Badania parametrów pracy laboratoryjnego przesiewacza wibracyjnego o drganiach prostoliniowych w stanach nieustalonych

Paweł Tomach, Jacek Feliks

AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Kraków

Streszczenie: Artykuł dotyczy badań parametrów pracy (ruchu drgającego podczas rozruchu i hamowania napędu) przesiewacza laboratoryjnego wyposażonego w silniki wibracyjne generujące prostoliniową (odcinkową) trajektorię drgań. Zmodernizowane stanowisko badawcze przesiewacza do generowania ruchu drgającego wykorzystuje układ dwóch silników wibracyjnych mocowanych bezpośrednio do rzeszota. Parametrem zmiennym w trakcie badań była częstotliwość pracy przesiewacza: 13,2 Hz, 16,5 Hz i 19,8 Hz. Wyniki badań wykazały, że sprzęgła elastyczne w układzie napędowym przesiewacza (stosowane w starszego typu napędach) zmniejszają wartość amplitudy, co jest skutkiem występowania w takim układzie większego tłumienia drgań podczas rozruchu i swobodnego hamowania maszyny. Rodzaj napędu nie wpływa natomiast znacząco na parametry pracy urządzenia w stanie ustalonym. Zastosowanie nowego typu układu napędowego w zmodernizowanym stanowisku wykazało znaczące zmniejszenie zapotrzebowania na moc i skrócenie czasu rozruchu, co z pewnością wpływa na ekonomikę procesu, w którym pracuje przesiewacz, i stanowi podstawę do przeprowadzania modernizacji przesiewaczy przemysłowych wyposażonych w napędy starszego typu.

Słowa kluczowe: przesiewacz, przesiewanie, modernizacja napędu, silnik wibracyjny

THE TESTS OF OPERATING PARAMETERS OF A LABORATORY VIBRATING SCREEN WITH RECTILINEAR VIBRATIONS IN TRANSIENT STATES

Abstract: The article concerns research on laboratory screen operating parameters (vibrating motion during drive start-up and braking) equipped with vibration motors generating a rectilinear (segmental) trajectory of vibrations. The modernized screening stand uses a system of two vibrating motors to implement the vibrating motion mounted directly to the riddle. Variable parameter during the tests was the screen operating frequency: 13.2 Hz, 16.5 Hz and 19.8 Hz – regulated by changing the supply current frequency. The test results showed that flexible couplings in the screen's drive system (used in older types of drives) reduce the amplitude value, resulting in greater vibration damping in such a system during starting and free braking of the machine. However, the type of the used drive does not significantly affect the steady-state operating parameters of the device. The use of a new type of drive system in the modernized stand showed a significant reduction in power demand and shortened start-up time which certainly affects the economics of the process in which the screen works and is the basis for the modernization of industrial screens equipped with older type drives.

Keywords: screen, screening, modernization of the drive, vibration motor

https://doi.org/10.7494/978-83-67427-15-9_9

1. Wstęp

Jedną z podstawowych operacji wzbogacania wydobywanych surowców mineralnych jest proces przesiewania. Proces ten podnosi wartość użytkową materiału, pozwalając uzyskać jednorodny skład ziarnowy (Banaszewski 1990, Banaszewski i in. 2007, 2008, Modrzewski 2020). W większości zakładów przeróbki kopalin podstawowym wyposażaniem wykorzystywanym w tym procesie są nadrezonansowe przesiewacze wibracyjne (Feliks i Filipowicz 2008, 2009, Feliks i Mazur 2017). Konstrukcje tego typu przesiewaczy na przestrzeni lat ulegały licznym modyfikacjom, które pozwoliły na uzyskanie wyższej jakości produktów (poprawa dokładności rozdziału), zwiększenie wydajności procesu oraz obniżenie jego energochłonności (Sidor i in. 2015). Jednym ze sposobów usprawnienia procesu jest modyfikacja trajektorii drgań rzeszota (Wodziński 1997, Modrzewski i Wodziński 2013, Makinde i in. 2015). Najistotniejszym kryterium oceny przesiewacza jest jego skuteczność, a zwiększenie mocy obliczeniowej ogólnodostępnych komputerów pozwala producentom tych maszyn na prowadzenie testów przesiewania konkretnych materiałów za pomocą symulacji komputerowych metodą DEM (Arifuzzaman i in. 2022). Nie mniej istotnym parametrem branym pod uwagę przez konstruktorów modyfikujących przesiewacze jest oddziaływanie maszyny na środowisko. Zmniejszenie negatywnych skutków pracy uzyskuje się przez obniżenie poziomu hałasu czy też oddziaływań dynamicznych na podłoże lub konstrukcje wsporczą (Chen i in. 2020, Michalak i in. 2021). Obecnie najbardziej rozpowszechnionym typem przesiewaczy są urządzenia wibracyjne o drganiach kołowych i prostoliniowych, rzadziej o drganiach eliptycznych.

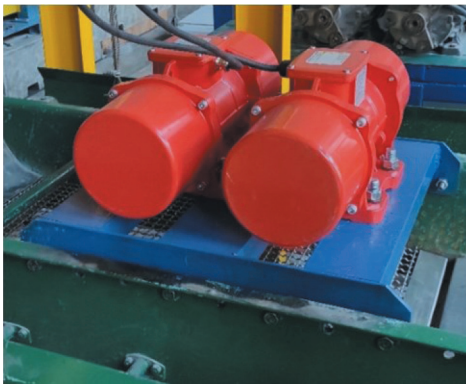
Za wprowadzenie przesiewacza nadrezonansowego w ruch drgający odpowiedzialny jest układ napędowy składający się najczęściej z silnika elektrycznego, sprzęgieł elastycznych oraz wibratora bezwładnościowego lub silników wibracyjnych. W takich rozwiązaniach amplituda drgań uzależniona jest od siły odśrodkowej pochodzącej od wszystkich mas niewyważonych osadzonych na wałach wibratora, natomiast częstość drgań zależna jest od rodzaju zastosowanego silnika lub układu sterowania (tyrystorowe przemienniki częstotliwości). Większość wibratorów bezwładnościowych umożliwia regulację siły wymuszającej drgania przez odejmowanie lub dodawanie kolejnych mas niewyważonych lub zmiany układu mas niewyważonych (Dietrych 1962, Peng i in. 2019).

