



Komputerowo wspomagana analiza dynamiki przesiewacza wibracyjnego

PIOTR DANIELCZYK, IRENEUSZ WRÓBEL

Akademia Techniczno-Humanistyczna, Katedra Podstaw Budowy Maszyn,
43-309 Bielsko-Biała, ul. Willowa 2

Streszczenie. Obiektem analiz opisanych w pracy jest przesiewacz wibracyjny typu WK, stosowany w górnictwie do przesiewania węgla. Przedstawiono dyskretny model obliczeniowy zbudowany przy wykorzystaniu Metody Elementów Skończonych. Wyznaczono postacie i częstotliwości drgań własnych układu dla różnych wielkości nasypu surowca. Bazując na wynikach analizy modalnej wykonano symulację ruchu urządzenia wykorzystując metodę superpozycji modalnej. W wyniku analiz uzyskano wartości parametrów eksploatacyjnych przesiewacza (skok rzeszota, wartości przyspieszeń na sicie przesiewacza) oraz wartości naprężeń w elementach urządzenia. Sformułowano wnioski.

Słowa kluczowe: przesiewacz wibracyjny, Metoda Elementów Skończonych, analiza dynamiczna, górnictwo

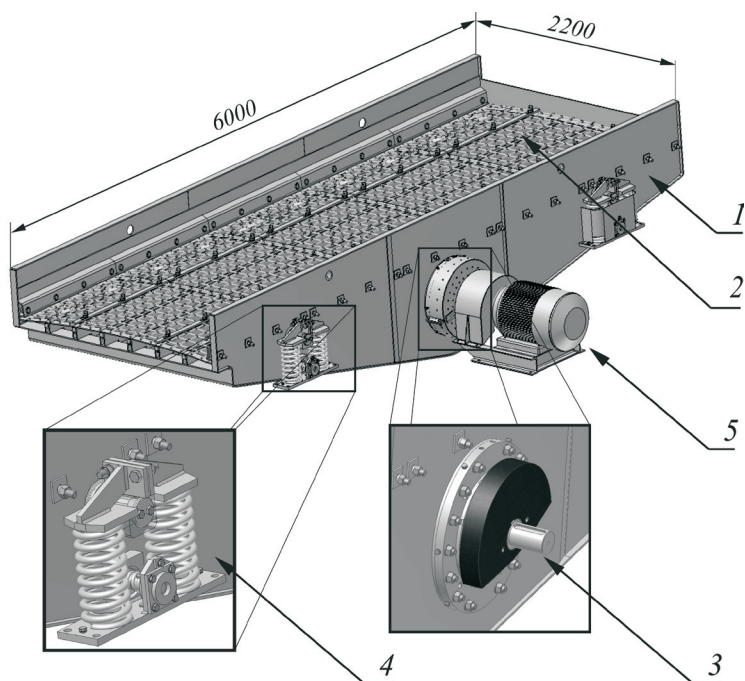
Symbole UKD: 622

1. Wprowadzenie. Obiekt analizy

Jednym z etapów mechanicznej przeróbki węgla i kruszyw jest rozdział ciał sypkich na zbiory ziaren według wielkości, czyli tzw. klasyfikacja granulometryczna. Urządzeniami mechanicznymi służącymi do klasyfikacji, stosowanymi w górnictwie oraz przy segregacji materiału skalnego są przesiewacze, z których znaczącą grupę stanowią przesiewacze wibracyjne. Spośród wielu rozwiązań konstrukcyjnych powszechnie stosowane są przesiewacze nadrezonansowe o kołowej trajektorii ruchu rzeszota typu WK z jednomasowym napędem bezwładnościowym [1].

Przedmiotem rozważań podjętych w tej pracy jest urządzenie typu WK1 — 2,2 × 6 produkcji MIFAMA SA (rys. 1). Przesiewacz ten składa się z następujących podzespołów: rzeszota jednopokładowego (1), sita (2), napędu bezwładnościowe-

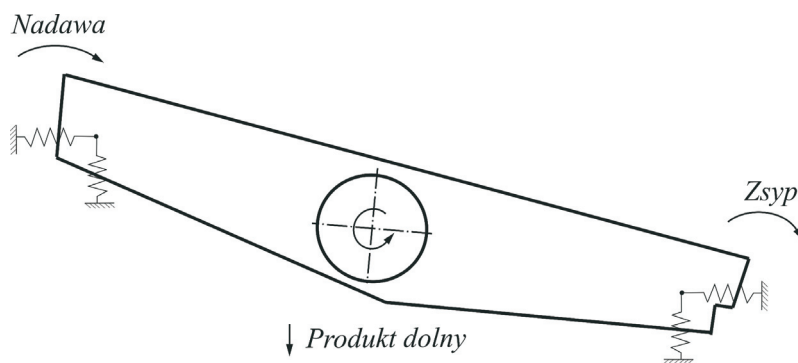
go (3), podparcia sprężystego (4) oraz zespołu napędowego (5). W rozwiązaniu tym silnik, za pośrednictwem sprzęgła elastycznego, wprawia w ruch wał napędu bezwładnościowego. Napęd bezwładnościowy zbudowany jest z wału usytuowanego w osi zawierającej środek ciężkości rzeszota z osadzonymi na nim obciążnikami (niewyważonymi masami). Obciążniki te są wymienne, a ich masa bezpośrednio przekłada się wielkość skoku rzeszota. Wał jest łożyskowany w oprawach zamocowanych w przeciwległych ścianach rzeszota. Masy niewyważone napędu wprawiają posadowione sprężysto rzeszoto wraz z zamocowanym do niego sitem w ruch drgający o trajektorii kołowej. Główną częścią przesiewacza jest rzeszoto, które służy do: mocowania sit, prowadzenia strugi przesiewanego materiału oraz przenoszenia sił występujących w czasie ruchu roboczego [2]. Tworzą go dwie równoległe, odpowiednio usztywnione ściany boczne, wykonane z blachy o grubości 10 mm. Do podparcia i zamocowania sit wykonany jest specjalny ruszt, którego zadaniem jest ponadto zapewnienie odpowiedniej sztywności konstrukcji. Pomiędzy ścianami rzeszota wbudowana jest rura dużej średnicy, stanowiąca korpus i osłonę napędu bezwładnościowego. Sito jest częścią przesiewacza, na której dokonuje się właściwa segregacja przesiewanego materiału. Wykonane ono może być z drutów, linek, prętów z metali bądź tworzyw sztucznych o zróżnicowanym kształcie, wymiarach i rozmieszczeniu otworów.



