

KAZIMIERZ FURMANIK*, PIOTR KASZA*

Zagadnienie podobieństwa w badaniach oporów ruchu przenośnika zgrzeblowego rurowego

Słowa kluczowe

Tarcie, opory ruchu, przenośniki zgrzeblowe rurowe.

Keywords

Friction, resistances to motion, scraper pipe conveyors.

Streszczenie

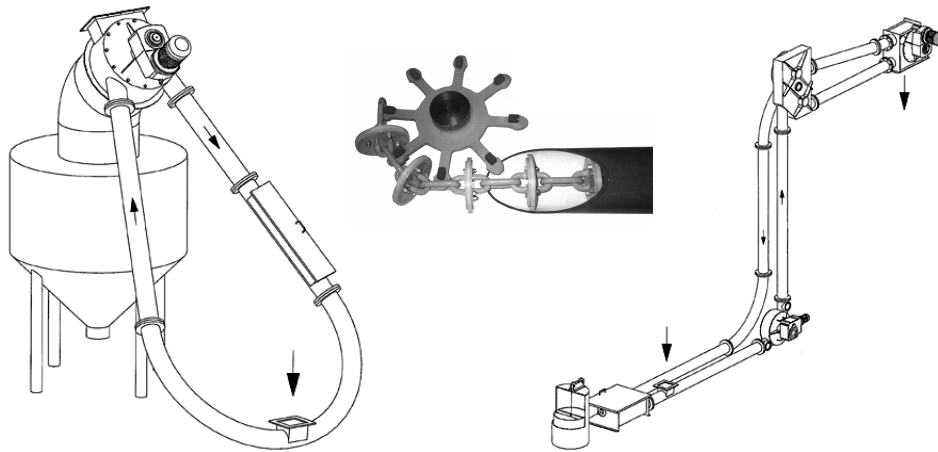
W pracy, wykorzystując metodę analizy wymiarowej, wyznaczono liczby kryterialne, które mogą być podstawą do modelowych badań oporów ruchu przenośnika zgrzeblowego rurowego z zachowaniem podobieństwa mechanicznego w stosunku do obiektu rzeczywistego.

1. Wstęp

Przenośniki zgrzeblowe rurowe (rys. 1) są coraz częściej stosowane w rozwiązaniach wewnątrzzakładowych systemów transportu materiałów drobno uziarnionych, sypkich, proszkowych i pylistych oraz pulpy, nie tylko ze względów technologicznych, ale także ekologicznych [6–8, 11, 12].

Ich rynny mogą zapewnić pyło-, wodo- i nawet gazoszczelność, a trasy mogą być konfigurowane o dużych krzywiznach (nawet 1 m) w płaszczyźnie poziomej i pionowej. Dzięki wielu zaletom takim jak: prosta konstrukcja i obsługa,

* Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych, ul. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków.



Rys. 1. Przenośniki zgrzeblowe rurowe [11, 12]

Fig. 1. Scraper pipe conveyors [11, 12]

łatwa zabudowa, małe wymiary w przekroju poprzecznym, możliwość pełnej izolacji transportowanych materiałów (także gorących o temperaturze do 700°C) od otoczenia, przenośniki te znajdują coraz szersze zastosowanie w hutach aluminium, cementowniach, koksowniach, w systemach opróżniania filtrów, w przemyśle ceramicznym, chemicznym oraz surowcowym i stają się coraz bardziej konkurencyjnymi względem innych środków transportu. Do ich wad można zaliczyć duże opory ruchu (zwłaszcza na trasach pionowych), zużycie ściernie oraz możliwość wykorzystania tylko w transporcie materiałów drobnopięknych i nieklejących się.

Istotnym zagadnieniem w racjonalnym projektowaniu takich przenośników jest znajomość oporów ich ruchu oraz potrzebnej mocy napędu w zależności od parametrów konstrukcyjno-ruchowych oraz rodzaju transportowanego materiału. Przenośniki te mają zamknięte profile rynien (rurowych) i często złożoną konfigurację tras, co wpływa na opory ich ruchu oraz w sposób istotny różni je od klasycznych przenośników zgrzeblowych [1]. W oporach ruchu tych przenośników dominujący jest opór ruchu materiału transportowanego, a określenie wartości tych oporów wymaga odmiennego podejścia niż w klasycznych przenośnikach zgrzeblowych.