2. Stanowisko badawcze laboratoryjnego przesiewacza WP z nowymi wibratorami

W laboratorium maszyn przeróbczych Katedry Inżynierii Maszyn i Transportu AGH znajduje się przesiewacz o drganiach prostoliniowych WP, którego układ napędowy

został zmodernizowany w 2020 roku (Tomach i Feliks 2021). Modernizacja polegała na zastąpieniu klasycznego układu silników asynchronicznych i wibratorów bezwładnościowych układem dwóch silników wibracyjnych, co przedstawiono na rysunkach 1 i 2. Przesiewacz wyposażony jest w rzeszoto dwuwspornikowe podwieszone na czterech linach stalowych. Prostoliniowe drgania przesiewacza wzbudzają dwa samosynchronizujące się silniki wibracyjne umieszczone na wspólnej ramie. Urządzenie ma dwa obustronnie wystające czopy wału z silnika, na których zamontowane są masy niewyważone stałe i nastawne, co pozwala na regulację momentu statycznego wibratora, a tym samym wartości siły wymuszającej drgania. W przesiewaczach nadrezonansowych elementy sprężyste spełniają funkcję wibroizolatorów, co powoduje, że oddziaływanie dynamiczne rzeszota na ramę maszyny jest stosunkowo małe.

Rys. 1. Widok klasycznego układu napędowego przesiewacza WP
Źródło: Tomach i Feliks (2021)



Rys. 2. Widok płyty wsporczej z silnikami wibracyjnymi MVE 510/1 mocowanymi do rzeszota przesiewacza WP
Źródło: Tomach i Feliks (2021)

Modernizacja napędu laboratoryjnego przesiewacza WP spowodowała zmniejszenie wymiarów urządzenia oraz częściowe zredukowanie jego masy. Eliminacja sprzęgieł podatnych w układzie napędowym w znaczący sposób obniżyła tłumienie drgań, co ma wpływ na wartość amplitudy drgań przesiewacza – szczególnie w stanach nieustalonych. Obniżenie tłumienia zdeterminowała konieczność przeprowadzenia badań wpływu tej modyfikacji na amplitudę drgań w czasie rozruchu i hamowania.

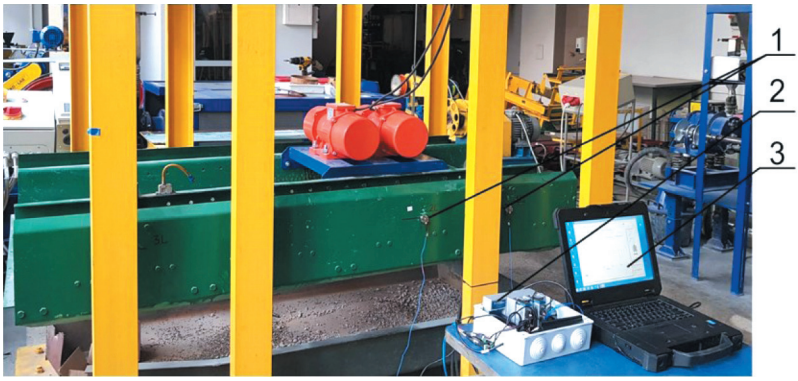
3. Badania trajektorii drgań w stanach nieustalonych

Przy tego typu konstrukcji przesiewaczy (podwieszenie sprężyste rzeszota) największy wpływ na wymagane parametry wytrzymałościowe konstrukcji wsporczej ma amplituda drgań na kierunku pionowym. Dlatego też podczas badań prowadzony był pomiar wzrostu amplitudy na tym kierunku.

Badania faz rozruchu i hamowania przeprowadzono dla maksymalnej wartości amplitudy uzyskanej podczas badań w stanie ustalonym, wynoszącej w kierunku x A_x = 2,1 mm i w kierunku y A_y = 2,9 mm (Tomach i Feliks 2021).

Do badań parametrów ruchu drgającego wykorzystano układ pomiarowy oparty na trójosiowych czujnikach przyspieszeń, a parametrem zmiennym była częstotliwość pracy wibratorów (13,2 Hz, 16,5 Hz i 19,8 Hz) uzyskiwana w wyniku zmiany częstotliwości prądu zasilania silników asynchronicznych. Widok tego stanowiska przedstawiono na rysunku 3. Głównymi elementami układu były:

- karty pomiarowe NI 9232 3-Ch zabudowane w obudowie CompactDAQ cDAQ-9174,
- trójosiowe, piezoelektryczne czujniki przyspieszeń PCB 356A02,
- komputer DELL Latitude Rugged Extreme 7404 z niezbędnym oprogramowaniem.