Rys. 1. Budowa przesiewacza wibracyjnego WK1 — 2,2×6

Podparcie sprężyste stanowi jeden z czterech zespołów sprężyn stalowych śrubowych osadzonych w gniazdach stóp podparcia. Górna stopa podparcia mocowana jest przegubowo na walcowym czopie rzeszota, a dolna przykręcona jest do konstrukcji wsporczej przesiewacza. Materiał przeznaczony do przesiania podawany jest na przesiewacz równomierną warstwą ziaren pokrywającą całą szerokość roboczą urządzenia. Ruch drgający sita wywołuje ruch surowca (nadawy), jego przesiewanie i transport wzdłuż sita (rys. 2).

Prędkość robocza dla przedstawionej konstrukcji wynosi 735 obr/min.



Rys. 2. Schemat procesu przesiewania

2. Cel analizy

Szeroko opisane w literaturze zależności traktują przesiewacz jako bryłę sztywną, posadowioną sprężysto na podporach [3]. Analiza takiego modelu umożliwia wyznaczenie podstawowych wielkości charakteryzujących pracę urządzenia. Gruntowną analizę dynamiczną układu można wykonać, wykorzystując oprogramowanie CAD/CAE. W szczególności istotne wydaje się uwzględnienie w symulacjach komputerowych podatności elementów konstrukcji przesiewacza. W ramach prezentowanej pracy przewiduje się wykonanie modelu dyskretnego urządzenia z wykorzystaniem metody elementów skończonych [4, 5]. W odniesieniu do przesiewaczy wibracyjnych trudno odnaleźć w literaturze wykorzystanie tej metody. Należy przypuszczać, że metodyka projektowania i analizy związana z konkretnymi konstrukcjami przesiewaczy chroniona jest tajemnicą w zakładach produkujących takie urządzenia. Jednym z nielicznych opracowań podejmujących tę tematykę jest praca [6].

Z wykorzystaniem modelu przesiewacza zostanie wykonana analiza modalna konstrukcji dla wyznaczenia postaci drgań własnych przesiewacza i odpowiadających im częstotliwości oraz symulacja ruchu urządzenia, która pozwoli na:

- wyznaczenie trajektorii ruchu przesiewacza, a tym samym określenie skoku rzeszota podczas pracy urządzenia,

- wyliczenie wartości przyspieszeń na sicie przesiewacza,
- wyznaczenie naprężeń w konstrukcji przesiewacza podczas pracy.

Dla analizowanego urządzenia z jednomasowym napędem bezwładnościowym pożądana jest kołowa trajektoria ruchu rzeszota. W innym przypadku można oczekiwać obniżenia sprawności procesu przesiewania. Istnieje także niebezpieczeństwo pęknięcia belek i ścian rzeszota [7]. Skok rzeszota, zgodnie z oczekiwaniami producenta, dla tego przesiewacza powinien wynosić ok. 10 mm. Uzyskanie wysokiej wydajności przesiewania wiąże się z koniecznością zwiększania częstotliwości drgań przesiewaczy. Dąży się do osiągnięcia możliwie dużego przyspieszenia, działającego na przesiewane ziarna na powierzchni sita — w granicach od 4 do 5 g [8]. Tak wysokie wartości przyspieszeń są ponadto niezbędne dla zapewnienia ciągłości procesu przesiewania; podczas pracy sito przesiewacza powinno się oczyszczać (przesiewany materiał nie może powodować zaklejania się sit).

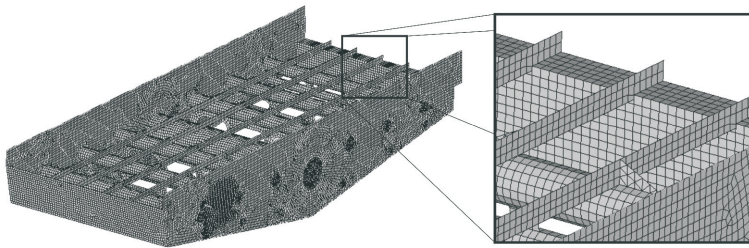
Obliczenia zostaną wykonane dla przesiewacza nieobciążonego nadawą oraz przy założeniu, że na sicie przesiewacza w stanie ustalonym znajduje się warstwa surowca o określonej wysokości.

