

**Damian PIETRUSIAK\***

## **ZAGROŻENIA REZONANSOWE MASZYN PODSTAWOWYCH GÓRNICICTWA ODKRYWKOWEGO**

*Do kategorii maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego zalicza się wielonaczyniowe koparki kołowe oraz zwalówarki. Ich budowa oraz charakter pracy powodują, że są one silnie narażone na obciążenia dynamiczne. W artykule przedstawiono możliwości wystąpienia zagrożenia zjawiskiem rezonansu, w zależności od obiektu i jego warunków pracy. Wskazano możliwe sposoby badania charakterystyk dynamicznych metodami eksperymentalnymi oraz numerycznymi.*

**Słowa kluczowe:** *maszyny górnictwa odkrywkowego, analiza modalna, drgania, zagrożenia rezonansowe*

### **WSTĘP**

Obecnie większość pracujących na terenie Polski maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego to maszyny kilkunasto-, a przeważnie kilkudziesięcioletnie. Do obiektów o tak dużej złożoności niemożliwe było dotychczas stosowanie metod skutecznie określających charakterystyki dynamiczne na etapie projektowania [2]. Dopiero w ostatnim czasie silne rozpowszechnienie metod numerycznych i wzrost mocy obliczeniowej komputerów umożliwiły realne zmierzenie się z tym problemem. Ostatecznie pozostawało badanie istniejącego już obiektu, określenie jego charakterystyk dynamicznych i wprowadzenie takich zmian, o ile to możliwe, które pozwolą uniknąć niepożądanych zjawisk.

### **1. ŹRÓDŁA DRGAŃ MASZYN PODSTAWOWYCH**

Postać konstrukcyjna maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego charakteryzuje się dość dużą smukłością i podatnością. Obiekty te w dużej mierze przypominają wiszące mosty stalowe. Długie i podatne wysięgniki zawieszane są na systemie lin. Całość mas musi być tak dobrana, aby zapewnić stateczną pracę maszyny.

---

\* mgr inż. Damian PIETRUSIAK – Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej

Parametry te określa się w dowodzie stateczności i są one jednymi z głównych wpływających na dynamikę obiektu.

Środowisko pracy wielonaczyniowych koparek kołowych (rys. 1) oraz zwałowarek (rys. 2) powoduje silne ich wyężenie zarówno pod względem statycznym, jak i dynamicznym [1, 9]. Podatność maszyn pozwala im znosić wielokrotne przeciążenia, jednak może mieć bardzo negatywny wpływ na poziom drgań konstrukcji.



Rys. 1. Wielonaczyniowa koparka kołowa

*Źródło: Opracowanie własne*



Rys. 2. Zwałowarka

*Źródło: Opracowanie własne*

W przypadku koparek, największe zagrożenie niesie za sobą sam proces urabiania. Wysypy z czerpaków mają charakter harmoniczny i towarzyszy im duży

impuls energii. Pokrycie się z jedną z częstotliwości drgań własnych mogłoby doprowadzić do silnego wzrostu amplitudy drgań. Również bardzo silne drgania mogą wystąpić podczas ruchów technologicznych jazdy, obrotu bądź zwodzenia. Szczególnie niebezpieczny przypadek to taki, kiedy nawozie ustawione jest poprzecznie do kierunku jazdy. Bezwładność wysięgników jest na tyle duża, że reagują one z opóźnieniem na ruch podwozia, wywołując tym samym drgania obiektu. Ponadto, mogą być one wzbudzone lokalnie poprzez napędy, przenośniki, urobek uderzający harmonicznie w rolki przenośników czy uderzenia w przesypach. Zwałowarki, ponieważ nie muszą przenosić podczas urabiania tak dużych sił jak koparki, mają konstrukcję jeszcze smuklejszą i bardziej podatną. To powoduje, że są również narażone na pojawienie się drgań mimo, braku tak silnych impulsów, jak w przypadku wielonaczyniowych koparek kołowych.

