

Typ artykułu: eksperymentalny

<https://doi.org/10.7494/miag.2024.2.558.5>

Badania poboru mocy przy rozruchu przesiewacza o drganiach prostoliniowych

Jacek Feliks Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Kraków, Polska,
feliks@agh.edu.pl

Streszczenie: W zaprezentowanym artykule przedstawiono wyniki badań podczas rozruchu przesiewacza wibracyjnego w zależności od nastawionego czasu rozruchu. Badania przeprowadzono, wykorzystując podwieszany przesiewacz wibracyjny o odcinkowej trajektorii drgań – w którym wymuszenie drgań realizowane jest przez dwa silniki wibracyjne mocowane bezpośrednio do rzeszota przesiewacza. Silniki wibracyjne były zasilane napięciem trójfazowym i połączone z siecią przez układ przemienników częstotliwości umożliwiających sterowanie prądem napędu zarówno w stanach ustalonych, jak i w trakcie rozruchu. Rejestrowano również moc chwilową pobieraną przez napęd przesiewacza i określono maksymalny prąd płynący w układzie zasilania dla dziewięciu przyjętych czasów rozruchu (od 0 s do 8 s). Badania te pozwoliły na określenie najkorzystniejszych parametrów rozruchu pozwalających na zmniejszenie zapotrzebowania mocy napędu niewpływające znacząco na parametry kinematyczne przesiewacza podczas jego rozruchu.

Słowa kluczowe: przesiewacze wibracyjne, rozruch, stany nieustalone

Power consumption tests during start-up of a rectilinear vibration screen

Abstract: This article presents the results of tests performed during the start-up of a vibrating screen, depending on the set start-up time. The tests were conducted using a suspended vibrating screen with a segmental vibration trajectory – in which the vibrations were driven by two vibrating motors mounted directly to the screen's sieve. The vibrating motors were powered by three-phase voltage and connected to the mains through a frequency converter system, enabling control of the drive current in steady states and during start-up. The instantaneous power drawn by the screen drive was also recorded, and the maximum current flowing in the power supply system was determined for nine assumed start-up times (from 0 s to 8 s). These tests allowed the determination of the most favorable start-up parameters, reducing the drive's power demand without significantly affecting the kinematic parameters of the screen during start-up.

Keywords: vibrating screen, vibrating motor, screen power demand

© 2024 Autor(-rzy). Jest to publikacja ogólnodostępna, którą można wykorzystywać, rozpowszechniać i kopiować w dowolnej formie zgodnie z licencją Creative Commons Uznanie autorstwa 4.0 Międzynarodowa (CC BY 4.0)

<https://www.miag.agh.edu.pl/>

ISSN 2449-6421

1. Wprowadzenie

Podstawową operacją wzbogacania materiałów uziarnionych dla pozyskiwania oczekiwanej klasy ziarnowej jest przesiewanie. Proces ten podnosi wartość użytkową materiału (Feliks & Filipowicz, 2008; Gawenda i in., 2022; Modrzewski, 2020), umożliwiając uzyskanie jednorodnego składu ziarnowego. W większości gałęzi przemysłu do tego celu wykorzystuje się przesiewacze, spośród których jednym z podstawowych typów są nadrezonansowe przesiewacze wibracyjne (Sidor i in., 2015). Urządzenia tego typu podlegały licznym modyfikacjom (Modrzewski & Wodziński, 2013), mającym na celu poprawę skuteczności procesu, obniżenie poziomu hałasu oraz ograniczenie oddziaływań dynamicznych na podłoże i konstrukcje wsporcze (Bento Linhares & Bruno Santos Vimieiro, 2021). Obecnie bardzo istotnym zagadnieniem jest również dążenie do ograniczenia energochłonności procesu przesiewania.

