

Henryk KOSTRZEWA  
Sławomir BRODZIŃSKI

PARAMETRY HAMOWANIA PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH  
STOSOWANYCH W GÓRNICtwo

Streszczenie: W artykule przedstawiono zagadnienie doboru czasu hamowania przenośników taśmowych współpracujących w układzie szeregowym. Zaproponowano podział hamulców stosowanych w przenośnikach taśmowych na manewrowe i zabezpieczające. Podano warunki ograniczające moment hamowania przenośnika taśmowego.

### 1. Wstęp

Aktualnie przenośniki taśmowe stosowane są w różnych gałęziach przemysłu. Jednak szczególnie szerokie zastosowanie znalazły w systemach transportowych górnictwa podziemnego i odkrywkowego. Racjonalna eksploatacja tych systemów transportowych, które są systemami o średniej i dużej wydajności, wymaga m.in. ich wysokiej niezawodności pracy.

Systemy transportowe górnictwa podziemnego i odkrywkowego składają się w przeważającej mierze z przenośników taśmowych współpracujących w układzie szeregowym. Zwiększenie awaryjności tego typu systemu transportowego może być wynikiem m.in. wadliwej współpracy jego elementów składowych w okresie zatrzymywania systemu. Uzyskanie prawidłowej współpracy przenośników taśmowych pracujących w układzie szeregowym, podczas zatrzymywania systemu transportowego, wymaga odpowiedniego doboru ich parametru hamowania oraz zastosowania hamulców o dużej niezawodności. Nieprawidłowy przebieg zatrzymywania tych przenośników w stanie załadowanym nosiwem prowadzi do określonych strat ekonomicznych, wynikających ze wzrostu czasu postoju, pracochłonności obsługi itd.

### 2. Cel stosowania hamulców w przenośnikach taśmowych

Zatrzymywanie systemu transportowego jest jednym z jego stanów pracy nieustalanej, w czasie którego prędkość przenośników taśmowych wchodzących w jego skład maleje do zera. Zatrzymywanie danego przenośnika taśmowego może być swobodne lub wymuszone.

Następuje ono ze względu na harmonogram pracy lub awarię systemu transportowego. Swobodne zatrzymanie występuje wtedy, gdy spadek prędkości taśmy jest

wyłącznie wynikiem działania oporów ruchu. Natomiast z wymuszonym zatrzymaniem mamy do czynienia wówczas, gdy na taśmę przenośnikową w okresie zatrzymywania działa dodatkowo siła hamowania. Zatrzymywanie wymuszone nazywane jest także hamowaniem.

W ogólnym przypadku, czas swobodnego zatrzymywania przenośnika taśmowego o określonej konstrukcji i pracującego w danych warunkach otoczenia /temperatura, zapylenie, wilgotność itd./ jest funkcją:

$$t_s = f / B, L, H, V, m_n / \quad //$$

gdzie:

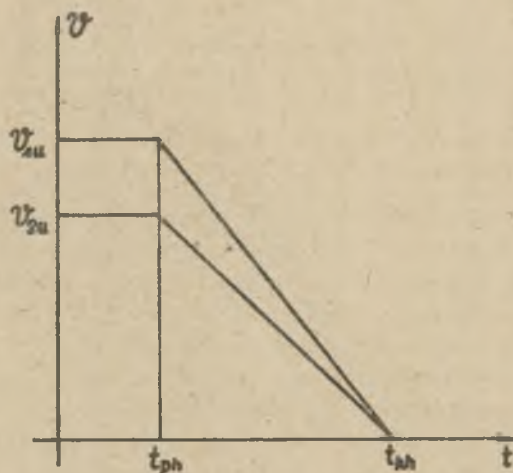
- B - szerokość taśmy,
- L - długość przenośnika,
- H - wysokość podnoszenia nosiwa,
- V - prędkość taśmy,
- $m_n$  - całkowita masa nosiwa na taśmie.

W praktyce w skład systemów transportowych wchodzi przenośniki taśmowe o różnych wartościach czynników B, L, H, V. Ponadto wskutek stochastycznego obciążenia systemów transportowych nosiwem całkowita ilość nosiwa na poszczególnych przenośnikach taśmowych jest różna. W związku z tym w praktyce przenośniki taśmowe stosowane w systemach transportowych posiadają różne czasy swobodnego zatrzymywania.