Teoretyczne ujęcie oporów ruchu takich przenośników [4, 5] należy weryfikować w badaniach doświadczalnych prowadzonych na obiektach rzeczywistych lub ich modelach. W badaniach modelowych (na stanowiskach badawczych) istotne jest, by model fizyczny mógł dostatecznie wiarygodnie odwzorować zjawiska zachodzące w obiekcie rzeczywistym tak, by wyniki takich badań można odnosić do tych obiektów. Przydatne w tym zakresie mogą być metody teorii podobieństwa mechanicznego [2, 3, 9, 10].

W pracy, wykorzystując metodę analizy wymiarowej [10], wyznaczono liczby kryterialne ujmujące parametry konstrukcyjno-ruchowe przenośnika zgrzeblowego rurowego, które mogą być przydatne w budowie jego modelu fizycznego oraz w badaniach doświadczalnych oporów ruchu.

2. Wyznaczenie liczb kryterialnych metodą analizy wymiarowej

Liczby kryterialne dają podstawy do budowy modelu fizycznego przenośnika zgrzeblowego rurowego oraz pozwalają na redukcję liczby zmiennych niezależnych uwzględnianych w badaniach doświadczalnych. W badaniach oporów ruchu przenośnika zgrzeblowego rurowego można wyróżnić, jako zmienne niezależne, następujące czynniki:

- charakteryzujące tribologiczne i fizykomechaniczne właściwości trących się ciał, tj. transportowanego materiału sypkiego i rynny, np. współczynnik tarcia ciągną i zgrzebeł o rynnę μ_t , współczynnik tarcia urobku o rynnę μ , kąt naturalnego usypu φ , gęstość usypową materiału ρ ;
- które charakteryzują warunki techniczne transportowania materiału, jak średnica wewnętrzna rury D , odstęp między zgrzeblami h , kąt α nachylenia rynny (rury) względem poziomu; prędkość transportowania v .

Uwzględniając powyższe, jednostkowy opór ruchu w [N/m] materiału transportowanego wraz z ciągnem i zgrzeblami można przedstawić w postaci następującej funkcji:

$$w = F(\mu, \mu_t, \alpha, h, D, \varphi, \rho, v, q) \quad (1)$$

gdzie jako zmienne niezależne przyjęto:

- μ [–] – współczynnik tarcia materiału o rynnę,
- μ_t [–] – współczynnik tarcia zgrzebeł i ciągną o rynnę,
- α [rad] – kąt nachylenia rynny względem poziomu,
- h [m] – odstęp między zgrzeblami,
- D [m] – średnica wewnętrzna rury (rynny),
- φ [rad] – kąt naturalnego usypu materiału transportowanego,
- ρ [kg/m³] – gęstość usypowa materiału transportowanego,
- v [m/s] – prędkość ciągną ze zgrzeblami,
- q [N/m] – ciężar jednostkowy ciągną ze zgrzeblami.

Z uwagi na wymogi analizy, wymiary tych zmiennych są wyrażone w jednostkach podstawowych układu SI.

Liczby kryterialne podobieństwa mechanicznego można wyznaczyć różnymi metodami. W pracy wykorzystano metodę analizy wymiarowej [10]. Macierz wymiarową wielkości występujących w zależności (1) zawarto w tabelicy 1:

Tablica 1. Zmienne uwzględnione w analizie
Table 1. Variables taken to the analysis

| | p_0 | p_1 | p_2 | p_3 | p_4 | p_5 | p_6 | p_7 | p_8 | p_9 |
|----------|-------|---------|-------|----------|-------|-------|-----------|--------|-------|-------|
| | w | μ_l | μ | α | h | D | φ | ρ | v | q |
| L | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 | -3 | 1 | 0 |
| M | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 |
| T | -2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | -2 |
| Ω | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 |

gdzie w przyjętym układzie jednostek podstawowych SI:

L [m] – długość,

M [kg] – masa,

T [s] – czas,

Ω [rad] – kąt w mierze łukowej.

natomiast $p_1 \div p_9$ – to nowe zmienne przypisane zmiennym niezależnym.

