

2 (558) 2024

Mining

**INFORMATICS AUTOMATION
AND ELECTRICAL ENGINEERING**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL

INFORMATICS
INFORMATYKA

ELECTRICAL ENGINEERING
ELEKTRONIKA

AUTOMATION
AUTOMATYKA

CZASOPISMO NAUKOWO-TECHNICZNE

Mining – Informatics Automation and Electrical Engineering



Mining

**INFORMATICS AUTOMATION
AND ELECTRICAL ENGINEERING**

CZASOPISMO NOWOCZESNEGO GÓRNICTWA

NO. 2 (558) 2024

AUTOMATYKA

ELEKTRONIKA I ELEKTROTECHNIKA

INŻYNIERIA MECHANICZNA

INFORMATYKA TECHNICZNA I TELEKOMUNIKACJA

INŻYNIERIA ŚRODOWISKA

GÓRNICTWO I ENERGETYKA

INŻYNIERIA MATERIAŁOWA

NAUKI O ZARZĄDZANIU I JAKOŚCI



WYDAWNICTWA AGH
KRAKÓW 2024

ISSN 2449-6421

Przewodniczący Rady Naukowej

Grzegorz Cieplok, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków (Polska)

Sekretarz Rady Naukowej

Tomasz Rokita, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków (Polska)

Członkowie Rady Naukowej

Dariusz Andriukatis, Kaunas University of Technology, Kaunas (Litwa)

Imashev Askar, Karaganda Technical University, Karaganda (Kazachstan)

Naj Aziz, University of Wollongong, Wollongong (Australia)

Edward Chlebus, Politechnika Wrocławska, Wrocław (Polska)

George L. Danko, University of Nevada, Reno (USA)

Jiří Fries, Technical University of Ostrava, Ostrava (Republika Czeska)

Waldemar Korzeniowski, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków (Polska)

Dou Lin-ming, China University of Mining and Technology, Xuzhou (Chiny)

Arkadiusz Mężyk, Politechnika Śląska, Gliwice (Polska)

Josph Molnar, University of Miskolc, Miskolc (Węgry)

Jacek Paraszczak, Laval University, Quebec (Kanada)

Liubomyr Romanushyn, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk (Ukraina)

Sorin Mihai Radu, University of Petrosani, Petrosani (Rumunia)

Yuan Shujie, Anhui University of Science and Technology, Huainan (Chiny)

Marek Sikora, Instytut Sztucznej Inteligencji i Cyberbezpieczeństwa, Katowice (Polska)

Radosław Zimroz, Politechnika Wrocławska, Wrocław (Polska)

Nenad Zrnić, University of Belgrade, Belgrade (Serbia)

Redakcja czasopisma

Redaktor naczelny – Krzysztof Krauze, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków (Polska)

Kierownik redakcji – Kamil Mucha, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków (Polska)

Redaktor techniczny – Tomasz Wydro, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków (Polska)

Redaktor strony internetowej – Marcin Nawrocki, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków (Polska)

Redaktorzy tematyczni

Automatyka i robotyka

Jerzy Świder, KOMAG, Gliwice (Polska) 

Elektronika i elektrotechnika

Tomasz Siostrzonek, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków (Polska) 

Inżynieria mechaniczna

Leonel Francisco Castañeda Heredia, Uniwersytet EAFIT, Medellín (Kolumbia) 


Informatyka techniczna

Ryszard Klempka, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków (Polska) 

Telekomunikacja

Antoni Wojaczek, Politechnika Śląska, Gliwice (Polska) 

Inżynieria środowiska, górnictwo i energetyka

Horst Gondek, Uniwersytet Techniczny w Ostrawie, Ostrawa (Czechy) 

Inżynieria materiałowa

Vitalii Panchuk, Iwano-Frankiwski Narodowy Techniczny Uniwersytet Nafty i Gazu, Iwano-Frankiwsk (Ukraina) 

Nauki o zarządzaniu i jakości

Erika Sujová, Uniwersytet Techniczny w Zwoleniu, Zwolen (Słowacja) 

Opieka redakcyjna i korekta: Kamila Zimmnicka

Skład komputerowy: Maciej Torz

Projekt okładki i strony tytułowej: ROMEDIA-ART

© Wydawnictwa AGH, Kraków 2024, Creative Commons CC-BY 4.0 License

ISSN 2449-6421

Wydawnictwa AGH

al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

tel. 12 617 32 28, 12 636 40 38

e-mail: redakcja@wydawnictwoagh.pl

www.wydawnictwo.agh.edu.pl

Spis treści

Jacek Feliks

Badania poboru mocy przy rozruchu przesiewacza
o drganiach prostoliniowych 5

Piotr Kipczak

Analiza degradacji oleju hydraulicznego w koparce gąsienicowej
Doosan 380 LC-5 na podstawie badań czystości oleju metodą
laserowo-optyczną 13

Wojciech Korski, Wojciech Horak, Łukasz Bołoz, Roman Niestrój,
Artur Kozłowski

Bateryjna ładowarka LHD z niezależnym napędem kół 21

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 podłożu 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 podłożu 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):

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

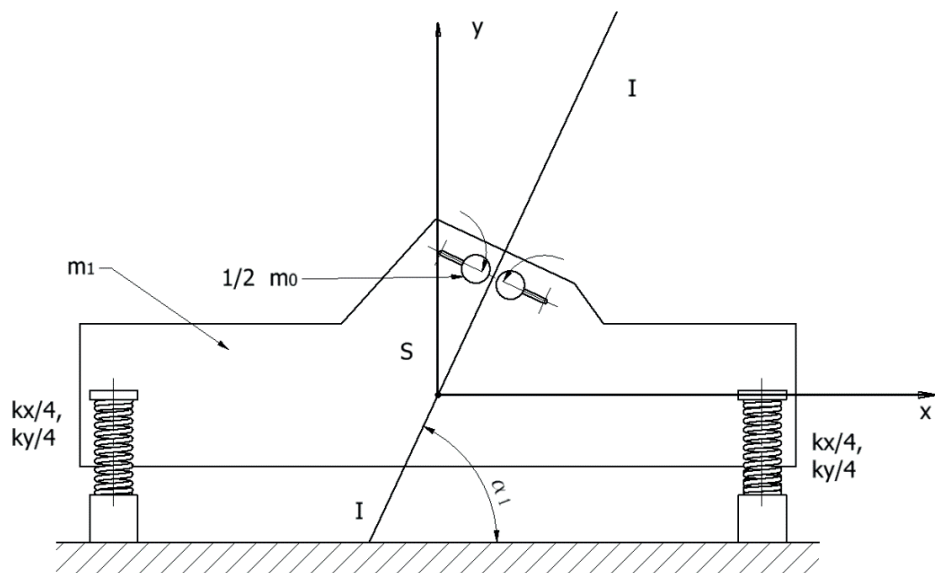
gdzie:

- m_1 – masa drgająca,
- m_0 – masa niewyważona,
- r_0 – mimośrodkowy promień masy niewyważonej,
- α_1 – kąt nachylenia osi I-I względem poziomu,
- 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:

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

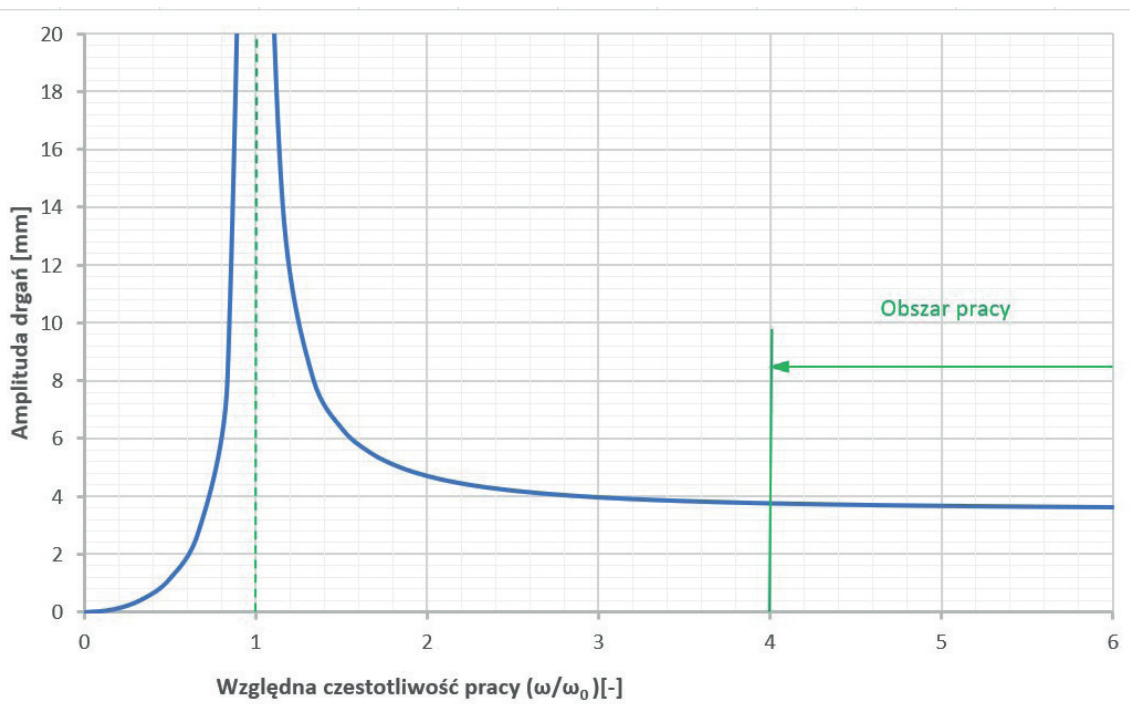
Po uwzględnieniu wzoru na częstotliwość własną:

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

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)

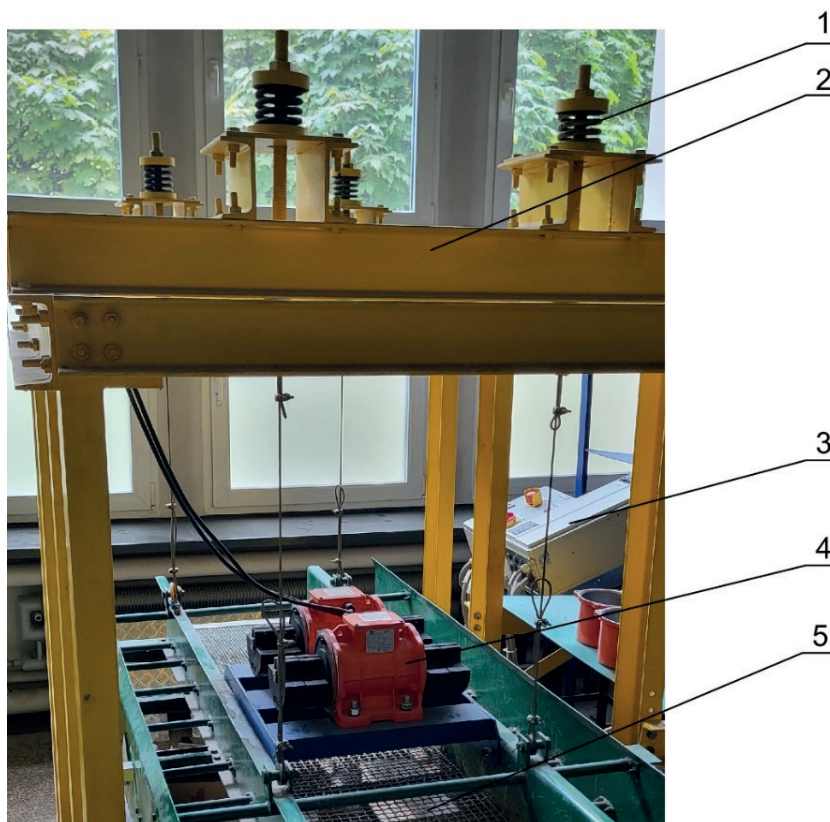
Jak wynika z rysunku 2, dla częstotliwości rezonansowej amplituda drgań przesiewacza dąży do wartości nieskończonej, a po przekroczeniu tej częstotliwości szybko maleje i dąży do wartości stałej. Zakładając zakres pracy przesiewacza co najmniej czterokrotnie powyżej rezonansu, możemy przyjąć, że w stanie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



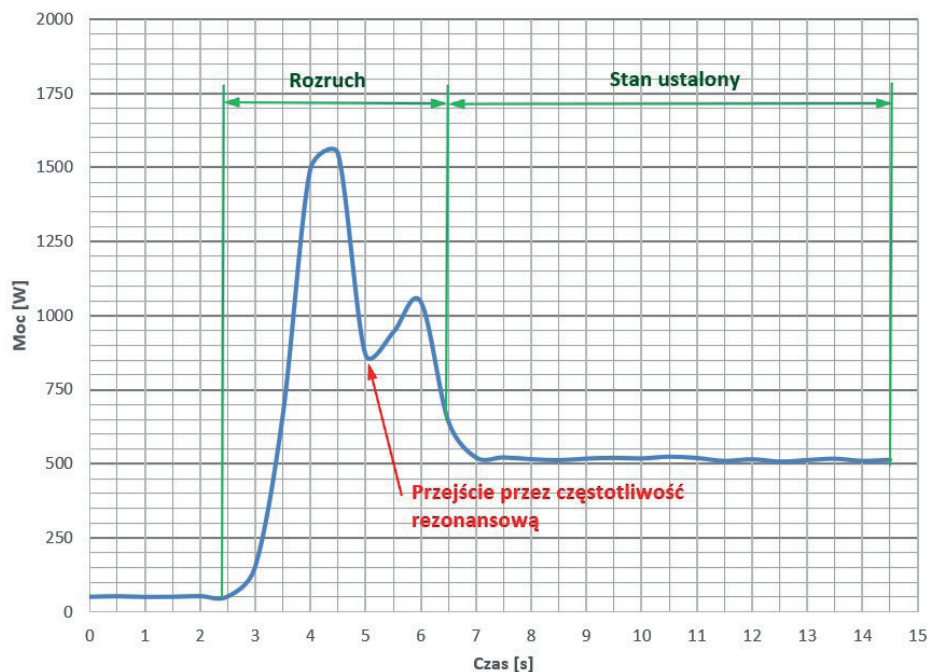
Rys. 3. Widok stanowiska badawczego przesiewacza wibracyjnego o drganiach prostoliniowych WP: 1 – podpora sprężysta; 2 – rama; 3 – układ zasilania i sterowania; 4 – silniki wibracyjne; 5 – powierzchnia sita

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>

Typ artykułu: eksperymentalny

<https://doi.org/10.7494/miag.2024.2.558.13>

Analiza degradacji oleju hydraulicznego w koparce gąsienicowej Doosan 380 LC-5 na podstawie badań czystości oleju metodą laserowo-optyczną

Piotr Kipczak Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Kraków, Polska, kipczak@agh.edu.pl

Streszczenie. W artykule przedstawiono analizę stanu i jakości oleju hydraulicznego stosowanego w koparce gąsienicowej Doosan 380 LC-5 eksploatowanej w kopalni surowców skalnych. Celem badań była analiza zmian jakościowych oleju hydraulicznego Orlen Hydrol L-HV 46 w funkcji ilości przepracowanych motogodzin oraz jej ocena do określania stanu oleju hydraulicznego w układzie. Badaniom poddano pięć próbek oleju, w tym jedną zawierającą olej świeży. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem mobilnego analizatora OPCom Portable Oil Lab, umożliwiającego ocenę czystości oleju metodą laserowo-optyczną zgodnie z normą PN-EN ISO 4406:2021. Uzyskane wyniki potwierdzają postępującą degradację oleju wraz z czasem eksploatacji oraz zasadność systematycznego monitoringu jego czystości.

Słowa kluczowe: olej hydrauliczny, czystość oleju hydraulicznego, diagnostyka tribologiczna

Laser-optical analysis of hydraulic oil degradation in a Doosan 380 LC-5 Excavator

Abstract. This paper presents an analysis of the condition and quality of hydraulic oil used in a Doosan 380 LC-5 crawler excavator operated under real working conditions. The objective of the study was to investigate qualitative changes in Orlen Hydrol L-HV 46 hydraulic oil as a function of operating hours and to assess the applicability of oil cleanliness analysis as a diagnostic tool for hydraulic systems. Five oil samples were analyzed, including one fresh oil sample. The tests were conducted using a mobile OPCom Portable Oil Lab analyzer manufactured by ARGO-HYTOS, enabling laser-optical oil cleanliness measurements in accordance with PN-EN ISO 4406:2021. The results confirm the progressive degradation of the hydraulic oil with increasing operating time and highlight the importance of systematic oil cleanliness monitoring.

Keywords: hydraulic oil, hydraulic oil cleanliness, tribological diagnostics

© 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

Układy hydrauliczne stanowią podstawowy zespół roboczy większości maszyn stosowanych w górnictwie odkrywkowym, budownictwie oraz przemyśle wydobywczym. Ich niezawodność oraz trwałość w znacznym stopniu zależą od jakości oleju hydraulicznego, który pełni funkcję medium przenoszącego energię, środka smarnego oraz czynnika odprowadzającego ciepło. W warunkach długotrwałej eksploatacji olej hydrauliczny podlega stopniowej degradacji, spowodowanej m.in. oddziaływaniami mechanicznymi, podwyższoną temperaturą pracy, utlenianiem oraz zanieczyszczeniami stałymi pochodzącymi z procesów zużycia elementów układu (Chalamoński, 2004; Jędrzykiewicz i in., 2016).