## 2. METODY OKREŚLANIA OBSZARÓW REZONANSOWYCH

Do identyfikacji modeli modalnych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego stosuje się dziś równolegle metody symulacji numerycznych oraz badań eksperymentalnych [8]. Dzięki możliwościom obliczeniowym dzisiejszych systemów komputerowych, możliwa jest analiza modalna obiektu, z uwzględnieniem wielu detali konstrukcyjnych, mogących mieć wpływ na charakterystykę dynamiczną obiektu. Podejście takie umożliwia przeprowadzenie analiz już na etapie projektowym, a co najważniejsze, przebadanie wielu różnych wariantów. Wadą tej metody jest niedostateczne odzwierciedlenie wpływu warunków otoczenia. Szczególnie istotne różnice mogą wynikać z samego procesu wytwarzania i montażu obiektu. W modelu przyjmuje się idealny stan konstrukcji. Wprowadzanie imperfekcji w sposób losowy nie przybliży modelu do rzeczywistości. Dokładne określenie dynamicznych właściwości możliwe jest dzięki zastosowaniu badań eksperymentalnych na obiekcie już istniejącym. Najczęściej dziś stosowaną i powszechnie znaną metodą badawczą jest eksperymentalna analiza modalna [10]. Dzięki znajomości relacji pomiędzy energią wzbudzenia a energią odpowiedzi, można określić funkcję przejścia definiującą charakterystykę dynamiczną. Badanie takie uwzględnia wpływ wszelkich czynników otoczenia, zmiany konstrukcyjne, czy montażowe. Metoda ta, ze względu na konieczność wzbudzenia maszyny, jest dość kłopotliwa. Zapewnienie mierzalnego wymuszenia o sile wystarczającej do odpowiedniego wzbudzenia konstrukcji o masie nadwozia blisko 900 Mg jest trudne, a nawet niemożliwe. Obecnie coraz powszechniejsze zastosowanie znajduje eksploatacyjna analiza modalna [4, 11]. Nie wymaga ona sztucznego wzbudzenia układu. Do określenia funkcji przejścia wystarczająca jest znajomość odpowiedzi systemu. Co za tym idzie, rejestrację drgań można przeprowadzić podczas normalnej pracy maszyny. Dodatkowym atutem jest to, iż charakterystyka dynamiczna określona w ten sposób uwzględnia wpływ, jaki mogą mieć siły urabiania, masowe (od urobku), czy kontaktu wysięgnika z gruntem. Może się to okazać kluczowe, gdyż charakterystyki dynamiczne określone bez uwzględnienia czynników występujących podczas urabiania czy zwałowania mogą odbiegać od tego, co ma miejsce w trakcie pracy.

Podstawowym i najistotniejszym źródłem drgań w wielonaczyniowych koparkach kołowych jest wymuszenie pochodzące od wysypów urobku z czerpaków. Odpajanie skiby ma znaczenie drugorzędne, ponieważ zagłębianie się czerpaka nie jest procesem gwałtownym. Ponadto, w kontakcie ze skarpą są zawsze co najmniej dwa

czerpaki. Częstotliwość wysypów jest zależna od prędkości obrotowej koła oraz jego średnicy, a także ilości czerpaków. Przeważnie wynosi ona poniżej jednego herca. Uwagę należy zwrócić również na kolejne harmoniczne wymuszenia. Jeżeli odpowiadają swą częstotliwością którejś z częstotliwości drgań własnych, również mogą stanowić zagrożenie dla konstrukcji. Bardzo istotny, szczególnie w tego rodzaju obiektach, jest kierunek wzbudzenia. Główne postacie drgań własnych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego są bardzo charakterystyczne. Istnieje prawdopodobieństwo wystąpienia sytuacji, w której częstotliwości wymuszenia i drgań własnych pokrywają się, ale nie pokrywa się kierunek wektora wymuszenia z głównym wektorem modalnym dla danej postaci. W rezultacie postać występująca przy tej częstotliwości będzie miała mały współczynnik udziału w odpowiedzi układu, tym samym nie stanowiąc dla niego większego zagrożenia.