Na podstawie powyższych rozważań można stwierdzić, że swobodne zatrzymywanie przenośników taśmowych obciążonych nominalnie nosiwem i współpracujących w układzie szeregowym prowadzi do zasypywania punktów przesypowych. Oczywiście dotyczy to tych punktów przesypowych, w których czasy swobodnego zatrzymywania przenośników podających są większe od przenośników odbierających przy odpowiednio dużej różnicy czasów swobodnego zatrzymywania, zasypanie punktu przesypowego może spowodować: uszkodzenie taśmy, nadawowych zestawów krążnikowych itd. Zasypanie punktów przesypowych daje w każdym przypadku wzrost pracochłonności obsługi systemu transportowego oraz jest niewskazane ze względu na możliwość wystąpienia pożaru egzogenicznego w kopalniach podziemnych. Ogólnie można więc stwierdzić, że prowadzi ono do określonych strat ekonomicznych.

Prawidłowa eksploatacja przenośników taśmowych współpracujących w układzie szeregowym występuje przy ich równych czasach zatrzymywania, co uniezwolnia zasypanie punktów przesypowych. Równe czasy zatrzymywania można uzyskać poprzez hamowanie przenośników taśmowych. Rozpatrzmy wobec tego przypadek hamowania dwóch przenośników taśmowych, współpracujących w układzie szeregowym, przy równym czasie ich zatrzymywania wymuszonego. Na rys.1 przedstawiono zmianę prędkości taśmy tych przenośników w czasie hamowania.

Przyjęta na rys. 1 liniowa zależność prędkości taśmy od czasu hamowania występuje w przybliżeniu w praktyce [1]. Zakładamy, że przekrój strugi nosiwa na przenośniku podającym wynosi  $F_1$ , natomiast prędkość taśmy w ruchu ustalonym  $V_{1u}$ , dla przenośnika odbierającego, wielkości te wynoszą  $F_2$  i  $V_{2u}$ .



Rys. 1. Zmiana prędkości taśmy w czasie hamowania

Wydajność objętościowa przenośnika podającego w ruchu ustalonym wynosi:

$$Q_1 = F_1 \cdot v_{1u} \quad /2/$$

W okresie hamowania ilość nosiwa w jednostce czasu, nadawana przez przenośnik podający na przenośnik odbierający, jest zależna od czasu hamowania i dla przyjętej liniowej zmienności prędkości taśmy wynosi:

$$Q_1/t/ = F_1 /v_{1u} - a_1 \cdot t/ \quad /3/$$

gdzie:

- $a_1$  - opóźnienie hamowania przenośnika podającego,
- $t$  - czas hamowania odpowiadający chwili czasowej w zakresie  $t_{kh} - t_{ph}$  /rys.1./

Wydajność objętościowa przenośnika odbierającego w czasie hamowania wynosi:

$$Q_2/t/ = F_2 /v_{2u} - a_2 \cdot t/ \quad /4/$$

gdzie:

- $a_2$  - opóźnienie hamowania przenośnika odbierającego.

Wykorzystując warunek równości przepływu masy w jednostce czasu przez punkt przesypowy  $A_1/t/ = Q_2/t/$  oraz podstawiając do niego wzory na opóźnienie hamowania

$$Q_1 = \frac{v_{1u}}{t_{kh} - t_{ph}} \quad /5/$$

$$Q_2 = \frac{v_{2u}}{t_{kh} - t_{ph}} \quad /6/$$

otrzymujemy równanie:

$$F_2 = \frac{F_1 \cdot v_{1u}}{v_{2u}} \quad /7/$$

Podstawiając do wzoru /7/ wzór /2/, przekrój strugi nosiwa na przenośniku odbierającym wynosi:

$$F_2 = \frac{Q_{1u}}{v_{2u}} \quad /8/$$

Ze wzoru /8/ wynika, że przy równym czasie hamowania przenośników taśmowych pracujących w układzie szeregowym przekrój strugi na odcinkach taśm przenośnikowych, załadowanych w analizowanym ruchu nieustalonym, jest równy przekrojowi w ruchu ustalonym przenośnika taśmowego. Tak więc w przypadku granicznym, przy nominalnym obciążeniu układu przenośników taśmowych, przekrój strugi na odcinkach taśm przenośników odbierających załadowanych w czasie hamowania także jest nominalny. Nominalne załadowanie przenośnika taśmowego jest z założenia dopuszczalnym stanem jego obciążenia nosiwem.

