

Kazimierz FURMANIK, Michał PRAĆIK

Akademia Górniczo-Hutnicza al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków,
Politechnika Krakowska, Al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków,
E-mail: fukaz@agh.edu.pl, mp@sparc2.mech.pk.edu.pl

Wybrane aspekty dynamiki przenośnika zgrzeblowego rurowego

1 Wstęp

Przenośniki zgrzeblowe rurowe znajdują coraz szersze zastosowanie w transporcie wewnątrzzakładowym materiałów drobnouziarnionych i pylistych. Dzięki swoim zaletom mają one liczne i różnorodne zastosowania w wielu gałęziach gospodarki zwłaszcza wtedy, gdy stawiane są szczególne wymagania w zakresie ochrony środowiska i bezpieczeństwa pracy. Stwarzają również nowe możliwości rozwiązywania technicznych problemów transportowych w sposób, który w ogólnym bilansie ekologicznym, ekonomicznym i eksploatacyjnym może okazać się korzystniejszy niż przy zastosowaniu dotychczasowych środków transportu, takich jak: przenośniki śrubowe, taśmowo-rurowe, kubełkowe, zgrzeblowe czy urządzenia transportu pneumatycznego. Względny ochrony środowiska oraz specyficzne wymagania wynikające z procesów technologicznych w wielu przypadkach preferują te przenośniki na tle innych środków transportu.



Rys. 1. Przykład zastosowania przenośnika zgrzeblowego rurowego do załadunku wagonów kolejowych

Fig.1. Example of utilizing of scraper pipe conveyor for railway carriages loading



Rys.2. Widok modelu przenośnika zgrzeblowego rurowego z układem pomiarowo-rejestrującym

Fig.2. View of the scraper pipe conveyor model with measurement system

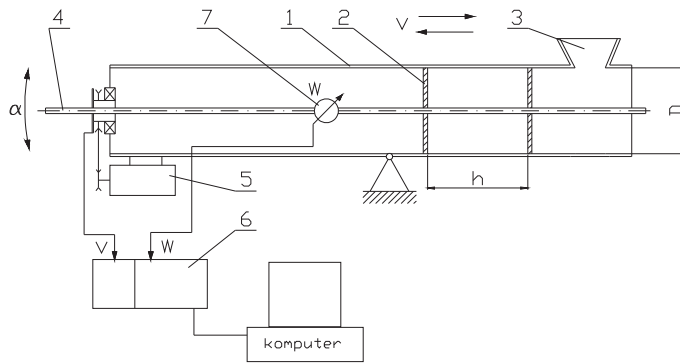
Obok wielu zalet takich jak: prosta konstrukcja, zabudowa i obsługa, możliwości transportowania materiałów w pełnej izolacji od otoczenia oraz uzyskania pyło-, wodo-, a nawet gazoszczelności, mają także istotne wady, jak: duże opory ruchu, znaczne i nierównomierne zużycie ściernie rur i zgrzebeł powodowane tarciami. Tarcie materiału transportowanego i zgrzebeł o ścianki rury sprzyja również powstawaniu niepożądanych drgań w przenośniku zgrzebełowym rurowym. Te aspekty dynamiki modelu przenośnika zgrzebełowego rurowego przedstawionego na rys. 2 były, w niniejszej pracy, przedmiotem badań doświadczalnych i symulacyjnych.

Przeprowadzone pomiary przemieszczeń oraz siły oporu ruchu zgrzebla wraz z materiałem pozwoliły na identyfikację modelu tarcia, który można było wykorzystać w badaniach symulacyjnych ruchu takiego przenośnika, bez uwzględnienia dodatkowych, wymuszonych drgań zewnętrznych rury. Na drodze badań symulacyjnych określono wpływ cech konstrukcyjnych modelu przenośnika, jak również własności materiału transportowanego (materiał sypki i stalowe kulki) na wielkości charakteryzujące drgania wzbudzone tarciami. Przeprowadzono także pomiary oporu ruchu w przypadku uwzględnienia dodatkowych, poprzecznych drgań wymuszonych sygnałem harmonicznym o różnych częstotliwościach. W badaniach identyfikacyjnych wykorzystano pakiet VisSim & Analyze, a wyniki analizy przedstawiono w postaci stosownych wykresów oraz wniosków końcowych.

