

*Marek Kaszuba**

PORÓWNANIE ROZRUCHU PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO Z WYKORZYSTANIEM SILNIKÓW PIERŚCIENIOWYCH ORAZ SPRZĘGIEŁ HYDRODYNAMICZNYCH

1. Wprowadzenie

Zdecydowana większość eksploatowanych przez kopalnie węgla brunatnego przenośników taśmowych posiada napędy wyposażone w silniki pierścieniowe, które przy dodatkowym zastosowaniu rezystorów rozruchowych umożliwiają rozruch przenośnika. W wielu przypadkach układ: silnik pierścieniowy + rezystory rozruchowe uniemożliwia właściwe dopasowanie momentu dynamicznego oddziałującego na układ mechaniczny: przekładnia + bębny napędowe + taśma + stacja napinająca + stacje zwrotne.

Zbyt duże momenty prowadzą, w miarę upływu czasu, do obniżenia żywotności poszczególnych węzłów mechanicznych przenośnika, a przede wszystkim do szybszego zużycia taśmy, która zwykle jest najdroższym elementem przenośnika.

Służby techniczne próbują rozwiązać problem poprzez: korekty układu logicznego włączania poszczególnych rezystorów rozruchowych zmianę sposobu rozruchu z czasowego na prędkościowy, itd.

Nowoczesnym rozwiązaniem byłoby zastosowanie systemu napędowego z układem rozruchowym umożliwiającym zastosowanie silników asynchronicznych klatkowych, jednak ilość posiadanych i zmagazynowanych przez zakłady górnicze silników pierścieniowych oraz duże koszty inwestycyjne ograniczają służbom technicznym możliwości modernizacyjne. W konsekwencji ciągle dominują, w układach napędowych przenośników silniki pierścieniowe z rezystorami rozruchowymi.

W przeprowadzonych badaniach symulacyjnych rozruchu przenośnika wyposażonego w istniejący układ z silnikami pierścieniowymi zastosowano dodatkowe sprzęgło hydrodynamiczne o stałym i regulowanym napełnieniu.

* Voith Turbo Sp. z o.o., Wola Krzysztoporska

Symulacje przeprowadzono z wykorzystaniem programu DynaBelt firmy EnterTECH, program ten wykorzystuje bibliotekę rzeczywistych charakterystyk sprzęgieł hydrodynamicznych.

2. Zasada działania silnika pierścieniowego oraz sprzęgła hydrodynamicznego

Silnik pierścieniowy pozostaje nadal jedną z podstawowych maszyn elektrycznych do-
bieranych do rozruchu przenośników powierzchniowych, który poprzez zastosowanie re-
zystorów rozruchowych umożliwia wytworzenie statycznego momentu rozruchowego o sta-
łej wartości w całym zakresie prędkości obrotowej. Aby dokonać rozruchu silnika koniecz-
ne jest, aby moment mechaniczny wytwarzany przez silnik elektryczny był wyższy od mo-
mentu oporowego przenośnika.

Cechą charakterystyczną silników pierścieniowych jest stosunkowo niska wartość mo-
mentu rozruchowego M_r w stosunku do momentu maksymalnego $M_{\max}$ (zwanego także
często momentem utyku). W zależności od wykonania wartość momentu M_r może wynosić
nawet zaledwie 0,4 momentu nominalnego M_n silnika.

Przy małym momencie rozruchowym M_r nawet niewielkie obciążenie przenośnika
mogłoby uniemożliwić jego przyspieszenie.

Włączenie w obwód wirnika dodatkowych rezystancji R pozwala nie tylko na obniże-
nie wysokich prądów rozruchowych (mogą dochodzić nawet do $12 \times I_n$ — prądu nominal-
nego), ale powoduje zmianę wartości poślizgu silnika, przy którym występuje moment ma-
ksymalny $M_{\max}$ (wzór Klossa). Stopniowe włączanie kilku dodatkowych rezystorów rozru-
chowych pozwala na utrzymywanie podczas całego rozruchu wartości momentu napędowego
większego od momentu oporowego przenośnika.