Zanieczyszczenia stałe obecne w oleju hydraulicznym stanowią jedną z głównych przyczyn przyspieszonego zużycia pomp, zaworów rozdzielających oraz elementów wykonawczych. Szacuje się, że ponad 70% awarii układów hydraulicznych spowodowanych jest zanieczyszczeniami obecnymi w oleju hydraulicznym (Kotwica i in., 2017; Ng i in., 2017). Nawet niewielki wzrost liczby cząstek o określonych rozmiarach może prowadzić do intensyfikacji procesów abrazyjnych oraz erozyjnych, skracając żywotność podzespołów hydraulicznych (PN-EN ISO 4406:2021; Władzielczyk & Kipczak, 2019). Z tego względu coraz większe znaczenie w praktyce eksploatacyjnej zyskują metody diagnostyki olejowej, pozwalające na ocenę stanu medium roboczego bez konieczności unieruchomienia maszyny roboczej (PN-ISO 4406:2021; Totten, 2006).

Jednym z podstawowych parametrów diagnostycznych oleju hydraulicznego jest jego czystość, określana zgodnie z międzynarodowymi normami klasyfikacyjnymi (PN-EN ISO 4406:2021). Analiza czystości oleju umożliwia nie tylko ocenę stopnia jego degradacji, lecz również pośrednią ocenę stanu technicznego układu hydraulicznego (Novak et al., 2020). Celem niniejszego artykułu jest ocena stopnia degradacji oleju hydraulicznego w koparce gąsienicowej Doosan 380 LC-5 na podstawie badań czystości oleju wykonanych metodą laserowo-optyczną według normy PN-EN ISO 4406:2021.

2. Obiekt badań

W kopalniach surowców skalnych koparki jednonaczyniowe stosowane są do wykonywania szeregu robót związanych nie tylko z załadunkiem urobionego materiału skalnego na środki transportu, ale również do czyszczenia spągu, wyrównywania ociosu, jako nośnik młotów hydraulicznych do rozbijania brył nadgabarytowych itp. Z tego powodu są one zaliczane do maszyn podstawowych w technologicznym ciągu pozyskiwania surowców skalnych.

Obiektem badań była koparka gąsienicowa Doosan 380 LC-5, zaliczana do klasy koparek jednonaczyniowych o dużych masach, pracująca w zakładzie pozyskiwania kruszywa skalnego. Koparka ta wyposażona jest w rozbudowany układ hydrauliczny napędzający jej wszystkie podukłady robocze. Pracowała ona przy zmiennych obciążeniach dynamicznych (załadunek kruszywa, czyszczenie spągu, rozbijanie brył nadgabarytowych za pomocą młota hydraulicznego). Należy także podkreślić, że środowisko pracy badanej koparki charakteryzowało się dużymi wahaniami temperatury wynoszącymi nawet 12°C, wysoką wilgotnością, spowodowaną znacznymi opadami atmosferycznymi oraz dużym zapyleniem, co przyspiesza procesy zużywania się oleju hydraulicznego.

W układzie hydraulicznym zastosowano olej Orlen Hydrol L-HV 46 o klasie lepkości ISO VG 46, przeznaczony do pracy w wysoko obciążonych układach hydraulicznych i charakteryzujący się podwyższonym wskaźnikiem lepkości ($VI = 145$). Olej spełnia wymagania normy PN-EN ISO 6743-4:2015, co potwierdza jego przydatność do stosowania w nowoczesnych układach hydraulicznych maszyn roboczych o wysokich wymaganiach eksploatacyjnych (PN-EN ISO 11158:2025). Olej ten został poddany szczegółowej analizie diagnostycznej.

Badaniom poddano pięć próbek oleju hydraulicznego Hydrol L-HV 46. Jedną próbkę stanowił olej świeży, pobrany bezpośrednio z oryginalnego opakowania producenta, natomiast cztery kolejne próbki pochodziły z układu hydraulicznego koparki i zostały pobrane po określonej liczbie przepracowanych przez nią motogodzin (co około 200 mth). Tak dobrany materiał badawczy umożliwił porównanie stanu oleju nowego z olejem eksploatowanym oraz ocenę dynamiki zmian jakościowych oleju zachodzących w trakcie użytkowania koparki.

3. Metodyka badań

Badania czystości oleju hydraulicznego przeprowadzono z wykorzystaniem mobilnego analizatora OPCOM Portable Oil Lab firmy ARGO-HYTOS (rys. 1), przeznaczonego do diagnostyki olejowej układów hydraulicznych maszyn roboczych w warunkach eksploatacyjnych. Zastosowanie urządzenia mobilnego umożliwiło wykonywanie pomiarów bezpośrednio na obiekcie badań (rys. 2), bez konieczności transportu próbek do laboratorium, co istotnie ograniczyło ryzyko wtórnego zanieczyszczenia oleju oraz wpływu czynników zewnętrznych na wyniki pomiarów.



Rys. 1. Urządzenie pomiarowe OPCOM Portable Oil Lab ARGO-HYTOS

Analizator OPCOM Portable Oil Lab wykorzystuje laserowo-optyczną metodę zliczania cząstek, umożliwiającą precyzyjne określenie liczby cząstek stałych zawartych w oleju w określonych przedziałach wielkości. Metoda ta polega na rejestracji zmian natężenia promieniowania laserowego przechodzącego przez próbkę oleju, wywołanych obecnością cząstek zanieczyszczeń. Na podstawie zarejestrowanych sygnałów określana jest liczba oraz rozkład cząstek w poszczególnych klasach wymiarowych, co stanowi podstawę do dalszej klasyfikacji czystości oleju.

Próbki oleju hydraulicznego pobierano bezpośrednio ze zbiornika oleju koparki gąsienicowej Doosan 380 LC-5 przy zachowaniu zaleceń producenta aparatury pomiarowej.



Rys. 2. Pobieranie oleju hydraulicznego bezpośrednio ze zbiornika koparki Doosan 380 LC-5

Oceny czystości oleju hydraulicznego dokonano zgodnie z normą PN-EN ISO 4406:2021, która stanowi obecnie podstawowy i powszechnie stosowany standard klasyfikacji czystości cieczy roboczych w układach hydraulicznych. Norma ta umożliwia ilościową ocenę liczby cząstek stałych zawartych w oleju w trzech przedziałach wymiarowych, tj. $\geq 4 \mu\text{m}$, $\geq 6 \mu\text{m}$ oraz $\geq 14 \mu\text{m}$, mających kluczowe znaczenie dla zużycia podstawowych elementów układu hydraulicznego, takich jak pompy, główny zawór sterująco-rozdzielający, zawory przelewowe itp.

Wyniki pomiarów rejestrowano i archiwizowano w pamięci analizatora OPCOM Portable Oil Lab, a następnie poddano analizie porównawczej w funkcji liczby przepracowanych motogodzin maszyny. Tak przyjęta metodyka badawcza umożliwiła ocenę dynamiki zmian czystości oleju hydraulicznego w czasie oraz identyfikację tendencji degradacyjnych zachodzących w trakcie eksploatacji koparki Doosan 380 LC-5.

4. Analiza i omówienie wyników badań

Wyniki przeprowadzonych badań wykazały wyraźną zależność pomiędzy liczbą przepracowanych motogodzin koparki Doosan 380 LC-5 a stopniem zanieczyszczenia oleju hydraulicznego. Analiza próbek oleju pobieranych na kolejnych etapach eksploatacji potwierdziła postępujący charakter degradacji medium roboczego, wyrażający się wzrostem liczby cząstek stałych, pogorszeniem klasy czystości oleju oraz zmianami parametrów fizykochemicznych, takich jak wilgotność i przewodność elektryczna.

Zestawienie wyników dotyczących klas czystości oleju oraz zawartości wilgoci w funkcji liczby przepracowanych motogodzin przedstawiono w tabeli 1.

Olej świeży (0 mth) charakteryzował się najwyższą klasą czystości, odpowiadającą poziomowi wymaganemu dla nowych lub niedawno uruchomionych układów hydraulicznych. Wartości uzyskane dla oleju świeżego wskazują na prawidłowy stan początkowy medium roboczego oraz brak istotnych zanieczyszczeń wprowadzonych na etapie napełniania układu hydraulicznego olejem.

Tabela 1. Porównanie wielkości cząstek zanieczyszczeń według klasy czystości ISO z liczbą przepracowanych motogodzin wraz z wilgotnością względną

Liczba przepracowanych motogodzin [mth]	Klasa czystości ISO				Wilgotność [%]
	ISO > 4 μm	ISO > 6 μm	ISO > 14 μm	ISO > 21 μm	
0	19	16	14	11	26,2
195	20	17	14	12	31,2
380	20	18	14	13	38,3
560	21	19	14	13	45,3
700	22	19	15	14	56,7

Analiza danych zawartych w tabelach 1 i 2 wskazuje na systematyczny wzrost liczby cząstek stałych w oleju wraz z czasem eksploatacji koparki. Szczególnie widoczny jest wzrost klas czystości dla cząstek o średnicach $\geq 4 \mu\text{m}$ oraz $\geq 6 \mu\text{m}$, które są uznawane za najbardziej krytyczne z punktu widzenia zużycia elementów układu hydraulicznego. Wzrost tych klas o kilka poziomów świadczy o intensyfikacji procesów zużycia mechanicznego oraz stopniowym gromadzeniu się produktów eksploatacyjnych w oleju.