2 Przebieg i wyniki pomiarów

Obiektem badań doświadczalnych był model fizyczny przenośnika, przedstawionego na rys.3. Cechą charakterystyczną jego konstrukcji jest wykorzystanie do przesuwu zgrzebeł 2 przekładni śrubowej. Śruba 4 przekładni uzyskuje napęd poprzez nakrętkę i przekładnię pasową z silnika elektrycznego 5. Rura przenośnika 1 może pracować przy zmiennym nachyleniu, nastawianym w granicach kąta α .

Pomiarom podlegały zmiany prędkości liniowej zgrzebeł v – mierzonej w kierunku osi rury przenośnika oraz przebieg siły napięcia W - mierzonej dynamometrem 7 umiejscowionym w zespole śruby pociągowej. Pomiary dokonywane były w trakcie procesu ciągnięcia lub przepychania nosiwa w rurze.

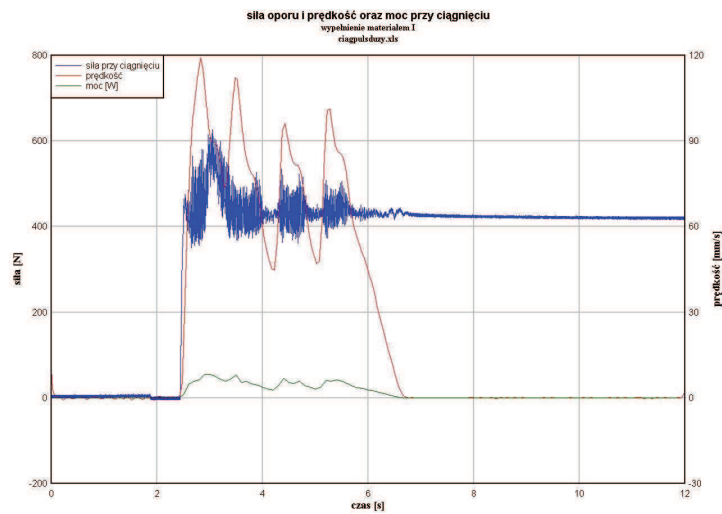


1 - rura przenośnika; 2 - zgrzebló talerzowe; 3 - otwór zasypowy; 4 - śruba napędowa; 5 - silnik elektryczny napędowy; 6 - moduł akwizycji danych z pomiarów siły W i prędkości v ; 7 - przetwornik siły; α - zmienny kąt nachylenia

Rys.3. Schemat stanowiska modelu przenośnika zgrzeblowego rurowego

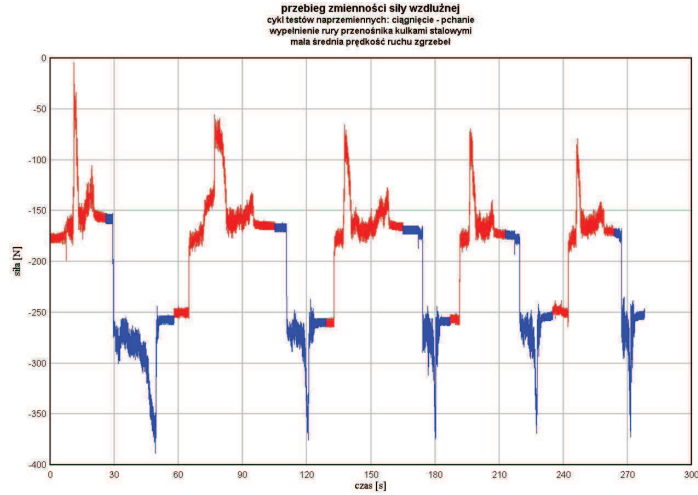
Fig.3. Scheme of the stand of scraper pipe conveyor model

Przykładowe wyniki rejestracji z badań doświadczalnych przedstawiono na rysunkach 4–10.



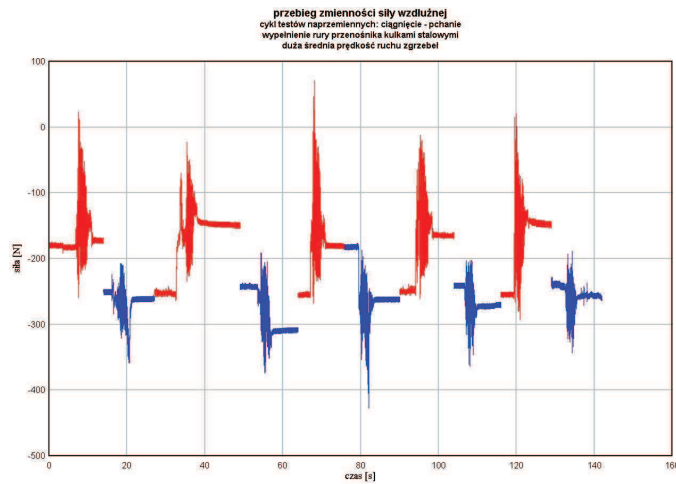
Rys. 4. Przykładowe przebiegi siły i prędkości zmierzone na stanowisku badawczym

Fig. 4. Exemplary charts of the resistant force and velocity measured on the experimental stand



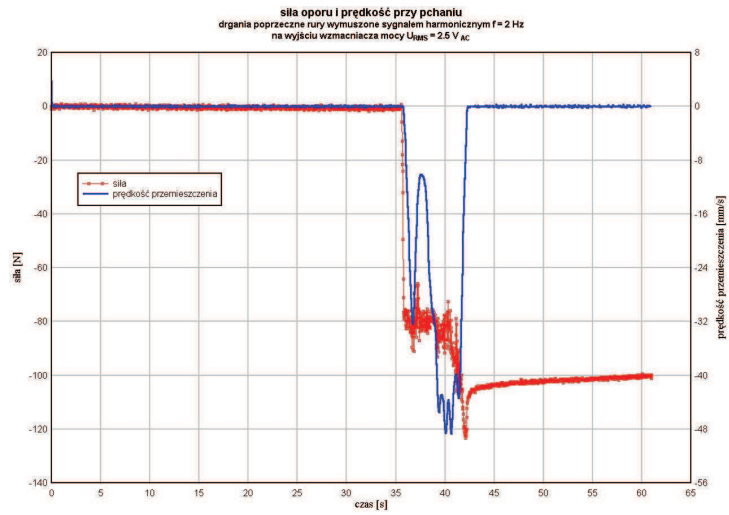
Rys. 5. Przykładowe cykliczne przebiegi siły zmierzone na stanowisku badawczym przy małej prędkości ciągnięcia - pchania

Fig. 5. Exemplary cyclical charts of the resistant force measured on the experimental stand at little pulling-pushing velocity



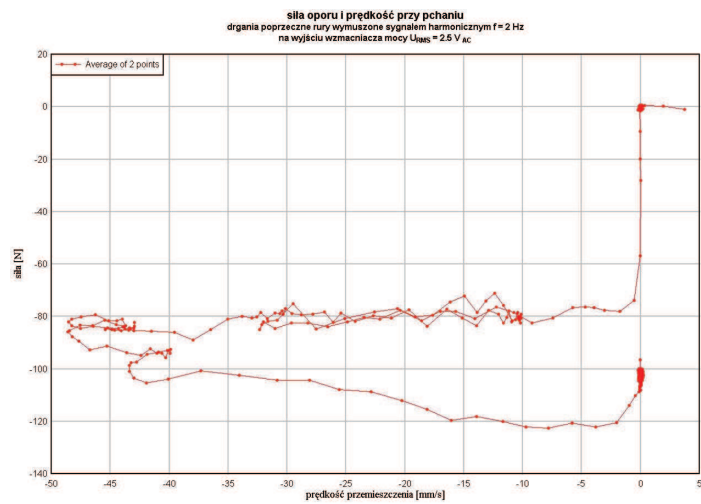
Rys. 6. Przykładowe cykliczne przebiegi siły zmierzone na stanowisku badawczym przy dużej prędkości ciągnięcia - pchania

Fig. 6. Exemplary cyclical charts of the resistant force measured on the experimental stand at large pulling- pushing velocity



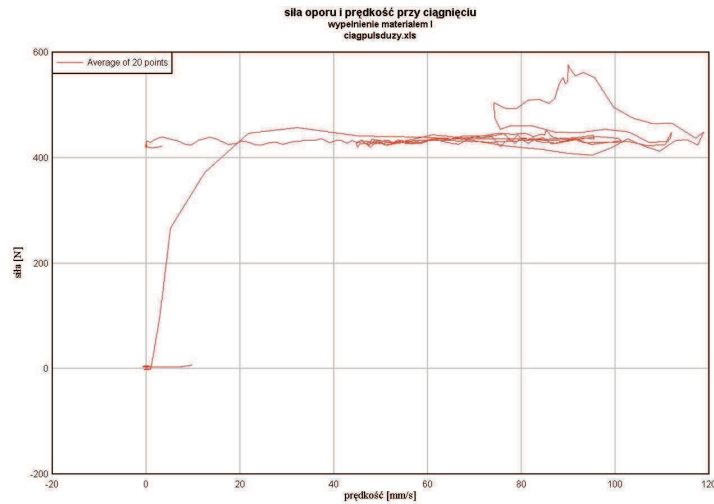
Rys. 7. Przykładowe przebiegi siły i prędkości zmierzone na stanowisku badawczym przy wymuszonych drganiach poprzecznych rury modelu przenośnika

Fig. 7. Exemplary charts of the resistant force and velocity measured on the experimental stand by excited transverse vibrations of the conveyor model pipe



Rys. 8. Doświadczalnie zidentyfikowana charakterystyka siły oporu od prędkości pchania

Fig. 8. Experimentally identified characteristics of resistance force versus pushing velocity



Rys. 9. Doświadczalnie zidentyfikowana charakterystyka siły oporu od prędkości przy ciągnięciu

Fig. 9. Experimentally identified characteristics of resistance force versus pulling velocity

Otrzymane wyniki pomiarów przemieszczeń, prędkości, siły oporu i mocy wskazują na złożoność dynamicznego zachowania się badanego układu.

3 Badania symulacyjne

Celem tej części pracy była symulacja ruchów elementów przenośnika. Analizę ograniczono do badania wpływu parametrów konstrukcyjnych i materiałowych na proces generowania drgań wzdłużnych śruby przenośnika. Etap ten traktowany był jako wstępny. Na dalszych etapach przewiduje się badania symulacyjne możliwości sterowania drganiami pod kątem minimalizacji oporów ruchu, przy wykorzystaniu układów o odcinkowo zmiennej sztywności lub kształtowanie charakterystyk siły pociągowej przy zastosowaniu aktuatorów i sterowników PLC [1], [5].

Zależność na opory ruchu W_{opory} , spowodowane tarciem warstwy materiału sypkiego, można - przy założeniu homogenizacji nadawy - przedstawić w ogólnej postaci [2]:

$$W_{opory} = \pi \frac{D^2 - d^2}{4} \gamma_m H \cdot (\mu \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot e^{\frac{4\mu k D}{D^2 - d^2} H \operatorname{sgn}(\alpha - \alpha_{gr})} \quad (1)$$

$$\alpha_{gr} = -\arctan(\mu)$$

gdzie:

α - kąt nachylenia rynny względem poziomu, który należy uwzględnić ze znakiem:

+ przy ruchu warstwy materiału w górę,

- przy ruchu warstwy materiału w dół,

α_{gr} - kąt graniczny (ujemny), przy którym $W_{opory} = 0$,

D - średnica wewnętrzna rury (rynny),
 d - średnica ciągną,
 H - długość warstwy transportowanego materiału,
 μ - współczynnik tarcia materiału o rynnę,
 γ_m - ciężar właściwy materiału transportowanego,
 $k = \tan^2(\pi/4 - \phi/2)$ - współczynnik charakteryzujący właściwości materiału
 ϕ - kąt tarcia wewnętrzznego materiału,
 Uzależnienie współczynnika tarcia zewnętrznego (materiału o rynnę) od prędkości przesuwu materiału przyjęto w postaci zależności [3]:

$$\mu(v) = A \cdot [1 - \exp(-B \cdot v)] \cdot \exp(-C \cdot v) + D \cdot v + \mu_0 \quad (2)$$

gdzie: A , B , C , D są stałymi określanymi metodą doświadczalnej identyfikacji parametrycznej; μ_0 – jest współczynnikiem tarcia spoczynkowego materiału nadawy o rynnę.

Dane przyjęte do programów symulacji:

- moc silnika elektrycznego napędu $N = 760$ W,
- prędkość obrotowa silnika $n_0 = 2500$ obr/min,
- przekładnia śrubowa o gwincie trójkątnym M10 x 1.5,
- średnica koła pasowego „nakrętki” napędowej $D1 = 25$ mm ,
- średnica koła pasowego na wale silnika napędu $D2 = 60$ mm,
- współczynnik sprężystości sprzęgu czujnika siły $cd = (1 \div 100) \cdot 1000$ [N/m],
- średnica rury przenośnika $D = 100$ mm,
- odstęp między tarczami zgrzeblowymi $H = 300$ mm .

Przykładowe wyniki symulacji w pakiecie MathCad przedstawiono poniżej.

$$\alpha = 0, 0, 0, 01 \dots \frac{\pi}{2} \quad \mu = 0,7 \quad v = 0, 0, 0, 001 \dots 0,1 \quad [\text{m/s}]$$

$$\alpha_{gr} := -\text{atan}(\mu) \quad \alpha_{gr} \cdot \frac{180}{\pi} = -34,992 \quad [^\circ]$$

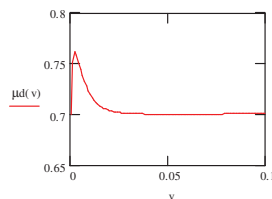
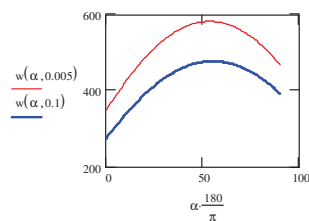
$$D = 0,1 \quad [\text{m}] \quad d_0 = 0,006 \quad [\text{m}] \quad h = 0,3 \quad [\text{m}]$$

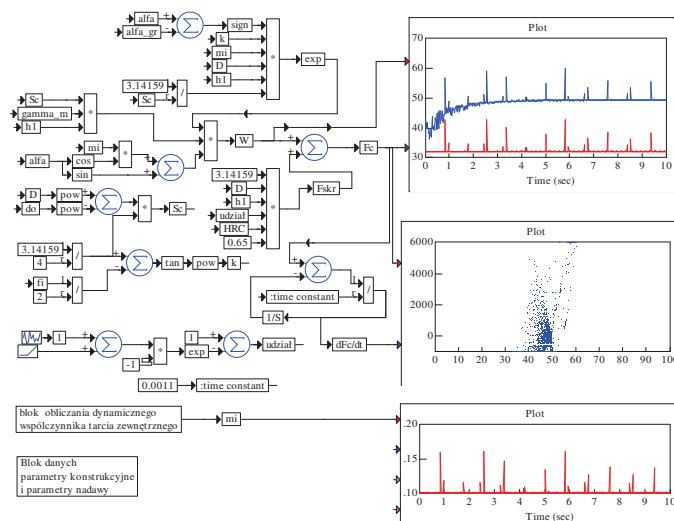
$$\gamma_m = 10000 \quad [\text{N/m}^3] \quad \phi := \frac{\pi}{6}$$