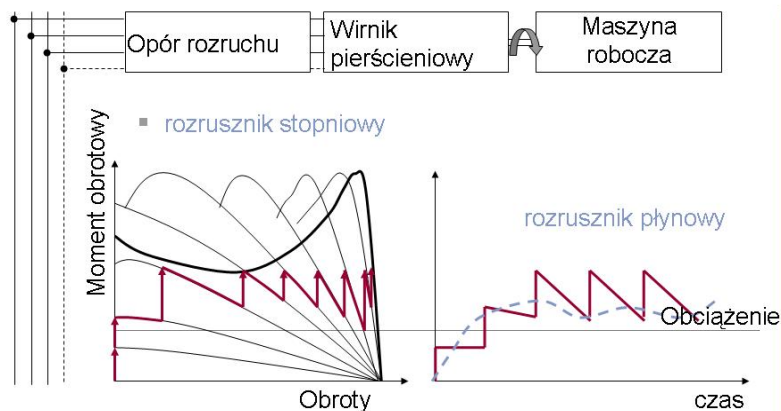
Wzór Klossa

$$\frac{M}{M_m} = \frac{2}{\frac{s}{s_m} + \frac{s_m}{s}}$$

gdzie:

- M — moment silnika,
- M_m — moment krytyczny,
- s — poślizg elektryczny silnika,
- s_m — poślizg krytyczny (utyku).

Zasadę działania silnika pierścieniowego i jego współpracę z rezystorami rozruchowy-
mi przedstawia rysunek 1.



Rys. 1. Zasada działania silnika pierścieniowego podczas rozruchu

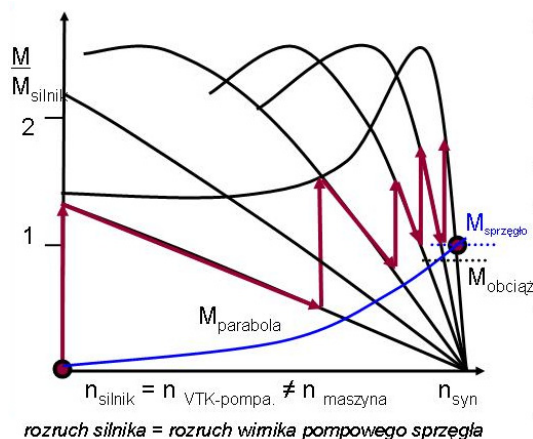
Przenośnik taśmowy zaczyna przyspieszać w momencie, gdy moment silnika przekroczy wartość momentu oporowego przenośnika (rozruch silnika = rozruch przenośnika), a każdorazowe włączenie kolejnego rezystora rozruchowego powoduje skokową zmianę momentu w granicach 160 do 180% momentu znamionowego M_n . Najczęściej rezystory rozruchowe włączane są w funkcji czasu, a całkowity czas rozruchu przenośnika jest ograniczony do maks. 40 sekund.

Taki przebieg rozruchu ma miejsce przy zastosowaniu rozzruszników stopniowych, natomiast takie gwałtowne skoki momentu nie występują przy zastosowaniu rozzrusznika cieczonego.

Sprzęgło hydrodynamiczne do rozruchu przenośnika (taśmowego, zgrzeblowego, kubelkowego) stosowane jest najczęściej wraz z silnikiem klatkowym krótkozwartym.

Jednak niezależnie od zastosowanego typu silnika podstawowa różnica w rozruchu polega na tym, że rozruch silnika nie jest tożsamy z rozruchem przenośnika. Przenośnik przyspiesza zgodnie z charakterystyką mechaniczną sprzęgła, a nie według charakterystyki mechanicznej silnika.

Sprzęgło hydrodynamiczne posiada dwa (w specjalnych wykonaniach cztery) wirniki: wirnik pompowy i wirnik turbinowy. Silnik przyspiesza wirnik pompowy, który poprzez medium robocze przekazuje moment napędowy na wirnik turbinowy, który napędza maszynę roboczą (w niektórych aplikacjach układ może być odwrotny). Ponieważ sprzęgło obciąża silnik podczas jego rozruchu momentem mającym przebieg paraboliczny (rys. 2: parabola przebiegu momentu sprzęgła — kolor niebieski), przebieg charakterystyki mechanicznej silnika (moment rozruchowy, siodłowy oraz maksymalny), jak również spadki napięć występujących w sieci oraz obciążenie od maszyny roboczej mają drugorzędne znaczenie. Silnik ma szansę przyspieszyć i wejść na stabilną część charakterystyki mechanicznej praktycznie w każdych warunkach.

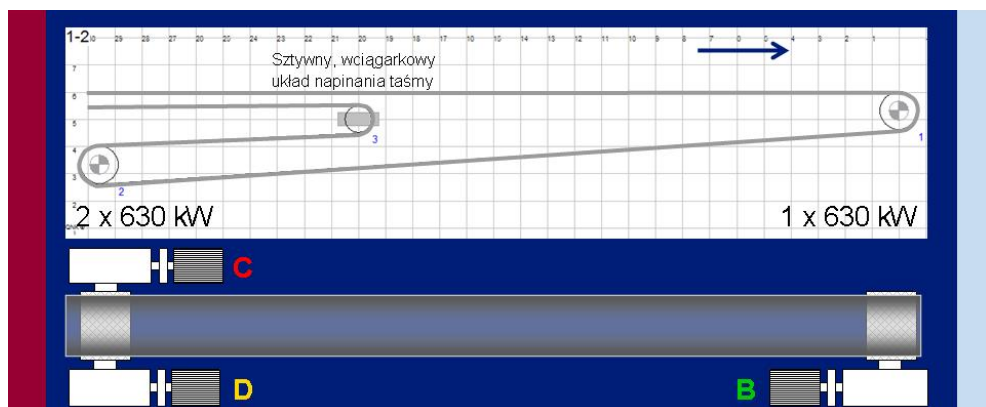


Rys. 2. Współpraca sprzęgła hydrodynamicznego z silnikiem asynchronicznym

3. Opis przenośnika

Symulację przeprowadzono dla przenośnika z silnikami $3 \times 630 \text{ kW}$, $n = 980 \text{ min}^{-1}$. Parametry przenośnika, konfigurację trasy oraz sposób zainstalowania silników przedstawia rysunek 3 oraz tabela 1.

Do przeprowadzenia symulacji wykorzystano dwa programy obliczeniowe QNK oraz DynaBelt. Zwraca uwagę fakt przyjętej wydajności przenośnika 17 tys. t/h, ale taką informację otrzymano od użytkownika. Sposób zainstalowania silników napędowych odbiega od standardowego, jednak jest wynikiem doświadczeń ruchowych użytkownika.

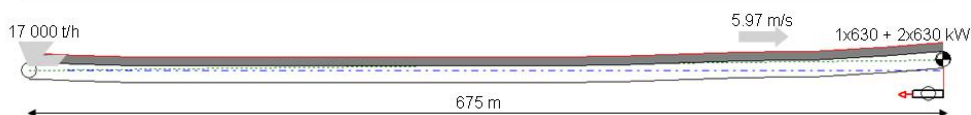


Rys. 3. Oznaczenie napędów oraz miejsce ich zainstalowania

TABELA 1

Dane techniczne przenośnika

Podstawowe wyniki			
Teoretyczna maksymalna wydajność przenośnika	$Q =$	19063	t/h
Niezbędna moc napędu	$N =$	1777	kW
Niezbędna wytrzymałość taśmy	$K =$	1489	kN/m
Parametry podstawowe			
Wydajność nominalna przenośnika	$Q_n =$	17000	t/h
Prędkość taśmy przenośnika	$v =$	5,97	m/s
Szerokość taśmy	$B =$	2000	mm
Długość przenośnika	$L =$	675	m
Średni kąt nachylenia	$\delta =$	0,7	°
Współczynnik oporów ruchu	$f =$	0.0202	
Nominalna wytrzymałość taśmy	$K_n =$	3150	kN/m
Moc napędu	$N_t =$	3 x 630	kW



W przypadku realizacji konkretnego zadania, tj. poprawy charakterystyki rozruchowej przenośnika, poprawność wprowadzonych danych jest decydująca dla poprawności otrzymanych wyników. Przykładowo, rzeczywista wydajność przenośnika jest decydująca w obliczeniu zredukowanego momentu bezwładności maszyny I_{red} , a ten z kolei determinuje czas rozruchu przenośnika. Najbardziej miarodajne wyniki odpowiadają takim warunkom, w których do programu wprowadzamy dane dla ekstremalnych warunków pracy przenośnika.

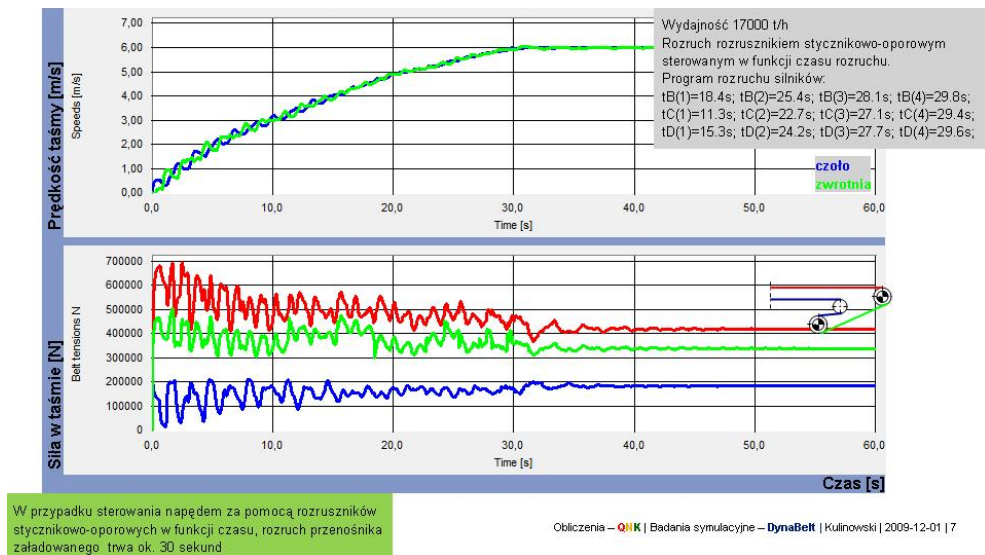
4. Rozruch przenośnika obciążonego urobkiem oraz pustego przy wykorzystaniu istniejącego układu rozruchowego z silnikami pierścieniowym

Przy założeniu rzeczywistego sposobu uruchamiania poszczególnych silników napędowych i zastosowanych zwłok czasowych we włączaniu poszczególnych rezystorów uzyskujemy w taśmie wartości sił jak na wykresie. Maksymalna siła występuje w taśmie nabiegającej na bęben napędowy i dochodzi do 700 kN.

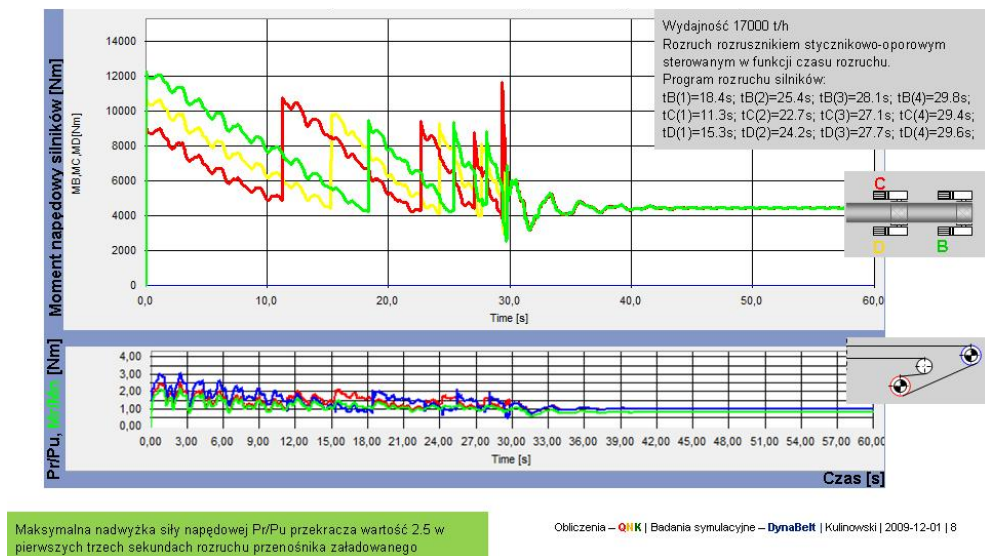
Z wykresów przedstawionych na rysunku 5 wynika, że moment dynamiczny występujący w taśmie nabiegającej na pierwszy bęben napędowy (linia niebieska), stosunek P_r/P_u (moment rozruchowy/moment pracy ustalonej) wynosi około 3, a w przypadku taśmy na drugim bębnie (linia czerwona) ok. $P_r/P_u = 2,5$.