W praktyce stosuje się także różne czasy hamowania przenośników układu szeregowego, dobierając je w ten sposób, aby wszystkie przenośniki zatrzymały się równocześnie [5]. W związku z tym hamuje się przenośniki o dłuższym czasie swobodnego zatrzymania od przyjętego czasu zatrzymania układu. Natomiast przenośniki krótkie wyłączają się z opóźnieniem. Należy jednak zaznaczyć, że przy nominalnym obciążeniu układu transportowego przyjęcie takiej metody zatrzymania awaryjnego prowadzi do odcinkowego przeciążenia długich przenośników taśmowych. Dotyczy to przypadku awaryjnego zatrzymywania układu transportowego obciążonego nosiwem.

Z publikacji [1] wynika, że dopuszczalna różnica czasów swobodnego zatrzymywania współpracujących przenośników taśmowych określona jest pojemnością punktu przesypowego. W przypadku przenośników taśmowych o danej wydajności i równej prędkości taśmy różnica ta wynosi:

$$t = t_1 - t_2 = \frac{2C}{V \cdot F} \quad /9/$$

gdzie:

$t_1, t_2$  - czas swobodnego zatrzymywania przenośnika podającego, odbierającego, s

$C$  - pojemność punktu przesypowego,  $m^3$

$V$  - prędkość taśmy,  $m/s$

$F$  - przekrój strugi nosiwa,  $m^2$ .

Stosowanie jednak swobodnego zatrzymywania w przypadku  $t_1 > t_2$  oraz gdy rzeczywista różnica czasów jest nie większa od dopuszczalnej, powoduje w przypadku granicznym załadowanie punktu przesypowego w zakresie ograniczeń bocznych. W związku z tym, że ograniczeń bocznych nie ma na trasie przenośnika, przy ponownym uruchomieniu przenośnika taśmowego wystąpi rozsypywanie nosiwa wzdłuż trasy oraz przemieszczanie się odcinkowego przeciążenia.

### 3. Podział hamulców stosowanych w przenośnikach taśmowych

Stosowane hamulce w przenośnikach taśmowych ze względu na funkcję jaką spełniają w tym środku transportowym, można podzielić na manewrowe i zabezpieczające.

Zadaniem hamulca manewrowego jest zatrzymanie przenośnika taśmowego w określonym czasie przy zachowaniu ustalonych parametrów hamowania, w przypadku awarii lub wyłączenia systemu transportowego. Hamulec manewrowy jest podzespołem składowym jednostki napędowej przenośnika i instalowany jest zwykle pomiędzy silnikiem a przekładnią. Ze względu na postać konstrukcyjną hamulce manewrowe można podzielić na: szczękowe i tarczowe.

Zadaniem hamulca zabezpieczającego jest niedopuszczenie do uzyskania przez taśmę niepożądanego prędkości zarówno co do jej wartości jak i zwrotu w przypadku awarii napędu lub zaniku napięcia elektrycznego. Stosowanie hamulców zabezpieczających dotyczy przenośników taśmowych opadających i wznoszących, które nie spełniają warunku samohamowności. Zabezpieczają one układ transportu taśmowego przed zasypaniem punktów przesypowych oraz zniszczeniem elementów współpracujących przenośników, co prowadzi do strat ekonomicznych. W przypadku braku hamulca zabezpieczającego lub jego niezdziałania następuje "rozbieganie" taśmy, będące wynikiem działania siły o wartości równej różnicy oporów ruchu taśmy i składowej siły ciężkości transportowanego nosiwa.

W przypadku przenośników wznoszących zwrot prędkości "rozbiegania" taśmy jest przeciwny do kierunku transportu nosiwa, w związku z czym w odróżnieniu od przenośników opadających "rozbieganie" jest poprzedzone zmianą zwrotu prędkości taśmy. Wynika z tego, że hamulce zabezpieczające, stosowane w przenośnikach opadających, powinny cechować się krótszym czasem zadziałania.

Zabezpieczenie przenośników wznoszących przed niepożądanym ruchem taśmy, w przypadku awarii napędu lub zaniku napięcia elektrycznego, zapewniają hamulce zabezpieczające działające na bęben. Do hamulców spełniających powyższe wymagania można zaliczyć: taśmowe, zapadkowe, rolkowe.

Zastosowanie hamulców zabezpieczających w przenośnikach opadających jest bardziej kłopotliwe, gdyż "rozbieganie" taśmy nie jest poprzedzone zmianą jej zwrotu prędkości. Jednym z rozwiązań zastosowanych w tym przypadku może być hamulec działający na bęben i sterowany przetwornikiem do pomiaru prędkości taśmy.

Podstawowym warunkiem funkcjonalności hamulca zabezpieczającego jest to, że musi on posiadać źródło hamowania niezależnie od energii napędowej hamulca manewrowego i napędu przenośnika taśmowego.