W XXI wieku do najbardziej rozpowszechnionych typów przesiewaczy należą urządzenia wibracyjne o drganiach kołowych (WK) i prostoliniowych (WP), rzadziej o drganiach eliptycznych (PZ, PWE). Podstawowym elementem każdego przesiewacza nadrezonansowego jest rzeszota, wprawiane w ruch drgający o zadanej trajektorii (Banaszewski, 1990). W celu zmniejszenia oddziaływań dynamicznych na podłoże stosuje się układy podparcia sprężystego, natomiast za wprowadzenie rzeszota w ruch drgający odpowiada układ złożony zwykle z silnika elektrycznego, sprzęgieł elastycznych oraz wibratora bezwładnościowego lub silników wibracyjnych (Yu i in., 2021). W takich rozwiązaniach amplituda drgań uzależniona jest od siły odśrodkowej pochodzącej od mas niewyważonych osadzonych na wałach wibratora, natomiast częstota drgań zależy od rodzaju zastosowanego silnika lub układu sterowania (np. tyrystorowych przemienników częstotliwości) (Feliks i in., 2021; Feliks & Tomach, 2023).

Pracę przesiewacza można podzielić na trzy etapy: rozruch (Feliks & Tomach, 2023), stan ustalony (Tomach & Feliks, 2022) oraz hamowanie. Rozruchem przesiewacza nazywa się okres od chwili uruchomienia napędu do uzyskania znamionowej częstotliwości drgań i stabilizacji parametrów ruchu rzeszota. Etap ten jest szczególnie istotny ze względu na właściwy dobór parametrów mechanicznych przesiewacza oraz parametrów elektrycznych jego napędu, ponieważ w tym czasie urządzenie przechodzi przez częstotliwość rezonansową, która może wpływać destrukcyjnie na jego konstrukcję.

Stan ustalony jest okresem, w którym przesiewacz pracuje ze stabilną trajektorią drgań, właściwą dla danego procesu technologicznego, natomiast hamowanie obejmuje czas pomiędzy wyłączeniem napędu a całkowitym zatrzymaniem urządzenia. Silniki przesiewacza pobierają energię głównie w fazie rozruchu oraz w stanie ustalonym. Napędy te projektowane są na moment rozruchowy, w którym są najbardziej obciążone, natomiast w trakcie pracy ustalonej ich moc wynosi jedynie 20–30% mocy znamionowej. Zastosowanie silników o zbyt dużym zapasie mocy powoduje niekorzystne oddziaływanie na sieć energetyczną (zwiększony udział mocy biernej) oraz wzrost masy drgającej układu.

Aby ograniczyć moc znamionową napędu, konieczne jest przeprowadzenie badań rozruchu przesiewacza. Ich celem jest określenie najkorzystniejszych parametrów rozruchu, umożliwiających zmniejszenie zapotrzebowania mocy napędu bez istotnego wpływu na parametry kinematyczne przesiewacza w trakcie jego rozruchu.

Na rysunku 1 przedstawiono schemat konstrukcyjny przesiewacza dwumasowego z wibratorem bezwładnościowym w wersji podpartej. Składa się on z rzeszota o masie m_1 , podpartego na czterech sprężynach o stałej sprężystości $k/4$, oraz dwóch wibratorów z masami niewyważonymi $m_0/2$. Układ wibratorów połączony jest sztywno z rzeszotem i wprawiany w ruch przeciwbieżny, co powoduje, że na rzeszoto działają wyłącznie siły bezwładności w kierunku I–I. Płaszczyzna I–I przechodzi przez środek ciężkości masy drgającej oraz oś łączącą oba wibratory i jest nachylona do poziomu pod kątem α_1 .