Wszystkie założenia stosowalności metody macierzowej są spełnione, a są to:

$$\begin{aligned} \text{a)} \quad m_j &= 4 \\ n+1 &= 10 \quad m_j < n - 1 \end{aligned}$$

gdzie: m_j – liczba jednostek podstawowych, n – liczba badanych czynników,

b) $r = 4 = m_j$, a macierz zawarta w tablicy (1) nie jest osobliwa, zatem niezerowy wyznacznik

$$W = \begin{vmatrix} 0 & -3 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & -2 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 1 \neq 0$$

stopnia $r = 4$ można wyjąć z ostatnich czterech kolumn macierzy zawartej w tablicy 1.

Zgodnie z twierdzeniem Buckinghama [2] równanie (1) jest równoważne równaniu bezwymiarowemu:

$$\pi_o = \Phi(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_q) \quad (2)$$

gdzie: π_q ($q = 0..5$) tworzą zupełny układ liczb kryterialnych zmiennych $w, \mu_l,$

... q .

Zgodnie z metodą, podaną w pracy [10], otrzymuje się następujący układ równań wymiarowych:

$$\begin{aligned}
 p_4 + p_5 - 3 p_7 + p_8 &= 0 \\
 p_0 + p_7 + p_9 &= 0 \\
 -2p_0 - p_8 - 2p_9 &= 0 \\
 p_3 + p_6 &= 0
 \end{aligned} \tag{3}$$

który rozwiązano względem *związanych* niewiadomych p_6, p_7, p_8, p_9 otrzymując:

$$\begin{aligned}
 p_6 &= -p_3 \\
 p_7 &= p_4 + p_5 \\
 p_8 &= 2 p_4 + 2 p_5 \\
 p_9 &= -p_0 - p_4 - p_5
 \end{aligned} \tag{4}$$

Przyjmując następnie dla *swobodnych* niewiadomych p_q (0, 1, .., 5) następujące specjalne ciągi wartości liczbowych:

$$\begin{aligned}
 p_{q,0} &= 1\ 0\ 0\ 0\ 0 \\
 p_{q,1} &= 0\ 1\ 0\ 0\ 0 \\
 &\dots\dots\dots \\
 p_{q,5} &= 0\ 0\ 0\ 0\ 1
 \end{aligned}$$

otrzymuje się odpowiadające *swobodnym* niewiadomym ciągi wartości *związanych* niewiadomych p_6, p_7, p_8, p_9 :

$$\begin{array}{cccc}
 p_{6,0} = 0 & p_{7,0} = 0 & p_{8,0} = 0 & p_{9,0} = -1 \\
 p_{6,1} = 0 & p_{7,1} = 0 & p_{8,1} = 0 & p_{9,1} = 0 \\
 p_{6,2} = 0 & p_{7,2} = 0 & p_{8,2} = 0 & p_{9,2} = 0 \\
 p_{6,3} = -1 & p_{7,3} = 0 & p_{8,3} = 0 & p_{9,3} = 0 \\
 p_{6,4} = 0 & p_{7,4} = 1 & p_{8,4} = 2 & p_{9,4} = -1 \\
 p_{6,5} = 0 & p_{7,5} = 1 & p_{8,5} = 2 & p_{9,5} = -1
 \end{array} \tag{5}$$

Uwzględniając powyższe, wyznaczono macierz rozwiązań, którą podano w tablicy 2.