3. Model dyskretny przesiewacza

Model geometryczny zespołu przesiewacza (rys. 1) wykonano, wykorzystując program Autodesk Inventor Professional 11, na podstawie dokumentacji technicznej uzyskanej przez producenta. Model 3D urządzenia wykorzystano do wykonania dyskretnego modelu obliczeniowego dla analiz metodą elementów skończonych z zastosowaniem pakietu Ansys v10. Poniżej opisano sposób wykonania modelu MES dla poszczególnych elementów urządzenia.

3.1. Rzeszoto

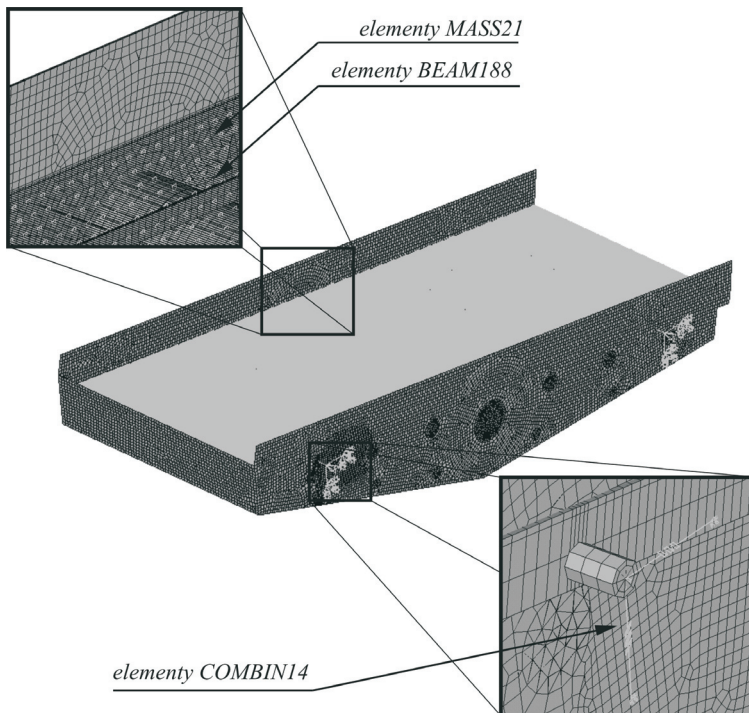
Konstrukcja rzeszota jest konstrukcją cienkościenną wykonaną z blach. Do wykonania modelu dyskretnego rzeszota korzystne jest wykonanie pomocniczego modelu powierzchniowego. Wykorzystując moduł do modelowania powierzchni *Generative Shape Design* systemu *CATIA v5r17*, z modelu bryłowego rzeszota (por. rys. 1) wyodrębniono powierzchnie środkowe, dbając o odpowiedni podział powierzchni w miejscach, w których przy tworzeniu siatki elementów skończonych można oczekiwać problemów ze spójnością modelu. Model dyskretny rzeszota wykonano, wykorzystując do tego celu ośmiowęzłowe elementy powłokowe wyższego rzędu *Shell93*. Tam, gdzie było to możliwe, dokonano podziału na elementy czworokątne o regularnych kształtach. W miejscach, w których kształt powierzchni nie pozwalał na podział na elementy czworokątne, zastosowano sześciowęzłowe elementy trójkątne (rys. 3).



Rys. 3. Model MES rzeszota

3.2. Sito przesiewacza

W dalszej kolejności zbudowano model dyskretny sita. Sito przesiewacza zamodelowano wykorzystując elementy belkowe *Beam188* o przekroju wynikającym z dokumentacji konstrukcyjnej urządzenia (rys. 4). *Beam188* jest elementem definiowanym przez 2 węzły, spełniającym założenia teorii belek Timoshenki.

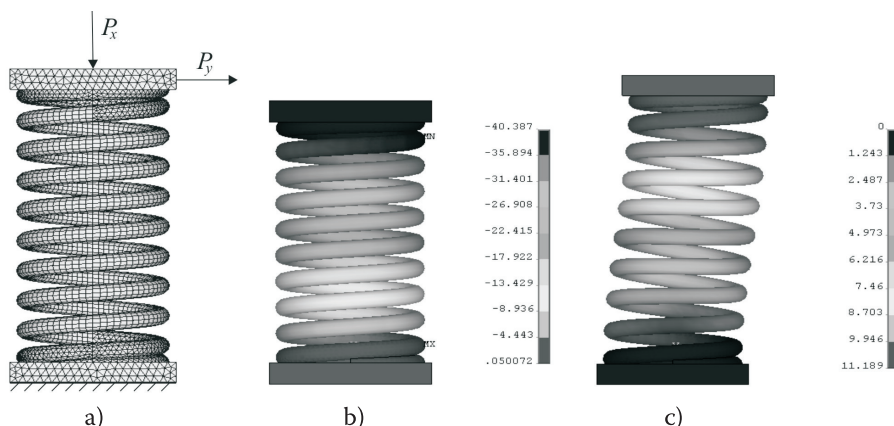


Rys. 4. Model dyskretny przesiewacza

3.3. Podparcie sprężyste

Podparcie w modelu przesiewacza zbudowano za pomocą liniowego elementu sprężysto-tłumiącego *Combin14* (por. rys. 4) o sztywności zastępczej odpowiadającej sztywności zespołu sprężyn (por. rys. 1). Wyznaczenie sztywności pojedynczej sprężyny w kierunku osiowym (pionowym) nie następuje trudności — można ją uzyskać wprost z charakterystyki. Trudniejsze jest wyliczenie sztywności w kierunku poziomym. Przybliżony sposób obliczenia podano w pracy [3]. Dla celów niniejszej analizy postanowiono wyznaczyć sztywność sprężyn, posługując się modelem pomocniczym (rys. 5a). Dzięki temu uzyskano wartości sztywności pojedynczej sprężyny:

- w kierunku pionowym (rys. 5b): $k_x = 99000$ N/m,
- w kierunku poziomym (rys. 5c): $k_y = 53700$ N/m.