Analiza takiego układu wymaga przyjęcia pewnych założeń upraszczających: kierunku działania siły wymuszającej przechodzi przez środek ciężkości przesiewacza (co jest spełnione w warunkach samosynchronizacji napędu), a tłumienie drgań zostało pominięte. Układ wykonuje ruch prostoliniowy, gdyż nie występują momenty wymuszające

drgania kołowe rzeszota. Wartość siły wymuszającej działającej w kierunku I-I określa poniższa zależność (rys. 1):

$$P = m_0 (r_0 \omega^2 \sin \omega t - \ddot{S}) \quad (1)$$

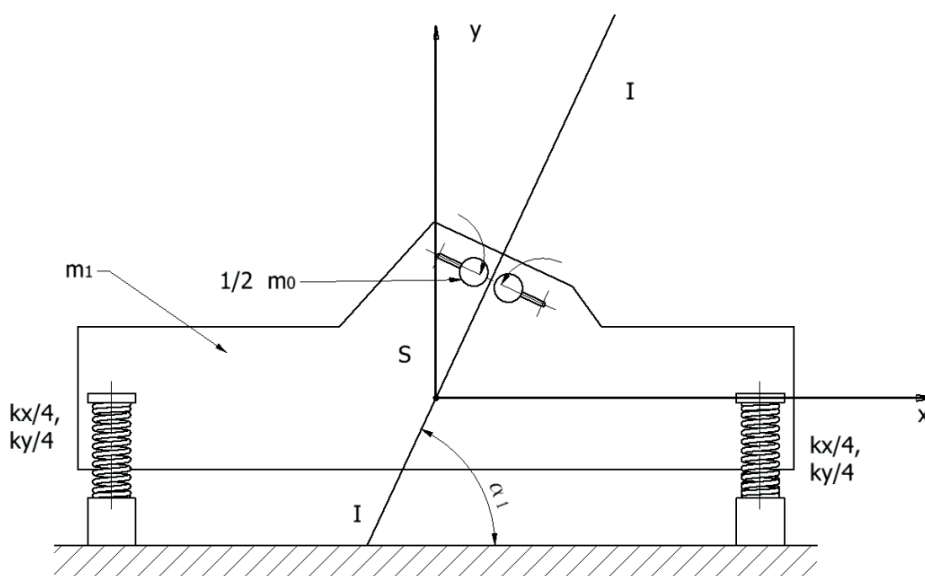
gdzie:

- m_1 – masa drgająca,
- m_0 – masa niewyważona,
- r_0 – mimośrodowy promień masy niewyważonej,
- α_1 – kąt nachylenia osi I-I względem poziomym,
- ω – częstotliwość drgań,
- t – czas.

Rozkładając tę siłę na dwie składowe, otrzymujemy:

$$P_x = m_0 (r_0 \omega^2 \cos \alpha_1 \sin \omega t - \ddot{x}) \quad (2)$$

$$P_y = m_0 (r_0 \omega^2 \sin \alpha_1 \sin \omega t - \ddot{y}) \quad (3)$$



Rys. 1. Płaski model fizyczny przesiewacza wibracyjnego o drganiach prostoliniowych, gdzie k – współczynnik sprężystości

Po porównaniu z wartością siły wymuszającej i przekształceniu otrzymujemy wzór na amplitudę drgań w kierunku x i y . Na najistotniejszym ze względu na oddziaływanie na podłoże kierunku y amplituda wygląda następująco:

$$A_y = \frac{m_0 r_0 \omega^2 \sin \alpha_1}{k - m \omega^2} \quad (3)$$

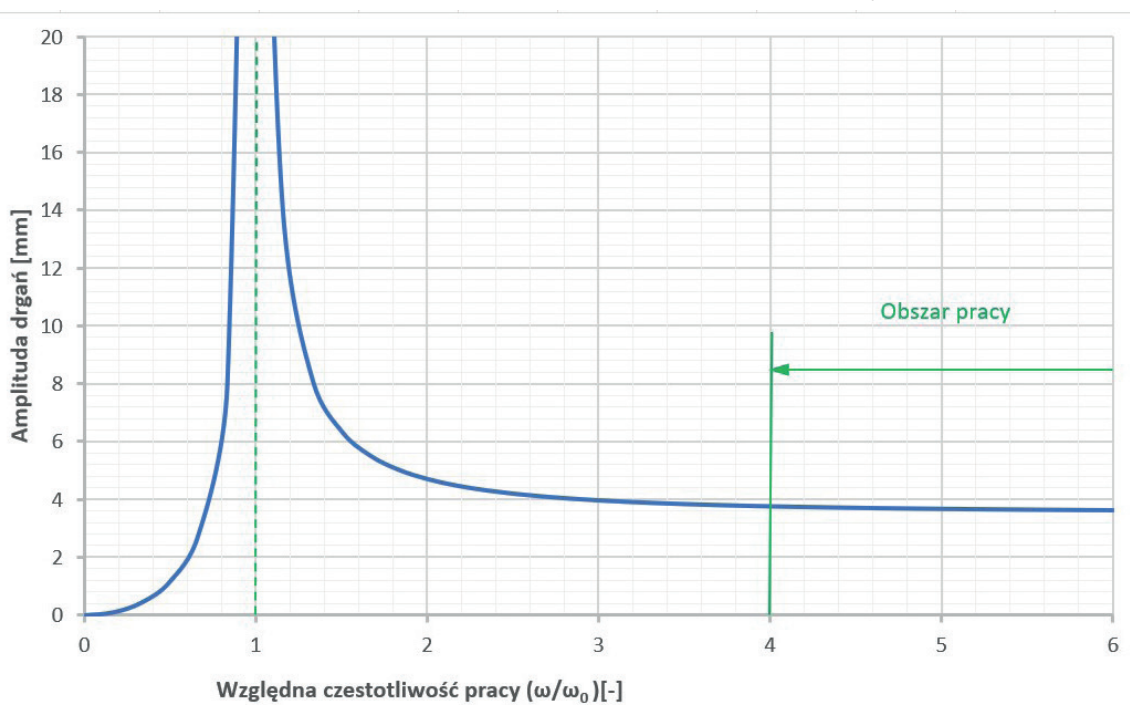
Po uwzględnieniu wzoru na częstotliwość własną:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4)$$

otrzymujemy:

$$A_y = \frac{m_0 r_0 \sin \alpha_1}{m \left(\frac{\omega_0}{\omega} \right)^2 - 1} \quad (5)$$

Na rysunku 2 pokazano przebieg amplitudy drgań w kierunku y w funkcji stosunku częstotliwości pracy względem częstotliwości rezonansowej ω/ω_0 .



Rys. 2. Teoretyczna zmiana amplitudy drgań przesiewacza w funkcji zmian częstotliwości pracy (ω/ω_0)