Równocześnie zaobserwowano wyraźny wzrost zawartości wilgoci w oleju hydraulicznym, która zwiększyła się z poziomu 26,2% dla oleju nowego do 56,7% po 700 mth pracy koparki. Taki przyrost wilgotności może wskazywać na przedostawanie się wody do układu hydraulicznego na skutek kondensacji pary wodnej, nieszczelności układu lub niewystarczającej skuteczności systemów filtracyjno-odpowietrzających zbiornika oleju.

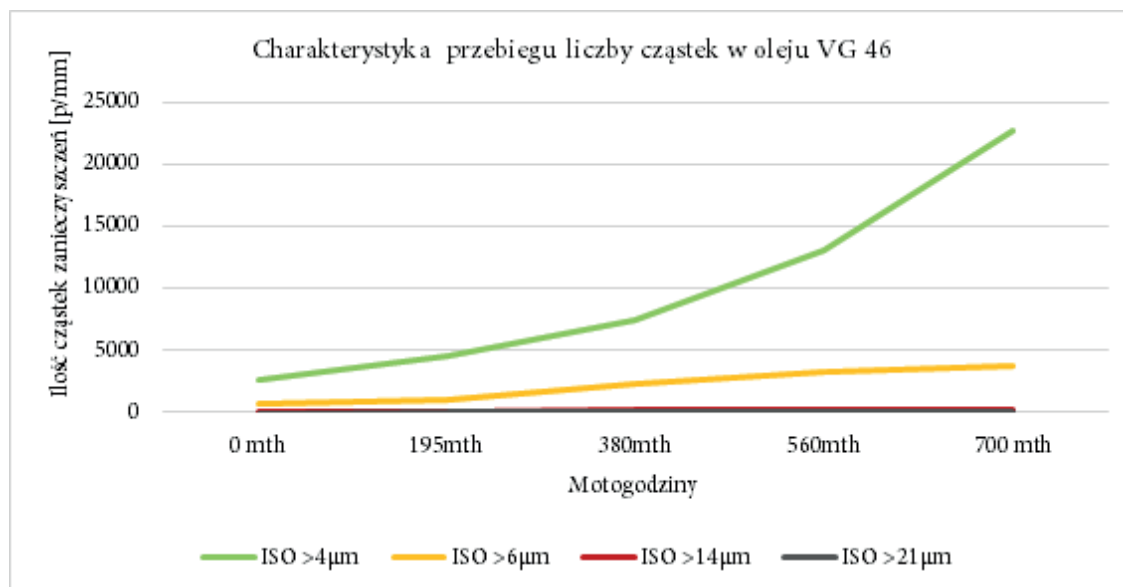
W tabeli 2 przedstawiono szczegółowe zestawienie liczby cząstek zanieczyszczeń w poszczególnych przedziałach wielkości oraz zmiany przewodności elektrycznej oleju w funkcji liczby przepracowanych motogodzin.

Tabela 2. Porównanie ilości cząstek zanieczyszczeń z liczbą przepracowanych motogodzin wraz z przewodnością dielektryczną

Liczba przepracowanych motogodzin [mth]	Klasa czystości ISO				Przewodność dielektryczna [$\mu\text{S}/\text{m}$]
	ppm > 4 μm	ppm > 6 μm	ppm > 14 μm	ppm > 21 μm	
0	2610	766	46	17	350
195	4791	1134	139	33	378
380	7523	2285	136	67	399
560	13 421	3214	158	74	406
700	22 653	3749	214	89	463

Graficzną interpretację zmian liczby cząstek zanieczyszczeń w funkcji czasu eksploatacji przedstawiono na rysunku 3.

Najbardziej dynamiczne zmiany zaobserwowano w przypadku cząstek o większych średnicach, co może wskazywać na nasilające się procesy zużycia elementów roboczych układu hydraulicznego w miarę wydłużania czasu eksploatacji oleju. Uzyskane wyniki jednoznacznie potwierdzają, że analiza czystości oleju hydraulicznego stanowi skuteczne narzędzie wczesnej diagnostyki stanu technicznego układu hydraulicznego oraz może być podstawą do podejmowania decyzji dotyczących terminów wymiany oleju i filtrów.



Rys. 3. Ilość cząstek zanieczyszczeń w oleju hydraulicznym zastosowanym w koparce Doosan 380 LC5

Systematyczny monitoring czystości oleju umożliwia identyfikację momentu, w którym dalsza eksploatacja medium roboczego może prowadzić do nadmiernego zużycia podzespołów, a w konsekwencji do wzrostu kosztów eksploatacyjnych i ryzyka awarii koparki.

5. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza próbek oleju hydraulicznego pobranych z układu hydraulicznego koparki Doosan 380 LC-5 na różnych etapach eksploatacji wykazała jednoznacznie, że stan oleju ulega stopniowemu pogorszeniu wraz ze wzrostem liczby przepracowanych motogodzin. Uzyskane wyniki potwierdzają, że degradacja oleju hydraulicznego jest procesem złożonym, uwarunkowanym jednoczesnym oddziaływaniem czynników mechanicznych, fizycznych oraz chemicznych, charakterystycznych dla intensywnej eksploatacji koparek w zakładach pozyskiwania surowców skalnych.

Najistotniejsze zmiany zaobserwowano w zakresie klasy czystości oleju, zawartości wody oraz właściwości elektrostatycznych. Wraz z czasem eksploatacji koparki odnotowano systematyczny wzrost liczby zanieczyszczeń cząstkami stałymi, co wskazuje na postępujące zużycie elementów układu hydraulicznego oraz ograniczoną skuteczność procesów filtracji w długim okresie użytkowania. Szczególnie niekorzystnym zjawiskiem był wzrost liczby cząstek o średnicach powyżej 4 µm oraz 6 µm, które mają istotny wpływ na intensyfikację procesów zużycia abrazyjnego w pompach, zaworach i siłownikach hydraulicznych.

Równoległe zaobserwowano wzrost zawartości wody w oleju hydraulicznym – z poziomu 26,2% dla oleju świeżego do 56,7% po około 700 mth eksploatacji. Obecność wody w oleju stanowi istotne zagrożenie eksploatacyjne, gdyż sprzyja korozji wewnętrznych elementów układu hydraulicznego, przyspiesza procesy utleniania oleju oraz prowadzi do pogorszenia jego właściwości smarnych. W konsekwencji może to skutkować obniżeniem lepkości oleju, wzrostem oporów ruchu oraz zwiększonym ryzykiem uszkodzeń elementów współpracujących.

Analiza zmian przewodności elektrycznej oleju wykazała jej wzrost z poziomu około 350 pS/m do 452 pS/m, co wskazuje na zachodzące zmiany chemiczne w strukturze oleju. Zjawisko to może świadczyć o degradacji dodatków uszlachetniających oraz obecno-

ści produktów utleniania, które sprzyjają powstawaniu osadów i szlamów. Tego rodzaju zanieczyszczenia mogą negatywnie wpływać na pracę zaworów, pomp oraz siłowników hydraulicznych, prowadząc do ich nieprawidłowego działania lub przedwczesnych awarii.

Szczególnie istotnym wskaźnikiem degradacji oleju była zmiana klasy czystości według normy PN-EN ISO 4406:2021. W trakcie eksploatacji maszyny odnotowano pogorszenie klasy czystości z poziomu 19/17/14/11 dla oleju nowego do 22/19/15/14 po około 700 mth pracy badanej koparki. Jednoznacznie wskazuje to na narastającą liczbę cząstek zanieczyszczeń, co bezpośrednio przekłada się na zwiększone ryzyko uszkodzeń układu hydraulicznego oraz obniżenie jego niezawodności.

Na podstawie przeprowadzonych badań sformułowano następujące wnioski końcowe:

1. Stan oleju hydraulicznego pogarsza się wraz ze wzrostem liczby przepracowanych motogodzin, co jest procesem naturalnym, jednak jego tempo może być istotnie przyspieszone przez niekorzystne warunki eksploatacyjne oraz niewystarczające procedury konserwacyjne.
2. Zanieczyszczenia w postaci cząstek stałych stanowią główny czynnik degradacji oleju i w dłuższym okresie mogą prowadzić do uszkodzeń pomp, zaworów oraz siłowników hydraulicznych.
3. Gwałtowny wzrost liczby cząstek o średnicach 4 μm oraz powyżej 14 μm wskazuje na konieczność intensyfikacji kontroli czystości oleju oraz regularnej wymiany elementów filtracyjnych.
4. Obecność wody w oleju ma istotny wpływ na pogorszenie jego właściwości smarnych oraz przyspieszenie procesów utleniania, dlatego monitoring wilgotności oleju powinien stanowić stały element diagnostyki eksploatacyjnej.
5. Podwyższona przewodność elektryczna oleju świadczy o jego stopniowej degradacji chemicznej i może prowadzić do powstawania osadów oraz zatykania kanałów hydraulicznych.
6. Na podstawie uzyskanych wyników zaleca się skrócenie okresów pomiędzy wymianą oleju oraz filtrów w koparce Doosan 380 LC-5, gdyż standardowe interwały serwisowe mogą być niewystarczające w analizowanych warunkach pracy.
7. Zastosowanie dodatkowych systemów filtracji oraz bardziej rygorystycznej kontroli jakości oleju może istotnie zwiększyć niezawodność funkcjonowania układu hydraulicznego koparki i wydłużyć jego trwałość, prowadząc do obniżenia kosztów eksploatacyjnych i konserwacyjnych.

W obszarze eksploatacji koparek jednonaczyniowych w górnictwie skalnym uzyskane wyniki badań stanu oleju stanowią istotną wskazówkę dla operatorów koparek oraz służb serwisowych. Systematyczna analiza parametrów oleju hydraulicznego oraz szybkie reagowanie na pierwsze oznaki jego degradacji pozwalają ograniczyć ryzyko poważnych awarii i znacząco wydłużyć trwałość kluczowych podzespołów układu hydraulicznego.

Finansowanie, podziękowania: Źródło finansowania przedstawionych w artykule badań – grant Narodowego Centrum Nauki 2021/05/X/ST8/01458.

Literatura






- Chalamoński, M. (2004). Podatność diagnostyczna układów hydrauliki maszynowej. *Zeszyty Naukowe/ Akademii Morskiej w Szczecinie*, 1(73), 117–127.
- Jędrzykiewicz, Z., Stojek, J., & Rosikowski, P. (2016). *Napęd i sterowanie hydrostatyczne*. Vist Sp. z o.o.
- Kotwica, K., Mendyka, P., Bołoz, Ł., Kulinowski, P., Kasza, P., Feliks, J., Tomach, P., Władzielczyk, K., Zarzycki, J., & Stopka, G. (2017). *Wybrane problemy urabiania, transportu i przeróbki skał trudnourabialnych* (t. 2). Wydawnictwa AGH.
- Ng, F., Harding, J. A., & Glass, J. (2017). Improving hydraulic excavator performance through in line hydraulic oil contamination monitoring. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 83, 176–193. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.06.006>

- Novak, N., Trajkovski, A., Kalin, M., & Majdič, F. (2023). Degradation of Hydraulic System due to Wear Particles or Medium Test Dust. *Applied Sciences*, 13(13), 7777. <https://doi.org/10.3390/app13137777>
- PN-EN ISO 6743-4:2015. *Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L) – Klasyfikacja – Część 4: Grupa H (Układy hydrauliczne)*.
- PN-EN ISO 4406:2021. *Napędy i sterowania hydrauliczne – Ciecze robocze – Metoda kodowania poziomu zanieczyszczeń w postaci cząstek stałych*.
- PN-EN ISO 11158:2025. *Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L) – Grupa H (układy hydrauliczne) – Specyfikacje dla olejów kategorii HH, HL, HM, HV i HG*.
- Totten, G.E. (Ed.). (2006). *Handbook of Lubrication and Tribology: Volume I: Application and Maintenance*. CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781420003840>
- Władzielczyk, K., & Kipczak, P. (2019). Ageing process of hydraulic oil in single-bucket excavators in rock mining. *New Trends in Production Engineering*, 2(1), 130–139. <https://doi.org/10.2478/ntpe-2019-0014>

Typ artykułu: eksperymentalny

<https://doi.org/10.7494/miag.2024.2.558.21>

Bateryjna ładowarka LHD z niezależnym napędem kół

Wojciech Korski¹ , Wojciech Horak² , Łukasz Bołoz² , Roman Niestroj³ ,
Artur Kozłowski¹ ¹ Sieć Badawcza Łukasiewicz – Instytut Techniki Innowacyjnych EMAG, Katowice, Polska² Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Kraków, Polska³ Politechnika Śląska, Wydział Elektryczny, Gliwice, Polska

✉ wojciech.korski@emag.lukasiewicz.gov.pl (W.K), horak@agh.edu.pl (W.H.),
boloz@agh.edu.pl (Ł.B., autor do korespondencji), roman.niestroj@polsl.pl (R.N.),
artur.kozlowski@emag.lukasiewicz.gov.pl (A.K.)

Streszczenie. W pracy przedstawiono budowę oraz rozwiązania konstrukcyjne układów zasilania i napędowego ładowarki LHD z innowacyjnym układem przeniesienia napędu typu *in-wheel drive*. Przedmiotowa ładowarka jest pojazdem typu BEV z wymiennym magazynem energii. Przeznaczona jest do pracy w warunkach podziemnych kopalni niezagrożonych wybuchem, zwłaszcza kopalni rud metali. Opracowana konstrukcja zawiera cztery niezależne, elektryczne układy napędowe usytuowane w zabudowie kół jezdnych. W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych, umożliwiających oszacowanie wymaganej mocy napędowej i zapotrzebowania na energię elektryczną w różnych reżimach i warunkach pracy ładowarki. Wyniki obliczeń wykorzystano do określenia parametrów podzespołów układów napędowych oraz pojemności baterii akumulatorów.

Słowa kluczowe: samojezdne maszyny górnicze, ładowarki LHD, napęd elektryczny, zasilanie bateryjne, BEV

BEV in-wheel drive LHD loader

Abstract. The paper presents the construction and the applied design solutions of a prototype, light LHD loader with an innovative in-wheel drive propulsion system. The subject machine is a BEV vehicle with a exchangeable energy storage. It is designed to work in underground mines with no explosion hazard, especially in metal ore mines. The developed structure includes four independent electric drive systems, integrated in the drive nodes, located in the construction of the road wheels. The paper presents the results of simulations used to estimate the required propulsion power and the demand for electric energy in various work regimes and operating conditions. The results of the calculations were used to determine the parameters of the electric drive system components as well as the battery energy/capacity. Additionally, the required parameters of the liquid cooling system for the in-node motors and motor inverters were estimated.

Keywords: self-propelled mining machines, LHD loaders, electric propulsion, battery power, supply, BEV

© 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)

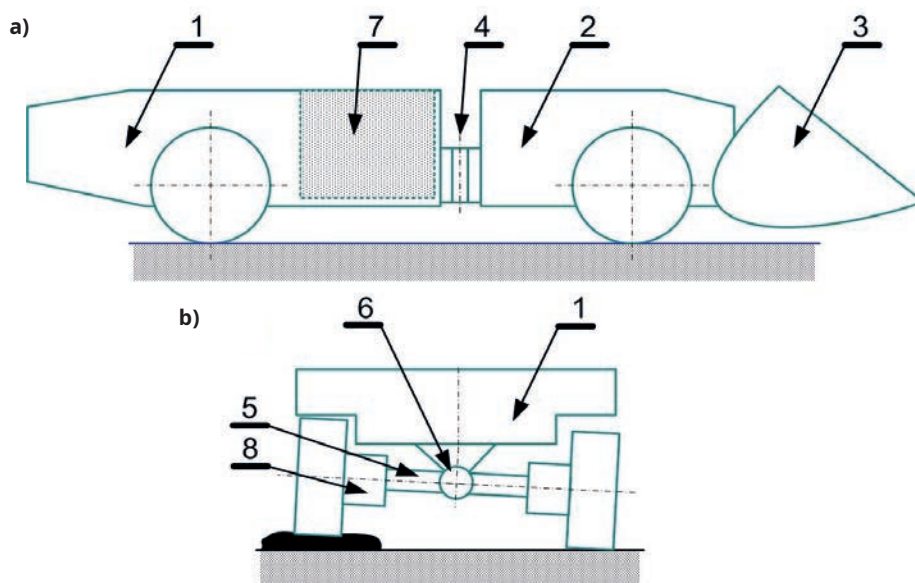
<https://www.miag.agh.edu.pl/>

ISSN 2449-6421

1. Wprowadzenie

Ładowarki LHD (*load, haul, dump*), będące kołowo-oponowymi ładowarkami łyżkowymi wysypującymi czołowo, wykorzystywane są do przenoszenia rozdrobnionego urobku w kopalniach. Pojazdy tego typu poruszają się wzdłuż tunelu kopalnianego, który zazwyczaj ma długość kilkuset metrów, transportując urobek z przodka do punktu przeładunkowego. W stosunku do typowych ładowarek czołowych wyróżnia je niewielka wysokość oraz duża wydajność, ponadto charakteryzują się dużą zwrotnością. Mała wysokość ładowarki zapewnia możliwość dotarcia do miejsc w kopalni z bardzo niskim stropem. Ładowarki LHD są jednymi z najczęściej wykorzystywanych maszyn górniczych w podziemnych kopalniach prowadzących eksploatację systemem komorowo-filarowym, w szczególności gdy dostęp jest trudny lub niebezpieczny.

Jednym z najważniejszych elementów ładowarek LHD (rys. 1a) jest ciągnik (1), połączony z platformą (2) za pomocą przegubu (4) o osi pionowej. Przegubowe połączenie ciągnika (1) i platformy (2) wraz z siłownikami hydraulicznymi odpowiada za skręt maszyny. Do platformy (2) przymocowana jest łyżka robocza (3). Między ciągnikiem (1) a kołyską (5) znajduje się przegub (6) o osi poziomej (rys. 1b). Przegubowo połączona kołyska (5) odpowiada za możliwość przejazdu przez nierówności. Zespoły napędowe (8) zamontowano w bezpośrednim pobliżu kół jezdnych, natomiast baterię (7) zlokalizowano w środkowej części ładowarki.



Rys. 1. Schemat budowy przegubowej ładowarki LHD:
a) widok ogólny maszyny; b) widok na kołyskę ciągnika

Ze względu na specyfikę miejsca użytkowania ładowarek LHD korzystne jest dążenie do ograniczenia emisyjności tego typu pojazdów. W związku z tym jeden z etapów rozwoju konstrukcji ładowarek LHD polega na zastąpieniu konwencjonalnych, spaliniowych układów napędowych przez układy z silnikami elektrycznymi. Dodatkową korzyścią wynikającą z zastosowania napędów elektrycznych jest uproszczenie konstrukcji maszyny i idące za tym zwiększenie trwałości i niezawodności ładowarki, także ze względu na mniej skomplikowaną diagnostykę układów z napędami elektrycznymi.

Obiekt badawczy to lekka bateryjna ładowarka LHD o oznaczeniu EV-LKP1, będąca przedmiotem projektu realizowanego w kooperacji Instytutu Technik Innowacyjnych EMAG oraz firmy Bumech S.A.

Ładowarka EV-LKP1 jest pojazdem typu BEV (*battery electric vehicle*), przy czym wymienny magazyn energii (*battery swap*) usytuowany jest w środkowej części maszyny.

ny roboczej (poz. 7, rys. 1b). Zastosowanie wymiennego magazynu energii jest ważnym aspektem eksploatacji omawianej ładowarki. Możliwość szybkiej wymiany baterii w przypadku jej rozładowania wiąże się z krótką przerwą techniczną, po czym maszyna jest gotowa do dalszej pracy. Konstrukcja układu napędowego ładowarki umożliwia odzysk energii w trakcie hamowania oraz zjazdu ze wzniesienia, co ma przekładać się na wydłużenie czasu pracy pomiędzy kolejnymi wymianami baterii.

Do budowy magazynu energii wykorzystano baterię akumulatorów litowo-jonowych o stosunkowo dużej pojemności, zapewniającej zadowalającą długotrwałość pracy maszyny. Wydajność prądowa magazynu energii została tak dobrana, żeby układ napędowy maszyny mógł zapewnić jej konkurencyjne osiągi. W procesie projektowania duży nacisk położono na bezpieczeństwo cel litowo-jonowych oraz bezpieczeństwo funkcjonalne magazynu energii. Cel ten osiągnięto między innymi dzięki zastosowaniu hierarchicznego układu monitorowania i zarządzania pracą zespołu wraz z zestawem czujników oraz aktywnym układem zarządzania temperaturą.

Na tle istniejących rozwiązań o zbliżonej ładowności, projektowana ładowarka wyróżnia się zastosowaniem indywidualnego napędu elektrycznego w każdym kole (*in-wheel drive*) (poz. 8, rys. 1b). Każdy z czterech napędów (silników z falownikami i przekładniami) tworzy oddzielny zespół napędowy zapewniający uzyskanie zakładanych warunków jazdy, jak i hamowania ładowarki. Wyposażony jest w indywidualny układ sterowania i kontroli warunków pracy, jak również układ chłodzenia.

2. Przegląd literatury

W ostatnich latach zaobserwować można przyspieszony rozwój konstrukcji maszyn górniczych, w tym ładowarek LHD, zwłaszcza w kierunku zasilania baterijnego, systemów wspomagania, zdalnego sterowania oraz autonomii pracy (Bołoz, 2021). Przy czym projektowanie maszyn dla górnictwa podziemnego wymaga stosowania nowoczesnych metod, które pozwalają na spełnienie wymagań użytkowników przy uwzględnieniu niezwykle trudnych warunków pracy (Eger et al., 2008a; Eger et al., 2008b).

W przypadku pracy maszyn w zamkniętych przestrzeniach, z ograniczonym dopływem powietrza, silniki elektryczne mogą być skuteczną alternatywą dla silników spalinowych. W takich warunkach brak zużycia tlenu oraz emisji spalin przez jednostkę napędową może stanowić szczególnie pożądaną właściwość (Fugiel et al., 2017; Hartman et al., 1987). Dodatkową korzyścią wynikającą z zastosowania napędów elektrycznych jest ich wysoka sprawność (zbliżona do 90%), co przekłada się na ograniczenie emisji ciepła do otoczenia przez maszynę.

Wyzwania przy projektowaniu współczesnych maszyn przeznaczonych do pracy pod ziemią obejmują również aspekty związane z bezpieczeństwem i higieną pracy, w tym coraz częściej poruszanego problemu nadmiernego hałasu (Biały et al., 2021). W tym również widoczna jest istotna przewaga napędów elektrycznych. Ponadto elektryczna jednostka napędowa jest mniej skomplikowana (Bołoz, 2021; Priyadarshini Nayak, 2023) od układów spalinowych, co wpływa na zwiększanie niezawodności i trwałości maszyny.

W kopalni dochód jest bezpośrednio uzależniony od tempa wydobycia. O tempie wydobycia decydują przede wszystkim takie parametry, jak: załadunek, odstawa i zwałowanie, a także wiercenie, strzelanie, obudowywanie itp. (Priyadarshini Nayak, 2023). Im większa liczba powtórzeń tego cyklu, tym wyższa jest wydajność transportu. Z tego względu, a także z uwagi na bezpieczeństwo, pożądane jest zautomatyzowanie pojazdów LHD (Dragt et al., 2005; Ye et al., 2022). Trend ten jest zbieżny z kierunkiem rozwoju ładowarek LHD polegającym na zastosowaniu napędów elektrycznych, które ze względu na swoją specyfikę umożliwiają opracowywanie złożonych systemów kontroli, sterowania i monitorowania parametrów pracy.

Zasilanie baterijne maszyn stanowi wyzwanie konstrukcyjne i ekonomiczne (Burd et al., 2021). W akumulatorowych pojazdach elektrycznych zasięg (bądź czas pracy) zależy od pojemności elektrycznej magazynu. Większa pojemność akumulatora wiąże się z większą masą pojazdu, co ma skutek odwrotny do zamierzonego. Istotne jest odpowiednie

wyważenie tych aspektów w maszynach typu LHD, uwzględniające przede wszystkim planowane użytkowanie maszyny i organizację pracy użytkownika. Aspekt ekonomiczny wyrażany jest tu zarówno w efektywności transportu (transport pustej pojemności magazynu energii), jak i koszcie samych akumulatorów. Wymienne magazyny energii wymagają odpowiedniej konstrukcji mechanicznej, współgrającej gabarytowo z resztą pojazdu oraz uwzględnienia sposobu mocowania i wymiany (potencjalnie także opracowania dedykowanych systemów na samej maszynie).

Pojazdy akumulatorowo-elektryczne (BEV) z napędem na cztery koła, napędzane wieloma silnikami umieszczonymi na różnych osiach, zyskują na popularności szczególnie w grupie pojazdów użytkowych, oferując znakomitą dynamikę i bezpieczeństwo. Stwarzają one nowe możliwości odnośnie do kontroli trakcji oraz zastosowania układów przeciwblokujących (typu ABS) (Ivanov et al., 2015; Nasri et al., 2016). Kluczowe w takim rozwiązaniu jest odpowiednie rozdzielenie przepływu energii pomiędzy źródłem zasilania a poszczególnymi zespołami napędowymi – dotyczy to zarówno kwestii realizacji napędu, jak i hamowania (Cui et al., 2023; Xu et al., 2016).

Wśród dostępnych na rynku rozwiązań konstrukcyjnych ładowarek LHD wyposażonych w zasilanie bateryjne, o ładowności zbliżonej do przypadku omawianego w niniejszym opracowaniu, można wskazać na wóz dostawczy Artisan A4 o ładowności 4 ton, wyposażony w baterie o pojemnościach 88–133 kWh i sumarycznej mocy napędowej 250 kW. Innym rozwiązaniem jest ładowarka LH518B firmy Sandvik, o ładowności 18 ton, wyposażona w trzy silniki elektryczne (2×180 kW na przedniej osi oraz jeden silnik 180 kW na tylnej osi), zasilane baterią o pojemności 353 kWh. Zbliżona, ale o nieco mniejszej pojemności roboczej, jest ładowarka Scooptram ST14 (Epiroc). Charakteryzuje się ładownością 14 ton, wyposażona w jeden silnik do napędu jazdy o mocy 200 kW oraz 160 kW do napędu układów hydraulicznych. Ładowarka ta zasilana jest baterią o pojemności 300 kWh. Należy zaznaczyć, że żadne z tych rozwiązań nie wpisuje się w pełni w koncepcję konstrukcji napędu typu *in-wheel drive* (Bołoz, 2021).

3. Metody badawcze

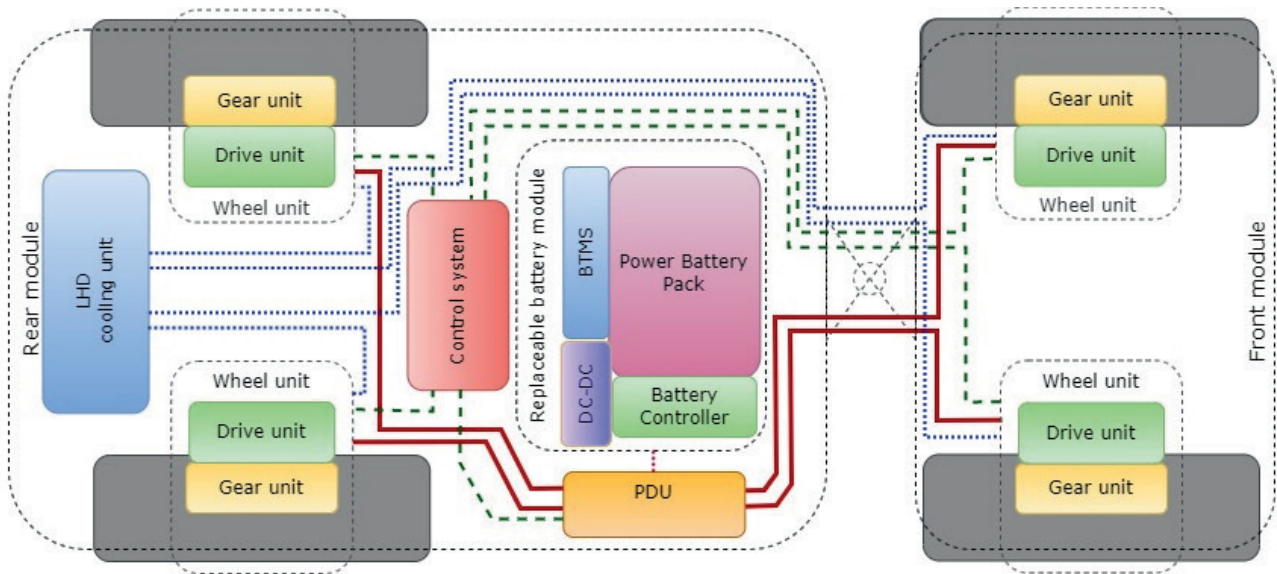
Celem prac było opracowanie modelu obliczeniowego do doboru wymaganych parametrów układu napędowego nowej ładowarki LHD typu BEV. Sprecyzowano szereg założeń, a następnie model fizyczny zapisano w postaci modelu matematycznego. Obiektem badań jest unikatowa ładowarka LHD, która jest obecnie w fazie projektowania, dlatego nie ma możliwości wykorzystania badań empirycznych. Obliczenia pozwoliły na dobranie kluczowych podzespołów węzłów napędowych, określono także graniczne warunki użytkowania projektowanej ładowarki. W celu ułatwienia interpretacji wyników oraz ze względu na typowo praktyczny charakter modelu we wszystkich obliczeniach posłużono się masą wyrażoną w kilogramach (Korski et al., 2023).

4. Budowa i parametry ładowarki LHD

Opracowanie ładowarki LHD wymagało rozwiązania szeregu zagadnień badawczych dotyczących jej konstrukcji, układu napędowego oraz układu zasilania z magazynem energii.

4.1. Koncepcja układu napędowego ładowarki

Baterijna ładowarka LHD należy do średniej wielkości urządzeń tego typu, charakteryzuje się masą własną około 14 000 kg, natomiast pojemność łyżki umożliwia załadunek o wadze 4000–5000 kg. Schemat ideowy układu zasilania oraz napędowego ładowarki przedstawiono na rysunku 2.

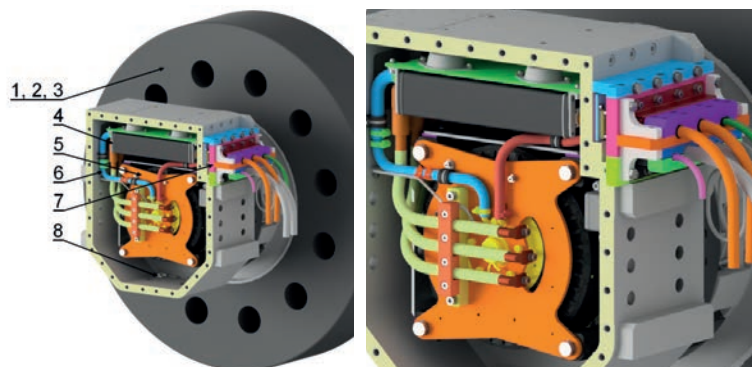


Rys. 2. Schemat układu zasilania i napędowego ładowarki LHD (Korski et al., 2023)

Zastosowanie czterech niezależnych silników – po jednym zabudowanym wraz z każdym z kół napędowych – wpłynęło na znaczne uproszczenie konstrukcji ładowarki pod względem mechanicznym. Przeniesienie napędu odbywa się w stosunkowo krótkim łańcuchu kinematycznym – takie rozwiązanie może być korzystne ze względu na podniesienie niezawodności maszyny. Każdy z zespołów napędowych stanowi oddzielny moduł, w którego skład wchodzi: silnik elektryczny BLDC wraz z falownikiem oraz przekładnia redukująca, wyposażona w hamulec mechaniczny. Niezależność każdego z zespołów napędowych stwarza możliwość eksploatacji ładowarki również w przypadku wystąpienia awarii jednego lub kilku układów.

4.2. Budowa i parametry węzłów napędowych

Koncepcja budowy układu trakcyjnego projektowanej ładowarki LHD zakłada zastosowanie czterech niezależnych zespołów napędowych zintegrowanych z kołami jezdnyymi (rys. 3). Przyjęto założenie opracowania projektu zgodnie z wytycznymi COTS (*commercial off-the-shelf*), zatem wszystkie podzespoły projektowanego układu dobrano jako rozwiązania handlowe.

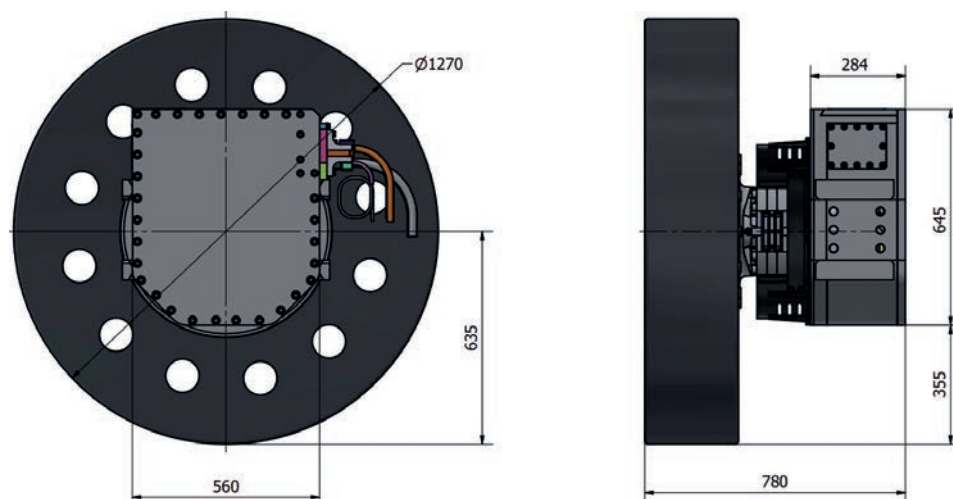


Rys. 3. Model rozmieszczenia podzespołów zespołu napędowego z powiększeniem wnętrza napędu: 1 – silnik, 2, 4, 5 – przekładnia z hamulcem postojowym i manewrowym, 3 – falownik, 6 – układ chłodzenia, 7 – czujniki warunków w komorze silnika, 8 – panel przyłączeniowy

Każdy z zespołów napędowych stanowi autonomiczną strukturę wyposażoną w bezszczotkowy silnik z magnesami trwałymi, charakteryzujący się nominalnym momentem obrotowym $M_{nom} = 450$ Nm, co w połączeniu z przekładnią o przełożeniu $i = 25$, pozwala uzyskać nominalny moment napędowy na każdym kole wynoszący ponad $M_{k,nom} = 11$ kNm. Natomiast moment maksymalny to 22 kNm, a wynika on z dopuszczalnego obciążenia przekładni. Opracowany zespół napędowy pozwala na uzyskanie maksymalnej prędkości jazdy ładowarki $V_{LHD,max} = 32,7$ km/h.

W każdym z węzłów napędowych zintegrowano indywidualny falownik zasilający silnik. Zarówno silnik, jak i falownik, ze względu na zabudowę w zamkniętej przestrzeni, wymagają chłodzenia cieczą. Czynniki chłodniczy w pierwszej kolejności przechodzi przez falownik, a następnie przez silnik, po czym ciecz opuszcza węzeł napędowy poprzez panel przyłączeniowy i jest przekazywana do zewnętrznego wymiennika ciepła.

Ze względu na prototypowy charakter projektowanego układu w każdym z zespołów przewidziano zastosowanie czujników warunków pracy, tj. temperatury, wilgotności i obecności cieczy w komorze zespołu napędowego. Na rysunku 4 przedstawiono wymiary zespołu napędowego.



Rys. 4. Wymiary gabarytowe zespołu napędowego

Istotnym ograniczeniem konstrukcyjnym jest konieczność zachowania odpowiedniego prześwietu pod osiami ładowarki, a także ograniczona przestrzeń w kierunku osiowym oraz wzdłużnym maszyny. Z tego względu korzystne jest zastosowanie silnika typu *axial-flux*, co pozwala na kompaktową zabudowę napędów. Umieszczenie falownika w górnej części zespołu napędowego umożliwiło uzyskanie pod osiami ładowarki prześwietu o wysokości 355 mm.

4.3. Parametry magazynu energii

Wymaganą pojemność magazynu energii do zasilania układu napędowego oszacowano na podstawie przyjętego cyklogramu pracy. Rozważono jazdę po terenie płaskim oraz nachylnym pod kątem $\alpha = 2^\circ$, przy dwóch zestawach prędkości, $v_{low} = 10$ km/h oraz 3 km/h, $v_{high} = 15$ km/h oraz 5 km/h. Przy czym wyższa prędkość odpowiada jeździe bez urobku, a niższa – jeździe z pełnym obciążeniem. Dodatkowo każdy ze scenariuszy testowano przy czterech wartościach współczynnika oporów toczenia $f = 0,1-0,5$. Wartość $f = 0,1$ odpowiada toczeniu się kół po prostej, a 0,5 bardzo wysokim oporom jazdy (grząski teren). W analizach uwzględniono dane wybranych cel różnego typu, dostępnych komercyjnie. Założono, że dla przyjętej masy całkowitej magazynu energii (2000 kg) masa samych cel nie powinna przekroczyć 1500 kg. Ponadto ustalono, że objętość cel nie powinna przekroczyć 1 m³, co wynika z przyjętych rozmiarów maksymalnych magazynu energii oraz koniecz-

ności przeznaczenia odpowiedniej przestrzeni na osprzęt elektryczny i system zarządzania temperaturą baterii akumulatorów. Kryteria masy i objętości jednocześnie spełniają tylko cele NMC, które są powszechnie stosowane w elektromobilności. Gwarantują one także akceptowalny poziom bezpieczeństwa oraz akceptowalną żywotność. Wymagania operacyjne dla cel NMC sprowadzają się do zapewnienia im systemu BMS (*battery management system*) oraz systemu zarządzania temperaturą BTMS (*battery thermal management system*).

5. Podsumowanie

W pracy przedstawiono analizę możliwości opracowania układu napędowego lekkiej ładowarki LHD, BEV, wyposażonej w system *in-wheel drive*. Zastosowanie czterech niezależnych węzłów napędowych stanowi innowacyjne rozwiązanie wśród dostępnych ładowarek o podobnych właściwościach użytkowych.

Ze względu na brak danych benchmarkowych oraz ogólnodostępnych, reprezentatywnych modeli pracy układów napędowych pojazdów typu LHD, pozwalających odpowiednio obliczyć zapotrzebowanie na moc do zasilania tego typu pojazdu, przeprowadzono obliczenia szacunkowe. Kierowano się przy tym zasadą pozostawania po bezpiecznej stronie modelu, tzn. przyjęte warunki pracy oraz uproszczenia stosowane w modelach obliczeniowych dobrane były w ten sposób, żeby w każdym przypadku zapewnić możliwość jazdy ładowarki.

Realizacja projektu ładowarki wyposażonej w cztery niezależne układy napędowe, zabudowane w bezpośredniej bliskości kół jezdnych, stanowi istotne wyzwanie konstrukcyjne. Jest to związane m.in. ze znacznym ograniczeniem dostępnej przestrzeni zabudowy układów, potrzebą zapewnienia wymaganych warunków cieplnych układów napędowych oraz dystrybucją mocy elektrycznej na pojeździe (trudności związane z ułożeniem przewodów zasilających oraz chłodzenia, wynikające z ich dużej sztywności i konieczności doprowadzenia w bezpośrednie otoczenie każdego z kół).

W związku z prototypowym charakterem projektowanego układu zostanie wykonane stanowisko do badania układów napędowych. Zaplanowano także przeprowadzenie prób eksploatacyjnych prototypu ładowarki.

Finansowanie: Projekt „Innowacyjny pojazd do załadunku materiałów sypkich EV-LKP1” współfinansowany z Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego zgodnie z umową POIR.01.01.01-00-1427/20-00.

Literatura

- Biały, W., Bołoz, Ł., & Sitko, J. (2021). Mechanical Processing of Hard Coal as a Source of Noise Pollution. Case Study in Poland. *Energies*, 14(5), Article 5. <https://doi.org/10.3390/en14051332>
- Bołoz, Ł. (2021). Global Trends in the Development of Battery-Powered Underground Mining Machines. *Multidisciplinary Aspects of Production Engineering*, 4(1), 178–189. <https://doi.org/10.2478/mape-2021-0016>
- Burd, J. T. J., Moore, E. A., Ezzat, H., Kirchain, R., & Roth, R. (2021). Improvements in electric vehicle battery technology influence vehicle lightweighting and material substitution decisions. *Applied Energy*, 283, 116269. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.116269>
- Cui, H., Ruan, J., Wu, C., Zhang, K., & Li, T. (2023). Advanced deep deterministic policy gradient based energy management strategy design for dual-motor four-wheel-drive electric vehicle. *Mechanism and Machine Theory*, 179, 105119. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.105119>
- Dragt, B. J., Camisani-Calzolari, F. R., & Craig, I. K. (2005). Modelling the dynamics of a load-haul-dump vehicle. *IFAC Proceedings Volumes, 16th IFAC World Congress*, 38(1), 49–54. <https://doi.org/10.3182/20050703-6-CZ-1902.01390>

- Eger, T., Stevenson, J., Boileau, P.-É., & Salmoni, A. (2008a). Predictions of health risks associated with the operation of load-haul-dump mining vehicles: Part 1—Analysis of whole-body vibration exposure using ISO 2631-1 and ISO-2631-5 standards. *International Journal of Industrial Ergonomics, Special Issue: Workplace Vibration Exposure Characterization, Assessment and Ergonomic Interventions*, 38(9), 726–738. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2007.08.012>
- Eger, T., Stevenson, J., Callaghan, J. P., Grenier, S., & VibRG. (2008b). Predictions of health risks associated with the operation of load-haul-dump mining vehicles: Part 2—Evaluation of operator driving postures and associated postural loading. *International Journal of Industrial Ergonomics, Special Issue: Workplace Vibration Exposure Characterization, Assessment and Ergonomic Interventions*, 38(9), 801–815. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2007.09.003>
- Fugiel, A., Burchart-Korol, D., Czaplicka-Kolarz, K., & Smoliński, A. (2017). Environmental impact and damage categories caused by air pollution emissions from mining and quarrying sectors of European countries. *Journal of Cleaner Production*, 143, 159–168. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.12.136>
- Hartman, H. L., Novak, T., & Gregg, A. J. (1987). Health hazards of diesel and electric vehicles in an underground coal mine. *Mining Science and Technology*, 5(2), 131–151. [https://doi.org/10.1016/S0167-9031\(87\)90365-3](https://doi.org/10.1016/S0167-9031(87)90365-3)
- Ivanov, V., Savitski, D., & Shyrokau, B. (2015). A Survey of Traction Control and Anti-lock Braking Systems of Full Electric Vehicles With Individually Controlled Electric Motors. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 64(9), 3878–3896. [IEEE Transactions on Vehicular Technology. https://doi.org/10.1109/TVT.2014.2361860](https://doi.org/10.1109/TVT.2014.2361860)
- Korski, W., Horak, W., Bołoz, Ł., Niestrój, R., & Kozłowski, A. (2023). Lightweight LHD BEV Loader with an Individual Drive for Each Wheel. *Management Systems in Production Engineering*, 31(3), 281–290. <https://doi.org/10.2478/mspe-2023-0031>
- Nasri, A., Gasbaoui, B., & Fayssal, B. M. (2016). Novel Four Wheel Drive Propulsion System Control Using Backstepping Strategy. *Procedia Technology, 9th International Conference Interdisciplinarity in Engineering, INTER-ENG 2015, 8-9 October 2015, Tirgu Mures, Romania*, 22, 509–517. <https://doi.org/10.1016/j.protcy.2016.01.110>
- Priyadarshini Nayak, N. (2023). LHD-LPDT cycle time optimization of underground metal mine. *Materials Today: Proceedings, 2nd International Conference on Sustainable Materials, Manufacturing and Renewable Technologies 2022*, 72, 2817–2821. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.07.091>
- Xu, W., Zhao, H., Ren, B., & Chen, H. (2016). A regenerative braking control strategy for electric vehicle with four in-wheel motors. *2016 35th Chinese Control Conference (CCC)*, 8671–8676. <https://doi.org/10.1109/ChiCC.2016.7554741>
- Ye, W., Shen, W., Qian, Z., & Zheng, J. (2022). Robust longitudinal motion control of underground mining electric vehicles based on fuzzy parameter tuning sliding mode controller. *Computers & Electrical Engineering*, 98, 107683. <https://doi.org/10.1016/j.compeleceng.2022.107683>

