

dr inż. Damian Pietrusiak

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn
Wydział Mechaniczny
Politechnika Wrocławska
Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław
E-mail: damian.pietrusiak@pwr.edu.pl

Ocena wielkogabarytowych ustrojów nośnych maszyn z zastosowaniem współczynnika obciążeń zastępczych

Słowa kluczowe: *ustroje nośne, obliczenia numeryczne, badania eksperymentalne, projektowanie obciążenia dynamiczne*

Abstrakt: Ustroje nośne maszyn wielkogabarytowych są ich kluczowym elementem, ze względu na ich rozmiar a tym samym niemalże brak możliwości wymiany w trakcie eksploatacji. Ustroje tego typu stosowane są np. w przemyśle wydobywczym, przeladunkowym czy przetwórstwa skalnego. W artykule zebrano i zaprezentowano wyniki najważniejszych badań ostatnich lat dotyczących obciążeń dynamicznych oraz projektowania tego rodzaju obiektów. Na tej podstawie przedstawiono autorską metodę oceny ustrojów nośnych z zastosowaniem współczynnika obciążeń zastępczych oraz efekty jej stosowania.

1. Wstęp

Wielkogabarytowe ustroje nośne maszyn, z racji na rozmiar projektowy i wykonawczy, kształtuje się z myślą o ich długoletniej eksploatacji [36]. Skutkuje to tym, że obok spełnienia warunku wytrzymałości doraźnej wymaga się spełnienia również warunku m.in. wytrzymałości zmęczeniowej. Jest to szczególnie istotne w przypadku konstrukcji mechanicznych, gdzie przewiduje się występowanie obciążeń cyklicznie zmiennych [32]. Stanowi to podstawową różnicę w porównaniu do wielkogabarytowych ustrojów nośnych budowlanych, przewidzianych najczęściej do przenoszenia obciążeń głównie statycznych, a więc konieczności spełnienia jedynie warunku wytrzymałości doraźnej. Występowanie obciążeń dynamicznych przyczynia się postępującej degradacji ustroju nośnego, co przejawia się najczęściej w obserwowanych pęknięciach zmęczeniowych. Przykładowe pęknięcie wraz z jego umiejscowieniem przedstawiono na Fig.1.



Fig. 1 Rozwijające się pęknięcia zmęczeniowe

Uszkodzenia tego rodzaju są trudno zauważalne a ich niekontrolowany rozwój, jeśli pęknięcie zlokalizowane jest w szczególnie odpowiedzialnym obszarze, może doprowadzić do awarii katastrofalnej w skutkach. Pęknięcie podobne do przedstawionego na Fig. 1 było przyczyną katastrofy koparki KWK 1400 (Fig. 2).



Fig. 2 Katastrofalne skutki pęknięcia zmęczeniowego [37]

Ustroje nośne o jakich mowa, najczęściej spotkać można w przemyśle górnym, wydobywczym, przetwórstwa skalnego czy też w przemyśle przeładunkowym. Niektóre podstawowe procesy technologiczne (np. urabianie, kruszenie) bardzo często cechują się dużymi obciążeniami dynamicznymi [15, 16]. Ze względu na środowisko w jakim najczęściej pracują tego rodzaju maszyny trudno jest stosować do redukcji drgań skuteczne ale niepodatne na uszkodzenia rozwiązania [1, 48]. Ponadto bywa, że rozwiązanie konstrukcyjne ustroju nośnego jest podatne na wzbudzenie [7, 17] (np. dużej rozpiętości konstrukcje nadwozi maszyn górnictwa odkrywkowego).

Projektowanie maszyn tego typu wciąż opiera się na normach powstałych w latach 80', gdzie definiuje się współczynnik zastępczych obciążeń dynamicznych, który następnie stosowany jest do obliczeń zmęczeniowych. Zarówno definicja tego współczynnika jak i jego zakładane wartości, zgodnie z normami, nie są dostosowane do rzeczywistych warunków

eksploatacyjnych. Przejawia się to w występowaniu licznych pęknięć ustrojów nadwozi [1, 12, 36] oraz podwozi [1, 4, 13, 46]. Na przestrzeni lat prowadzone były badania, które miałyby rozwiązać ten problem [29]. W swojej pracy [24], Kowalczyk proponuje kontrolę nad założonymi wartościami poprzez zmianę nastaw układów zabezpieczających maszyny. Zmiana dokonywana jest w czasie rzeczywistym podczas pracy. Rozwiązanie to wymaga zainstalowania na obiekcie układu monitorowania połączonego z automatyką obiektu. Wprowadza również ograniczenie do stosowania omawianego współczynnika nadwyżek dynamicznych w ujęciu normowym tylko do przypadków, gdy wyznaczony zakres zmian naprężeń jest mniejszy niż wynikający ze statycznie przyłożonego obciążenia. Z kolei, w innej pracy [20], Huss przedstawia zastosowanie nadwyżek obciążeń dynamicznych w odniesieniu do przeciążeń. Praca ta skupia uwagę na identyfikowaniu uderzeń i wprowadzaniu miary ich oddziaływań na ustrój nośny. Bosnjak i inni [5] rozważają w swojej pracy wpływ sztywności poszczególnych zespołów ustroju nośnego maszyny nad odpowiedź dynamiczną układu. Analiza prowadzona jest na płaskim modelu o czterech stopniach swobody. Gnjatovic, w swojej rozprawie doktorskiej [19], zaprezentował własny, zredukowany, przestrzenny model dynamiczny. Z jego pomocą bada odpowiedź układu na obciążenia zidentyfikowane w normie DIN.

Jednakże, przedstawione podejścia wymagają od projektanta obszernej wiedzy oraz nie nawiązują do powszechnie stosowanych w przemyśle metod projektowych. W rezultacie, znalazły one tylko sporadyczne zastosowanie (Kowalczyk [24]) lub w ogóle nie zostały wdrożone. W konsekwencji, powstające współczesne obiekty, projektowane są głównie w oparciu o dawne, nierozwijane opracowania literaturowe i normy. Obecnie, najczęściej stosowane wytyczne to normy międzynarodowe:

- German Institute for Standardization (2015) - DIN 22261-2 [18]
- Standards Australia (1995) – AS 4324.1 [47]
- International Organization for Standardization (1994) – ISO 5049.1. [22]

Pierwsza z przedstawionych norm, niemiecka, jest najczęściej stosowanym punktem odniesienia przy projektowaniu ustrojów nośnych maszyn wielkogabarytowych. Polska norma do obliczeń maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego to tłumaczenie normy niemieckiej. W normie tej, jako w pierwszej przedstawiono obliczenia z zastosowaniem współczynnika obciążeń zastępczych. Norma ISO z kolei, nie podaje żadnej konkretnej procedury obliczeniowej, na podstawie której należałoby uwzględnić obciążenia dynamiczne. Definiuje, iż napędy i hamulce projektować należy w ten sposób aby przyspieszenia elementów maszyny nie przekraczały $0,2\text{m/s}^2$ ($\sim 1/50\text{g}$). Kolejna norma – australijska, oparta jest w dużej mierze na wspomnianej już normie DIN oraz ISO. Ogólnie, zagadnienia dynamiki definiowane są w ten sam sposób jak w normie DIN, a więc przez zastosowanie współczynnika. Jednakże, co napisano w normie AS, wartości współczynników dynamicznych z normy DIN nie odpowiadają wartościom rzeczywistych obciążeń dynamicznych. W związku z tym wartości tego współczynnika w normie AS mają w większości przypadków wyższe wartości. Skutkuje to tym, co również zaznaczono w normie, iż maszyny projektowane na podstawie normy AS będą cięższe, niż te projektowane na podstawie normy DIN. W przypadkach, gdy normą bazową do obliczeń jest norma ISO, to do uwzględnienia efektów dynamicznych często stosuje się rozwiązania zgodne z normą DIN.