Rys. 3. Stanowisko po modernizacji układu napędowego w trakcie pomiaru drgań: 1 – czujniki przyspieszeń, 2 – karty pomiarowe, 3 – komputer

Badania parametrów ruchu drgającego przesiewacza w stanach nieustalonych, dla obu wariantów układu napędowego, wykonano w trzech charakterystycznych punktach po obu stronach rzeszota (symetrycznie względem płaszczyzny symetrii pomiędzy burtami rzeszota, patrząc od strony wylotu produktu z przesiewacza) – podobnie jak w badaniach stanów ustalonych. Punkty te oznaczono cyframi od 1 do 3. W zależności od tego, po której stronie rzeszota znajdują się punkty, oznaczono je także literami „L" lub „P" – np. 1L, 1P. Wszystkie punkty znajdowały się na wysokości pokładu sitowego oraz tak, że:

- punkty 1L i 1P leżą na płaszczyźnie prostopadłej do burty rzeszota przechodzącej przez punkty podwieszenia rzeszota znajdujące się bliżej strony rozładowczej przesiewacza,
- punkty 2L i 2P leżą na płaszczyźnie prostopadłej do burty rzeszota będącej jednocześnie płaszczyzną symetrii układu napędowego (równoległą do osi wibratorów),
- punkty 3L i 3P leżą na płaszczyźnie prostopadłej do burty rzeszota przechodzącej przez punkty podwieszenia rzeszota znajdujące się od strony wlotu nadawy na pokład sitowy.

Widok niektórych z wytypowanych punktów przedstawiono na rysunku 4.

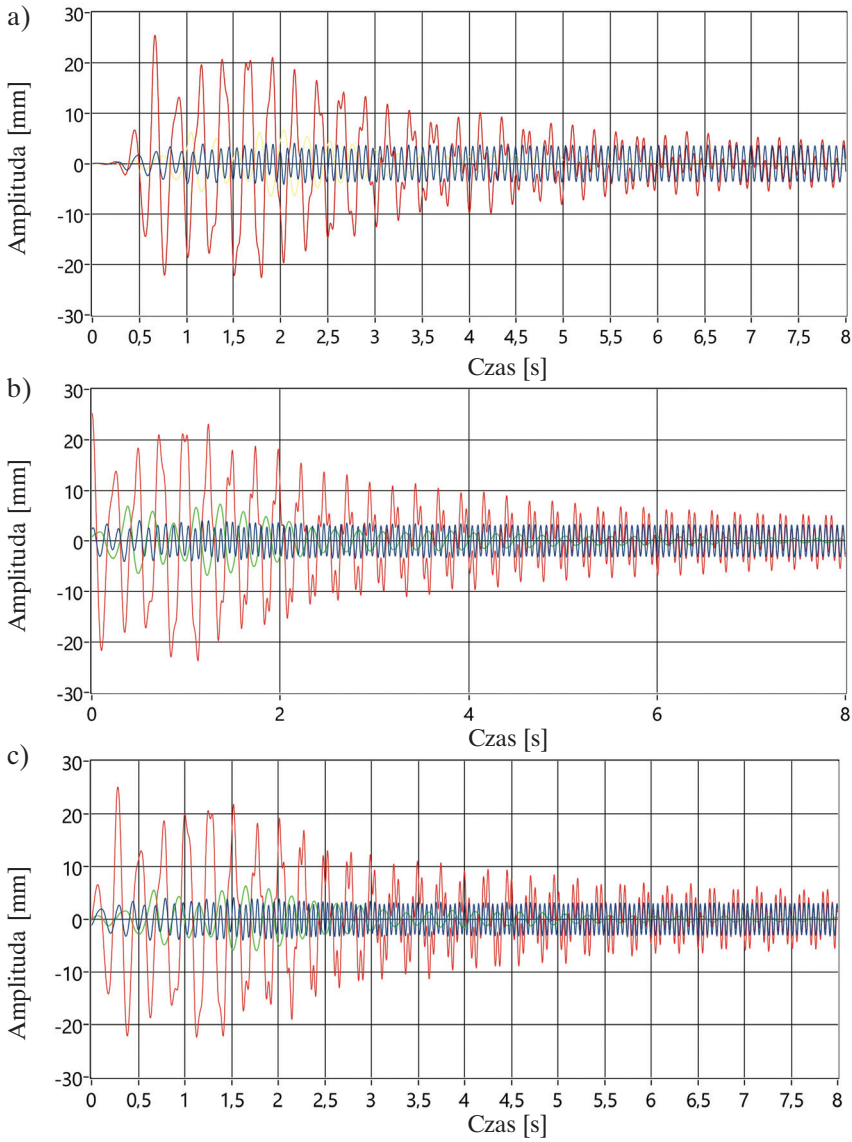
a) b) c)

Rys. 4. Widok wytypowanych punktów pomiarowych zaznaczonych na powierzchni rzeszota laboratoryjnego przesiewacza WP z klasycznym układem napędowym:
a) punkty 1L i 2L; b) punkt 2P; c) punkty 3L i 2L
Źródło: Tomach i Feliks (2021)

W badaniach wykorzystano oprogramowanie pozwalające na zobrazowanie trajektorii drgań na podstawie przebiegów czasowych przyspieszeń. Badania przeprowadzono, zasilając silniki wibracyjne z układu z tyrystorowym przemiennikiem częstotliwości. Układ ten pozwalał na ustalenie stałego czasu rozruchu i swobodne hamowanie po wyłączeniu zasilania. Badania pomiaru amplitudy drgań prowadzono dla częstotliwości znamionowej (50 Hz). Rejestracja przyspieszeń była wykonywana od chwili włączenia zasilania do stabilizacji amplitudy drgań, a następnie od chwili wyłączenia zasilania do momentu zatrzymania rzeszota przesiewacza. Analizie poddano niezależnie przebiegi rozruchu i hamowania.

3.1. Badania rozruchu

Pierwszym etapem prac były badania rozruchu przeprowadzone zgodnie z opisaną wcześniej procedurą badawczą. Przykładowy przebieg czasowy amplitudy drgań dla klasycznego układu napędowego na kierunkach *x*, *y* i *z* pokazano na rysunku 5.