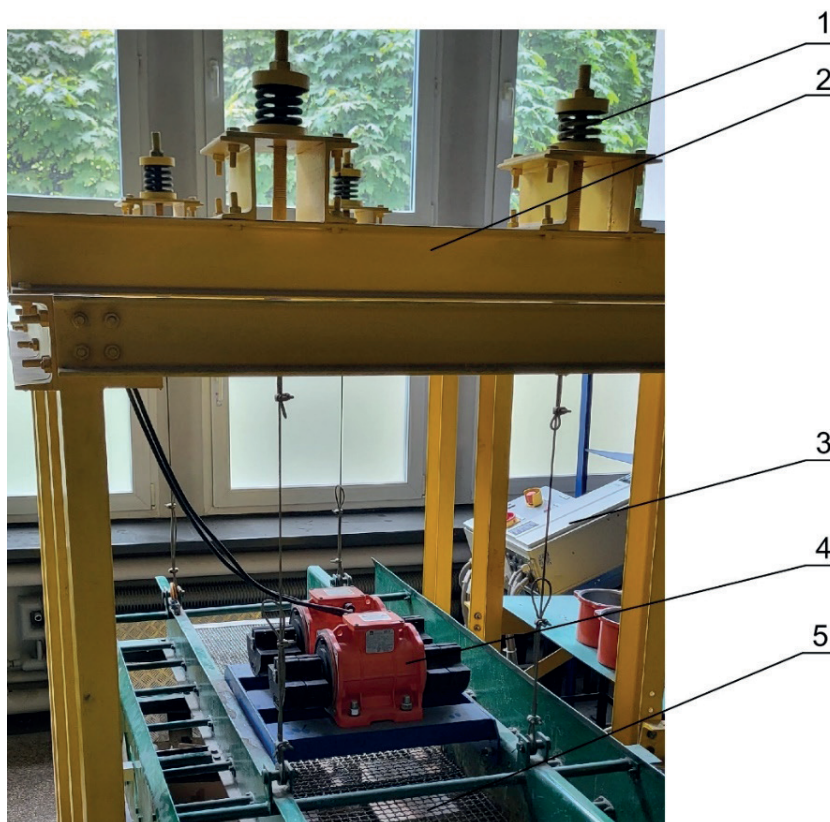
Jak wynika z rysunku 2, dla częstotliwości rezonansowej amplituda drgań przesiewacza dąży do wartości nieskończonej, a po przekroczeniu tej częstotliwości szybko maleje i dąży do wartości stałej. Zakładając zakres pracy przesiewacza co najmniej czterokrotnie powyżej rezonansu, możemy przyjąć, że w stanie ustalonym amplituda drgań będzie stała i wyniesie:

$$A_y = -\frac{m_0 r_0 \sin \alpha_1}{m} \quad (6)$$

Przy rozruchu amplituda ta będzie wyższa i zależna od tłumienia, a przede wszystkim od czasu i sposobu przejścia przez rezonans. Badania amplitudy podczas rozruchu pokazano w artykule (Feliks & Tomach, 2023), nie uwzględniały one jednak czasu rozruchu i wpływu zapotrzebowania na energię elektryczną.

2. Opis stanowisk i zastosowanych metod badawczych

Badania przeprowadzono w Katedrze Inżynierii Maszyn i Transportu AGH. Obiektem badanym był przesiewacz WP o odcinkowej trajektorii drgań z rzeszotem podwieszonym na układzie czterech stalowych lin mocowanych do rzeszota, a z drugiej strony do układu podparcia sprężystego. Drgania o trajektorii odcinkowej generowane były przez dwa silniki wibracyjne 3PH – 6-biegunowe, typ MVE 500/1E-50A0 o mocy 0,55 kW, prędkości znamionowej 1000 obr/min (50 Hz). Silniki te umieszczone są na ramie przymocowanej do rzeszota nad pokładem sitowym, mają przeciwny zwrot obrotów, a ich wzajemne bliskie położenie umożliwia wystąpienie efektu „samosynchronizacji” wibratorów. Widok tego stanowiska badawczego wraz z zaznaczeniem najważniejszych elementów przedstawiono na rysunku 3.



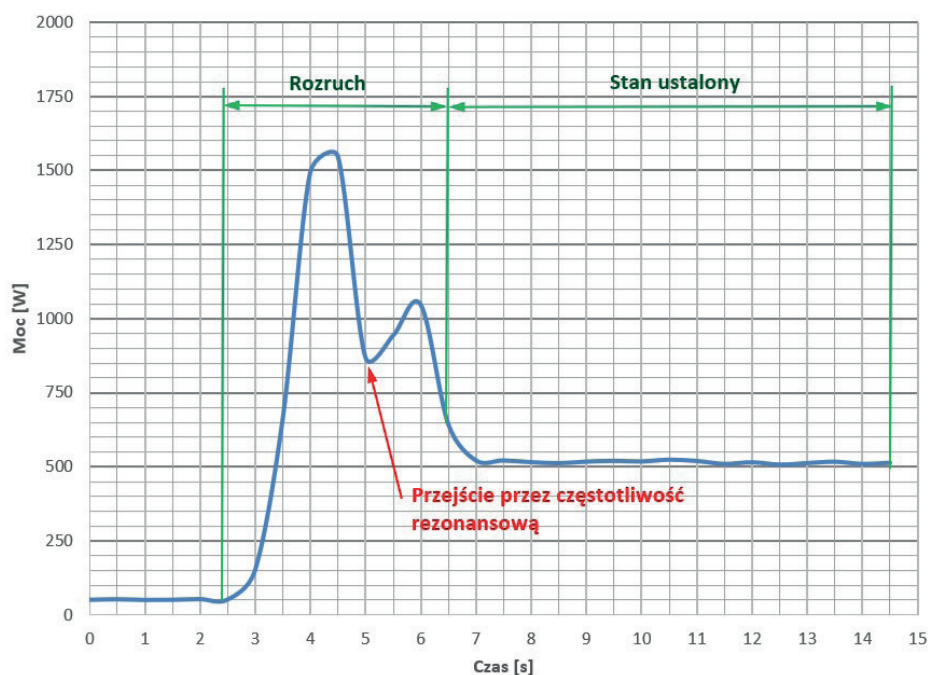
Rys. 3. Widok stanowiska badawczego przesiewacza wibracyjnego o drganiach prostoliniowych WP: 1 – podpora sprężysta; 2 – rama; 3 – układ zasilania i sterowania; 4 – silniki wibracyjne; 5 – powierzchnia sita

Celem przeprowadzonych badań było między innymi wykazanie wpływu nastawionego czasu rozruchu na parametry ruchu drgającego przesiewacza. Dlatego też do jego rozruchu zastosowano falownik (przełącznik częstotliwości) Lenze AC Tech SMV ESV552 o mocy 5,5 kW, który umożliwił uzyskanie przyrostu częstotliwości zasilania od 0 do 50 Hz w zadanym czasie – w sposób liniowy. Zastosowany układ zasilania i sterowania (pozycja 3 – rys. 3) umożliwił także pomiar i rejestrację mocy przy wykorzystaniu cyfrowego watomierza trójfazowego Metrix PX0120 oraz natężenia prądu miernikiem cyfrowym DPM V14, przy czym przedstawione w artykule wyniki pomiarów uwzględniają moc pobieraną przez cały układ (w tym 50 W mocy pobieranej przez tyrystorowy przełącznik częstotliwości). Badania prowadzono równolegle z pomiarami parametrów ruchu drgającego przesiewacza podczas rozruchu – wykonano je w punkcie rzeszota znajdującego się na wysokości pokładu sitowego oraz pokrywającego się z płaszczyzną prostopadłą do burty rzeszota, będącą jednocześnie płaszczyzną symetrii układu napędowego (równoległą do osi wibratorów).

3. Badania poboru mocy podczas rozruchu przesiewacza

Badania przeprowadzono, skupiając się na dwóch aspektach: analizie mechanicznej (analizie trajektorii drgań) opisaną w pracy (Feliks & Tomach, 2023) oraz elektrycznej (określeniu zapotrzebowania na moc podczas rozruchu). Eksperymenty wykonano dla ustalonych czasów rozruchu, wynoszących: 0 s, 0,1 s, 0,2 s, 0,5 s, 1 s, 2 s, 3 s, 4 s i 8 s. Mierzono wtedy natężenie prądu i wartość mocy pobieranej przez napęd przesiewacza w czasie rozruchu.

Moc była mierzona i rejestrowana w sposób ciągły, natomiast pomiar natężenia prądu prowadzono w celu określenia jego wartości maksymalnej. Przykładowy przebieg zmian mocy pobieranej przez napęd przesiewacza w trakcie rozruchu pokazano na rysunku 4.