Zwałowarki, ze względu na inny charakter pracy, nie są poddane tak silnym obciążeniom, jak wielonaczyniowe koparki kołowe. Największe drgania zauważalne są podczas przejazdów maszyny. Szczególnie niebezpieczny może być przypadek, kiedy nadwozie ustawione jest prostopadle do kierunku jazdy. Impuls wywołany podczas ruszania z miejsca może być wystarczająco duży, aby wzbudzić w maszynie drgania. W trakcie przejazdu mogą obywać one podtrzymywane, a nawet ulec wzmocnieniu.

### 3. CHARAKTERYSTYCZNE POSTACIE DRGAŃ MASZYN PODSTAWOWYCH

Dla niemalże wszystkich maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego możliwe jest przedstawienie pewnych charakterystycznych postaci drgań. Ze względu na wielkość i strukturę nadwozia koparki można podzielić na [3]:

- koparki o pełnej geometrii (duże);
- koparki klasy C (średniej wielkości);
- koparki kompaktowe (małe).

Nie zawsze podział ten, jeżeli brać pod uwagę kryterium wielkości, jest poprawny, ponieważ zdarzają się koparki klasy C dorównujące wielkością koparkom o pełnej geometrii. W samej klasie dużych koparek masa nadwozia może mieć od ok. 900 Mg do nawet 3000 Mg, ale istotne jest zachowanie jego struktury. W tabeli 1 przedstawiono porównanie częstotliwości drgań własnych koparek KWK 1500 (rys. 3) oraz koparki KWK 1200M (rys. 4), zidentyfikowanych metodą eksploatacyjnej analizy modalnej podczas urabiania. Przyporównano odpowiadające sobie postacie, ale jak wynika z tabeli, dla obu maszyn pojawiają się one w innej kolejności. Maszyny te w swojej kategorii koparek o pełnej geometrii są średniej wielkości.

Tabela 1. Częstotliwości drgań własnych koparek KWK 1500 i KWK 1200M

KWK 1500		KWK 1200M	
Postać	Częstotliwość drgań [Hz]	Postać	Częstotliwość drgań [Hz]
1	0,749	1	0,615
2	1,642	3	1,903
3	1,825	4	3,369
4	2,372	2	0,941

*Źródło: [5, 6]*

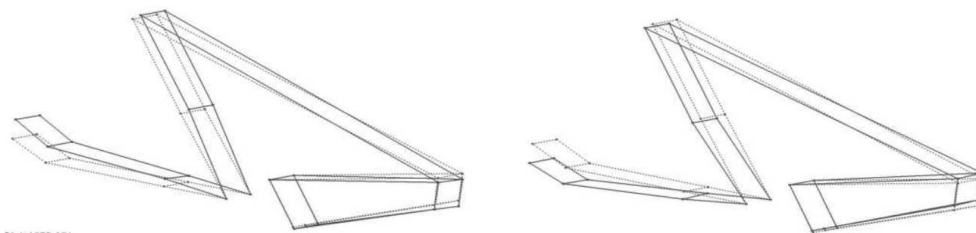


Rys. 3. Koparka KWK 1500  
*Źródło: Opracowanie własne*



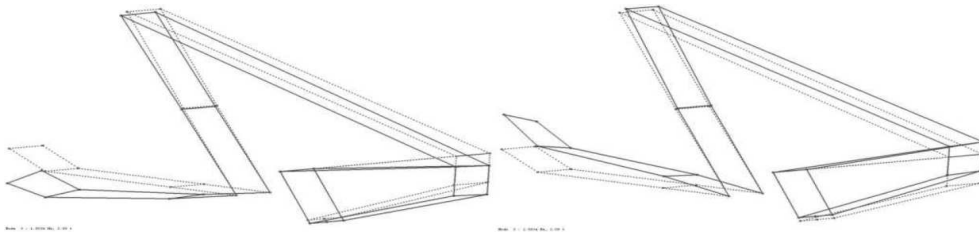
Rys. 4. Koparka KWK 1200M  
*Źródło: Opracowanie własne*

Schematy postaci drgań przedstawione są na rysunkach 5 - 8 i dotyczą przykładu koparki KWK 1200M. Bezpośrednio odpowiada sobie tylko pierwsza postać obu koparek (rys. 5).