Rys. 5. Przebieg czasowy zmierzonej w punkcie 1L amplitudy drgań starego napędu (kierunki: *y* – kolor czerwony, *x* – kolor niebieski, *z* – kolor zielony) podczas rozruchu dla częstotliwości znamionowej: a) f = 13,2 Hz; b) f = 16,5 Hz; c) f = 19,8 Hz

Analizując otrzymane przebiegi drgań, określono maksymalne wartości amplitud i wyznaczono krotność wzrostu amplitudy względem amplitudy w stanie ustalonym. Wyniki zestawiono w tabelach 1 i 2.

Tabela 1
Maksymalne krotności wartości amplitud drgań na kierunku *x* – rozruch przesiewacza z klasycznym układem napędowym

Częstotliwość drgań [Hz]	Maksymalny wzrost amplitudy drgań na kierunku *x* w punkcie pomiarowym [mm/mm]					
	1L	2L	3L	1P	2P	3P
13,2	1	1	1	1	1	1
16,5	1	1	1	1	1	1
19,8	1	1	1	1	1	1

Tabela 2
Maksymalne krotności wartości amplitud drgań na kierunku *y* – rozruch przesiewacza z klasycznym układem napędowym

Częstotliwość drgań [Hz]	Maksymalny wzrost amplitudy drgań na kierunku *y* w punkcie pomiarowym [mm/mm]					
	1L	2L	3L	1P	2P	3P
13,2	6,9	6,1	6,3	7,6	7,1	6,9
16,5	7,8	7,2	9,4	9,7	9,0	7,2
19,8	8,3	8,0	8,8	8,9	8,6	6,6

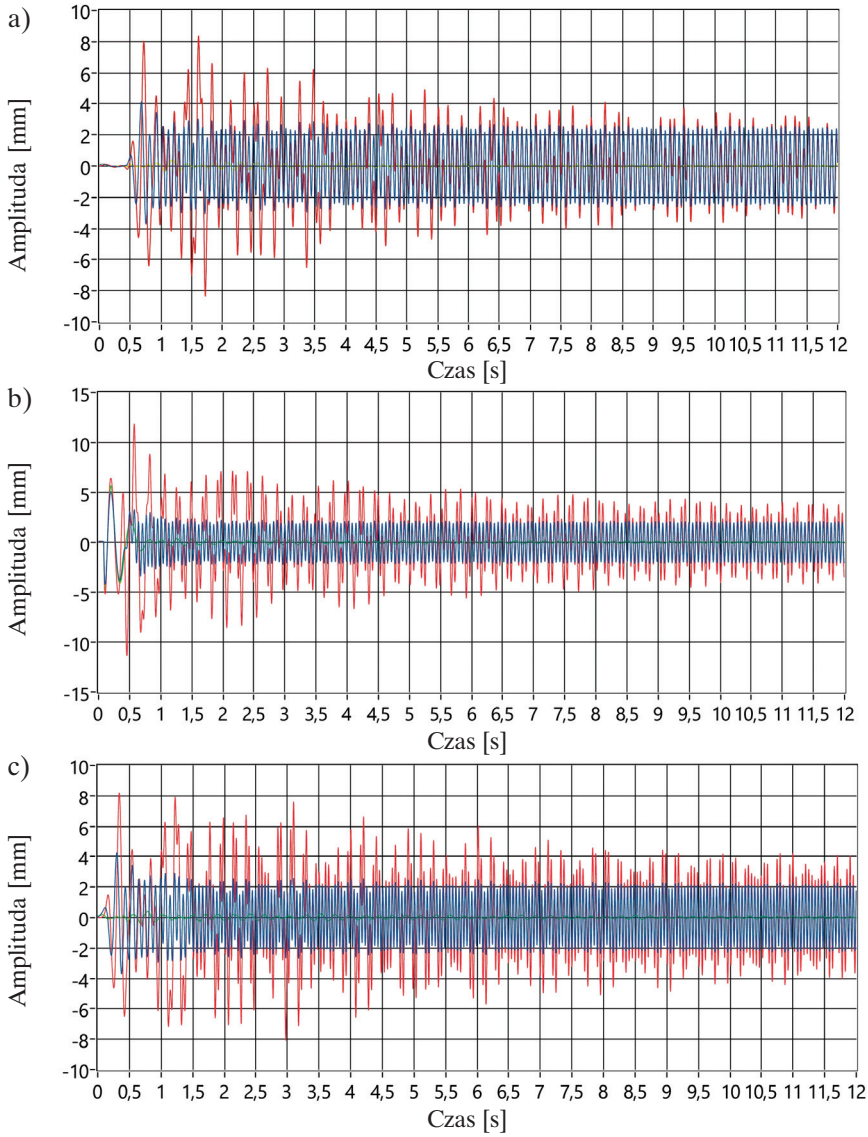
Maksymalne wartości amplitud są kilkukrotnie wyższe na kierunku *y* w porównaniu z kierunkiem *x*, na którym nie wystąpił wzrost amplitudy drgań. Zwielokrotnienie amplitudy na kierunku *y* wynosi co najmniej 6, a w niektórych przypadkach dochodzi do 9 w porównaniu z amplitudą w stanie ustalonym.

Drugi etap obejmował badania rozruchu przesiewacza na zmodernizowanym stanowisku, w którym zastosowano nowy napęd oparty na silnikach wibracyjnych. Przykładowe przebiegi amplitudy drgań w punkcie 1L pokazano na rysunku 6.