W niemieckim podejściu do projektowania maszyn wielkogabarytowych, do obliczeń nadwyżek dynamicznych [18] definiuje się współczynnik nadwyżek dynamicznych ψ . Na podstawie dodatku do normy można wnioskować, iż jego fizyczna interpretacja oznacza stosunek międzyszczytowej (*peak-to-peak*) wartości przyspieszenia zarejestrowanego podczas pomiarów a stałą wartością przyspieszenia Ziemi (1):

$$\psi = \frac{\Delta a}{g} \quad (1)$$

$$\Delta a = \max a - \min a$$

gdzie

a – zmierzona wartość przyspieszenia

g - wartość przyspieszenia Ziemskiego.

Definicja ta budzi pewne wątpliwości, ze względu na znaczną wrażliwość na pojedyncze zdarzenia, mogące mieć wpływ na odczytaną wartość. Zastosowanie współczynnika ψ definiowanego w ten właśnie sposób, byłoby zasadne tylko w przypadku gdyby analizowany proces dynamiczny charakteryzował się stałością przebiegu, o co bardzo trudno w rzeczywistych warunkach [21, 36].

Wartości współczynnika zdefiniowane w normie DIN przedstawione są w Tabeli 1.

Tabela 1. Wartości współczynnika ψ zgodnie z normą DIN[18]

Rodzaj maszyny	Część maszyny	Współczynnik obciążeń zastępczych ψ		
		Kierunek pionowy D_v	Kierunek poprzeczny D_Q	Kierunek wzdłużny D_L
Wielonaczyniowa koparka kołowa	Wysięgnik koła czerpakowego	1/10	1/60	0
	Wieża lub część środkowa wspólna z wysięgnikiem przeciwwagi	1/25	1/30	0
Koparka łańcuchowa	Wysięgnik łańcuchowy wraz z zawieszeniem	1/7	1/30	0
	Główna konstrukcja nośna w obszarze zawieszenia wysięgnika łańcucha	1/10	1/30	0
	Część środkowa	1/30	0	0
	Wysięgnik przeciwwagi	1/20	1/50	0
Zwałowarka na podwoziu gąsienicowym	Wysięgnik zrzutowy	1/10	1/10	0
	Wieża – część środkowa	0	0	0
	Wysięgnik przeciwwagi	1/20	1/15	0
Maszyny na podwoziach gąsienicowych	Maszty połączeniowe	1/20	1/10	1/15
	Kabiny operatora	1/2	1/2	1/2

Należy szczególnie podkreślić, iż przedstawione powyżej informacje wyczerpują całkowicie zagadnienia dynamiki opisane w normach. Zdefiniowane współczynniki są zastępczymi wartościami obciążenia dynamicznego i stosowane są w obliczeniach statycznych. Ich stosowanie umożliwia jedynie oszacowanie wyteżenia ustroju jakie może powodować wystąpienie poszczególnych przeciążeń dynamicznych. Szczególnie istotne jest zastosowanie współczynników w trakcie obliczeń zmęczeniowych. Aż 3 z 8 elementów składowych obciążeń przypadku zmęczeniowego stanowią obciążenia dynamiczne. Zastąpienie dynamiki współczynnikiem zastępczym, pomija niestety całkowicie istotę dynamiki badanych obiektów. Zgodnie z zaleceniami, a właściwie ich brakiem, nie prowadzi się analizy odpowiedzi dynamicznej układu oraz możliwości wystąpienia rezonansów wywołanych np. zgodnością wymuszenia częstotliwości urabiania z postaciami drgań. Norma Australijska, bazując zarówno na normie DIN oraz ISO wprowadza nowe zalecenia dotyczące analizy powstania możliwych rezonansów wywołanych częstotliwością urabiania czerpaków.

Modernizację istniejących już ustrojów nośnych zgodnie z tym założeniem przedstawiono w pracy badawczej [33].

Nie wymaga się również przeprowadzenia weryfikacyjnych badań eksperymentalnych. W związku z tym nie opisano metody pomiarowej, która określałaby jednoznacznie sposób pomiaru i weryfikacji założonych obciążeń dynamicznych. W załączniku do normy DIN, zaprezentowano przykładowe pomiary, jednakże brak jest wytycznych do ich przeprowadzenia, co w przypadku tego rodzaju zjawisk może mieć ogromny wpływ na otrzymane wyniki. Jak przedstawiono na Fig. 3, siatka punktów pomiarowych nie pokrywa całej maszyny i nie opisano dlaczego wybrano te właśnie punkty. Zwrócić należy szczególną uwagę na punkty pomiaru przyspieszeń umieszczone na podwoziu. Znając charakter drgań prezentowanych obiektów [11,28,30], można przypuszczać, iż odczyty z tych punktów nie dadzą dużych wskazań. Przepuszczalnie, z tego powodu wartości te w normie nie zostały przedstawione ani omówione. Jednakże błędne jest przyjęcie założenia, iż dynamiczne obciążenie elementów podwozi nie wystąpi.

Współczynniki obciążeń dynamicznych od dawna są również stosowane przy projektowaniu dźwignic [26, 27], z tą różnicą, że dotyczą one sił dynamicznych pochodzących od podnoszonej masy, a ich wartość uzależniona jest od prędkości podnoszenia. Siły masowe określone są natomiast na podstawie przyspieszeń (nadwyżek dynamicznych) uzależnionych od charakterystyk napędów co nawiązuje do zaleceń normy ISO.

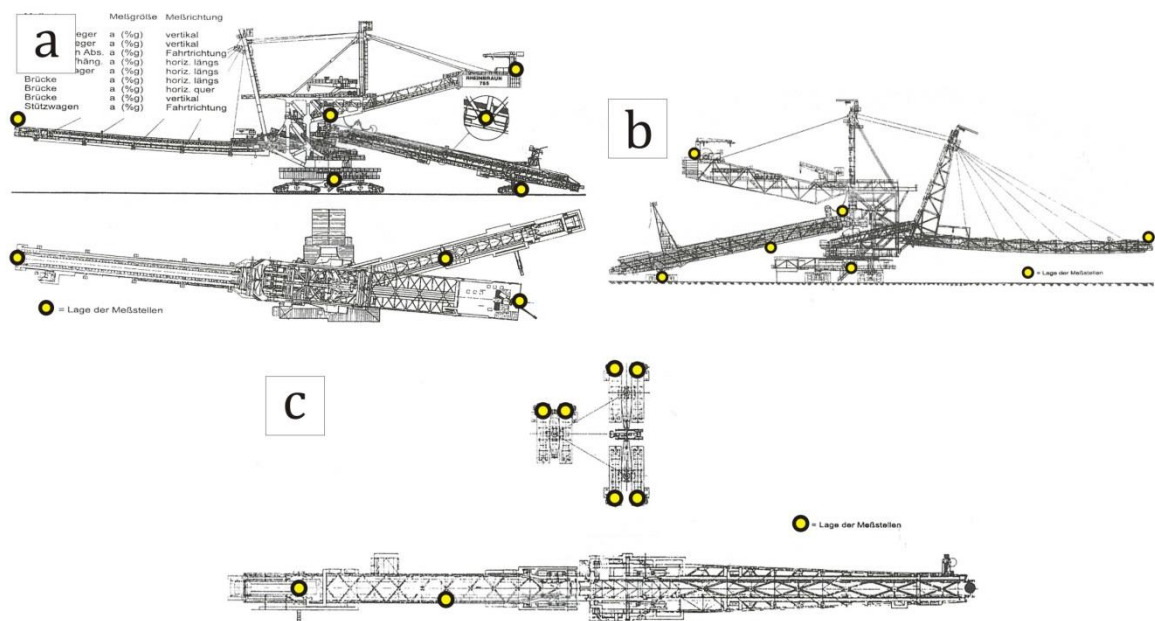


Fig. 3 Rozmieszczenie punktów pomiarowych według DIN [18]

Na podstawie omówionych powyżej informacji można wnioskować, iż powszechnie przyjęta metoda projektowania maszyn wielkogabarytowych oparta na współczynniku obciążeń zastępczych, w istocie pomija dynamikę projektowanych ustrojów. Brak jest również, nawet w ujęciu statycznych obliczeń opartych o współczynnik obciążeń zastępczych, uwzględnienia oddziaływań dynamicznych nadwozi maszyn na elementy podwozia. Co więcej, nie jest sprecyzowana metoda badań eksperymentalnych, za pomocą której można by przeprowadzić weryfikację wartości rzeczywistych założonych współczynników co dałoby pewne wskazówki do możliwości i czasu bezpiecznej eksploatacji.