Z macierzy tej otrzymuje się następujący *zupelny układ* liczb kryterialnych:

$$\pi_0 = \frac{w}{q}; \quad \pi_1 = \mu_l; \quad \pi_2 = \mu; \quad \pi_3 = \frac{\alpha}{\varphi}; \quad \pi_4 = \frac{h\rho v^2}{q}; \quad \pi_5 = \frac{D\rho v^2}{q} \tag{6}$$

Na podstawie twierdzenia Buckingham'a zależność (1) można przedstawić w następującej postaci:

$$\frac{w}{q} = F\left[\mu_l, \mu, \frac{\alpha}{\varphi}, hD\left(\frac{\rho v^2}{q}\right)^2\right] \tag{7}$$

przy czym postać funkcji F może być wyznaczona w oparciu o badania doświadczalne.

Tablica 2. Wyniki rozwiązań
Table 2. Solutions results

| | p_0 | p_1 | p_2 | p_3 | p_4 | p_5 | p_6 | p_7 | p_8 | p_9 |
|---------|-------|---------|-------|----------|-------|-------|-----------|--------|-------|-------|
| π_q | w | μ_l | μ | α | h | D | φ | ρ | v | q |
| π_0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 |
| π_1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| π_2 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| π_3 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 |
| π_4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 2 | -1 |
| π_5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 2 | -1 |

Bezwymiarową postać zależności (7) – dogodną w symulacji komputerowej i interpretacji wyników – można przedstawić w następującej postaci wymiarowej:

$$w = qF\left[\mu_l, \mu, \frac{\alpha}{\varphi}, hD\left(\frac{\rho v^2}{q}\right)^2\right] \quad (8)$$

W badaniach jednostkowego oporu ruchu przenośnika zgrzeblowego rurowego zachowanie jednakowych liczb kryterialnych – będących argumentami funkcji F w zależności (7) – w modelu i w układzie rzeczywistym czyni zadość wymogom teorii podobieństwa mechanicznego.

Przy stosowaniu takich samych materiałów i tribologicznie ciał w parze ciernej (układu rzeczywistego i jego modelu fizycznego), liczby podobieństwa mechanicznego sprowadzają się do – ostatniego argumentu w zależności (7). Podobieństwo mechaniczne układu rzeczywistego i jego modelu fizycznego – którego parametry oznaczono ' (prim), wyraża wówczas następująca zależność:

$$h'D'\left(\frac{v'^2}{q'}\right)^2 = hD\left(\frac{v^2}{q}\right)^2 \quad (9)$$

Wprowadzając skale:

- długości : $k_l = \frac{h'}{h} = \frac{D'}{D}$,
- prędkości: $k_v = \frac{v'}{v}$,
- jednostkowego ciężaru ciągną: $k_q = \frac{q'}{q}$,

zależność (9) przyjmie postać:

$$\left(\frac{k_l k_v^2}{k_q} \right)^2 = 1 \quad (10)$$

Zależność (10) daje podstawy do budowy modelu fizycznego przenośnika rzeczywistego z zachowaniem podobieństwa mechanicznego. Uzyskane metodą analizy wymiarowej liczby kryterialne, oparte na uproszczonym odwzorowaniu zjawisk rzeczywistych, nie dają pełnych możliwości modelowania wpływu wszystkich czynników, przez co należy je traktować jako przybliżone, a o dokładności odwzorowania warunków rzeczywistych decydują między innymi kryteria przyjęte za najważniejsze.

3. Uwagi końcowe

Zalety przenośników zgrzeblowych rurowych sprawiają, że znajdują one coraz szersze zastosowanie w transporcie wewnątrzzakładowym różnych gałęzi przemysłu. Racjonalne projektowanie i eksploatacja tych przenośników wymagają odmiennej – niż przy przenośnikach z rynną otwartą – metody obliczeń oporów ich ruchu, zweryfikowanej wynikami badań doświadczalnych. Badania modelowe tych oporów powinny uwzględniać wymogi teorii podobieństwa, by wyniki tych badań można było odnosić do obiektów rzeczywistych, w czym mogą być przydatne wyznaczone liczby kryterialne. Liczby te ujmują własności trących się ciał oraz parametry konstrukcyjno-ruchowe przenośnika i mogą być podstawą budowy fizycznych modeli układów rzeczywistych (czyli stanowisk badawczych), standaryzacji badań i porównywania wyników badań uzyskanych na różnych stanowiskach badawczych.