Analizując otrzymane przebiegi drgań, określono, podobnie jak dla starego układu napędowego, maksymalne wartości amplitud i wyznaczono krotność wzrostu amplitudy względem amplitudy w stanie ustalonym, co przedstawiono w tabelach 3 i 4.

Maksymalne wartości amplitud są ponad dwukrotnie wyższe na kierunku *y* w porównaniu z kierunkiem *x*. Największy wzrost amplitud w punktach (1L, 2L, 1P i 2P – punkty najbliższe miejsca mocowania napędu) uzyskano dla częstotliwości 16,5 Hz, natomiast największy wzrost amplitudy zanotowano w punktach 3L i 3P (na końcu przesiewacza) dla częstotliwości pracy wynoszącej 19,8 Hz. Wzrost amplitudy

na kierunku x jest co najwyżej dwukrotny w porównaniu z amplitudą w stanie ustalonym, natomiast na kierunku y następuje maksymalnie pięciokrotny wzrost amplitudy. Wzrost amplitudy drgań w trakcie rozruchu przesiewacza z silnikami wibracyjnymi jest znacząco mniejszy niż podczas rozruchu przesiewacza z klasycznym układem napędowym.



Rys. 6. Przebieg czasowy zmierzonej w punkcie 1L amplitudy drgań nowego napędu (kierunki: y – kolor czerwony, x – kolor niebieski, z – kolor zielony) podczas rozruchu dla częstotliwości znamionowej: a) f = 13,2 Hz; b) f = 16,5 Hz; c) f = 19,8 Hz

Tabela 3
Maksymalne krotności wartości amplitud drgań na kierunku *x* –
rozruch przesiewacza z napędem opartym na silnikach wibracyjnych

Częstotliwość drgań [Hz]	Maksymalny wzrost amplitudy drgań na kierunku *x* w punkcie pomiarowym [mm/mm]					
	1L	2L	3L	1P	2P	3P
13,2	1,6	1,8	1,3	1,9	1,8	1,2
16,5	2,6	2,4	1,4	1,8	1,4	1,2
19,8	2,0	2,4	1,9	2,7	2,0	1,9

Tabela 4
Maksymalne krotności wartości amplitud drgań na kierunku *y* –
rozruch przesiewacza z napędem opartym na silnikach wibracyjnych

Częstotliwość drgań [Hz]	Maksymalny wzrost amplitudy drgań na kierunku *y* w punkcie pomiarowym [mm/mm]					
	1L	2L	3L	1P	2P	3P
13,2	3,5	2,3	2,2	3,3	3,9	3,0
16,5	4,2	4,0	2,5	4,8	4,2	3,1
19,8	2,8	2,0	4,3	3,5	3,7	5,7

3.2. Badania hamowania

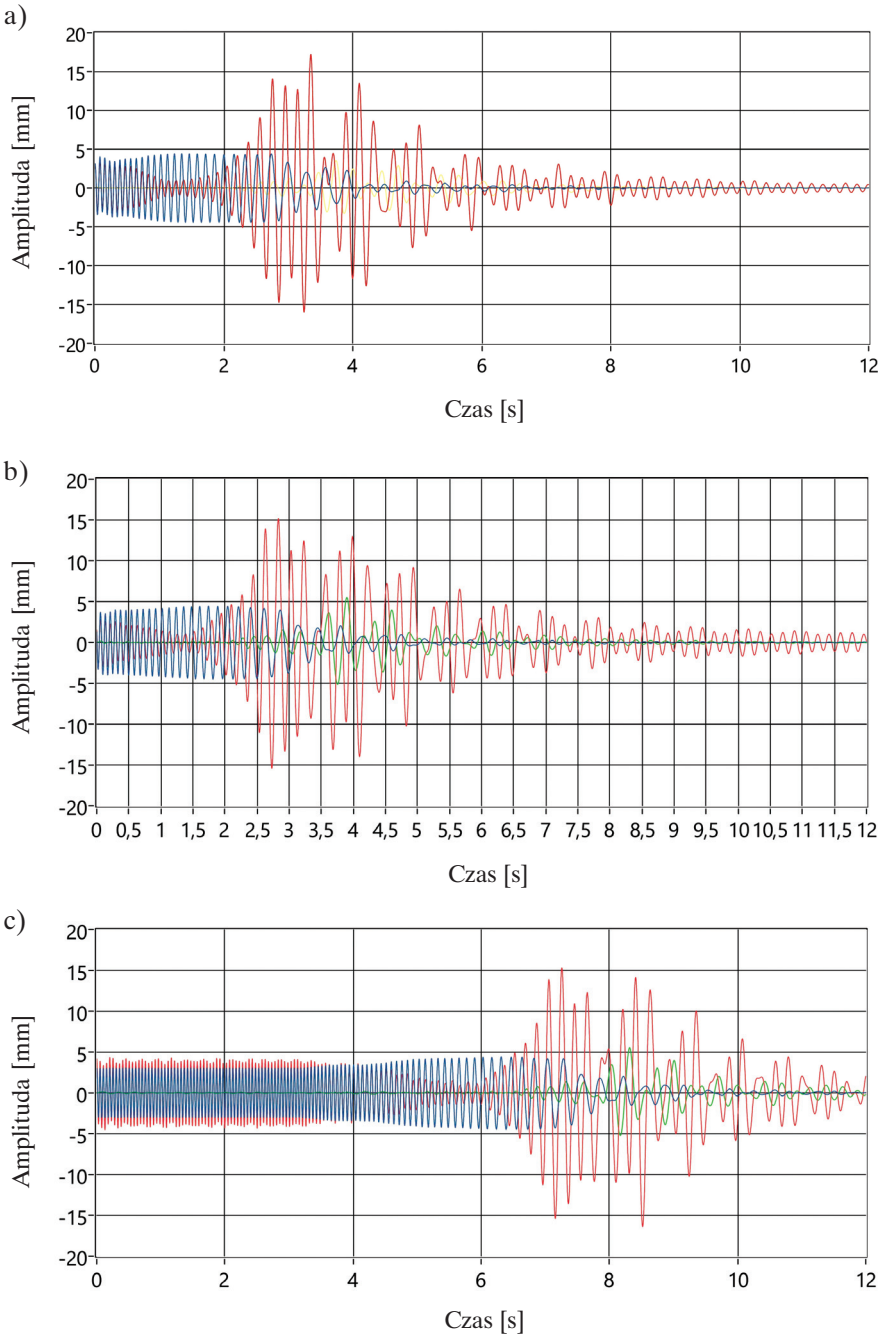
Badania hamowania starego napędu przeprowadzono zgodnie z opisaną wcześniej procedurą, a przykładowe przebiegi pokazano na rysunku 7.