Z przebiegu charakterystyki mechanicznej silnika B (zielonej) wynika, że tzw. współczynnik rozruchowy, czyli stosunek momentu rozruchowego do nominalnego waha się w granicach 2, w pierwszych trzech sekundach rozruchu.

Są to wartości stosunkowo wysokie wydaje się, że mogą mieć duży wpływ zarówno na zachowanie się przenośnika podczas rozruchu jak i na żywotność poszczególnych podzespołów.



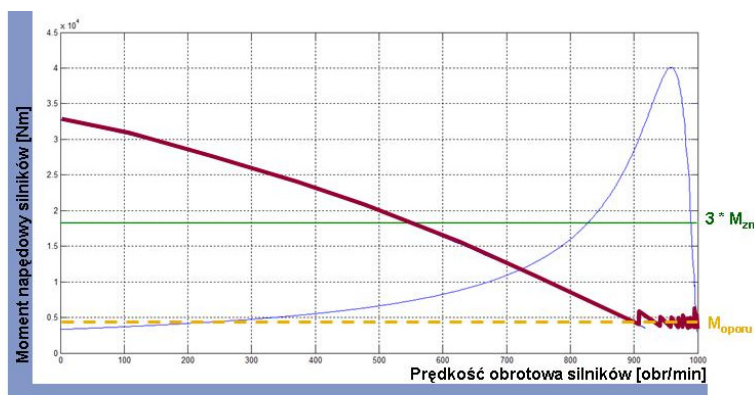
Rys. 4. Przebieg sił w taśmie podczas rozruchu przenośnika obciążonego, przy wydajności 17000 t/h



Rys. 5. Nadwyżka dynamiczna momentu podczas rozruchu przenośnika pełnego

Jeżeli rezystory rozruchowe, jak w omawianym przykładzie, włączane są w funkcji czasu, a nie w funkcji prędkości, rozruch przenośnika nieobciążonego (pustego) odbywać się będzie najczęściej przy włączonym pierwszym stopniu rozruchowym.

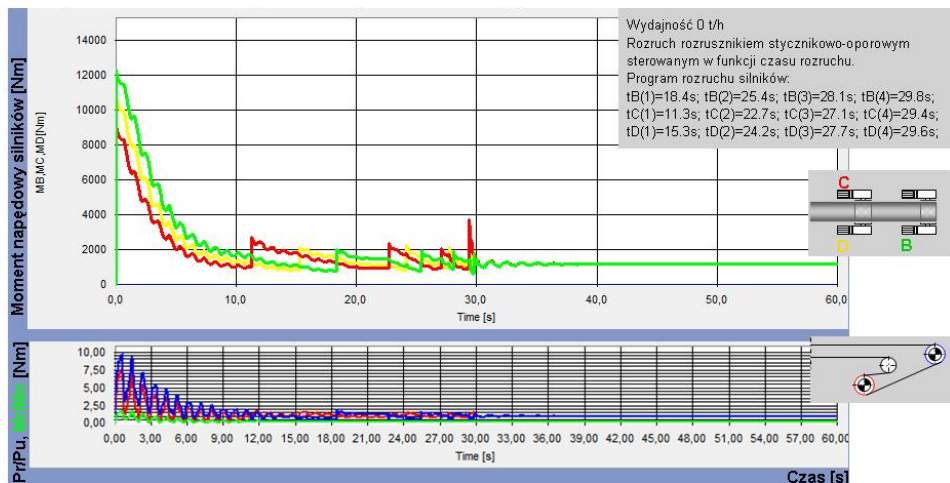
Przesunięcia czasowe we włączaniu oporów nie są identyczne na poszczególnych jednostkach napędowych i ma to, pozytywny wpływ, gdyż poszczególne „uderzenia momentu” nie nakładają się na siebie.



W przypadku sterowania napędem za pomocą rozruszników stycznikowo-oporowych w funkcji czasu, rozruch przenośnika niezaladowanego odbywa się praktycznie na I stopniu rozruchowym

Obliczenia – **QIK** | Badania symulacyjne – **DynaBelt** | Kuliniowski | 2009-12-01 | 10