Rys. 4. Przykładowy wykres mocy chwilowej dla czasu rozruchu 4 s

W początkowym etapie rozruchu można zaobserwować wyraźny wzrost mocy chwilowej do wartości maksymalnej, co jest wynikiem uzyskania koniecznego momentu rozruchowego. Następnie w miarę zbliżania się do częstotliwości rezonansowej układu zapotrzebowanie na moc maleje (lokalne minimum mocy). Aby układ drgający przekroczył tę częstotliwość i przeszedł do obrotów ustalonych, konieczne jest powtórne zwiększenie momentu, co powoduje wzrost poboru mocy napędu. Wyniki pomiarów maksymalnej wartości natężenia prądów zarejestrowanych w trakcie rozruchu i maksymalną wartość mocy chwilowej pokazano w tabeli 1. Na podstawie wyników badań zauważyć można wyraźne obniżenie maksymalnej mocy chwilowej w przypadku długich czasów rozruchu (powyżej 2 s), natomiast w krótszych okresach (do 1 s) przejście przez częstotliwość rezonansową powoduje znaczny wzrost wielkości mocy.

Tabela 1. Maksymalne natężenie prądu podczas rozruchu i odpowiadająca mu moc chwilowa

Czas rozruchu [s]	Maksymalne natężenie prądu [A]	Maksymalna moc chwilowa [kW]
0,0	4,55	5,11
0,1	4,32	4,88
0,2	4,63	5,19
0,5	3,55	4,09
1,0	2,42	2,93
2,0	1,23	1,73
3,0	1,22	1,71
4,0	1,16	1,65
8,0	0,96	1,45

Wartość zarówno natężenia prądu, jak i mocy jest stała dla trzech pierwszych czasów wynoszących 0 s, 0,1 s i 0,2 s i wynosi ok. 4,5 A i 5 kW, co stanowi 4,5-krotność mocy znamionowej. W przypadku dłuższych czasów rozruchu wartości mierzone spadają i są niewiele większe od wartości znamionowych. W stanie ustalonym napęd przesiewacza pobierał ok. 520 W energii, co stanowi połowę mocy znamionowej.

4. Podsumowanie

W artykule zaprezentowano rezultaty badań wpływu czasu rozruchu przesiewacza na jego parametry energetyczne. Otrzymane wyniki wskazują, że czas ten ma ogromny wpływ na maksymalną chwilową moc pobieraną przez przesiewacz. Z badań tych można wyciągnąć następujące wnioski:

- Dla czasów rozruchu poniżej 0,2 s maksimum mocy chwilowej jest stałe i wynosi ok. 5 kW (prąd fazowy 4,5 A). Stanowi to 4,5-krotność mocy znamionowej, co mieści się w zakresie dopuszczalnego przeciążenia silnika. Brak różnic w wartościach pobieranej mocy związany jest najprawdopodobniej ze zbyt małym momentem rozruchowym silnika uniemożliwiającym rozruch silnika w czasie poniżej 0,2 s.
- Dłuższe czasy rozruchu znacząco zmniejszają maksymalną pobieraną moc chwilową. Znaczący spadek zauważano dla czasów od 0,5 s do 2,0 s. Powyżej tego przedziału następuje stabilizacja wartości pobieranej mocy na poziomie od 1,5 kW do 1,7 kW.
- Analiza zmian pobieranej mocy w trakcie rozruchu (rys. 4) pozwala dodatkowo na identyfikację dwóch etapów rozruchu przesiewacza: od zera do częstotliwości rezonansowej oraz od częstotliwości rezonansowej do stanu ustalonego. Przy obrotach zgodnych z częstotliwością rezonansową można zaobserwować lokalne minimum mocy pobieranej przez silniki. Minimum to jest mniej widoczne w przypadku krótkich czasów rozruchu i charakteryzuje się zmianą kąta nachylenia krzywej mocy (zmianą szybkości spadku tej mocy).
- W aspekcie energochłonności najkorzystniejsze jest, kiedy czas rozruchu jest dłuższy niż 2,0 s. Pozwoliłoby to nawet na trzykrotne zmniejszenie zapotrzebowania mocy przez napęd. To w konsekwencji pozwala na dobór silników o znacznie niższej mocy wynoszącej 0,173 kW. Wynika to z dopuszczalnego pięciokrotnego przeciążenia napędu (dwa silniki) podczas rozruchu ($1,73 \text{ kW} / 5 / 2 = 0,173 \text{ kW}$). Jest to wartość niższa od mocy pobieranej w stanie ustalonym wynoszącej 0,52 kW (czyli ok. 0,26 kW na silnik). W badanym przesiewaczu przy zastosowaniu rozruchu trwającego 2,0 s można zminimalizować wielkość napędu do silników o mocy 0,3 kW (redukcja mocy znamionowej o 45%), co pozwoli na bezpieczny rozruch i pracę w stanie ustalonym z mocą bliską mocy znamionowej.

