierunku napędu wysypowego) uzyskuje się zależność:

$$v_{ts} = v_k \cdot \left[\frac{k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k_{1z} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (20)$$

Przy urabianiu w kierunku przeciwnym zależność wygląda następująco:

$$v_{ts} = v_k \cdot \left[\frac{k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k_{1p} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (21)$$

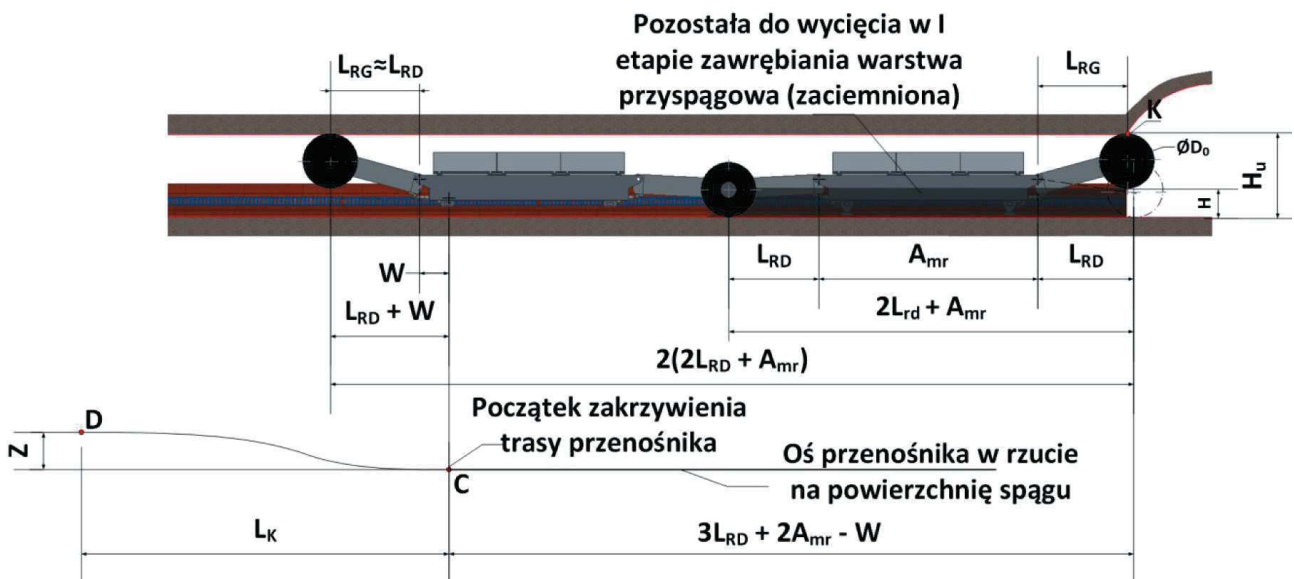
Przy powrotnej jeździe kombajnu załadowywany jest urobek leżący w ścieżce pokombajnowej. Zależności na v_{ts} są tu następujące:

– dla ruchu zgodnego kombajnu

$$v_{ts} = v_k \cdot \left[\frac{(1 - k_u) \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k_{1zp} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (22)$$

– dla ruchu przeciwnego

$$v_{ts} = v_k \cdot \left[\frac{(1 - k_u) \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k_{1po} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (23)$$



Rys. 5. Droga kombajnu przy urabianiu warstwy przyspągowej węgla oraz położenie organu górnego w momencie wchodzenia kombajnu na zakrzywienie przenośnika

5. ZALEŻNOŚCI NIEZBĘDNE DO STEROWANIA PRĘDKOŚCIĄ RUCHU PRZENOŚNIKA W CZASIE URABIANIA WARSTWY PRZYSĄGOWEJ

Grubość warstwy przysągowej zgodnie z rysunkiem 5 wynosi $H = H_u - D_o = k_{su} \cdot H_u$. Postępując podobnie jak w pkt 3, otrzymuje się zależności na v_{ts} przy urabianiu warstwy przysągowej przy napędzie wysypowym [2]:

$$v_{ts} = v_k \cdot \left[\frac{k_{su} \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\phi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k'_{2p} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (24)$$

zaś przy takim samym urabianiu przy napędzie zwrotnym:

$$v_{ts} = v_k \cdot \left[\frac{k_{su} \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\phi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k'_{2z} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (25)$$

gdzie $k_{su} = H/H_u$ jest względną grubością warstwy przysągowej.

6. ZALEŻNOŚCI NIEZBĘDNE DO STEROWANIA PRĘDKOŚCIĄ RUCHU PRZENOŚNIKA PRZY PRACY KOMBAJNU ZE ZMIENNYM ZABIOREM

Przejście kombajnu przez zakrzywienie trasy przenośnika, z którym wiąże się zawrębienie kombajnu w caliznę, można podzielić w uproszczeniu na trzy fazy. Przykładowo przy zawrębieniu kombajnu w rejonie napędu wysypowego w fazie pierwszej, czyli przy przejściu koła trakowego K_z od punktu C do C_1' , przy którym koło K_z przesunie się w kierunku calizny

o około $0,25 Z$, kombajn przesunie się o $0,35 L_k$ (rys. 6). W czasie tego ruchu prędkość kombajnu może być jak przy wycinaniu warstwy przysągowej.

W fazie drugiej, czyli na drodze od punktu C_1' do C_2 , ruch kombajnu odbywać się będzie z prędkością zmieniającą się liniowo, zależną od położenia kombajnu na zakrzywieniu. W punkcie C_2 kombajn po przebyciu drogi $0,48 L_k$ osiągnie prędkość odpowiadającą pełnemu zabiorowi kombajnu. Do fazy tej po przekształceniu zależności (1) i wykorzystaniu faktu, że droga ze zmienną prędkością kombajnu odbywa się na odcinku $0,48 L_k$ uzyskuje się zależność:

$$v_{ts} = v_{lC_1'} + \frac{\Delta v_{ts}}{n_{C_1'-C_2}} (n_1 - n_{C_1'}) \quad [\text{m/s}] \quad (26)$$

Uwzględniając, że:

$$\Delta v_{ts} = (k'_{zp} - k'_{2p}) \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (27)$$

oraz

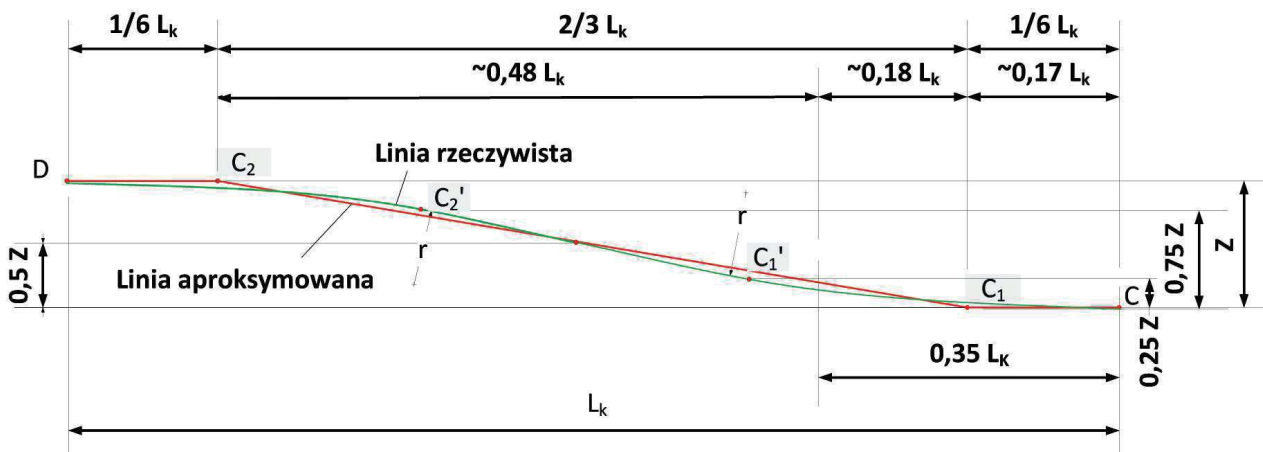
$$n_{C_1'-C_2} = \frac{i_C \cdot 0,48 L_k}{z_k \cdot p} \quad (28)$$

i podstawiając zależność (29), otrzymuje się (30):

$$k_j = \frac{(k'_{zp} - k'_{2p})}{i_C \cdot 0,48 L_k} \cdot z_k \cdot p \quad (29)$$

$$v_{ts} = (k'_{zp} + k_j) \cdot (n_i - n_{C_1'}) \quad [\text{m/s}] \quad (30)$$

W fazie trzeciej od punktu C_2 do D, czyli na drodze $0,17 L_k$ i dalej na odcinku $(l_{nd} + A + W)$ v_{tk} powinno

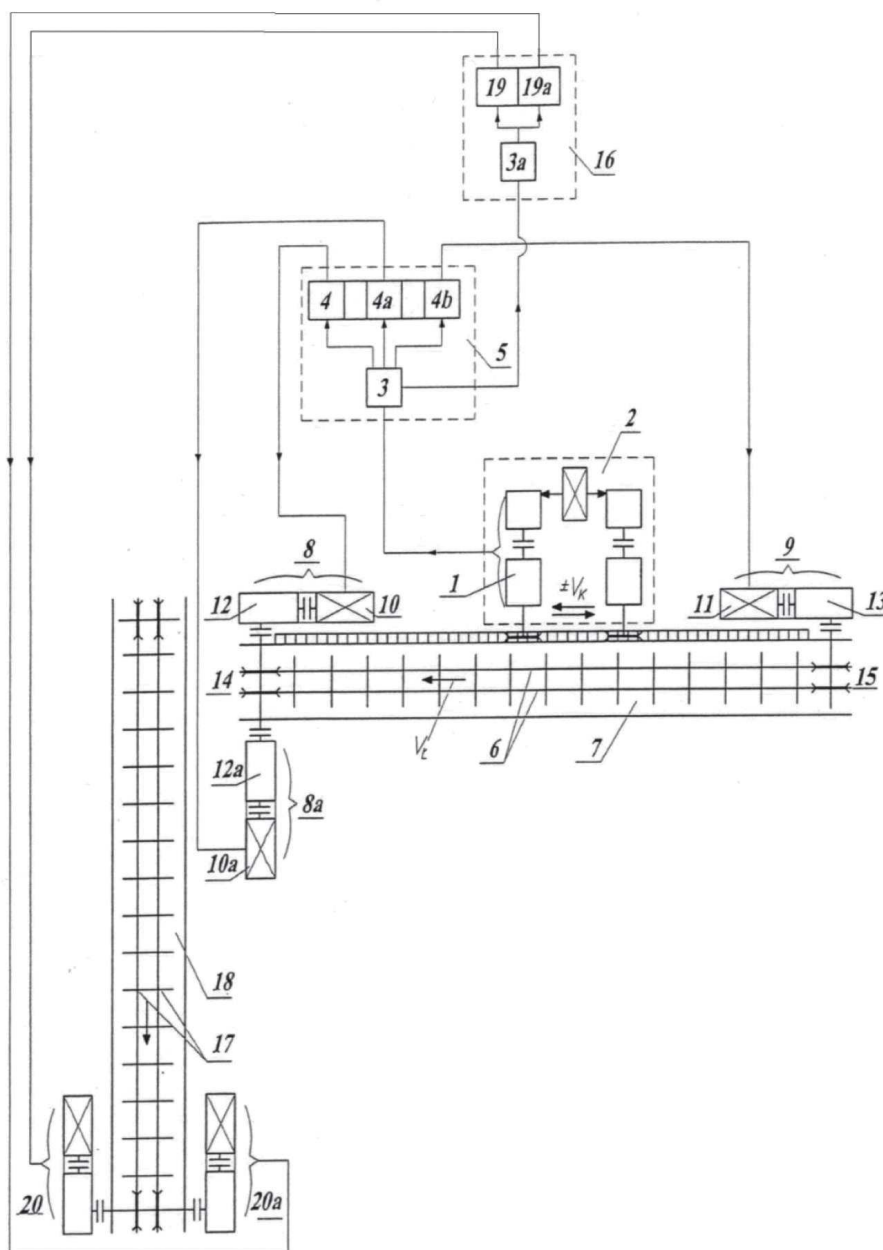


Rys. 6. Zastąpienie rzeczywistej linii krzywizny przenośnika na odcinku zawrębienia kombajnu linią prostą $C_1-C_1'-C_2$

być jak na odcinku o stałym zabiorze, czyli $v_{ik} = k_{2p} \cdot v_k$. Przejście przez kombajn odcinka ($l_{rd} + Aa + W$) jest konieczne, aby koło trakowe K_w doszło do końca odcinka zakrzywionego i osiągnęło punkt D (rys. 6). W trakcie ruchu kombajnu przez zakrzywienie przenośnik od strony napędu wysypowego powinien być stopniowo dosuwany do czoła ściany, tak aby po osiągnięciu punktu D cały odcinek zakrzywienia przenośnika został wyprostowany.

7. STEROWANIE KOLEJNYMI PRZENOŚNIKAMI W CIĄGU ODSTAWY UROBKU

Na bazie sterowania prędkością ruchu przenośnika ścianowego bardzo łatwo jest już uruchomić sterowanie prędkością ruchu przenośnika podścianowego i dalszych ogniw odstawy urobku ze ściany, czyli przenośników taśmowych. W przypadku przenośnika podścianowego (rys. 7) [4] sygnałem sterującym



Rys. 7. Schemat sterowania prędkością ruchu przenośnika podścianowego: 1 – przekładnia mechanizmu posuwu kombajnu, 2 – napęd posuwu kombajnu, 3 – sterownik ścianowego przenośnika zgrzeblowego, 3a – sterownik podścianowego przenośnika zgrzeblowego, 4, 4a, 4b – przemienniki częstotliwości, 5 – zespół sterujący, 6 – ciągnio łańcucha zgrzeblowego, 7 – ścianowy przenośnik zgrzeblowy, 8, 8a, 9 – jednostki napędowe, 10, 10a, 11 – silniki napędowe, 12, 12a, 13 – przekładnie, 14, 15 – bębny napędowe, 16 – zespół sterujący przenośnika podścianowego, 17 – ciągnio łańcucha przenośnika podścianowego, 18 – podścianowy przenośnik zgrzeblowy, 19, 19a – przemienniki częstotliwości przenośnika podścianowego, 20, 20a – jednostki napędowe przenośnika podścianowego

prędkością jego ciągną łańcuchowego będzie prędkość ruchu ciągną łańcuchowego przenośnika ścianowego.

Zależność między prędkością ruchu przenośnika ścianowego i podścianowego jest liniowa i ma charakter proporcjonalny zgodny z zależnością:

$$v_{tp} = k_p \cdot v_{ts} \quad [m/s] \quad (31)$$

gdzie:

v_{tp} – prędkość ruchu przenośnika podścianowego [m/s],

v_{ts} – prędkość ruchu przenośnika ścianowego [m/s],

k_p – współczynnik prędkości ruchu przenośnika podścianowego względem przenośnika ścianowego.

Współczynnik k_p jest wielkością określoną przez zależność:

$$k_p = \frac{\varphi_s \cdot b_s^2}{\varphi_p \cdot b_p^2} \quad (32)$$

gdzie:

b_s – szerokość rynien przenośnika ścianowego [m],

b_p – szerokość rynien przenośnika podścianowego [m],

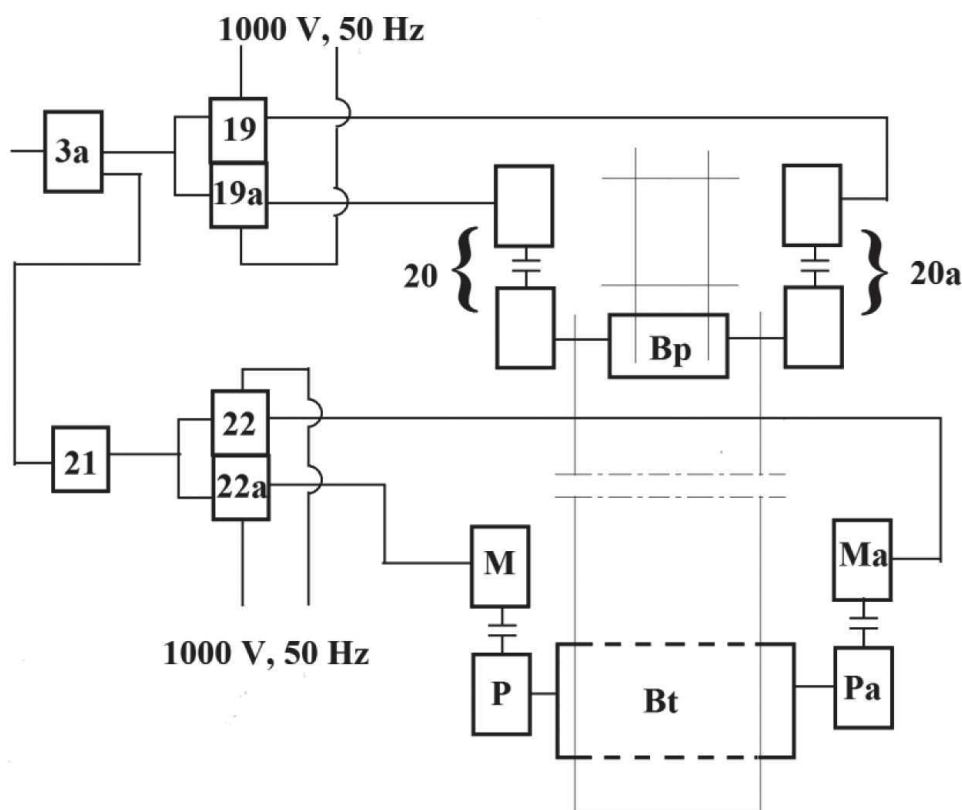
φ_s – względna wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku na ścianowym przenośniku zgrzebłowym ($\varphi_s = 0,4-0,6$),

φ_p – względna wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku na przenośniku zgrzebłowym podścianowym ($\varphi_p = 0,3-0,5$).

Współczynniki φ_s i φ_p określają zależności:

$$\varphi_s = \frac{h_{ns}}{b_s} \quad (33)$$

$$\varphi_p = \frac{h_{np}}{b_p} \quad (34)$$



Rys. 8. Schemat sterowania prędkością ruchu przenośnika taśmowego (w nawiązaniu do rys. 7):

3a – sterownik podścianowego przenośnika zgrzebłowego 19, 19a – przemienniki podścianowego przenośnika zgrzebłowego 20, 20a – jednostki napędowe podścianowego przenośnika zgrzebłowego, 21 – sterownik przenośnika taśmowego (lokalny), 22, 22a – przemienniki przenośnika taśmowego, M, Ma – silniki przenośnika taśmowego, P, Pa – przekładnie zębate napędu przenośnika taśmowego, Bp, Bt – bębny napędu podścianowego przenośnika zgrzebłowego i przenośnika taśmowego

We wzorach (33) i (34) oznaczono przez:

h_{ns} – nominalną wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku przenośnika ścianowego [m],

h_{np} – nominalną wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku przenośnika podścianowego [m].

Bazą do określenia prędkości ruchu taśmy przenośnika taśmowego odbierającego urobek z podścianowego przenośnika zgrzeblowego powinna być prędkość ruchu przenośnika podścianowego (rys. 8) zależna od prędkości ruchu przenośnika ścianowego. Bezpośrednie wykorzystanie sygnału z kombajnu nie jest celowe w odniesieniu do sterowania prędkością przenośnika taśmowego, podobnie jak przy sterowaniu prędkością ruchu przenośnika podścianowego, ponieważ należałoby stworzyć nowe skomplikowane algorytmy sterowania uwzględniające urabianie w ruchu zgodnym i przeciwnym przy urabianiu jedno- i dwukierunkowym.

Wykorzystanie sygnału z przenośnika podścianowego jest znacznie prostsze, ponieważ prędkość taśmy określa zależność (35):

$$v_t = \frac{\varphi_p \cdot b_p^2}{k_a \cdot F_n} \cdot v_{tp} = k_t \cdot v_{tp} \quad [\text{m/s}] \quad (35)$$

gdzie:

v_t – prędkość ruchu przenośnika taśmowego [m/s],

F_n – nominalny przekrój urobku przenośnika taśmowego [m],

b_p – szerokość rynien przenośnika podścianowego [m],

v_{tp} – prędkość ruchu przenośnika podścianowego [m/s],

φ_p – względna wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku na zgrzeblowym przenośniku podścianowym,

k_a – współczynnik prędkości ruchu przenośnika taśmowego względem podścianowego przenośnika zgrzeblowego.

Przedstawiony sposób sterowania prędkością ruchu przenośników taśmowych można wykorzystać do kontrolowania pracy kolejnych (dalszych) oddziałowych przenośników taśmowych. Możliwe jest też sterowanie tą metodą taśmowymi przenośnikami zbiorczymi, jednak przy aktualnym modelu eksploatacji węgla systemem podziemnym w Polsce przewidującym wydobywanie z maksimum trzech ścian, i to z różnych rejonów i poziomów wydobywczych, rozpatrywanie takiego użycia jest niecelowe.

8. UWAGI KOŃCOWE I PODSUMOWANIE

Przedstawione w niniejszym artykule zależności pozwalają na takie sterowanie prędkością ruchu ścianowego przenośnika zgrzeblowego, aby w czasie jego pracy powierzchnia przekroju urobku na jego rynkach była w przybliżeniu stała. Jej wartość optymalną dla każdej ściany najkorzystniej jest wyznaczyć w warunkach ruchowych z uwzględnieniem prześwietu pod kombajnem, wielkości brył urobku, szerokości przenośnika, przyjętego systemu urabiania (urabianie jednokierunkowe, dwukierunkowe) i warunków górnictwo-geologicznych. Względna, zastępcza wysokość strugi urobku h odniesiona do szerokości rynien h/b_p , nie powinna przekraczać wartości 0,6, ponieważ wtedy opory ruchu nadmiernie rosną, a ponadto średnia prędkość urobku wydatnie zmniejsza się w odniesieniu do prędkości ruchu łańcucha, co czyni transport bardziej energochłonnym i mniej efektywnym wydajnościowo.

Program sterowania prędkością przenośnika można realizować w różny sposób. Może to być jeden program obejmujący wszystkie etapy pracy kombajnu w ścianie przy urabianiu jedno- i dwukierunkowym lub np. osobno dla obu tych systemów urabiania. Wydaje się też potrzebne, aby kombajnista miał możliwość ręcznego sterowania pracą kombajnu i przenośnika w sytuacji awarii automatycznego sterowania prędkością przenośnika.

Ważnym zagadnieniem, które trzeba uwzględnić przy wykonywaniu programów sterowania prędkością przenośnika, jest problem jego prędkości w sytuacji krótkiego postoju kombajnu, a system odstawy urobku jest sprawny. Z wcześniej podanych zależności wynika potrzeba jego zatrzymania, jednak nie wydaje się to właściwe z uwagi na powstałą zwłokę i bezpieczeństwo pracy górników. Takie częste działania powodują skracanie efektywnego czasu pracy ściany i obniżają wydobywanie. Z tego powodu wydaje się celowe, aby przenośnik nie zatrzymywał się, lecz przechodził do pracy z prędkością włączoną, np. równą 10% prędkości nominalnej. Do dyskusji jest też interwał czasowy tego ruchu.

Wprowadzenie analizowanego systemu sterowania prędkością przenośnika ścianowego umożliwi łatwe sterowanie prędkością ruchu dalszych przenośników odstawy urobku. Wymaga to jednak zastosowania w nich napędów o regulowanej prędkości.

Wstępne analizy wynikające z obserwacji ruchowych skłaniają do sugestii, że wprowadzenie do ruchu proponowanego systemu sterowania może zwiększyć trwałość elementów przenośnika (liczoną ilością

przetransportowanego urobku do momentu wycofania z użytkowania) do około 25%. Można też się spodziewać zmniejszenia energochłonności transportu na podobnym poziomie.

Podziękowania

Publikacja opracowana w ramach projektu badawczego INNOTECH-K1/IN1/158914/NCBR/12 „Energoozczędny system sterowania prędkością przenośników odstawy zwiększający ich trwałość”, finansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju NCBiR.

Literatura

- [1] Mendyka P.: *Układy rozruchowe ścianowych przenośników zgrzeblowych*, „Napędy i Sterowanie” 2014, 16, 7/8: 138–144.
- [2] Gospodarczyk P., Stopka G., Mendyka P.: *Projekt i badania ścianowego przenośnika zgrzeblowego o zmiennej prędkości ruchu*, w: *Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie*, red. nauk. K. Krauze, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Kraków – Łędziny 2014: 223–233.
- [3] Suchoń J.: *Górnictwe przenośniki zgrzeblowe. Teoria, badania i eksploatacja*, Instytut Techniki Górniczej, Gliwice 2012.
- [4] Suchoń J., Tytko S.: *Nowe propozycje RFM „RYFAMA” S.A. w zakresie budowy i sterowania ruchem ścianowych przenośników zgrzeblowych*, „V Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa”, Ustroń 2010.

dr inż. JÓZEF SUCHOŃ
mgr inż. STANISŁAW TYTKO
jozek.suchon@gmail.com
stanislaw.tytko@kopex.com.pl

mgr inż. PAWEŁ MENDYKA
Katedra Maszyn Górniczych,
Przeróbczych i Transportowych
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki
AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
im. Stanisława Staszica w Krakowie
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
mendyka@agh.edu.pl