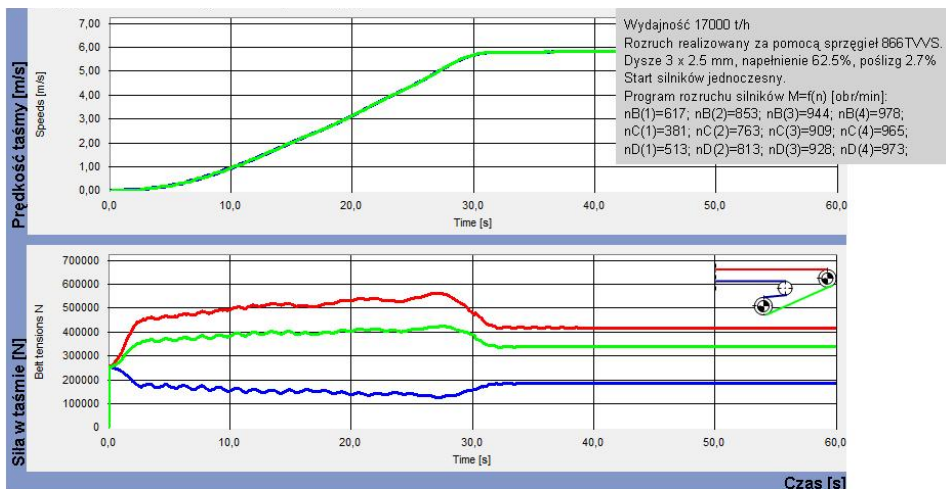
Rys. 6. Przebieg charakterystyki silnika podczas rozruchu przenośnika pustego



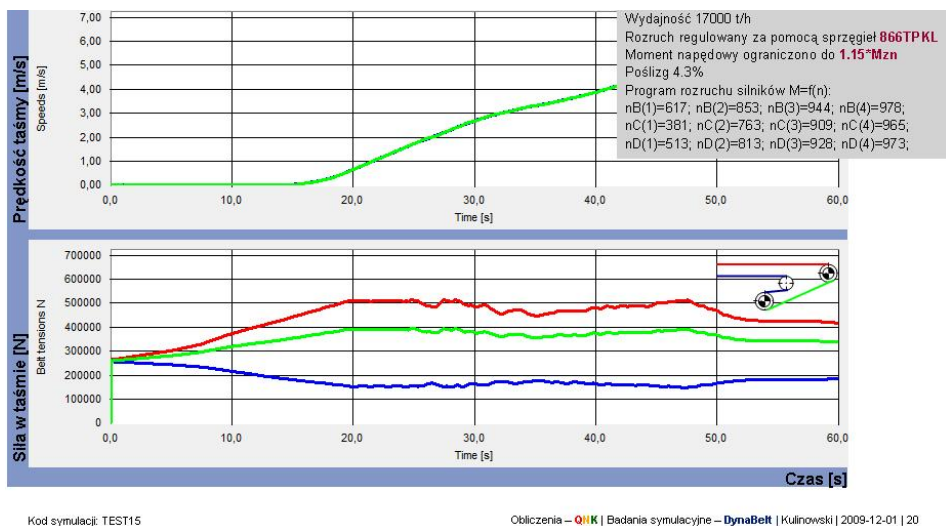
Maksymalna nadwyżka siły napędowej Pr/Pu przekracza wartość 9 w pierwszych dwóch sekundach rozruchu przenośnika próżnego

Obliczenia – **QIK** | Badania symulacyjne – **DynaBelt** | Kuliniowski | 2009-12-01 | 12

Rys. 7. Nadwyżka dynamiczna momentu podczas rozruchu przenośnika pustego



Rys. 8. Rozruch przenośnika obciążonego urobkiem przy dodatkowym zastosowaniu sprzęgła T V S



Rys. 9. Rozruch przenośnika obciążonego urobkiem przy dodatkowym zastosowaniu sprzęgła regulowanego T P K L

W przypadku pustego przenośnika istnieje jednak większe niebezpieczeństwo nałożenia się „uderzeń” momentów, gdyż kolejne rezystory włączane są przy praktycznie zakończonym rozruchu (patrzac na prędkość przenośnika).

Współczynniki nadwyżek momentów rozruchowych na bębnie pierwszym i drugim (niebieska i czerwona linia) są w tym przypadku jeszcze bardziej niekorzystne, gdyż wartości sił niezbędnych do utrzymania przenośnika w ruchu ustalonym są mniejsze.

Napęd przenośnika wyposażonego w silniki pierścieniowe, w przypadku gdy rozruch realizowany jest za pomocą oporów rozruchowych włączanych w funkcji czasu, w niewielkim tylko stopniu dopasowuje się do stanu obciążenia (załadowania) przenośnika.

5. Rozruch przenośnika obciążonego urobkiem przy dodatkowym zainstalowaniu sprzęgła hydrodynamicznego o stałym i zmiennym napełnieniu

Analizując rozruch przenośnika z dodatkowo zabudowanym sprzęgłem hydrodynamicznym należy uwzględnić następujące fakty:

- rozruch silnika można podzielić na dwa etapy, tj. rozruch silnika i rozruch przenośnika;
- poszczególne silniki mogą być włączane posobnie, tj. w kolejności wynikającej z konfiguracji danego napędu;
- poszczególne rezystory rozruchowe należy włączać w krótkich odstępach czasowych, aby ograniczyć do minimum pracę sprzęgła przy niskich obrotach silnika (nie ma to znaczenia w przypadku sprzęgła o zmiennym napełnieniu).

Ilość możliwych symulacji za pomocą sprzęgła jest na tyle duża, że objętość referatu nie pozwala na ich zamieszczenie. Poniższe diagramy przedstawiają tylko rozruchy nominalnie obciążonego (pełnego) przenośnika przy zastosowaniu sprzęgła o stałym napełnieniu T V V S oraz regulowanego T P K L.

We wszystkich przypadkach uzyskano znacznie niższe wartości sił występujących w taśmie w fazie rozruchu i jednocześnie korzystniejsze (niższe) wartości współczynników rozruchowych. Wartości te zebrane są na diagramie porównawczym przedstawionym na rysunku 9.

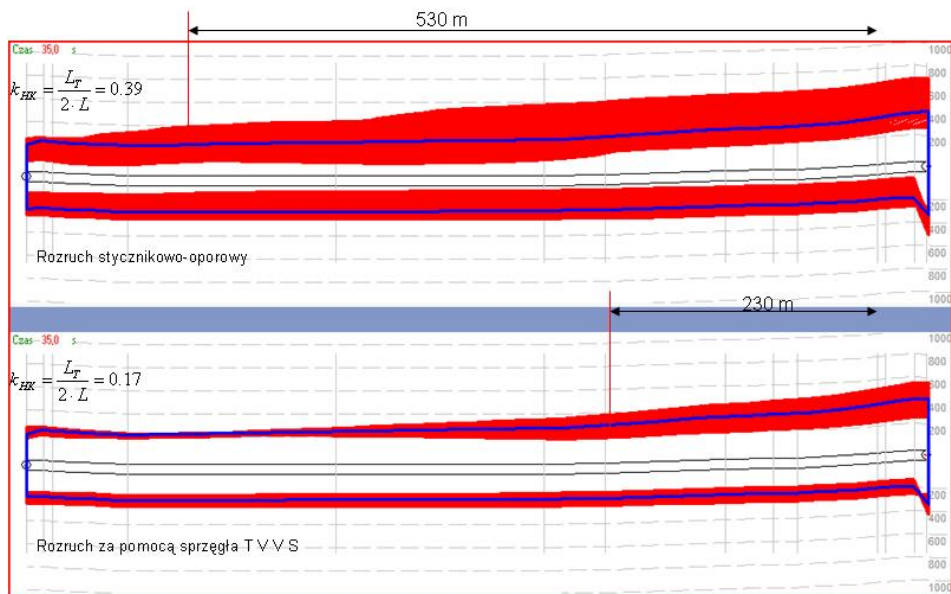
6. Wnioski

Przeprowadzone badania symulacje miały na celu uzyskanie odpowiedzi na pytanie, czy zastosowanie sprzęgła hydrodynamicznego w istniejących aplikacjach przenośnikowych, wyposażonych w silniki pierścieniowe i rezystory rozruchowe może poprawić jakość rozruchu przenośnika. Wyniki symulacji pozwalają na sformułowanie następujących uwag:

- w przypadku problemów z eksploatacją przenośnika, wynikających z jakości rozruchu, warto rozważyć dodatkowe wyposażenie istniejącego układu w sprzęgła hydrodynamiczne, oczywiście wtedy, gdy nie istnieje możliwość rozwiązania problemu za pomocą już zainstalowanych urządzeń;

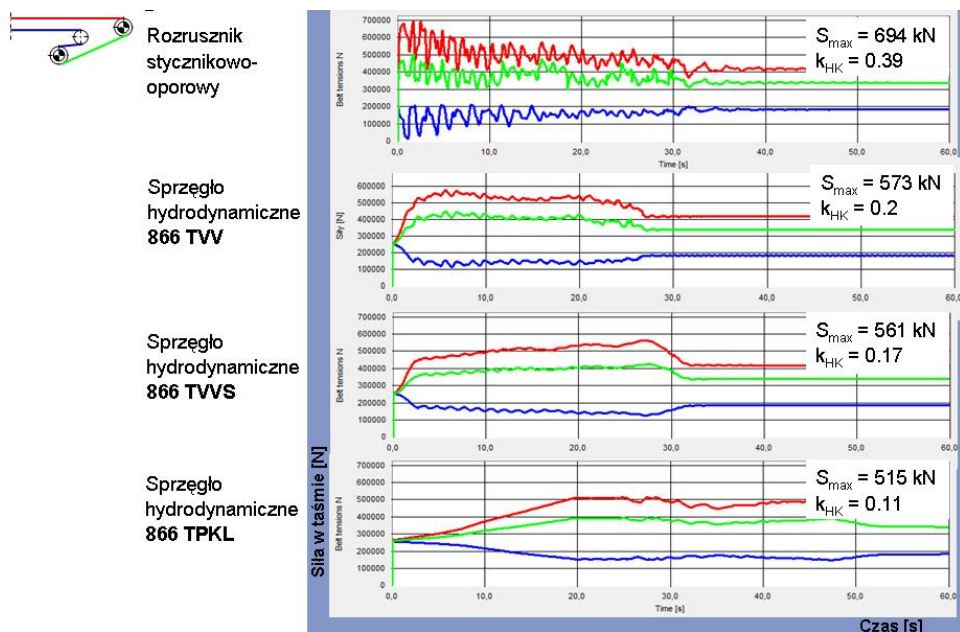
- każdy przenośnik musi być traktowany indywidualnie i dla każdego przenośnika należy przeprowadzić oddzielną analizę potencjalnych korzyści;
 - w celu oceny jakości rozruchu byłoby korzystne przyjęcie uniwersalnych współczynników jakościowych rozruchu. Rysunek 10 przedstawia próbę określenia takiego współczynnika zaproponowaną przez firmę EnterTECH, jako prawdopodobieństwo, że złącze taśmy znajdzie się w strefie sił uznanych za niebezpieczne. L — długość przenośnika; L_t — długość strefy występowania sił „niebezpiecznych” dla systemu napędowego.
- Współczynnik taki powinien jednak uwzględniać w przyszłości również inne parametry związane z rozruchem jak np. dopuszczalna ilość przeprowadzanych rozruchów w jednostce czasu. Możemy bowiem zaprojektować prawie idealny rozruch pod kątem bezpieczeństwa taśmy, jednak ze względów eksploatacyjnych będzie on nie do przyjęcia dla użytkownika;
- wartości sił występujących w taśmie podczas rozruchu z wykorzystaniem rezystorów rozruchowych oraz z dodatkowym wyposażeniem w sprzęgła hydrodynamiczne zebrano na rysunku 11.

W każdym z badanych przypadków dodatkowe zastosowanie sprzęgła hydrodynamicznego pozwoliło na obniżenie sił występujących w taśmie.



Dynamika rozruchu przenośnika taśmowego, Kulinowski | 2009 | 18

Rys. 10. Wykresy sił. Ocena jakości rozruchu



Rys. 11. Zestawienie porównawcze rozruchów w różnych konfiguracjach układów rozruchowych

LITERATURA

- [1] Machowski J., Grzbiela Cz., Dudek W., Machowski A.: Maszyny, urządzenia elektryczne i automatyka w górnictwie. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1999
- [2] Hellinger F.: Prezentacje VOITH. Crailsheim 2010
- [3] Symulacje EnterTECH, Krakow 2010
- [4] Machowski J., Grzbiela C., Dudek W., Machowski A.: Machines, electrical equipment and automation in mining sector, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1999
- [5] VOITH Presentations — F. Hellinger, Crailsheim 2010
- [6] EnterTECH simulations — Kraków 2010
- [7] Kasztelewicz Z., Szymański J.: Nowoczesne metody sterowania głównych napędów maszyn górniczych w kopalniach węgla brunatnego. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 2008