2. Badania nad współczynnikiem obciążeń zastępczych

Przedstawione luki w stanie wiedzy na temat dynamiki ustrojów maszyn wielkogabarytowych stały się podstawą do prowadzenia badań numerycznych i eksperymentalnych w ostatnich latach. Rozdział drugi przedstawia autorskie badania oraz ich wyniki. Ukierunkowane były one na możliwość opracowania rozwiązań, które znalazłyby zastosowanie wśród obecnie stosowanych wytycznych projektowych, ale jednocześnie rozwiązywały przedstawione problemy związane z dynamiką maszyn.

2.1. Badania eksperymentalne rzeczywistych wartości współczynnika obciążeń zastępczych

Wieloletnia eksploatacja stalowych ustrojów nośnych maszyn wielkogabarytowych, doprowadziła ostatnimi laty do konieczności weryfikacji stanu technicznego tych obiektów. Spowodowane jest to wyczerpywaniem się trwałości resztkowej. Z braku zaleceń oraz procedur do prowadzenia tego typu badań, konieczne było jej opracowanie. Ocena taka jest bardzo złożona [8-10, 35, 38] i w jej skład wchodzi weryfikacyjne obliczenia numeryczne obiektu, eksperymentalne wyznaczenie rzeczywistych wartości obciążeń, badania defektoskopowe, analiza historii modernizacji, napraw a także zdarzeń, które mogły trwale wpłynąć na nośność konstrukcji. Prowadzone badania wykazały, że jednym z najczęściej przekraczanych parametrów roboczych są zakładane obciążenia dynamiczne [6, 42-43]. Pomiary przeprowadzono w standardowych warunkach pracy na ponad 20 maszynach. Siatka punktów pomiarowych cechowała się ponad dwukrotnie większą gęstością niż to prezentuje norma DIN. Jej rozkład dla dwóch przykładowych maszyn przedstawiono na Fig. 4 oraz Fig. 5.

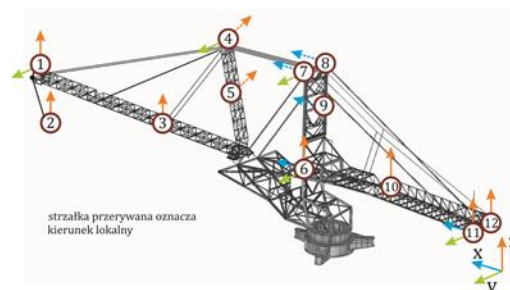
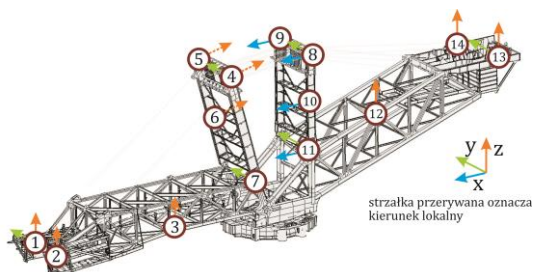


Fig 4. Siatka punktów pomiarowych – koparka SchRs 4000.37,5 – Fig. 5. Siatka punktów pomiarowych – zwałowarka A₂RsB 12500

Na Fig. 6 oraz Fig. 7 przedstawione są zestawienia z wybranych punktów pomiarowych. Fig. 6 przedstawia zestawienie określonych eksperymentalnie poziomów nadwyżek dynamicznych dla wybranych reprezentatywnych, możliwych do porównania z normą DIN, punktów pomiarowych. Fig. 6a, oraz Fig. 6b przedstawiają odpowiednio drgania poziome oraz pionowe wysięgnika koła czerpakowego, zmierzone na jego końcu (w okolicy zamocowania koła czerpakowego). Fig. 6c oraz Fig. 6d przedstawiają odpowiednio drgania wysięgnika przeciwwagi zmierzone na jego końcu (w okolicy balastu przeciwwagi). Wyraźnie widoczne jest, że najwięcej przypadków przekroczeń zaobserwowano w przypadku poziomych drgań wysięgnika koła oraz pionowych wysięgnika przeciwwagi. Co istotne, pionowe drgania wysięgnika przeciwwagi okazują się przekraczać dopuszczalne wartości tylko w kilku przypadkach. Ta rozbieżność pomiędzy drganiami pionowymi wysięgników jest potwierdzeniem oddziaływania urabianego materiału na charakterystyki dynamiczne. Zjawisko to zostało dokładnie opisane w pracy [28]. Różnice obciążeń dynamicznych wysięgników przeciwwagi w kierunku poziomym wynikają głównie z klasy maszyn a co za

tym idzie, zastosowanym rozwiązaniem konstrukcyjnym (koparki kompaktowe, maszyny klasy C, duże maszyny dwumasztowe)[38].

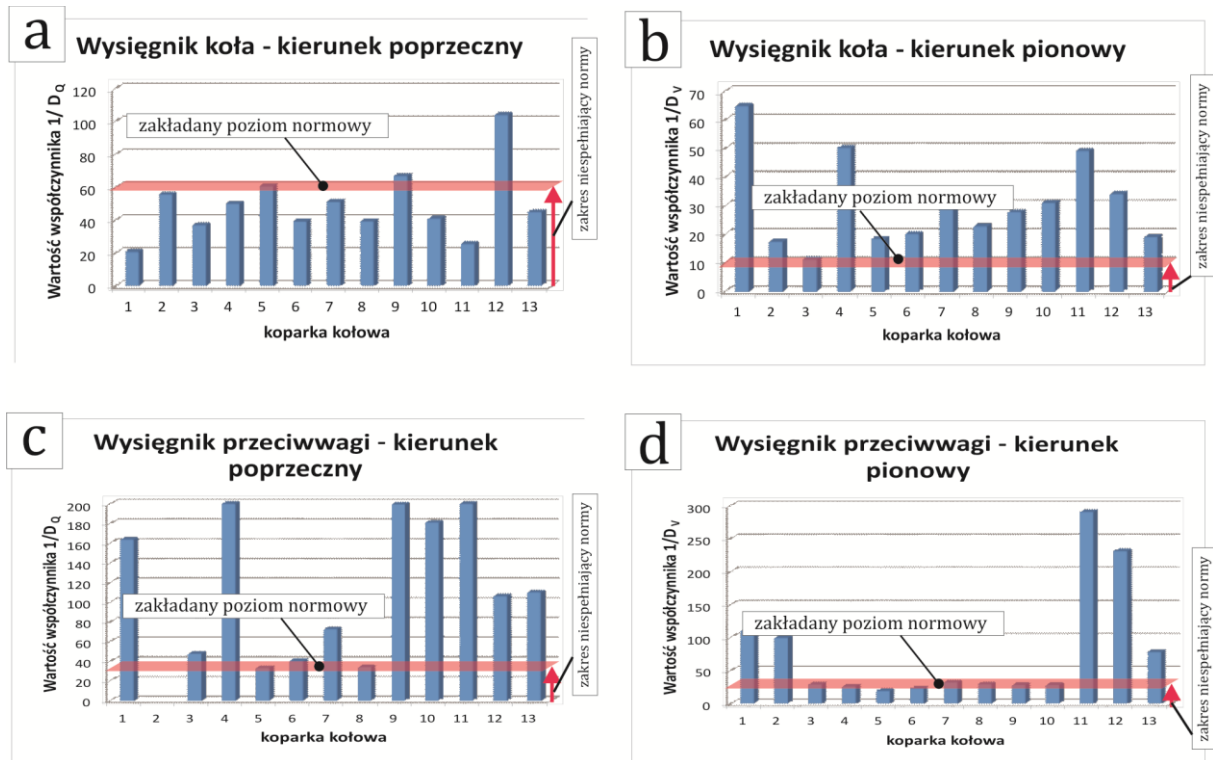


Fig 6. Zestawienie poziomów zmierzonej wartości współczynnika obciążeń dynamicznych koparek wielonaczyniowych

W przypadku obciążeń dynamicznych zwalówek [9] (Fig. 7) obserwujemy przekroczenia niemalże we wszystkich zaprezentowanych przypadkach i kierunkach. Wyraźnie widać obecność nadwyżek dynamicznych w kierunku pionowym wysięgnika zrzutowego, którego drgania nie są tłumione [3], jak w przypadku koparek, ponieważ wysięgnik nie wchodzi w kontakt ze zboczem zwalówki. Najlepiej odpowiadające założeniom normowym są wartości nadwyżek dynamicznych zarejestrowanych na wysięgniku przeciwwagi w kierunku poziomym (Fig. 7d).