Praca wpłynęła do redakcji 20.06.2007 r.

Literatura

- [1] Antoniuk J., Suchoń J.: Górnice przenośniki zgrzeblowe. Wydawnictwo „Śląsk” 1983.
- [2] Buckingham E.: On Physically Similar Systems. Physical Reviews IV, 4, 1914.
- [3] Drobot S.: O analizie wymiarowej. Zastosowania Matematyki, t. I, s. 233–270, 1954.
- [4] Furmanik K.: Problem of resistance to motion of loose materials layer into a pipe of scraper pipe conveyors. INSYCONT '02, ZEM, z. 3(131), s. 7–19, 2002.
- [5] Furmanik K.: Zagadnienie oporów ruchu przenośnika zgrzeblowego-rurowego. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn z. 4(124), vol. 36, s. 9–26, 2002.
- [6] Goździecki M., Świątkiewicz H.: Przenośniki. WNT, Warszawa 1979.
- [7] Goździecki M.: Przenośniki ciągnowe do transportu pionowego materiałów sypkich. PWN, Warszawa 1990.
- [8] Jabłoński R., Kulinowski P., Krajewski J.: Przenośniki zgrzeblowe-rurowe do transportu materiałów drobno uziarnionych. IV Międzynarodowa Konferencja „Nowoczesne przenie-

- śniki dla węglowego górnictwa podziemnego – systemy transportu kopalnianego”. Ustroń, s. 107–114, 2001.
- [9] Müller L.: Teoria podobieństwa mechanicznego. WNT, Warszawa 1961.
- [10] Nowak Z.: Ogólna metoda wyznaczania zupełnego układu iloczynów bezwymiarowych. Czasopismo Techniczne, z. 6, s. 1–8, 1969.
- [11] Prospekt firmy SCHRAGE, Rohrkettnsystem GmbH, D-26446 Friedeburg, Reiffeisenstraße 1.
- [12] Prospekt firmy FERIND sp. z o.o. 31-234 Kraków, ul. Górka Narodowa 116.

Problem of mechanical similarity in investigations of resistance to motion of scarper pipe conveyors

S u m m a r y

Scarper pipe conveyors are more and more frequently applied into mechanical handling systems of bulk, fine-grained loose and powder or dusty materials and even pulp, not only of technological purposes but also ecological ones. Scarper pipe conveyors can assure dust-, water- and even gas-tightness and their routes can be easily configured in horizontal and vertical planes. Because of their advantages like: simple construction and maintenance, silent operation, small crosswise section systems, ability to transport materials in full isolation from environment (also hot ones up to temperature 700°C), those conveyors have got more and more wide application in aluminium-works, cement plants, cokerys, filters evacuation systems, in ceramic, chemical and primary industry. Scarper pipe conveyors become more and more competitive to others transportation devices. They have also some disadvantages like great resistances to motion, particularly on vertical routes, abrasive wear and possibilities of their application only in a fine-grained and non-adhesive materials handling.

Very important problem of designing scarper pipe conveyors is the knowledge of their resistance to motion and drive power according to that parameters of construction and motion and also kind of handled materials. Closed chute (pipe through) profiles and often complex routes configuration are causing that resistances to motion are much greater than for the traditional scarper conveyors. In resistances to motion of scarper pipe conveyor predominant is resistance to motion of transported material layer and definition of value of this resistance demands different treatment than for the traditional scarper conveyors.

Theoretical description of resistances to motion of those conveyors should be verified in experimental tests leaded on real objects or their models. In the second case it is essential to keep mechanical similarity to relate results of model testing to real objects. Very useful could be methods of mechanical similarity theory.

In the paper, utilizing dimensional analysis method, have been calculated criterial numbers engaging constructional and motive parameters, which could be basis to build an investigation stand and to the model testing of resistance to motion of scarper pipe conveyor.