Rys. 5. Postać pierwsza drgań koparki KWK 1200M  
*Źródło: Opracowanie własne*

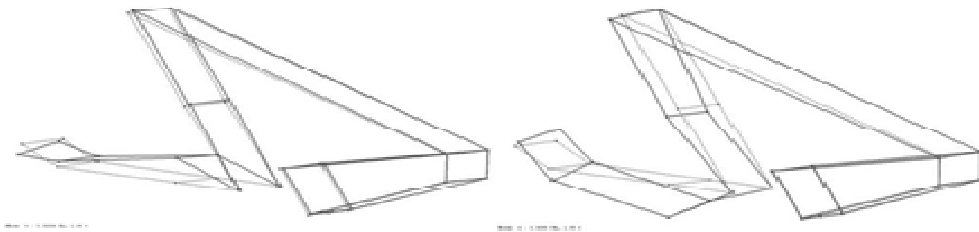
Jest ona najbardziej charakterystyczna. Rozłożenie dużych mas daleko na wysięgnikach i centralne podparcie powoduje, że maszyna kołysze się w przód i w tył.



Rys. 6. Postać trzecia koparki KWK 1200M

*Źródło: Opracowanie własne*

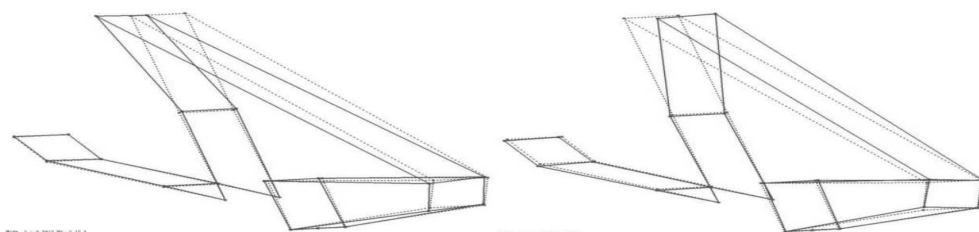
Trzeciej postaci drgań koparki KWK 1200M odpowiada postać druga drgań koparki KWK 1500. Jest to jednocześnie unoszenie się i opadanie wysięgników koła oraz przeciwwagi.



Rys. 7. Postać czwarta drgań koparki KWK 1200M

*Źródło: Opracowanie własne*

Postaci czwartej koparki KWK 1200M i trzeciej koparki KWK 1500 nie można sklasyfikować jako odpowiadających sobie. Obie one są postaciami złożonymi. Nie można jasno określić charakterystycznej deformacji dla jednej bądź drugiej maszyny.



Rys. 8. Postać druga drgań koparki KWK 1200M

*Źródło: Opracowanie własne*

Odpowiednikiem drugiej postaci drgań koparki KWK 1200M jest czwarta postać drgań koparki KWK 1500. Jest to postać, w której dominuje wychylanie się wysięgników na boki.

## PODSUMOWANIE

Przedstawione wyniki ukazują przedział częstotliwości drgań własnych, które charakteryzują się największym udziałem w odpowiedzi układu na wymuszenie

wywołane pracą. Pojawianie się poszczególnych postaci w różnej kolejności, w zależności od maszyny, nie jest istotne. Spowodowane jest to lokalnymi różnicami konstrukcyjnymi. Istotne jest natomiast występowanie tych samych postaci drgań własnych w wąskim przedziale częstotliwości od ok. 0,75Hz do ok. 3,34Hz. Oznacza to, że dla tej klasy i wielkości maszyn można przyjąć ten właśnie przedział i postacie jako charakterystyczne. Daje to istotne wskazówki dla projektantów maszyn oraz dla ich użytkowników. Zwraca jednocześnie uwagę na niebezpieczeństwo wystąpienia rezonansu w maszynach podstawowych. Częstotliwość wysypów koparki KWK 1500 to 1 Hz, a koparki KWK 1200M - 0,87Hz. Specyfika pracy i budowy tego rodzaju maszyn wymusza eksploatację w okolicach okołorezonansowych.

W przypadku zwałowarek również mamy do czynienia z drganiami o niskich częstotliwościach i postaciach podobnych do wielonaczyniowych koparek kołowych [7]. Prawdopodobieństwo wystąpienia rezonansu jest mniejsze, z uwagi na brak harmonicznego wymuszenia podczas pracy. Jednakże szereg innych, nie do końca sprecyzowanych, czynników może wywołać drgania o dużej amplitudzie.

*Badania współfinansowane ze środków Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego*

## LITERATURA

- [1] Bosnjak S, Zrnica N, Simonovic A, Momcilovic D., *Failure analysis of the end eye connection of the bucket wheel excavator portal tie-rod support*. [w:] "Engineering Failure Analysis", nr 16/2009, s. 740 – 750.
- [2] Bosnjak S., Zrnica N., Oguamanam D., *On the dynamic modeling of bucket wheel excavators*, [w:] "FME Transaction", nr 34 (2006), s. 221 – 226.
- [3] Czmochocki J., *Identyfikacja modeli modalnych maszyn urabiających w górnictwie węgla brunatnego*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.
- [4] Hermans L, Van der Auweraer H., *Modal Testing and Analysis of Structures Under Operational Conditions*, [w:] "Industrial Applications. Mechanical Systems and Signal Processing", nr 13(2)/1999, s. 193 – 216.
- [5] Pietrusiak D., Czmochocki J., Kowalczyk M., Łągwa Ł., *Określenie właściwości dynamicznych koparki KWK1500 metodą eksploatacyjnej analizy modalnej*, [w:] „Górnictwo Odkrywkowe”, nr 4/2010.
- [6] Pietrusiak D., Czmochocki J.: *Bucket wheel excavator dynamics investigations*, [w:] XV Szkoła Analizy Modalnej, 6 – 7.12.2010 r., Kraków 2010.
- [7] Pietrusiak D., Rusiński E., Smolnicki T., Kowalczyk M., *Oddziaływania dynamiczne występujące podczas pracy zwałowarki*, [w:] „Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze”, nr 1/2011, s. 66 – 68.
- [8] Rusiński E, Czmochocki J., *Die Modalanalyse des Oberbaus eines Baggers vom Typ SchRs-800*, [w:] „Surface Mining, Braunkohle & Other Minerals”, nr 53(3)/2001, s. 319 – 324.

- [9] Rusiński E., Czmochowski J., Iluk A., Kowalczyk M., *An analysis of the causes of a BWE counterweight boom support fracture*, [w:] "Engineering Failure Analysis", vol. 17, nr 1/2010, s. 179 – 191.
- [10] Uhl T., *Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych*, WNT, Warszawa 1997.
- [11] Uhl T., Lisowski W., Kurowski P., *In-operational modal analysis and its application*, University of Mining and Metallurgy, Krakow 2001.

## **RESONANCE RISK TO MACHINES WORKING IN MINING OF LIGNITE COAL**

### **Summary**

*Bucket wheel excavators and stackers are basic machines working in open pit mines. Those machines are highly exposed to dynamic load due to operational conditions and their construction. The article presents the possibility and conditions of resonance occurrence. Furthermore, the author discusses possible methods of modal models identification with the use of numerical and experimental methods.*

**Key words:** *opencast mining machines, modal analysis, vibrations, resonance risk*