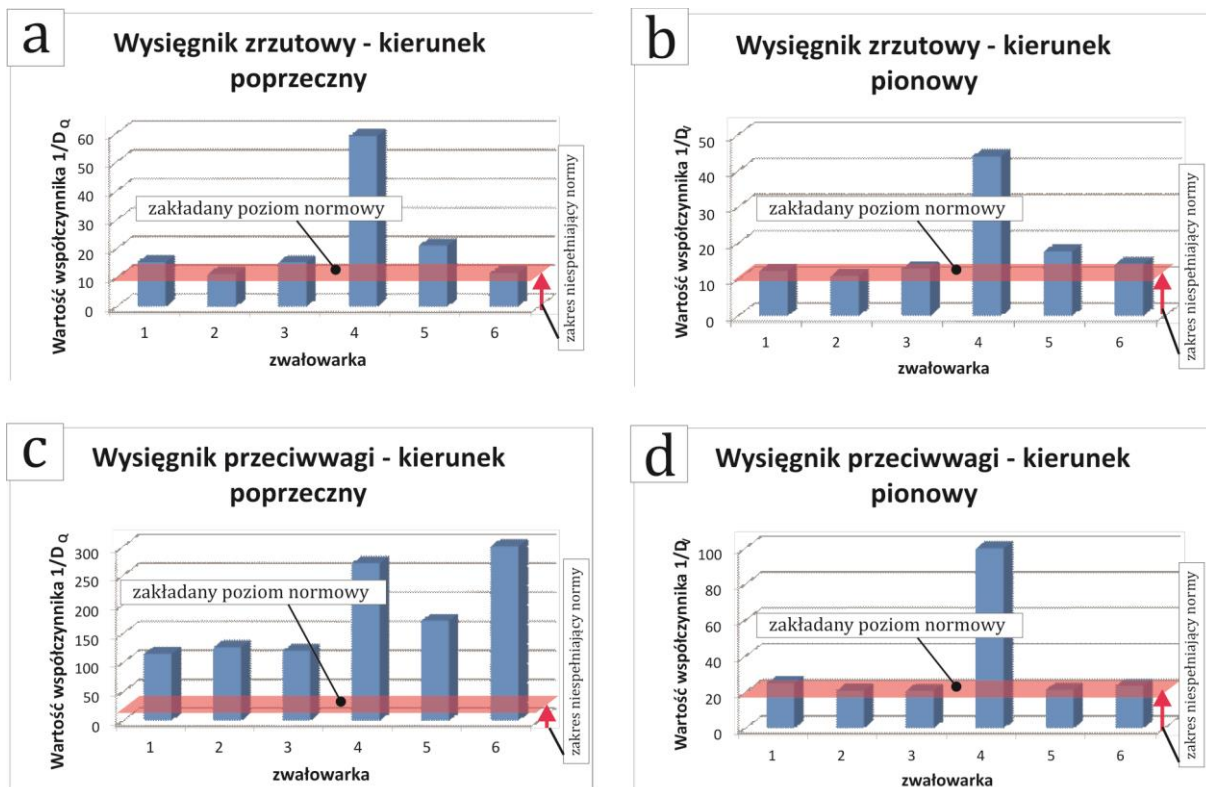


Fig 7. Zestawienie poziomów zmierzonej wartości współczynnika obciążeń dynamicznych zwałowarek

Przeprowadzone zostały również pilotażowe badania na ładowarko-zwałowarce ŁZKS 1600, mające na celu sprawdzić faktyczny wpływ obciążeń dynamicznych na podwozia maszyn. W odróżnieniu od metody zastosowanej w normie DIN, na elementach podwozia nie umieszczono akcelerometrów - na wyznaczonych elementach podwozia zastosowano tensometry. W trakcie badań sprawdzano zależność pomiędzy obciążeniem rejestrowanym przez tensometry a przyspieszeniem rejestrowanym na wysięgniku koła (Fig. 8). Badania te szczegółowo opisane zostały w pracy [31]. Wykazują one wyraźną zależność w cyklach obciążeń występujących w podwoziu oraz drganiami głównej postaci nadwozia.

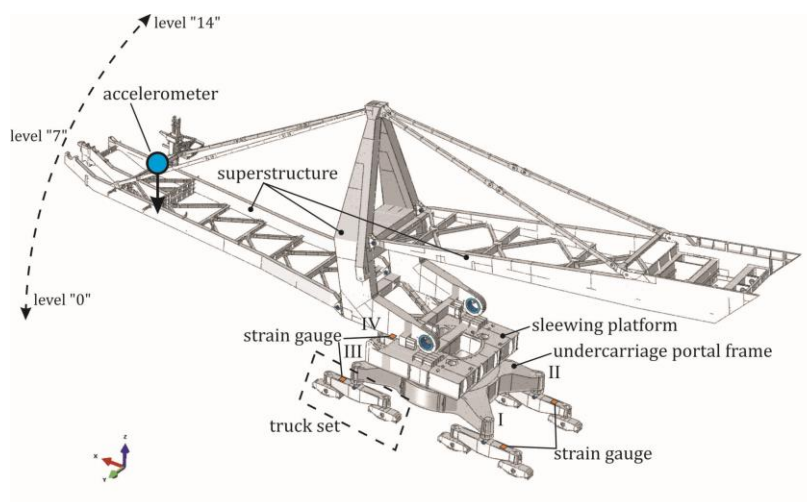


Fig. 8. Badania zależności dynamiki nadwozia i obciążeń podwozia [31]

Rozszerzone, nie publikowane jeszcze badania, przeprowadzono również na maszynie średniej (SRs 2000) oraz dużej wielkości (SchRs 4000.37,5). Zastosowano siatkę pomiarową zbliżoną do tej przedstawionej na Fig. 4, uzupełnioną o tensometryczne punkty pomiarowe na dźwigarach podwozia. Wyniki potwierdzają zależności zidentyfikowane w trakcie badań maszyny ŁZKS 1600. Jest to tym bardziej istotne, iż dotychczas nie rekomendowano prowadzenia obliczeń zmęczeniowych podwozi. Stwierdzona zależność wskazuje nowy kierunek w jakim powinny być kontynuowane badania nad zjawiskiem zmęczenia obiektów wielkogabarytowych.

Ponieważ, dostępne w literaturze informacje na temat prowadzenia weryfikacyjnych badań eksperymentalnych współczynników dynamicznych są znikome [18], na potrzeby prowadzenia badań o tak dużym zakresie, konieczne było opracowanie metody pomiarowej jednakowej do każdego rodzaju badanego obiektu.

Sumarycznie pod kątem dynamiki nadwozia oraz zależności obciążeń podwozi od dynamiki nadwozi, przebadano ponad 20 koparek i zwałowarek. Pozwoliło to opracować i ujednoczyć metodę eksperymentalnej weryfikacji rzeczywistych wartości współczynników zastępczych. Określa ona kryteria doboru punktów pomiarowych, dobór parametrów pomiaru oraz analizy sygnału. Najważniejsze z wytycznych metody to:

- punkty pomiaru definiować poza węzłami postaci drgań własnych
- wyznaczając współczynnik uwzględniający obciążenie elementów podwozi punkty pomiaru definiować w środku masy elementów nadwozi
- wyznaczając współczynnik w celu obciążenia podwozia, ograniczyć zakres pasma tylko do pierwszej postaci drgań
- wymagana rozdzielczość widma w celu analizy zmian charakterystyk wynosi 1/100 najniższej spodziewanej częstotliwości (pierwsza postać drgań nadwozia)
- prowadzona rejestracja oraz analiza sygnału powinna mieć na celu brak utraty energii sygnału.