Podobnie jak w trakcie rozruchu maksymalne wartości amplitud podczas hamowania na osi *y* są wielokrotnie wyższe od amplitud drgań na osi *x*. Nie zauważono natomiast wyraźnej zależności pomiędzy maksymalną amplitudą a częstotliwością pracy wibratorów w stanach ustalonych. W przypadku klasycznego układu napędowego w trakcie hamowania uzyskuje się nieznacznie niższe wartości amplitud niż w czasie rozruchu urządzenia.

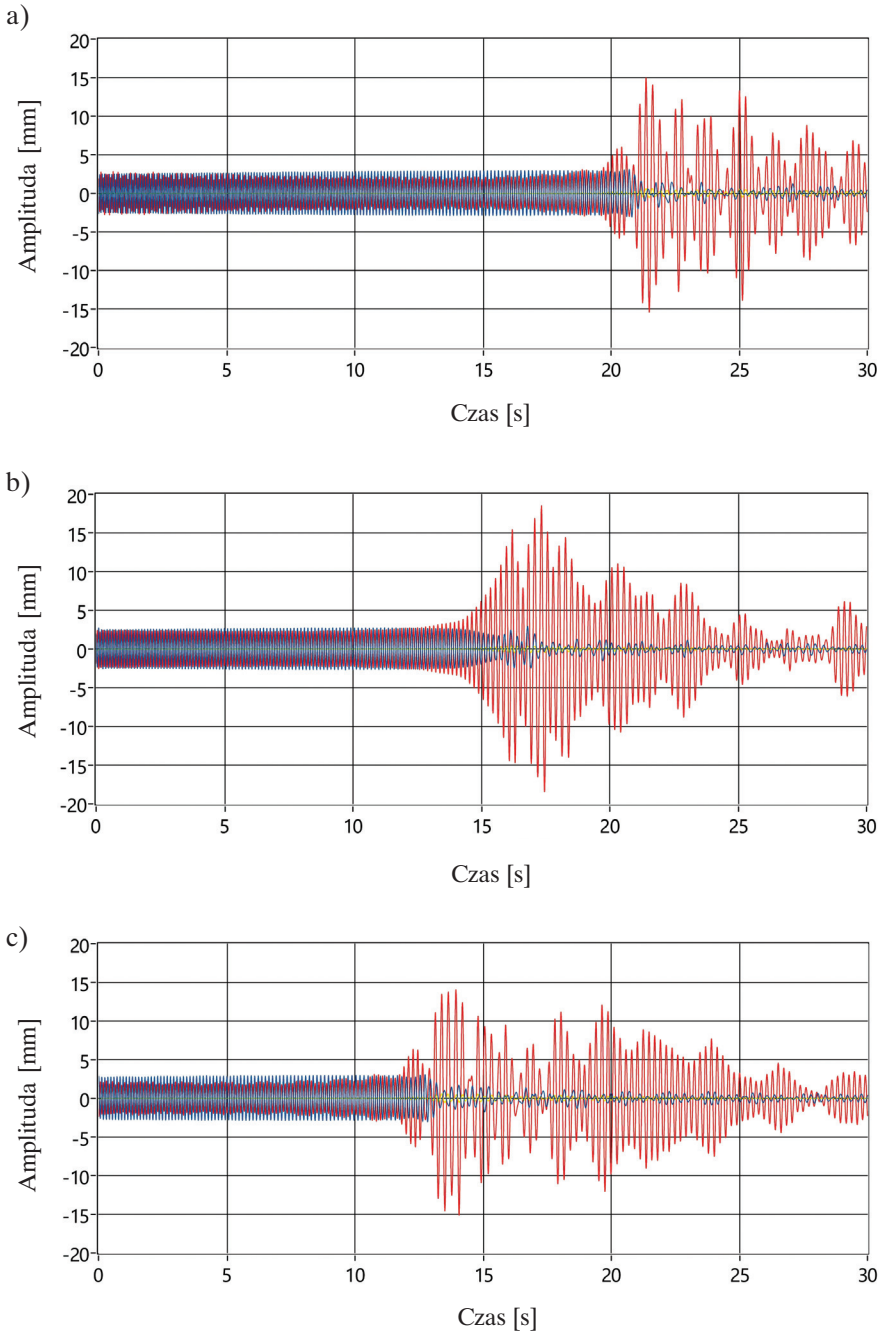
Kolejną serię pomiarów wykonano na stanowisku badawczym z nowym układem napędowym. Przykładowe przebiegi pomiaru amplitud drgań dla trzech różnych częstotliwości pracy ustalonej pokazano na rysunku 8.

Analizując otrzymane przebiegi drgań, określono maksymalne krotności amplitud drgań w trakcie hamowania. Krotności te zestawiono w tabelach 5 oraz 6.