Zastosowanie praktyczne przedstawionych w niniejszym artykule wyników badań stanowi przyczynek do opracowania nowych wytycznych doboru napędów przesiewaczy nadrezonansowych. Tak dobrany napęd ograniczy szkodliwe oddziaływanie na środowisko dzięki redukcji pobieranej mocy (mocy biernej), ograniczeniu wartości amplitudy rezonansowej, a także zmniejszy koszty eksploatacji oraz zakupu przesiewacza.

Literatura

- Banaszewski, T. (1990). *Przesiewacze*. Wydawnictwo Śląsk.
- Bento Linhares, T., & Santos Vimieiro, C. B. (2021). Analysis of the dynamic forces acting on a vibrating screen and its support structure using a scale model. *Measurement*, 176, 109179. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2021.109179>
- Feliks, J., & Filipowicz, A. (2008). Przesiewacze w wytwórniach mas mineralno-bitumicznych. *Kopaliny: Surowce i Maszyny Budowlane*, 1, 73–75.

- Feliks, J., & Tomach, P. (2023). The Impact of Vibrating Screen Startup Time on Vibration Amplitude and Energy Consumption in Transient State. *Energies*, 16(20), 7129. <https://doi.org/10.3390/en16207129>
- Feliks, J., Tomach, P., Foszcz, D., Gawenda, T., & Olejnik, T. (2021). Research on the new drive of a laboratory screen with rectilinear vibrations in transient states. *Energies*, 14(24), 1–16.
- Gawenda, T., Stempkowska, A., Saramak, D., Foszcz, D., Krawczykowska, A., & Surowiak, A. (2022). Assessment of Operational Effectiveness of Innovative Circuit for Production of Crushed Regular Aggregates in Particle Size Fraction 8–16 mm. *Minerals*, 12(5), 634. <https://doi.org/10.3390/min12050634>
- Modrzewski, R. (2020). *Przesiewacze sitowe materiałów uziarnionych: Wpływ konstrukcji maszyn przesiewających na jakość produktów przesiewania* (Wydanie pierwsze). Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej.
- Modrzewski, R., & Wodziński, P. (2013). Analysis of screening process of crushed basalt performed by a double-frequency screen. *Physicochemical Problems of Mineral Processing*, 49(1), 81–89.
- Sidor, J., Feliks, J., Mazur, M., & Tomach, P. (2015). Technika wibracyjna w przeróbce surowców mineralnych. W K. Krauze (Red.), *Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie 2014* (s. 101–111). Wydawnictwa AGH.
- Tomach, P., & Feliks, J. (2022). Badania parametrów pracy laboratoryjnego przesiewacza wibracyjnego o drganiach prostoliniowych w stanach nieustalonych. W: *Nauka – Technika – Technologia. Tom 6* (s. 149–163). Wydawnictwa AGH. https://doi.org/10.7494/978-83-67427-15-9_9
- Yu, C., Geng, R., & Wang, X. (2021). A Numerical Study of Separation Performance of Vibrating Flip-Flow Screens for Cohesive Particles. *Minerals*, 11(6), 631. <https://doi.org/10.3390/min11060631>