Ponadto, w prowadzonych badaniach współczynnika obciążeń zastępczych, wartość szczytową (*peak-to-peak*) zastąpiono wartością skuteczną drgań (*RMS*) z całego pomiaru. Taka definicja współczynnika czyni go niewrażliwym na przeciążenia o charakterze jednostkowym, udarowym [22, 25]. W odróżnieniu od zaleceń normowych, badać należy również współczynnik obciążeń zastępczych w kierunku wzdłużnym. Jest to szczególnie istotne w elementach bezpośrednio połączonych z platformą nadwozia, gdyż w tych przypadkach nawet niewielkie wartości nadwyżek dynamicznych mogą dawać wyężenie istotne z punktu widzenia zmęczenia materiału. W przypadku elementów ustroju nośnego stanowiących podporę dla innych elementów (część środkowa), konieczne jest zdefiniowanie współczynnika zastępczego związanego odpowiednio z każdym z elementów obciążających. Wynika z tego również, iż punkt pomiaru wyznaczony na jednym elemencie może zostać zastosowany do oceny innego obszaru (część środkowa, podwozie).

2.2. Opracowanie metody projektowania uwzględniającej charakterystyki dynamiczne oraz współczynnik obciążeń zastępczych

Istotnym problemem z punktu widzenia projektowania, jest stosowanie odpowiednich wartości współczynnika obciążeń zastępczych. Jak przedstawiono w poprzednim podrozdziale, wartości te w trakcie eksploatacji są niemalże zawsze przekraczane. Drugim istotnym aspektem jest fakt, iż sam współczynnik obciążeń zastępczych do obliczeń dynamicznych sprowadza się do prowadzenia za jego pomocą obliczeń quasi-statycznych a

więc pomijających zupełnie zjawiska powiązane z dynamiką maszyn. Nie sprawdza się zatem możliwości wystąpienia rezonansów wywołanych pracą układu urabiania, nie identyfikuje się również postaci mających szczególnie udział w odpowiedzi dynamicznej w obszarze poza rezonansowym.

Analiza powyższych faktów wykazuje zatem spore braki w powszechnie stosowanej metodzie projektowania. W celu rozwiązania przedstawionych problemów technicznych, jednakże z zachowaniem zastosowania współczynnika obciążeń zastępczych do obliczeń dynamicznych, konieczne było opracowanie podejścia projektowego spełniającego te założenia. Jest to problem trudny ponieważ, w celu weryfikacji zastosowanego podejścia konieczne jest zweryfikowanie jego rezultatów poprzez badania doświadczalne. Z uwagi na fakt, iż obiekty takie jak wielonaczyniowe koparki kołowe czy zwałowarki, są przewidziane na dziesiątki lat pracy, nie buduje się ich często, a sam proces projektowania i budowy trwa kilka lat.

Przeprowadzenie takiej procedury było jednak możliwe przy okazji budowy nowej koparki typu KWK 1500.1. W trakcie projektowania zastosowano nowatorskie podejście uwzględniające jednocześnie obliczenia z zastosowaniem współczynnika obciążeń zastępczych (głównie dla celów sprawdzenia wytrzymałości zmęczeniowej) oraz obliczeń dynamicznych z zastosowaniem analizy modalnej. Najistotniejszy jest drugi element tego podejścia. Jak przedstawiono w poprzednim podrozdziale, normowe wartości współczynnika obciążeń zastępczych są często niedotrzymywane. W rezultacie, prowadzone na ich podstawie obliczenia nie dają prawidłowych wyników w ujęciu ilościowym, co potwierdza fakt występowania dużej liczby pęknięć zmęczeniowych po latach eksploatacji. Podejście projektowe zastosowane podczas projektowania koparki KWK 1500.1 zakłada jednak stosowanie współczynników normowych, jednakże najważniejszy jest fakt optymalizacji ustroju nośnego pod kątem dynamiki tak, aby zapewnić możliwie równomierny i najniższy rozkład odpowiedzi dynamicznej układu. Prowadzi się więc optymalizację stalowego ustroju nośnego pod kątem charakterystyk dynamicznych, co dotychczas nie było wykonywane. Na etapie projektu przyjęto założenie, iż skoro dotychczas maszyny nie były optymalizowane pod tym kątem to, przeprowadzenie takiego procesu umożliwi utrzymanie wartości współczynników dynamicznych na zakładanym normowym poziomie. Przeprowadzona została szczegółowa analiza charakterystyki modalnej układu i porównana została z zakładanym wymuszeniem eksploatacyjnym. Na tej podstawie, wprowadzone zostały istotne zmiany kinematyki zawieszenia przeciwwagi. Szczegółowy opis prowadzonych badań i zmian projektowych znajduje się w pracach [34, 39]. Najistotniejszy jest jednak fakt, iż optymalizacja ustroju nośnego pod kątem dynamicznym odbywa się już na etapie projektu wstępnego. Wprowadza to zupełnie nowe możliwości w zakresie rozwiązań konstrukcyjnych. Współczynnik obciążeń zastępczych, ze względu na swoje zastosowanie do obliczeń zmęczeniowych znajdował zastosowanie, dopiero wówczas kiedy gotowy był kompletny projekt, a następnie model obliczeniowy, uwzględniający szczegółowo wszystkie połączenia węzłowe, gdyż to w nich właśnie lokalizowano potencjalne miejsca wrażliwe na przeciążenia. Niestety, zważywszy na fakt, iż na tym etapie, zakres zmian możliwych do wprowadzenia był bardzo ograniczony, to prowadziło to do łagodzenia skutków a nie do rozwiązywania przyczyny. Zupełnie inaczej jest gdy wprowadzi się optymalizację ustroju nośnego na etapie projektu wstępnego. Wówczas możliwe jest prowadzenie zmian nawet tak istotnych jak zmiana układu podparcia i zawieszenia poszczególnych elementów maszyny (Fig. 9).

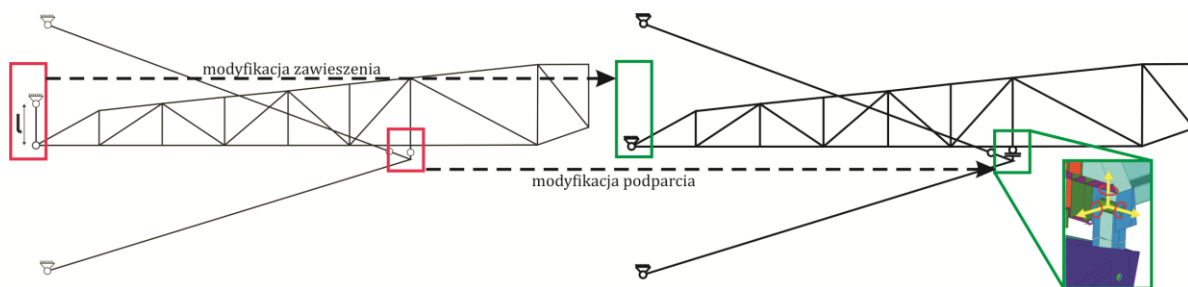


Fig. 9. Zmiany koncepcyjne przy budowie koparki KWK1500.1

Opracowane podejście projektowe przedstawia Fig. 10. Jego najistotniejszą zaletą jest to, iż bazuje całkowicie na powszechnie przyjętych wytycznych do projektowania. Do obliczeń stosowana jest metoda elementów skończonych. Daje to tym samym możliwość na łatwe jej wdrożenie do powszechnego stosowania. Istotną różnicą jest optymalizacja charakterystyk dynamicznych ustroju nośnego. Opracowana metoda składa się z trzech etapów, w każdym z których prowadzone są badania charakterystyk dynamicznych. Dotychczas stosowana metoda obejmowała tylko etap II z wyłączeniem analizy modalnej oraz analizy odpowiedzi dynamicznej, stosując jedynie statyczne obliczenia z zastosowaniem współczynnika obciążeń zastępczych.