Wyniki krotności amplitud drgań w czasie hamowania układu napędowego opartego na silnikach wibracyjnych przedstawiono w tabelach 7 i 8.



Rys. 7. Przebieg czasowy zmierzonej w punkcie 1L amplitudy drgań klasycznego napędu (kierunki: *y* – kolor czerwony, *x* – kolor niebieski, *z* – kolor zielony) podczas hamowania dla częstotliwości znamionowej: a) f = 13,2 Hz; b) f = 16,5 Hz; c) f=19,8 Hz



Rys. 8. Przebieg czasowy zmierzonej w punkcie 1L amplitudy drgań nowego napędu (kierunki: y – kolor czerwony, x – kolor niebieski, z – kolor zielony) podczas hamowania dla częstotliwości znamionowej: a) f = 13,2 Hz; b) f = 16,5 Hz; c) f = 19,8 Hz

Tabela 5
Maksymalne krotności wartości amplitud drgań na kierunku *x* –
hamowanie przesiewacza z klasycznym układem napędowym

Częstotliwość drgań [Hz]	Maksymalny wzrost amplitudy drgań na kierunku *x* w punkcie pomiarowym [mm/mm]					
	1L	2L	3L	1P	2P	3P
13,2	1	1	1	1	1	1
16,5	1	1	1	1	1	1
19,8	1	1	1	1	1	1

Tabela 6
Maksymalne krotności wartości amplitud drgań na kierunku *y* –
hamowanie przesiewacza z klasycznym układem napędowym

Częstotliwość drgań [Hz]	Maksymalny wzrost amplitudy drgań na kierunku *y* w punkcie pomiarowym [mm/mm]					
	1L	2L	3L	1P	2P	3P
13,2	4,4	3,6	5,3	4,1	2,3	6,1
16,5	4,7	3,4	5,0	4,2	3,9	6,6
19,8	5,0	4,0	6,6	3,8	3,8	6,9

Tabela 7
Maksymalne krotności wartości amplitud drgań na kierunku *x* –
hamowanie przesiewacza z napędem opartym na silnikach wibracyjnych

Częstotliwość drgań [Hz]	Maksymalny wzrost amplitudy drgań na kierunku *x* w punkcie pomiarowym [mm/mm]					
	1L	2L	3L	1P	2P	3P
13,2	1,6	2,5	1,5	1,3	1,2	1,3
16,5	1,3	1,4	1,7	1,6	1,5	1,5
19,8	1,6	1,7	1,4	1,5	1,6	1,6

Tabela 8
Maksymalne krotności wartości amplitud drgań na kierunku *y* –
hamowanie przesiewacza z napędem opartym na silnikach wibracyjnych

Częstotliwość drgań [Hz]	Maksymalny wzrost amplitudy drgań na kierunku *y* w punkcie pomiarowym [mm/mm]					
	1L	2L	3L	1P	2P	3P
13,2	9,1	6,9	5,9	6,3	5,8	8,3
16,5	5,6	4,3	6,4	7,2	6,2	8,5
19,8	6,1	4,1	8,8	6,5	5,1	11,4

Podobnie jak w trakcie rozruchu maksymalne wartości amplitud w czasie hamowania na osi *y* są wielokrotnie wyższe od amplitud na osi *x*. Nie zauważono natomiast wyraźnej zależności pomiędzy maksymalną amplitudą a częstotliwością drgań w stanach ustalonych. Porównując wartości amplitudy w trakcie rozruchu i hamowania, stwierdzono wyraźny wzrost, sięgający nawet 100% w przypadku najwyższej częstotliwości pracy.

4. Podsumowanie

Przeprowadzone badania dowiodły, że dobór nowej jednostki napędowej (dwa asynchroniczne silniki wibracyjne) jest właściwy i pozwolił zachować dotychczasowy charakter pracy maszyny. Elektrowibratory zostały umieszczone tak, aby występował efekt ich samosynchronizacji. Dzięki zastosowaniu w układzie zasilania przemiennika częstotliwości możliwe jest ustawienie parametrów pracy maszyny w szerokim zakresie częstotliwości drgań, znacznie powyżej częstotliwości w klasycznych rozwiązaniach.

Badania amplitud drgań w trakcie rozruchu i hamowania wykazały, że:

- W trakcie rozruchu następuje około dwukrotny wzrost amplitudy drgań zarówno w klasycznym, jak i nowym typie układu napędowego.
- Rozruch przesiewacza powoduje największy wzrost amplitudy w punktach pomiarowych najbardziej oddalonych od napędu (3L i 3P) tylko dla najwyższej częstotliwości drgań. W pozostałych przypadkach maksymalny wzrost następuje w punktach pomiarowych umieszczonych w okolicach napędu.
- Amplitudy drgań przesiewacza w punktach leżących symetrycznie względem płaszczyzny symetrii rzeszota są identyczne, co świadczy o prawidłowym montażu układu napędowego i symetrii układu drgającego.
- Zauważono nieznaczne obniżenie amplitudy drgań w trakcie rozruchu dzięki zastosowaniu nowego rozwiązania napędu w porównaniu z rozruchem klasycznego układu (silnik asynchroniczny – sprzęgło – wibrator bezwładnościowy). Efekt ten spowodowany jest krótszym czasem osiągnięcia znamionowej prędkości obrotowej silnika.
- Hamowanie przesiewacza z zamontowanym nowym układem napędowym wiąże się ze znaczącym wzrostem amplitudy drgań wynoszącym nawet dziesięciokrotność wartości znamionowych. Jest to wartość znacznie wyższa niż w trakcie rozruchu i o około 30% wyższa w porównaniu z klasycznym rozwiązaniem. Wzrost ten jest spowodowany wyeliminowaniem z konstrukcji sprzęgła elastycznego (oponowego), które powodowało tłumienie w układzie.