Rys. 5. Pomocniczy model MES do wyznaczania sztywności sprężyn (a) i odkształcenia w kierunku pionowym (b) i poziomym (c)

Warto dodać, że sztywność k_x odczytana z charakterystyki wynosi 102 000 N/m. Błąd obliczeń nie przekracza zatem 3%.

3.4. Surowiec

Masę przesiewanego materiału uwzględniono w ten sposób, że w węzłach modelu belkowego sita (por. rys. 4) dodano elementy masowe *MASS21* (masa skupiona). Założono, bazując na danych producenta przesiewaczy, że po ustaleniu się procesu przesiewania na sicie znajduje się co najwyżej warstwa surowca o grubości 20 cm. Znając gęstość przesiewanego materiału (dla węgla gęstość nasypowa $\rho = 1200$ kg/m³), można obliczyć masę przypadającą na jeden węzeł

sita¹. Do analiz przygotowano 5 modeli obliczeniowych różniących się założoną wysokością podkładu surowca: przesiewacz nieobciążony (0 cm), 5 cm, 10 cm, 15 cm, 20 cm.

4. Analiza modalna

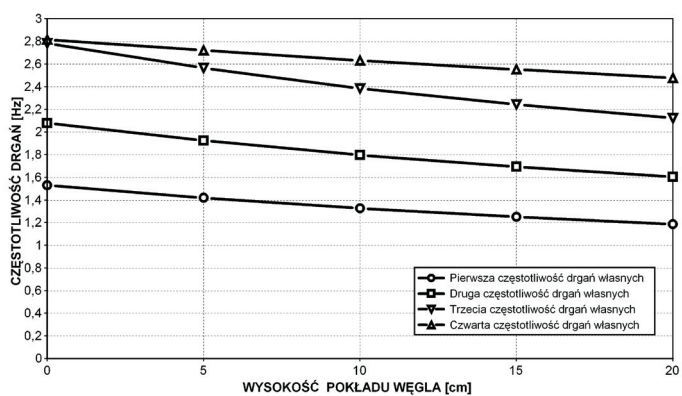
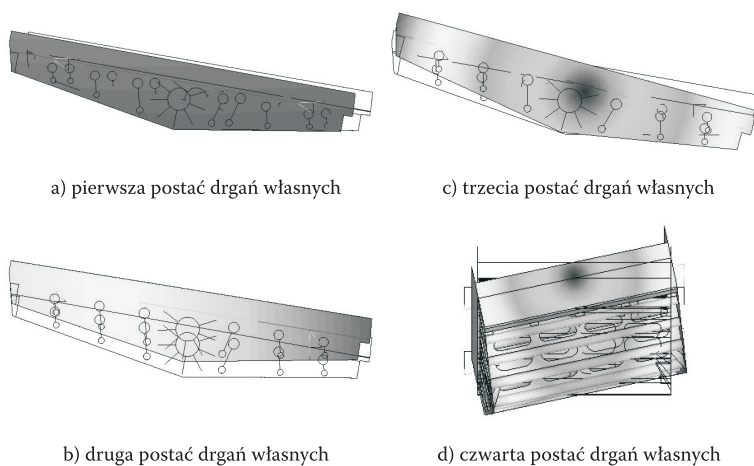
Dysponując modelem obliczeniowym przesiewacza, przeprowadzono analizę modalną konstrukcji w celu wyznaczenia częstości drgań własnych i odpowiadających im postaci drgań. Analizę numeryczną wykonano, wykorzystując zaimplementowaną w pakiecie Ansys procedurę opartą na metodzie Lanczosa. Wyznaczono 50 kolejnych postaci i częstości drgań własnych.

Na rysunkach 6a-6d zestawiono postacie drgań własnych układu wynikające z warunków podparcia, dla których przesiewacz można traktować jako bryłę sztywną, wykonującą drgania na sprężynach o wcześniej określonych sztywnościach. Na rysunku 6e zobrazowano wpływ wysokości pokładu surowca na częstotliwości drgań własnych odpowiadające przedstawionym postaciom drgań.

Z analizy uzyskanych wyników można stwierdzić, że częstotliwość wynikająca z ruchu roboczego przesiewacza (12,25 Hz) leży powyżej wyznaczonych częstotliwości własnych drgań układu dla całego zakresu rozpatrywanych wysokości pokładu surowca. Ponadto, spełnione jest zalecenie formułowane dla przesiewaczy nadrezonansowych, aby częstotliwość pracy przesiewacza przekraczała co najmniej czterokrotnie częstości rezonansowe [3].

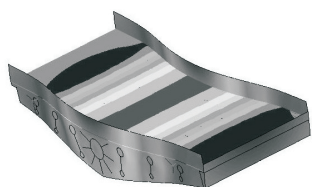
Na kolejnym rysunku pokazano następne cztery postacie drgań własnych urządzenia i, podobnie jak poprzednio, wpływ wysokości pokładu przesiewanego materiału na wartości tych częstości. Można zauważyć, że częstotliwość dla piątej postaci drgań (rys. 7a) leży poniżej częstotliwości odpowiadającej prędkości roboczej zespołu napędowego przesiewacza. Dla maksymalnej wysokości pokładu surowca częstotliwości odpowiadające postaci pokazanej na rysunku 7b leżą blisko częstotliwości wynikającej z ruchu układu napędowego z prędkością roboczą 735 obr/min.

¹ Należy w tym miejscu dodać, że celem prowadzonych prac nie było rozwiązanie zagadnienia ruchu surowca na sicie podczas procesu przesiewania, ale wykonanie symulacji ruchu przesiewacza obciążonego nadawą. Ponieważ oczekiwana wielkość skoku rzeszota jest niewielka i zawiera się w granicach 6÷10 mm, na potrzeby niniejszej analizy założono, że przesiewany materiał pozostaje przez cały czas nieruchomy, obciążając sito przesiewacza. Oczywiście, wyznaczone postacie drgań własnych i odpowiadające im częstotliwości nie uwzględniają możliwości utraty kontaktu przesiewanego surowca z sitem, zatem rzeczywiste ich wartości mogą nieco odbiegać od uzyskanych na drodze analizy przedstawionego modelu.

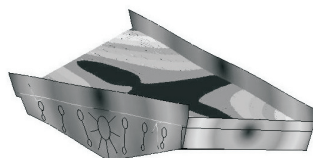


e) wpływ wysokości pokładu surowa na pierwsze cztery częstotliwości drgań własnych

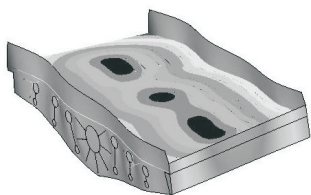
Rys. 6. Pierwsze cztery postacie drgań własnych układu



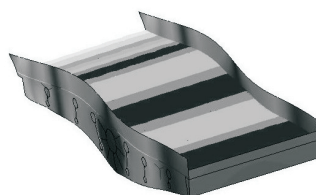
a) piąta postać drgań własnych



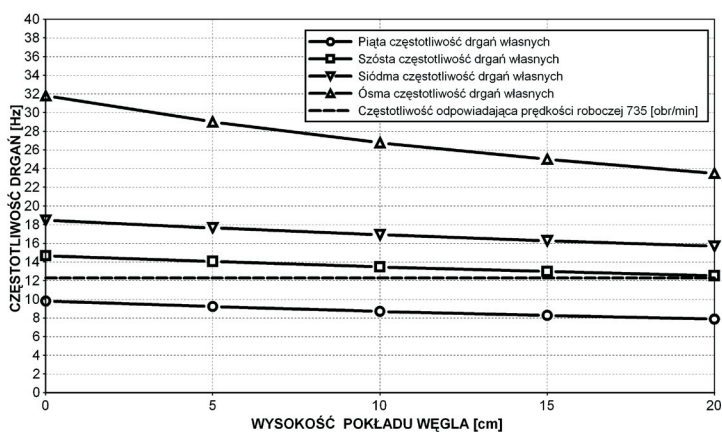
c) siódma postać drgań własnych



b) szósta postać drgań własnych



d) ósma postać drgań własnych



e) wpływ wysokości pokładu surowca na pierwsze cztery częstotliwości drgań własnych

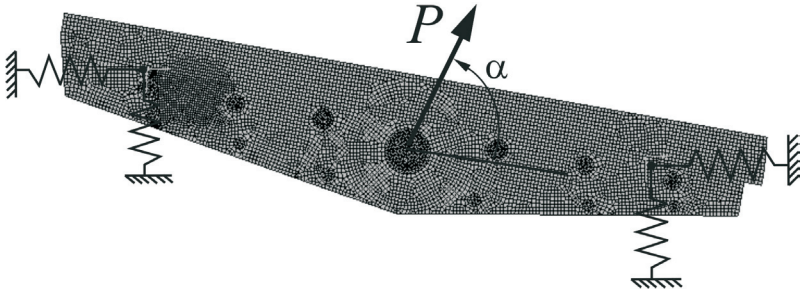
Rys. 7. Wybrane postacie odkształcalne drgań własnych układu

5. Analiza dynamiczna

Z uwagi na złożoność modelu i przewidywane długie czasy obliczeń, do rozwiązania zadania analizy dynamicznej wykorzystano metodę superpozycji modalnej [9, 10], bazującą na wynikach wykonanej analizy modalnej. Pod uwagę wzięto 50 pierwszych postaci i odpowiadających im częstotliwości drgań własnych. Obliczenia wykonano dla prędkości roboczej 735 obr/min. Symulacja ruchu obejmowała 10 cykli ustalonej pracy urządzenia

z prędkością roboczą, przy czym zgodnie z sugestią producenta przyjęto czas 10 s na rozpędzenie do tej prędkości. Krok czasowy do obliczeń przyjęto jako 1/20 okresu drgań odpowiadającego najwyższej rozpatrywanej częstotliwości.

Siła wymuszająca ruch układu pochodzi od napędu bezwładnościowego (por. rys. 1). Znając moment niewyważenia (dla konkretnego układu obciążników podaje go producent w dokumentacji konstrukcyjnej) wynoszący dla analizowanego urządzenia $M_u = 26 \text{ kgm}$ oraz prędkość kątową wymuszenia ω , można obliczyć siłę wymuszającą (odśrodkową) $P = M_u \omega^2 = 153\,993 \text{ N}$. Siłę tę podzielono na dwie równe części i przyłożono w osi wału napędowego na przeciwległych ścianach rzeszota, w każdej chwili czasu wyznaczając jej położenie określone kątem α (rys. 8).



Rys. 8. Schemat obciążenia modelu obliczeniowego przesiewacza

Analiza pojedynczego przypadku na komputerze wyposażonym w dwurdzeniowy procesor AMD 3800+ oraz 2 GB pamięci operacyjnej trwała niespełna 2 godziny.

6. Wyniki obliczeń

Na rysunku 9 pokazano położenie wybranych punktów na modelu obliczeniowym ($A, B, C, L_1, L_2, S_1, S_2, P_1, P_2$), w których wyznaczano wielkości niezbędne do oceny prawidłowości pracy urządzenia.

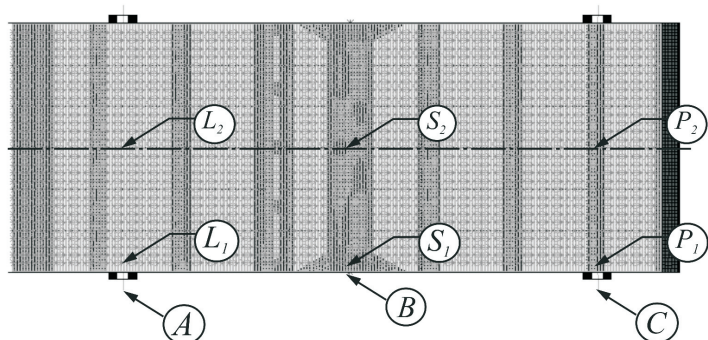
Na rysunku 10 przedstawiono trajektorie wybranych punktów:

A — punktu w miejscu mocowania lewej podpory,

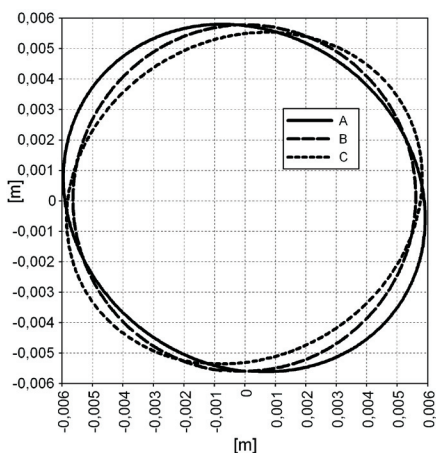
B — punktu w osi wału napędowego,

C — punktu w miejscu mocowania prawej podpory

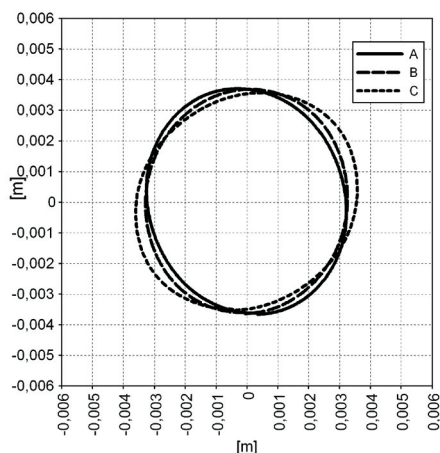
przesiewacza dla układu nieobciążonego oraz układu, dla którego założono wysokość pokładu węgla 20 cm.



Rys. 9. Rozkład punktów wykorzystanych w analizie rezultatów obliczeń



a) bez obciążenia



b) z obciążeniem 20 cm warstwą surowca

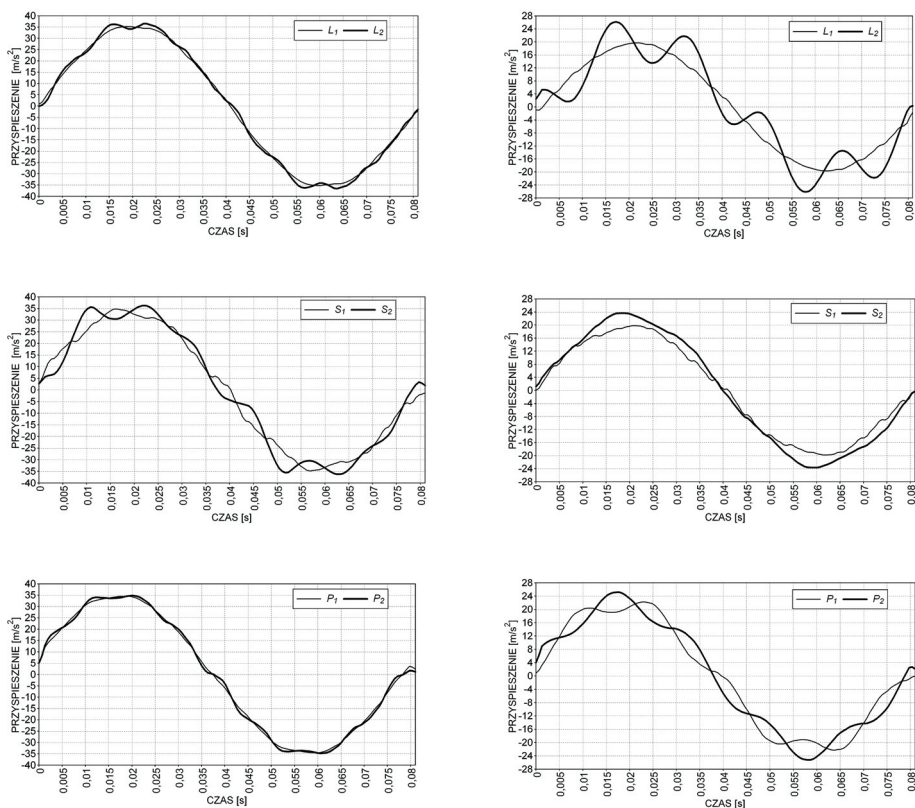
Rys. 10. Trajektorie wybranych punktów przesiewacza

Jak wynika z rysunku, trajektorie układu są zbliżone do kołowych — niewielkie odstępstwo wynika z nieznacznego przesunięcia środka ciężkości modelu MES urządzenia w stosunku do osi wału napędowego [7]. Uzyskane wartości skoku rzeszota wynoszą: dla układu nieobciążonego ~12 mm, dla układu z obciążeniem maksymalnym ~8 mm.

Na poniższych wykresach (rys. 11) przedstawiono przebiegi przyspieszeń dla wybranych punktów L_1 , L_2 , S_1 , S_2 , P_1 , P_2 na sicie przesiewacza w kierunku prostopadłym do powierzchni sita². Podobnie jak poprzednio, zestawiono rezultaty dla

² Czas $t = 0$ na przedstawionych wykresach należy traktować umownie jako punkt początkowy dla przedstawionego jednego pełnego cyklu pracy urządzenia.

przesiewacza nieobciążonego i obciążonego masą 20 cm pokładu surowca. Z analizy wykresów wynika, że maksymalne wartości przyspieszeń na sicie dla układu nieobciążonego nieznacznie przekraczają wartości 4 g, dla układu obciążonego sięgają 3 g. Ponieważ w praktyce wysokość pokładu węgla jest mniejsza od 20 cm, można uznać, że przesiewacz spełnia wymagania stawiane przez producenta zarówno jeśli chodzi o oczekiwaną wielkość skoku rzeszota, jak i wartości przyspieszeń na sicie.

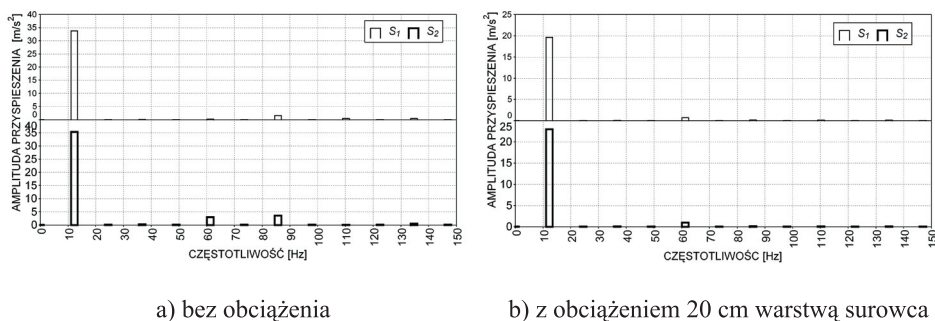


a) bez obciążenia

b) z obciążeniem 20 cm warstwą surowca

Rys. 11. Przebiegi przyspieszeń dla wybranych punktów na sicie przesiewacza

Na kolejnych wykresach (rys. 12) pokazano wyniki przykładowych analiz fourierowskich wykonanych dla punktów S_1 i S_2 . W widmie drgań dominują częstotliwości wynikające z ruchu roboczego (735 obr/min = 12,25 Hz). Dla układu nieobciążonego oraz układu pracującego z obciążeniem maksymalną warstwą surowca można ponadto dostrzec prążek pojawiający się dla częstotliwości ok. 60 Hz.



Rys. 12. Analizy fourierowskie przyspieszeń dla wybranych punktów na sicie przesiewacza

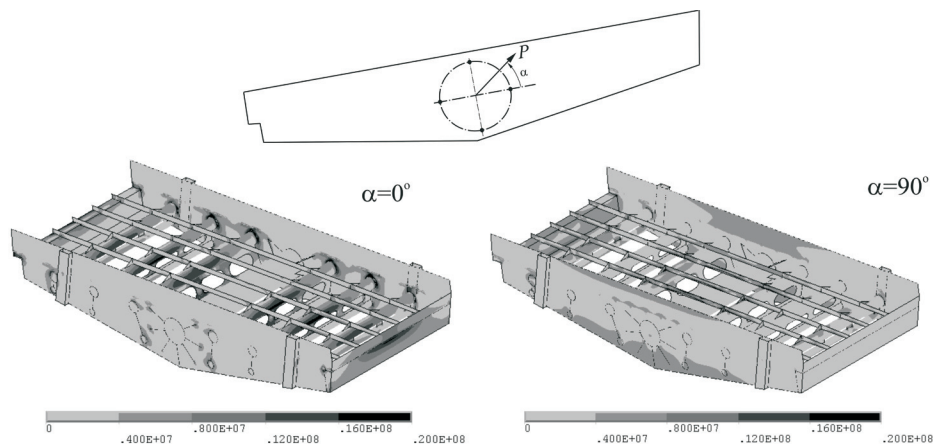


Rys. 13. Dwudziesta trzecia postać drgań własnych przesiewacza

Częstotliwość ta odpowiada dwudziestej trzeciej postaci drgań własnych przedstawionej na rysunku 13. Można stwierdzić, że podczas pracy przesiewacza zostają wzbudzone drgania sita oraz belek stanowiących ruszt do jego zamocowania. Z analizy wykresu wynika, że amplitudy drgań odpowiadające tej częstotliwości są jednak mało znaczące

Na rysunku 14 zobrazowano warstwicę naprężeń zredukowanych³ wyliczonych dla przesiewacza w chwilach czasu odpowiadających położeniu siły wymuszającej (czyli położeniu wału napędowego) określonego kątami $\alpha = 0^\circ$ i $\alpha = 90^\circ$. Analiza przedstawionego rozkładu naprężeń pozwala stwierdzić, że naprężenia w konstrukcji nie przekraczają 20 MPa. Naprężenia dopuszczalne, przy założeniu obciążeń obustronnie zmiennych, dla materiału rzeszota (stal S235JRG1) wynoszą 44 MPa, zatem rzeczywiste naprężenia w rzeszocie są prawie dwukrotnie mniejsze od naprężeń dopuszczalnych.

³ Naprężenia w belkach modelujących sito nie przekraczają 1 MPa. Dla przejrzystości z rysunków usunięto fragmenty modelujące sito przesiewacza.



Rys. 14. Naprężenia w rzeszocie dla wybranych położenia wału napędowego

7. Wnioski i spostrzeżenia

Analizy przedstawione w niniejszym opracowaniu pozwalają na następujące stwierdzenia:

- dla częstotliwości odpowiadających szóstej postaci drgań (rys. 7b) istnieje niebezpieczeństwo zaistnienia rezonansu — znajdują się one blisko częstości pracy przesiewacza (rys. 7e). Na tle ruchu roboczego (unoszenia) o znacznych amplitudach trudno dostrzec to zjawisko, a można w nim upatrywać jednej z przyczyn zdarzających się pęknięć konstrukcji rzeszota,
- projektując układ napędowy dla przedstawionej konstrukcji przesiewacza, należy zadbać o to, aby rozpędzanie do prędkości roboczej odbywało się dość szybko — układ pracuje powyżej częstości rezonansowych,
- wymagania eksploatacyjne stawiane przez producenta analizowanej konstrukcji przesiewacza, dotyczące zarówno wymaganej wartości skoku rzeszota, jak i wartości przyspieszeń na sicie, są spełnione. Analiza naprężeń zredukowanych dowiodła, że dla przedstawionej konstrukcji naprężenia zredukowane nie przekraczają naprężeń dopuszczalnych dla materiału rzeszota,
- w widmie drgań zdecydowanie dominuje częstotliwość wynikająca z ruchu roboczego przesiewacza. Drgania samego sita są mało znaczące. Próba rekonstrukcji urządzenia tak, aby podczas pracy zostały wzbudzone również drgania sita, będzie przedmiotem dalszych prac. Można sądzić, że poprawi to skuteczność procesu przesiewania.

Warto dodać, że pełny obraz zjawisk występujących podczas pracy przesiewacza można uzyskać, wykonując model obliczeniowy uwzględniający zjawiska

kontaktowe na styku przesiewany surowiec–sito przesiewacza. Wyznaczone wartości przyspieszeń w węzłach sita przesiewacza wskazują na możliwość odrywania się przesiewanego materiału od jego powierzchni.

Artykuł wpłynął do redakcji 11.04.2008 r. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano w maju 2008 r.

LITERATURA

- [1] T. BANASZEWSKI, *Przesiewacze*, Wydawnictwo Śląsk, Katowice, 1990.
- [2] J. NAWROCKI, *Budowa i eksploatacja przesiewaczy*, Politechnika Śląska, Gliwice, 1975.
- [3] T. Banaszewski, J. Michalczyk, *Oddziaływanie dynamiczne maszyn stosowanych w przeróbce surowców mineralnych*, Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, 2005.
- [4] O. C. ZIENKIEWICZ, R. L. TAYLOR, *The finite element method*, Oxford, Butterworth-Heineman, 2000.
- [5] V. ADAMS, A. ASKENAZI, *Building Better Products with Finite Element Analysis*, Onword Press, 1999.
- [6] K. BŁASZCZYK, M. OSOBA, J. TOKARCZYK, *Projektowanie maszyn wibracyjnych z wykorzystaniem nowoczesnych metod obliczeniowych*, *Maszyny Górnicze*, 95, 2003, 22-27.
- [7] T. BANASZEWSKI, A. FILIPOWICZ, *Badania poprawności drgań przesiewaczy*, *Maszyny Górnicze*, 2, 2002, 29-34.
- [8] Z. ŚMIEJEK, *Przesiewacz wibracyjny — ciągły proces poszukiwania optymalnych rozwiązań*, *Maszyny Górnicze*, 98, 2004, 41-46.
- [9] G. RAKOWSKI, Z. KACPRZYK, *Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji*, Wydawnictwo PW, 2005.
- [10] Ansys Help SYSTEM, 2005.

P. DANIELCZYK, I. WRÓBEL

Computer aided analysis of vibrating screen dynamics

Abstract. The object of the analysis described in the paper is *Wk1* vibrating screen used in coal mining industry for screening coal. Discrete calculation model with the application of Finite Element Method built for the analysis has been presented. Shape modes and natural frequencies of vibrations of the unit have been determined for different layers of raw material. Based on modal analysis results, motion simulation of the device has been performed with the use of the modal superposition method. The values of exploitation parameters (sieve stroke, accelerations on the screen mesh), and the values of stresses in the construction have been determined. Conclusions have been formulated.

Keywords: vibrating screen, Finite Element Method, dynamic analysis, mining

Universal Decimal Classification: 622