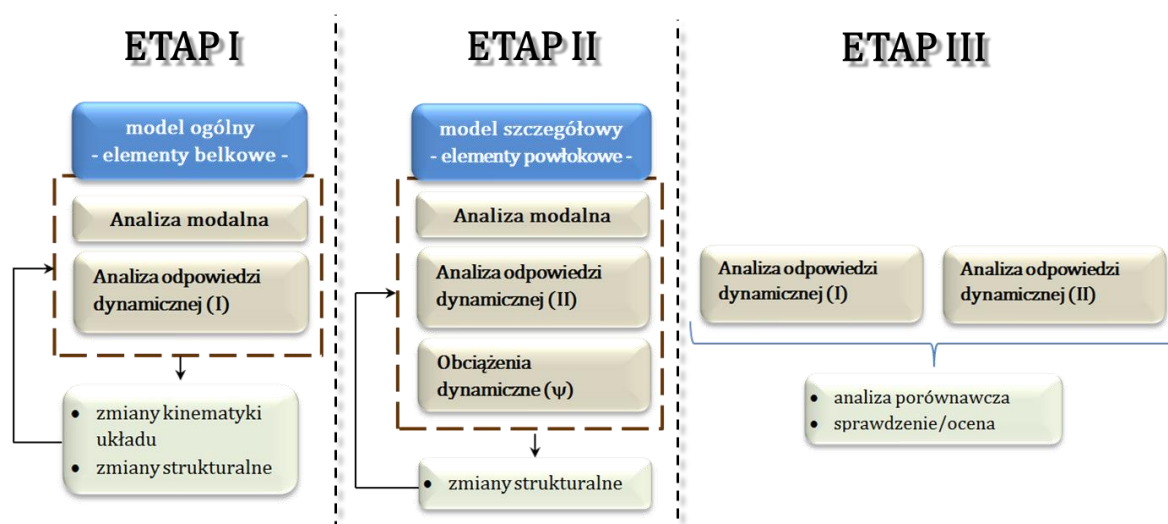


Fig. 10. Projektowanie z uwzględnieniem dynamiki oraz współczynnika obciążeń zastępczych

Przedstawiona powyżej metoda pozwala istotnie obniżyć wartość odpowiedzi dynamicznej układu w warunkach rzeczywistych. Dzięki opracowaniu zaleceń do prowadzenia weryfikacyjnych badań eksperymentalnych możliwe było sprawdzenie poprawności przedstawionego modelu obliczeniowego. Badania eksperymentalne [34, 39] na nowej prototypowej koparce KWK 1500.1, porównano z badaniami przeprowadzonymi na koparkach tej samej klasy o zbliżonej konstrukcji: KWK 1500 oraz KWK 1200 (Fig. 11).



Fig. 11. Koparki a) KWK 1500.1, b) KWK 1500, c) KWK 1200

Tabela 2. Zestawienie współczynników dynamicznych [34]

element maszyny	typ współczynnika D	Eksperymentalna wartość 1/D			Wartość normowa 1/D _N	D _N /D		
		KWK 1200	KWK 1500S	KWK 1500.1		KWK 1200	KWK 1500	KWK 1500.1
wysięgnik koła czerpakowego	średni D _Q	45	97	93	60	0,75	1,62	1,54
	średni D _V	22	41	20	10	2,20	4,10	2,00
wysięgница koła czerpakowego	średni D _Q	37	45	208	60	0,62	0,75	3,46
	średni D _V	35	53	32	10	3,48	5,30	3,18
wysięgnik przeciwwagi	średni D _Q	132	88	168	30	4,40	2,95	5,61
	średni D _V	71	84	30	25	2,84	3,37	1,22

Koparki KWK 1500 oraz KWK 1500.1, są to konstrukcje bliźniacze, z tą różnicą, że ustrój nośny koparki KWK 1500.1 zoptymalizowano stosując metodę przedstawioną na rysunku 10. Spodziewać by się należało również podobnego zachowania pod względem dynamicznym. Analiza wyników badań eksperymentalnych (tabela 2) wykazała istotną różnicę w zachowaniu wysięgnicy, czyli około pięciokrotnie niższy poziom drgań w stosunku do koparki KWK1500. Różnica ta wynika z przeprowadzenia optymalizacji charakterystyki dynamicznej koparki KWK1500.1. Zmiana układu podparcia wysięgnika przeciwwagi (Fig. 9) istotnie zmieniła kinematykę całego układu. Wysięgnik przeciwwagi jest powiązany z wysięgnicą oraz wysięgnikiem koła czerpakowego. Można łatwo zaobserwować, że w przypadku maszyny KWK1500.1 zarejestrowane wartości obciążeń dynamicznych na tych właśnie elementach są zgodne z zakładanymi, co jest bezpośrednim skutkiem ustabilizowania pracy wysięgnika przeciwwagi.

Na podstawie otrzymanych danych możliwe jest porównanie normowych wartości współczynnika oraz wartości obliczonych na podstawie zmierzonych wartości przyspieszeń. Wyniki porównania przedstawione zostały w tabeli 2. D_Q, D_V oznaczają odpowiednio wartość współczynnika ψ w kierunku poprzecznym oraz pionowym, natomiast D_N oznacza odpowiadającą im wartość normową. O przekroczeniu wartości zakładanych do obliczeń przez normę mówimy jeśli zmierzony współczynnik D jest mniejszy od współczynnika normowego D_N. Dla celów porównawczych w tabeli zamieszczono także wartości współczynników dla podobnych, pod względem konstrukcyjnym, koparek KWK1200 i KWK1500.

Zatem opracowany model numeryczny oraz przedstawiona metoda obliczeniowa wykazuje, iż możliwe jest zoptymalizowanie ustroju nośnego w taki sposób, aby spełnić wymagania założone w normie. Przedstawiony model jest jedynym takim opisanym w literaturze wraz z metodą obliczeniową oraz badaniami weryfikacyjnymi.

3. Metoda oceny ustrojów nośnych maszyn z zastosowaniem współczynnika obciążeń zastępczych

Przedstawione w rozdziale drugim badania i analizy miały na celu bezpośrednie ujęcie zagadnienia dynamiki maszyn górnictwa odkrywkowego w procesie projektowania. Zdefiniowano trzy podstawowe problemy czyli:

- brak metody obliczeniowej, która miałaby swoje odzwierciedlenie zarówno w zachowaniu dynamicznym jak i współczynniku zastępczym
- brak informacji na temat uwzględnienia obciążeń zmiennych w podwoziach maszyn

- brak eksperymentalnej metody weryfikacji rzeczywistej wartości współczynnika zastępczego.

Na podstawie badań przedstawionych w rozdziale drugim można stwierdzić, że rozwiązano zdefiniowane problemy.

Przedstawiona została metoda obliczeniowa rozszerzona o możliwość zastosowania współczynnika obciążeń zastępczych przy obliczeniach podwozi. Model został zwalidowany eksperymentalnie. Do walidacji zastosowano eksperymentalną metodę badań weryfikacyjnych opracowaną na podstawie badań przeprowadzonych na ponad 20 maszynach.

Przedstawione długoletnie badania i wynikające z nich osiągnięcia składają się na autorską metodę oceny wielkogabarytowych ustrojów nośnych maszyn z zastosowaniem współczynnika obciążeń zastępczych.

Składa się ona z 3 podstawowych kroków. Pierwszy z nich to obliczenia oparte na zaprezentowanej w rozdziale drugim, III etapowej metodzie obliczeniowej bazującej na zwalidowanym modelu. Ponadto metoda ta rozszerza obliczenia o uwzględnienie również obciążenia podwozi wynikające z nadwyżek dynamicznych, które zaobserwowano podczas prowadzonych badań. Kolejnym krokiem metody oceny są następujące po powstaniu obiektu weryfikacyjne badania eksperymentalne. W zakresie tym przedstawiono, w rozdziale drugim, ujednocloną metodę weryfikacyjnych badań eksperymentalnych dających możliwość porównania założonych wartości normowych z rzeczywistymi. Dzięki tak pozyskanym informacjom, przechodzi się do kroku trzeciego metody oceny, w którym prowadzi się ocenę zgodności zidentyfikowanych parametrów. Na tej podstawie możliwe jest podjęcie decyzji o zmianie sposobu lub/i czasu eksploatacji bądź też o konieczności wprowadzenia modernizacji w gotowym już obiekcie. Sytuacja taka może nastąpić jeśli badania weryfikacyjne wykażą, iż rzeczywiste wartości mimo wszystko przekraczają zakładane. Znając wartości rzeczywiste obciążeń dynamicznych możliwe jest wprowadzenie korekty w oszacowanym czasie trwałości eksploatacyjnej. W zależności od uzyskanych wyników, podjąć można kroki ograniczające w pewnym zakresie obciążenia robocze maszyny, zmniejszając tym samym obciążenia dynamiczne oddziałujące na ustrój nośny. Rozwiązanie takie zapewni trwałość eksploatacyjną na zakładanym początkowo poziomie. Jeśli okaże się to zasadne i możliwe do wykonania, wprowadzić można także zmiany w gotowym już ustroju nośnym. Przekroczenia wartości rzeczywistych współczynnika obciążeń w stosunku do zakładanych, mogą być również następstwem pewnych założeń przyjętych na etapie projektowania, których nie można uniknąć w przypadku tak złożonych ustrojów. Konieczne jest również monitorowanie czy w czasie eksploatacji nie przekraczane są przyjęte wartości obciążeń będących główną przyczyną wzbudzenia ustroju nośnego. Wynikać to może z nieprawidłowej eksploatacji obiektu, złego stanu technicznego lub pracy w warunkach (np. geologicznych) innych niż przewidziane na etapie projektowania. Kontrola poziomu rzeczywistej wartości współczynnika obciążeń zastępczych wskazana jest również w późniejszym czasie eksploatacji. Umożliwi to wprowadzenie ewentualnych zmian jeśli będą one konieczne do uzyskania wymaganej trwałości. Kolejne następujące po sobie kroki metody oceny, wraz z charakterystycznymi elementami każdego kroku, przedstawiono na rys. 12.

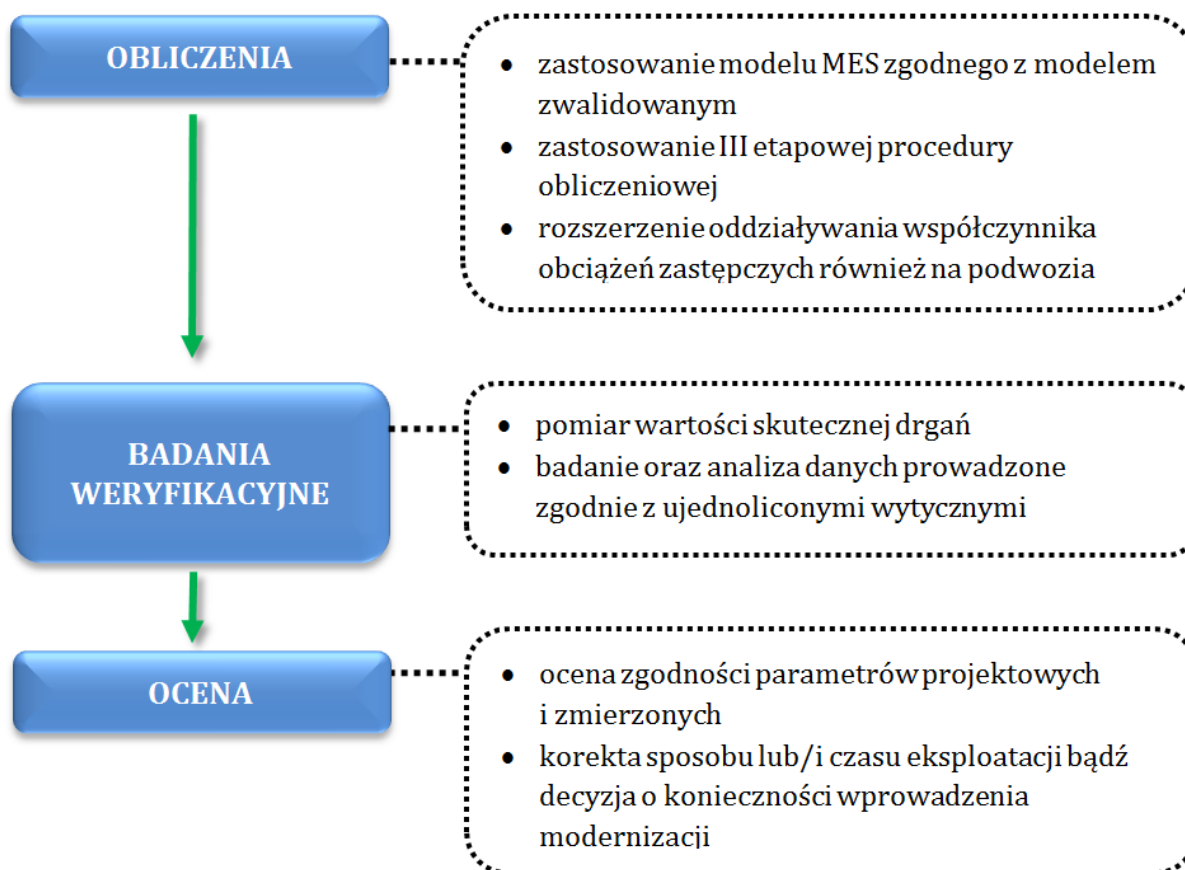


Fig. 12. Metoda oceny wielkogabarytowych ustrojów nośnych z zastosowaniem współczynnika obciążeń zastępczych

4. Wnioski

Zaprezentowana metoda oceny wypełnia lukę pomiędzy naukowo rozwijanymi obecnie metodami obliczeniowymi w zakresie dynamiki maszyn wielkogabarytowych a metodami znanymi i powszechnie stosowanymi. Ponieważ bazuje ona na współczynniku zastępczym do obliczeń dynamicznych, który jest podstawą tych obliczeń zgodnie z wytycznymi normowymi, czyni to przedstawioną metodą kompatybilną ze wszystkimi obecnie obowiązującymi wymogami stawianymi projektantom maszyn wielkogabarytowych.

Podstawowa różnica, dająca największe korzyści ze stosowania metody to fakt, iż prowadzone za jej pomocą obliczenia dają wynik nie tylko jakościowy ale również ilościowy. Niedoścignione obciążenia dynamiczne, prowadzą do przyspieszonej degradacji ustrojów nośnych. Prezentowana metoda, umożliwia za pomocą zmian projektowych, dostosować postać ustroju nośnego w taki sposób, aby odpowiedź dynamiczna, zmierzona w trakcie eksploatacji, odpowiadała wartościom zakładanym podczas obliczeń. Analiza dynamiczna ustroju na etapie projektu wstępnego, daje możliwości opracowywania zupełnie nowych struktur ze zoptymalizowanymi charakterystykami dynamicznymi. Ponadto, utrzymanie charakterystyk dynamicznych na odpowiednim poziomie przyczynia się do łatwiejszej eksploatacji i możliwości precyzyjnego uzyskiwania parametrów techniczno-eksploatacyjnych związanych z wydobyciem oraz, do zwiększenia precyzji w prognozowaniu trwałości.

Nie wskazano również dotychczas bezpośredniej zależności pomiędzy zmiennymi obciążeniami elementów podwozi a drganiami nadwozi. Zaprezentowane badania jasno wykazują taką zależność a ponadto wskazują na możliwość ujęcia tego zjawiska z

zastosowaniem współczynnika obciążeń zastępczych, co jest również istotnym elementem metody. Wykazana zależność daje również możliwości rozwijania innych alternatywnych metod szacowania trwałości zmęczeniowej podwozi maszyn wielkogabarytowych.