Badania przesiewacza z nowym rozwiązaniem układu napędowego w stanach nieustalonych wykazały, że brak sprzęgieł elastycznych w układzie napędowym zmniejsza tłumienie drgań i podnosi wartość amplitudy w trakcie swobodnego hamowania maszyny. Nie ma to jednak większego wpływu na poprawność jej pracy w stanie ustalonym.

Dzięki zastosowaniu nowego układu napędowego moc znamionowa uległa zmniejszeniu o około 63%: z 2 × 1,5 kW do 2 × 0,55 kW. Zmniejszenie mocy napędu nie wpłynęło na wydłużenie czasu rozruchu, który ma kluczowe znaczenie dla wzrostu amplitudy drgań podczas przejścia przez rezonans.

Na podstawie przeprowadzonych badań należy stwierdzić, że – ze względu na możliwość obniżenia zapotrzebowania na energię, uproszczenie konstrukcji oraz zwiększenie bezpieczeństwa obsługi przy zachowaniu pożądanych parametrów pracy – celowe jest modernizowanie napędów przemysłowych przesiewaczy wibracyjnych wyposażonych w klasyczne układy napędowe.

Literatura

Arifuzzaman S.M., Dong K., Yu A., 2022, *Process model of vibrating screen based on DEM and physics-informed machine learning*, Powder Technology, vol. 410, 17869. https://doi.org/10.1016/j.powtec.2022.117869.

Banaszewski T., 1990, *Przesiewacze*, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice.

Banaszewski T., Feliks J., Filipowicz A., Kalukiewicz A., 2007, *Parametry sortowników wykorzystywanych w wytwórniach mieszanek mineralno-bitumicznych*, Transport Przemysłowy, nr 3(29), s. 78–81.

Banaszewski T., Feliks J., Filipowicz A., Kalukiewicz A., 2007, *Przesiewacze stosowane w wytwórniach mas mineralno-bitumicznych*, [w:] *Nowoczesne metody eksploatacji węgla i skał zwięzłych*, University of Science and Technology AGH, Faculty of Mechanical Engineering and Robotics, Department of Mining, Dressing and Transporting Machines, Kraków, s. 223–229.

Chen Z., Tong X., Li Z., 2020, *Numerical Investigation on the Sieving Performance of Elliptical Vibrating Screen*, Processes, vol. 8(9), 1151. https://doi.org/10.3390/pr8091151.

Dietrych J., 1962, *Teoria i budowa przesiewaczy*, wyd. 2, Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Katowice.

Feliks J., Filipowicz A., 2007, *Sita dla wielopokładowych przesiewaczy o drganiach prostoliniowych*, [w:] *Nowoczesne metody eksploatacji węgla i skał zwięzłych*, University of Science and Technology AGH, Faculty of Mechanical Engineering and Robotics, Department of Mining, Dressing and Transporting Machines, Kraków, s. 231–236.

Feliks J., Filipowicz A., 2008, *Przesiewacze w wytwórniach mas mineralno-bitumicznych*, Kopaliny, nr 1, s. 73–75.

Feliks J., Mazur M., 2017, *Mobilne zestawy do przeróbki surowców skalnych*, [w:] Kotwica K. (red. nauk.), *Problemy eksploatacji i zarządzania w górnictwie*, Department of Mining, Dressing and Transporting Machines, Faculty of Mechanical Engineering and Robotics, University of Science and Technology AGH, Krakow, s. 115–124.

Makinde O.A., Ramatsetse B.I., Mpofu K., 2015, *Review of vibrating screen development trends: Linking the past and the future in mining machinery industries*, International Journal of Mineral Processing, vol. 145, s. 17–22. https://doi.org/10.1016/j.minpro.2015.11.001.

Michalak A., Wodecki J., Drozda M., Wyłomańska A., Zimroz R., 2021, *Model of the vibration signal of the vibrating sieving screen suspension for condition monitoring purposes*, Sensors, vol. 21(1), 213. https://doi.org/10.3390/s21010213.

Modrzewski R., 2020, *Przesiewacze sitowe materiałów uziarnionych: wpływ konstrukcji maszyn przesiewających na jakość produktów przesiewania*, Monografie Politechniki Łódzkiej, nr 2339, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź.

Modrzewski R., Wodziński P., 2013, *Analysis of screening process of crushed basalt performed by a double-frequncy screen*, Physicochemical Problems of Mineral Processing, vol. 49, s. 81–89.

Peng L., Jiang H., Chen X, Liu D., Feng H., Zhang L., Zhao Y., Liu Ch., 2019, *A review on the advanced design techniques and methods of vibrating screen for coal preparation*, Powder Technology, vol. 347, s. 136–147. https://doi.org/10.1016/j.powtec.2019.02.047.

Sidor J., Feliks J., Mazur M., Tomach P., 2015, *Technika wibracyjna w przeróbce surowców mineralnych*, [w:] Krauze K. (red.), *Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie: praca zbiorowa: monografia*, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o. w Lędzinach, Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH w Krakowie, Lędziny – Kraków, s. 102–111.

Tomach P., Feliks J., 2021, *Wpływ rodzaju napędu laboratoryjnego przesiewacza o drganiach prostoliniowych na parametry jego pracy w stanie ustalonym*, [w:] *Nauka – technika – technologia: seria wydawnicza AGH*, t. 2, Wydawnictwa AGH, Kraków, s. 161–176. https://doi.org/10.7494/978-83-66727-48-9_11.

Wodziński P., 1997, *Przesiewanie i przesiewacze*, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź.