

*mgr inż. WIKTOR SOLARCZYK
VITECH
dr inż. MARCIN HABRYCH
Instytut Energoelektryki
Politechniki Wrocławskiej*

Układ sterowania hamulców tarczowych przenośnika taśmowego

W artykule omówiono wyniki badań skuteczności hamowania przenośnika taśmowego napędzanego dwoma bębnami napędowymi z czterema silnikami o mocy 1250 kW każdy i wyposażonego w hamulce tarczowe.

1. WSTĘP

Podstawowym środkiem transportu zarówno urobku jak i nadkładu w kopalniach odkrywkowych są przenośniki taśmowe. Dzięki coraz lepszym podzespołom przenośników, ciągi transportowe składające się z krótkich, pojedynczych elementów zastępowane są długimi przenośnikami [1]. Głównym wymaganiem stawianym takim przenośnikom jest osiągnięcie dużych wydajności przy zapewnieniu niezawodnej pracy podczas zmiennych warunków atmosferycznych oraz zmiennej strukturze transportowanego materiału. Jednym z najdroższych elementów przenośnika, a zarazem najbardziej narażonym na uszkodzenia jest jego taśma, która podczas procesu rozruchu i hamowania przenośnika jest narażona na największe naprężenia. W nawiązaniu do powyższego poszukuje się rozwiązań zwiększających niezawodność pracy przenośników, w celu ograniczenia naprężeń i drgań generowanych w taśmie podczas pracy przenośnika w stanach dynamicznych.

W większości przypadków układ hamulcowy w obecnie eksploatowanych przenośnikach realizowany jest za pomocą mechanicznych hamulców bębnowych sterowanych luzownikami. Z doświadczeń eksploatacyjnych wynika, że dla obciążenia wynoszącego około 80%, czas hamowania aż do zatrzymania się przenośnika zarówno z wyłączonym jak i włączonym układem hamowania jest praktycznie taki sam [2]. Świadczy to jednoznacznie o małej skuteczności działania hamulców bębnowych,

w których następuje szybkie zużywanie się okładzin spowodowane brakiem automatycznego doregulowania wartości siły docisku.

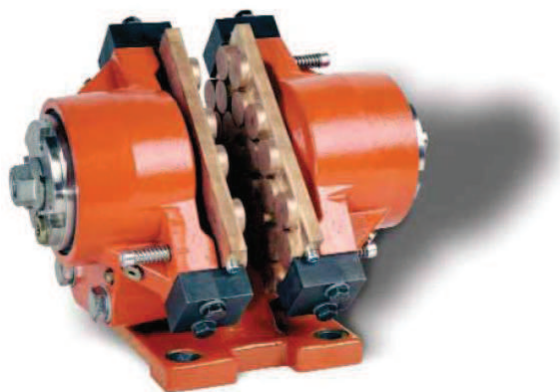
Alternatywą dla tradycyjnych, bębnowych układów hamulcowych przenośników taśmowych są nowoczesne, sterowane hydraulicznie hamulce tarczowe. Są one coraz częściej stosowane w przenośnikach, szczególnie tych pracujących na wzniosie lub upadkowej. W celu sprawdzenia skuteczności hamowania, z wykorzystaniem tego typu hamulców, przeprowadzono badania dynamiki hamowania krótkiego przenośnika taśmowego napędzanego układem czterosiłnikowym o mocy 4×1250 kW z dwoma bębnami napędowymi. Sformułowano odpowiednie wnioski i zalecenia praktyczne.

2. CHARAKTERYSTYKA SYSTEMU HAMULCÓW TARCZOWYCH

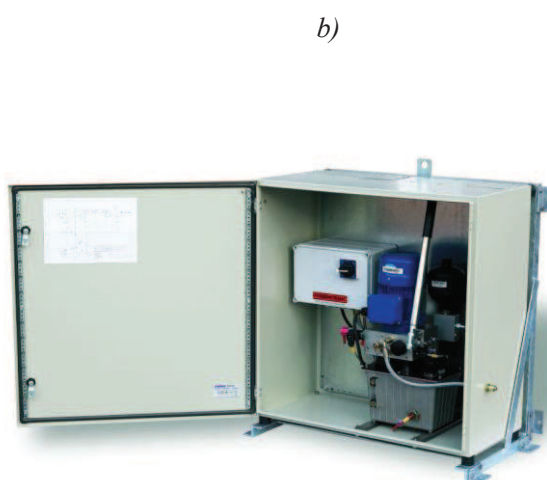
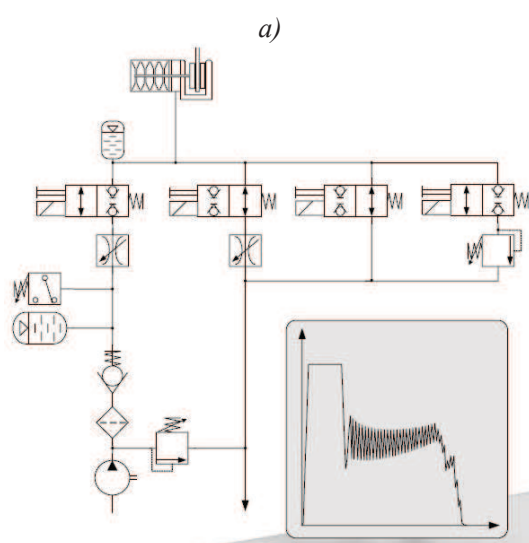
Badania skuteczności hamowania przenośnika taśmowego przeprowadzono z zastosowaniem hamulców tarczowych, których docisk okładzin ciernych sterowano hydraulicznie. Hamulce tarczowe składały się z następujących elementów:

- 4 siłowników hydraulicznych,
- 2 agregatów hydraulicznych,
- sterownika programowalnego zapewniającego kontrolowany przebieg procesu hamowania.

Wszystkie siłowniki stosowane w aplikacjach przenośnikowych to siłowniki typu „fail-safe”. Ozna-



Rys. 1. Widok silownika hydraulicznego zamontowanego na badanym przenośniku



Rys. 2. Agregat hydrauliczny;
a) schemat blokowy, b) widok agregatu zabudowanego na przenośniku taśmowym

cza to, że hamowanie odbywa się poprzez siłę wytworzoną przez sprężyny talerzowe, natomiast odhamowanie następuje po doprowadzeniu do silownika ciśnienia hydraulicznego. Siłowniki takie mogą być stosowane zarówno po stronie szybkoobrotowej jak i stronie wolnoobrotowej napędu przenośnika. Do hamowania przedmiotowego przenośnika zastosowano po stronie szybkoobrotowej siłownik typu BSFI 360, zabudowany na tarczy hamulcowej o średnicy 0,7 m i grubości 30 mm.

Siłownik hydrauliczny, którego widok pokazano na rysunku 1, charakteryzował się następującymi parametrami:

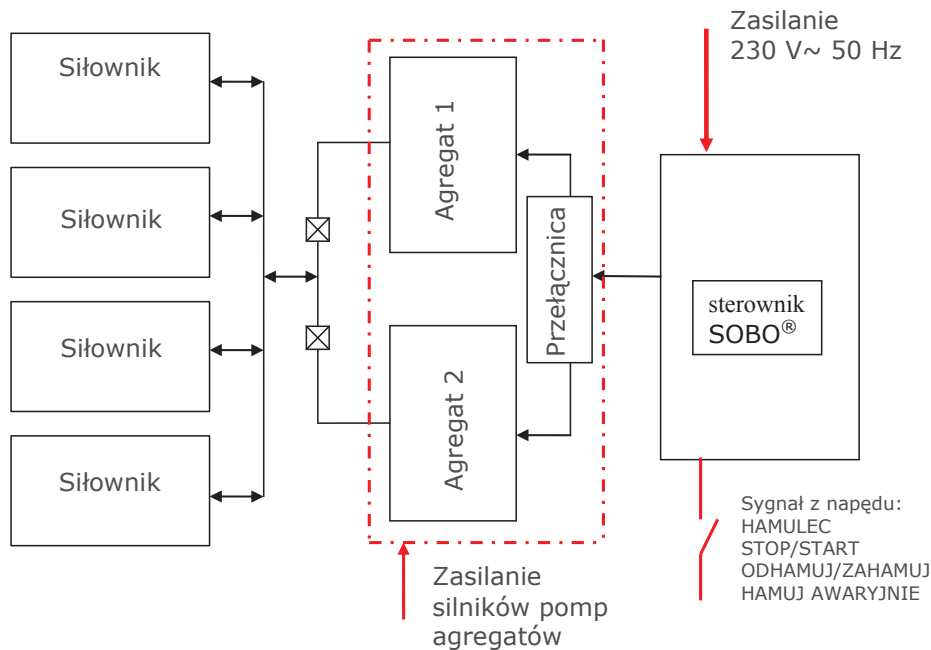
- waga ok. 58 kg,
- ciśnienie operacyjne: 120 bar,
- ciśnienie balansowe: 78 bar,
- grubość tarczy hamulcowej: 20 mm – 40 mm,
- minimalna średnica tarczy hamulcowej: 500 mm,
- temperatura pracy: $-40^{\circ} \div +70^{\circ}\text{C}$
- siła hamowania: 48 000 N.

Z siłownikami współpracują agregaty hydrauliczne, które służą do zasilenia (odhamowania) silownika poprzez dostarczenie do niego płynu hydraulicznego pod odpowiednim ciśnieniem. Należy przy tym zwrócić uwagę, że jeden agregat może zasilać kilka siłowników tego samego typu. Widok takiego agregatu hydraulicznego przedstawiono na rysunku 2.

Na rysunku 3 pokazano natomiast konfigurację pełnego systemu hamulcowego. Widać na nim kolejny element układu, jakim jest sterownik programowalny SOBO. Zastosowanie sterownika pozwala na osiągnięcie w pełni kontrolowanego hamowania. Zatrzymanie przenośnika taśmowego może się odbywać w zadanym przez użytkownika czasie, na zadanej odległości lub z zadanym stałym opóźnieniem.

Sterowanie hamowaniem przenośnika taśmowego odbywa się według następującego schematu:

- podanie sygnału „STOP” na przenośnik,
- wyłączenie silników,



Rys. 3. Konfiguracja systemu hamulcowego

- rozpoczęcie procesu hamowania elektrycznego,
- kontrola przebiegu hamowania elektrycznego przez hamulec mechaniczny, który zatrzymuje przenośnik w końcowym etapie procesu wg zadanej charakterystyki.

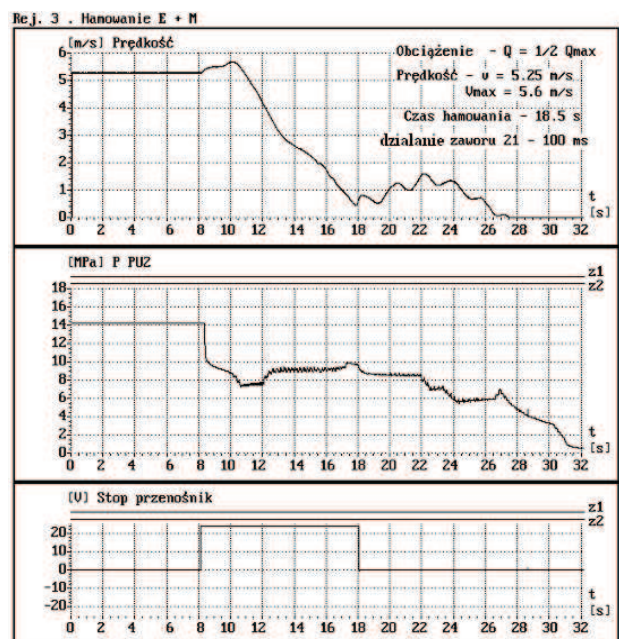
W przypadku awarii układu hamowania elektrycznego hamulec mechaniczny hamuje przenośnik zgodnie z założoną charakterystyką, bez względu na wielkość obciążenia przenośnika.

3. POMIARY EFEKTYWNOŚCI HAMOWANIA HAMULCEM TARCZOWYM

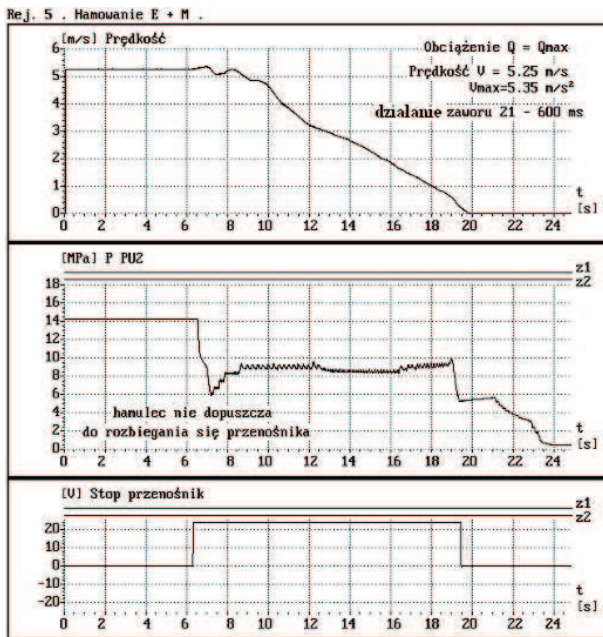
Pomiary efektywności hamowania przenośnika taśmowego pracującego na upadkowej (nachylenie ok. 15%) transportującego nadkład i wyposażonego w hamulce tarczowe, przeprowadzono w PGE KWB Bełchatów. Wyniki pomiarów przebiegów prędkości oraz ciśnienia zasilającego siłowniki hydrauliczne, przy zastosowaniu hamowania elektrycznego i mechanicznego (E + M), przedstawiono na rysunkach 4 i 5 (próba 1 i 2).

W próbie 1 (rys. 4) przenośnik był obciążony połową obciążenia maksymalnego. Czas trwania hamowania przenośnika nastawiony w sterowniku SOBO wynosił 18,5 sekundy. Jak wynika z przebiegów, zarejestrowanych podczas badania skuteczności hamowania przenośnika, czas jego hamowania był zgodny z założeniami. W pierwszym jednak etapie hamowania nastąpiło rozbieganie się przenośnika

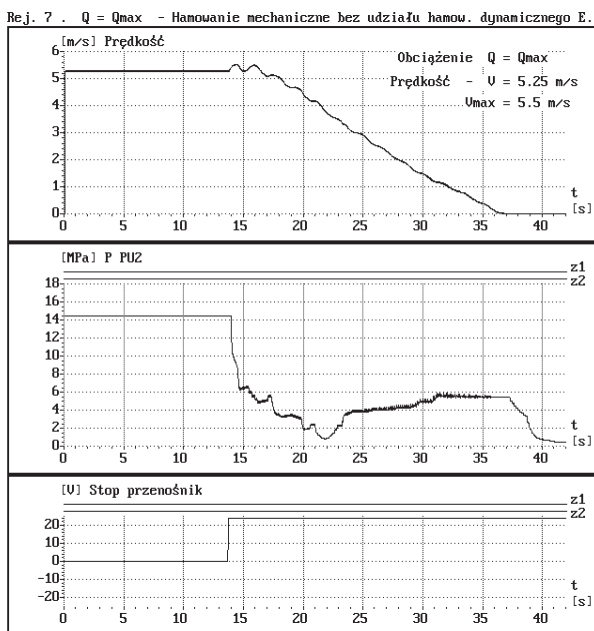
(wzrost prędkości taśmy z 5,25 m/s do 5,6 m/s) – hamowanie dynamiczne nie było skuteczne w tej fazie, a hamowanie mechaniczne zaczęło działać zbyt późno (ciśnienie w siłowniku spadło poniżej wartości 8 MPa). W kolejnym etapie hamowania skuteczność jego była tak duża, że hamowanie mechaniczne nie musiało działać (ciśnienie w siłowniku było powyżej 8 MPa). Wpływ hamowania mechanicznego pojawia



Rys. 4. Przebieg prędkości taśmy i ciśnienia zasilającego siłowniki hydrauliczne podczas hamowania zarówno elektrycznego jak i mechanicznego (E + M) – próba 1



Rys. 5. Przebieg prędkości taśmy i ciśnienia zasilającego siłowniki hydrauliczne podczas hamowania zarówno elektrycznego jak i mechanicznego (E + M) – próba 2



Rys. 6. Przebieg prędkości taśmy i ciśnienia zasilającego siłowniki hydrauliczne podczas hamowania tylko mechanicznego (M) – próba 3

się dopiero w końcowym etapie, gdzie następuje dohamowanie (ciśnienie spada do zera).

W celu wyeliminowania problemu rozbiegania się przenośnika w pierwszym etapie hamowania zwiększono czas trwania hamowania mechanicznego ze 100 ms do 600 ms i powtórzono badanie (próba 2). Jak wynika

z przebiegów zarejestrowanych podczas próby nr 2 (rys. 5) problem został rozwiązany – nie następuje rozbieganie się przenośnika w pierwszym etapie hamowania. Mimo, że hamowanie dynamiczne nie jest wystarczająco efektywne w tym momencie, to otwarcie zaworów siłowników na czas 600 ms jest na tyle skuteczne, że hamowanie mechaniczne nie pozwala na rozbieganie się przenośnika (wyraźny spadek ciśnienie do wartości 6 MPa w pierwszej fazie hamowania). W kolejnym etapie hamowania jego skuteczność była tak duża, że hamowanie mechaniczne nie musiało działać (ciśnienie powyżej 8 MPa); załączyło się ono jedynie podczas dohamowania przenośnika.

Jak wynika z przeprowadzonych badań, hamowanie dynamiczne (E) jest w tym przypadku mało skuteczne. Kolejną próbę przeprowadzono więc tylko w warunkach działania hamulca mechanicznego (hamowanie awaryjne – bez udziału hamowania elektrycznego). Jak wynika z przebiegów pokazanych na rysunku 6, samo hamowanie mechaniczne jest na tyle efektywne, że nie pozwala na rozbieganie się przenośnika w pierwszym etapie hamowania (wyraźny spadek ciśnienie do wartości 6 MPa). W kolejnych etapach hamowania zmiana ciśnienia w układzie była zgodna z założonym programem, dając bardzo pozytywny efekt.

4. UWAGI I WNIOSKI

- Alternatywą dla tradycyjnych, bębnowych układów hamulcowych przenośników taśmowych są nowoczesne, sterowane hydraulicznie hamulce tarczowe. Hamulce takie posiadają wiele zalet:
 - bardzo duży zakres sił hamowania i możliwość jego nastawy,
 - niezależność czasu trwania hamowania od obciążenia przenośnika i możliwość nastawy czasu trwania odhamowania,
 - funkcja zabezpieczenia przed cofaniem przenośnika,
 - zabudowa po stronie wolnoobrotowej i szybkoobrotowej,
 - możliwość monitorowania temperatury i stopnia zużycia okładzin hamulcowych i kontroli położenia siłownika,
 - długa żywotność pakietu sprężyn talerzowych – ok. 2 mln cykli,
 - duża pewność działania (fail safe system).
- Zastosowanie hamulców tarczowych ze sterowaniem hydraulicznym i programowalnym sterownikiem daje możliwość wyboru zarówno opcji jak i programu hamowania, co sprawia, że ha-

mulce tarczowe z uwagi na swą elastyczność są zdecydowanie bardziej efektywne w porównaniu z hamulcami bębnowymi sterowanymi luzownikami. Należy jednak podkreślić, że optymalizacja procesu hamowania przenośnika jest ściśle związane ze sposobem rozwiązania układu napędowego tego przenośnika i wymaga indywidualnego podejścia na bazie przeprowadzonych odpowiednich badań dynamiki pracy przenośnika, w szczególności w odniesieniu do wielosilnikowych układów napędowych.

Literatura

1. *Gładysiewicz L.*: Przenośniki Taśmowe. Teoria i obliczenia. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
2. *Miedziński B., Okraszewski Z., Szkółka S., Wiśniewski G., Solarczyk W.*: Praca silników indukcyjnych w tradycyjnym układzie napędowym przenośnika taśmowego. *Mechanizacja i Automatyza Górnictwa*, 8/427, str. 69-76, 2006.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Bogdan Miedziński

CONTROL SYSTEM FOR DISK BRAKES OF A BELT CONVEYOR

Results of tests of braking efficiency of a belt conveyor driven with two driving drums and four motors, 1250 kW each of them and fitted with disk brakes have been discussed in the paper.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

В статье описаны результаты исследований эффективности торможения ленточного конвейера, приведенного в действие двумя приводными барабанами с четырьмя двигателями мощностью 1250 кВт каждый и снабженного в дисковые тормозы.