$$\mu_d(v) := 0,105 \cdot (1 - \exp(-850 \cdot v)) \cdot \exp(-168 \cdot v) + 0,005 \cdot v + \mu$$

$$k := \left(\tan\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2}\right) \right)^2$$

$$w(\alpha, v) := \frac{\pi \cdot (D^2 - d_0^2)}{4} \cdot \gamma_m \cdot h \cdot (\mu_d(v) \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)) \cdot \exp\left(\frac{4 \cdot \mu_d(v) \cdot k \cdot D}{D^2 - d_0^2} \cdot h \cdot \text{sign}(\alpha - \alpha_{gr})\right)$$





Rys. 10. Sub-bloki obliczania sił oporów od nadawy i dynamicznego współczynnika tarcia zewnętrznego

Fig. 10. Sub-blocks of calculations of resistances force from bulk material and of dynamic coefficient of external friction

4 Wnioski i uwagi końcowe

Wyniki badań symulacyjnych odnoszące się do sposobu racjonalnego określania dynamicznego współczynnika tarcia nadawy o rynnę przenośnika, potwierdziły przydatność proponowanej koncepcji modelowania oporów ruchu nadawy.

Działanie badanego systemu mechanicznego jest wrażliwe na kąt nachylenia przenośnika i współczynnik wypełnienia (przy zasypie). Funkcja oporów tarcia w ruchu ustalonym, badana jako zależność od kąta pochylenia posiada jedno maksimum lokalne.

Zagadnienie stabilizacji naciągu w ciągnie przenośnika (ważne ze względów eksploatacyjnych) może być analizowane dopiero po wprowadzeniu do modelu przenośnika własności sprężysto-tłumiących cięgna i zgrzebła. Drgania cięgna wpływają na proces zagęszczania nadawy.

Odpowiedź dynamiczna sprzężenia ciernego na zastosowane wymuszenia oddziałujące na cięgno, zależy silnie zarówno od charakterystyk tarcia zakładanych w trakcie symulacji, jak również od sygnału wymuszenia - rozwiązanie uzyskano przy warunku ograniczonej, stałej mocy silnika napędowego.

Literatura

1. Edwards S.F., Grinev D.V.: *Granular media as a physics problem*, Advances in Complex Systems, World Scientific Publishing Company, 2002

2. Furmanik K., Prącik M.: *Modelowanie dynamiki przenośnika zgrzeblowego rurowego*. Symulacja w Badaniach i Rozwoju, red. L. Bobrowski, A. Grzyb, PTSK, Instytut Pojazdów Szyn. Politechniki Krakowskiej, McLeod Institute, Kraków 2008
3. Prącik M., Szlachetka T.: *Metody stereologiczne w probabilistycznym modelowaniu nadawy przenośnika zgrzeblowego rurowego*, XXXV Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Szkoleniowa Zastosowań Matematyki, Zakopane 2006
4. *Professional VisSim & Analyze*, Visual Solution, Inc. Westford ser. No. 8052
5. Żak S.H.: *Systems and Control*. Oxford University Press, New York, Oxford 2003

Streszczenie

Racjonalne modelowanie dynamiki przenośników rurowych zgrzeblowych wymaga nowego podejścia do zagadnienia szacowania oporów ruchu nadawy, we wnętrzu rury przenośnika. Przedstawione są wyniki badań doświadczalnych, symulacyjnych i analiz teoretycznych dotyczących ruchu i obciążeń wybranych elementów konstrukcji modelu przenośnika rurowego. Sformułowano w pracy wnioski końcowe.

Selected aspects of dynamics of scraper pipe conveyors

Summary

Rational modelling of scraper pipe conveyors dynamics requires new approach to evaluation of motion resistance of granular medium inside of scraper's pipe. The results of theoretical and numerical simulations and experimental investigations of movements and loads of chosen parts of scraper pipe conveyor model are presented. Final conclusions have been introduced in the paper.