W przypadku gdy hamulec manewrowy działa z wykorzystaniem źródła siły hamowania niezależnego od energii napędowej przenośnika taśmowego, to spełnia on także częściowo rolę hamulca zabezpieczającego.

### 3. Warunki ograniczające moment hamowania

Wartość momentu hamowania, potrzebną do uzyskania założonego czasu hamowania, można analitycznie wyznaczyć na podstawie znanych metod [5]. Wyznaczony moment hamowania musi jednak spełniać warunki ograniczające, które zapewniają:

- zachowanie sprzężenia ciernego,
- nieprzekroczenie dopuszczalnego zwisu taśmy,
- nieprzekroczenie dopuszczalnej temperatury powierzchni trących hamulca.

Zachowanie sprzężenia ciernego, tj. niedopuszczenie do poślizgu niesprężystego taśmy podczas hamowania, pozwala uniknąć niekontrolowanego ruchu taśmy, który prowadzi do nadmiernego wzrostu jej temperatury i zasypiania niektórych punktów przesykowych.

W celu zachowania sprzężenia ciernego w czasie hamowania moment hamujący powinien być tak dobrany, by napięcie taśmy w punkcie jej nabiegania na bęben hamujący nie było mniejsze od wartości wyznaczonej wzorem:

$$S_{\text{nab}} = -P_0 \frac{k}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad /10/$$

gdzie:

- $P_0$  - siła obwodowa, N
- $\mu$  - współczynnik tarcia między taśmą a bębniem, dobrany dla danych warunków sprzężenia ciernego /zanieczyszczenie, wilgotności/
- $\alpha$  - kąt opasania, rad
- $k$  - współczynnik pewności sprzężenia ciernego.

Według [5] zaleca się przyjmować wartość współczynnika pewności równą 1,0, natomiast według [6] zalecana wartość współczynnika wynosi 1,4. Proponowaną wartość 1,4 należy uznać za zawyżoną, gdyż dla ruchu ustalonego przyjmuje się 1,3 - 1,4. W warunkach górnictwa odkrywkowego wartość współczynnika  $k = 1,0$  jest wartością dopuszczalną. Natomiast w przypadku górnictwa podziemnego, szczególnie ze względów bezpieczeństwa przeciwpożarowego i trudniejsze warunki pracy przenośników taśmowych, należy przyjmować wartość  $k = 1,2$ .

Drugim ograniczeniem momentu hamowania jest warunek nieprzekroczenia dopuszczalnego zwisu taśmy. W czasie hamowania napięcie taśmy w dowolnym punkcie musi spełniać warunek:

$$S \geq 0,125 \frac{g(q_t + q_n)}{\frac{f}{l_z} d} \quad /11/$$

gdzie:

- $q_n, q_t$  - masa nosiwa, taśmy przypadająca na zestaw krążnikowy, kg
- $f$  - zwis taśmy, m
- $l_z$  - odległość zestawów krążnikowych, m

Na podstawie [3] oraz badań przeprowadzonych w IMG można przyjąć dopuszczalną wartość stosunku  $h/l_z$  dla taśmy w gałęzi górnej w granicach 0,03 - 0,04,

W czasie hamowania przenośnika taśmowego praca tarcia zamienia się w hamulcu głównie na ciepło. W obliczeniach hamulca należy uwzględnić dopuszczalną temperaturę nagrzania jego powierzchni par ciernych, gdyż jej przekroczenie może być przyczyną pożaru egzogenicznego w górnictwie podziemnym. W związku z tym, w przypadku zastosowania danego hamulca w przenośniku taśmowym, warunek nieprzekroczenia dopuszczalnej temperatury ogranicza wartość momentu hamowania.

Przy określaniu dopuszczalnej temperatury powierzchni par ciernych hamulca należy przyjąć możliwość zapalenia się oleju smarowniczego. Według [1] minimalna temperatura zapłonu olejów stosowanych w przekładniach zębatych i sprzęgłach hydrokinetycznych przenośników taśmowych wynosi 190 - 200°C. Przyjmuje się dla bezpieczeństwa, w przypadku hamulców przenośników taśmowych stosowanych w górnictwie podziemnym, dopuszczalną temperaturę par ciernych równą 150°C.

Dopuszczalną wartość nacisków jednostkowych, zabezpieczającą nieprzekroczenie temperatury pary cierniej 150°C, można wyznaczyć ze wzoru:

$$q < \frac{2,15 A_w \cdot \lambda_b}{V_o \cdot \mu / 1 - \alpha_w / \sqrt{a_b} \cdot t_h} \quad \frac{N}{cm^2} \quad /12/$$

gdzie:

- $A_w$  - stosunek powierzchni tarcia bieżni hamulcowej i wykładziny,
- $\lambda_b$  - współczynnik przewodności cieplnej bieżni hamulcowej, W/m.deg,
- $V_o$  - prędkość początkowa poślizgu pary cierniej, m/s,
- $\mu$  - maksymalny obliczeniowy współczynnik tarcia,
- $\alpha_w$  - współczynnik rozdziału strumienia ciepłego dla wykładziny,
- $a_b$  - współczynnik przewodności temperaturowej bieżni hamulcowej, m<sup>2</sup>/s,
- $t_h$  - czas kontaktu ciernego wykładziny i bieżni hamulcowej, s.

Współczynnik  $\alpha_w$  można obliczyć ze wzoru:

$$\alpha_w = 1 + \frac{\lambda_b \sqrt{a_w}}{\lambda_w \sqrt{a_b}} \quad /13/$$

gdzie:

- $\lambda_w$  - współczynnik przewodności cieplnej wykładziny, W/m.deg,
- $a_w$  - współczynnik przewodności temperaturowej wykładziny, m<sup>2</sup>/s.

Wyznaczoną ze wzoru /13/ dopuszczalną wartość nacisku należy porównać z dopuszczalną jego wartością wynikającą z wytrzymałości stereomechanicznej, przyjętej do obliczeń wykładziny. Do obliczeń hamulca należy przyjąć mniejszą wartość nacisku jednostkowego.

Właściwości fizyko mechaniczne materiałów stosowanych jako wykładziny hamulcowe podano w publikacji [4]. Warunek nieprzekroczenia dopuszczalnej temperatury powierzchni ciernych dotyczy zarówno hamulców manewrowych jak i zabezpieczających.

#### 4. Wnioski

Z przedstawionych w artykule rozważań, dotyczących problemów związanych z doбором parametrów hamowania przenośników taśmowych, wynikają następujące wnioski:

1. Stosowane w przenośnikach taśmowych hamulce można podzielić na manewrowe i zabezpieczające /proponujemy nową nomenklaturę/.
2. Przy racjonalnej eksploatacji przenośników taśmowych współpracujących w układzie szeregowym należy stosować równe czasy hamowania, w związku z czym istnieje konieczność instalowania w tych przenośnikach hamulców manewrowych.
3. W celu zapewnienia bezpieczeństwa przeciwpożarowego przy eksploatacji hamulców przenośników taśmowych temperatura powierzchni par ciernych musi być mniejsza od dopuszczalnej.

#### LITERATURA

- [1] Gałuszko A.L.; Grebieniuk W.W.: Osnownyje trebovanija bezopasnosti k reżimam raboty i parametram tormoznyh ustrojstv i ustanovok szachtnych lentocznyh konwejerov. Bezopasnost Eksploatacji Elektromech.Oborud. w Szachtach, 1975, nr 7.
- [2] Grebieniuk W.W., Gałuszko A.L.: Opriedieljenije parametrov tormoznyh ustrojstv i ich reżimov raboty na podziemnyh i lentocznyh konwejerach po usloviam požarobezopasnosti. Bezopasnost Eksploatacji Elektrom. Oborud. w Szachtach, 1975, nr 7.
- [3] Klaer E.: Zum Bremsverhalten von Gurtförderern mit Kopfantrieb und ungesteuerter Spannstation. Fördern und Heben, 1975, nr 14.
- [4] Scieszka S.: Problemy tarcia suchego w hamulcach maszyn wyciągowych. Prace Naukowe Badawcze ZKMPW, 1974, nr 92.
- [5] Żur T.: Urządzenia transportowe w górnictwie. Cz.II, Skrypt Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1974.
- [6] Informator techniczny "Maszyny Górnicze". Wyd. "Komag", Gliwice 1975.

#### ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЖЕНИЯ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

##### Резюме:

В статье обсуждаются вопросы подбора продолжительности торможения ленточных конвейеров, работающих по последовательной схеме. Предложено разделение тормозов применяемых в ленточных конвейерах на маневровые и предохранительные. Приводятся условия ограничивающие момент торможения ленточных конвейеров.



## BELT CONVEYORS BRAKING PARAMETERS FOR MINING CONVEYORS

## Summary

The paper presents the problem of braking times for belt conveyors working in series. A division into operational and safeguard brakes has been proposed. Conditions limiting conveyor braking moments have been supplied.