Na potrzeby weryfikacji wartości rzeczywistych obciążeń dynamicznych, opracowana została ujednolicona metoda prowadzenia badań eksperymentalnych. Jest ona również integralnym elementem metody oceny wielkogabarytowych ustrojów nośnych.

Przedstawiona metoda oceny wielkogabarytowych ustrojów nośnych z zastosowaniem współczynnika obciążeń zastępczych i badania na podstawie, których została opracowana, ma dużą wartość na polu nauk technicznych i badań stosowanych. Oparcie metody na powszechnie stosowanym współczynniku obciążeń zastępczych daje duży potencjał do szybkiego zastosowania jej w praktyce. Potwierdza to powstała za jej pomocą koparka KWK 1500.1, którą projektowano stosując opisaną metodę.

Literatura

1. Babiarz S, Dudek D. Failures and catastrophes in Polish surface mining (In Polish). Wrocław University of Technology Publishing House, Wrocław 2007.
2. Bialas K. Electrical Elements in Reduction of Mechanical Vibrations, Applied Mechanics and Materials, 2013; 371: 657-66.
3. Bocian M, Jamroziak K, Kulisiewicz M. The identification of nonlinear damping of the selected components of MDOF complex vibratory systems. [in:] A. Cunha, E. Caetano, P. Ribeiro, G. Müller (eds.), Proceedings of the 9th International Conference on Structural Dynamics, EUROODYN 2014, Porto, Portugal, 30 June - 2 July 2014; 3365-3372.
4. Bosnjak S, Petkovic Z, Simonovic A, Zrnica N, Gnjatovic N. 'Designing-in' failures and redesign of bucket wheel excavator undercarriage, Engineering Failure Analysis 2013; 35: 95-103.
5. Bosnjak S.M, Oguamanam D.C.D, Zrnica N.D. The influence of constructive parameters on response of bucket wheel excavator superstructure, Archives of Civil and Mechanical Engineering 2015; 15: 977-985.
6. Brkić A Đ, Maneski T, Ignjatović D, Jovančić P, Spasojević Brkić V K. Diagnostics of bucket wheel excavator discharge boom dynamic performance and its reconstruction. Eksploatacja i niezawodność – Maintenance and reliability 2014; 16 (2): 188-197.
7. Cristea D. In Situ Modal Testing Methods For Huge Structures Applications to Surface Mining Machines, Annals of the University of Petroșani, Mechanical Engineering 2007; 9: 97-102.
8. Czmochoński J, Kowalczyk M, Pietrusiak D, Przybyłek G, Rusiński E. Metodyka oceny stanu technicznego maszyn górniczych w kopalniach odkrywkowych, Problemy rozwoju maszyn roboczych / red. Andrzej Kosucki. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2015; 65-76.
9. Czmochoński J, Moczko P, Pietrusiak D, Przybyłek G, Rusiński E. Selected Aspects of Technical Condition State Assessment of Spreaders Operating in Lignite Mines, Proceedings of the 13th International Scientific Conference Computer Aided Engineering, Polanica Zdrój, Poland, June 22-25, 2016; 89-98.
10. Czmochoński J, Moczko P, Pietrusiak D, Rusiński E. Numeryczno-Eksperymentalna Analiza Drgan Zwałowarki w Stanach Nieustalonych, Materiały Konferencyjne – XXX Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, 24-27.01.2017, Zakopane 2017.
11. Czmochoński J. Identification of modal models of brown coal excavation machines (In Polish). Wrocław University of Technology Publishing House, Wrocław 2008.

12. Danicic D, Sedmak S, Ignjatovic D, Mitrovic S. Bucket wheel excavator damage by fatigue fracture – case study, *Procedia Materials Science* 2014; 3: 1723 – 1728.
13. Derlukiewicz D, Kowalczyk M, Moczko P, Smolnicki T. Selected Aspects Of Loads Identification In Caterpillar Undercarriage Of Bucket Wheel Excavator, *25th Danubia-Adria Symposium On Advances In Experimental Mechanics* 2008; 55-56.
14. Equipment in Brown Coal Open Cut Mines Part 2 Calculation Principles Technischen Normen, Gütevorschriften und Lieferbedingungen, TGL 13472 Stahlbau Stahltragwerke der Hebezeuge; Berechnung, bauliche Durchbildung 1974.
15. Fiebig W, Wróbel J. Two stage vibration isolation of vibratory shake-out conveyor. *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 2017; 17: 199-204.
16. Filizikowski J, Macko M. Method of estimation of efficiency of quasi-cutting of recycled opto-telecommunication pipes. *Polimery* 2001; 46(1): 53-59.
17. Flizikowski J, Macko M. Competitive design of shredder for plastic in recycling. *Tools And Methods Of Competitive Engineering* 2004; 1/2: 1147-1148.
18. German Institute for Standardization, DIN 22261-2 Excavators, Stackers and Auxillary Equipment in Brown Coal Open Cut Mines. Part 2 Calculation Principals 2015.
19. Gnjatovic N. Influence of constructional parameters and parameters of excitation on response of the bucket wheel excavator with two masts in the out-of-resonance region. PhD Thesis, University of Belgrade, Belgrade 2016.
20. Huss W. Metoda identyfikacji stanów nieustalonych ustroju nośnego koparki kołowej przy obciążeniach losowych. Politechnika Wroclawska. Rozprawa Doktorska, Wrocław 2012.
21. Idehara S. J, Junio M. D. Modal analysis of structures under non-stationary excitation. *Engineering Structures* 2015; 99: 56–62.
22. International Organization for Standardization. ISO5049.1: Mobile Equipment for the Continuous Handling of Bulk Materials Part 1 Rules for the Design of Steel Structures 1994.
23. Jabłoński M, Ozga A. Determining the distribution of values of stochastic impulses acting on a discrete system in relation to their intensity *Acta Physica Polonica A* 2012; 121(1): 174-178.
24. Kowalczyk M. Wymiarowanie spawanych konstrukcji nośnych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego w zakresie trwałości zmęczeniowej. Rozprawa Doktorska. Politechnika Wroclawska, Wrocław 2010.
25. Pach J, Pyka D, Jamroziak K, Mayer P. The experimental and numerical analysis of the ballistic resistance of polymer composites. *Composites Part B: Engineering* 2017; 113: 24-30.
26. Piątkiewicz A, Sobolski R. *Dźwignice, tom 1, WNT* 1978.
27. Piątkiewicz A, Sobolski R. *Dźwignice, tom 2, WNT* 1978.
28. Pietrusiak D. Assessment of the bucket wheel excavators load carrying structures dynamics with use of the modal analysis (Doctoral dissertation – In Polish) Wrocław University of Technology. Institute of Machine Design and Operation, Wrocław 2013.
29. Pietrusiak D, Moczko P, Rusiński E. Recent achievements in investigations of dynamics of surface mining heavy machines. *24th World Mining Congress : mining in a world of innovation – proceedings. October 18-21, 2016. Rio de Janeiro. Brazil. Rio de Janeiro : IBRAM, 2016; 295-308.*
30. Pietrusiak D, Moczko P, Rusiński R. World's largest movable mining machine vibration testing - numerical and experimental approach. *Proceedings of ISMA2016 International Conference on Noise and Vibration Engineering. USD2016*

International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics 19 to 21 September, 2016 / eds. P. Sas, D. Moens, A. van de Walle. Leuven : Katholieke Universitet Leuven, 2016; 2287-2299.

31. Pietrusiak D, Smolnicki S, Stańco M. The influence of superstructure vibrations on operational loads in the undercarriage of bulk material handling machine. Archives of Civil and Mechanical Engineering 2017; 17: 855-862.
32. Płaczek M, Buchacz A, Wróbel A. Use of piezoelectric foils as tools for structural health monitoring of freight cars during exploitation. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2015; 17 (3): 443–449.
33. Rusinski E, Dragan S, Moczko P, Pietrusiak D. Implementation of experimental method of determining modal characteristics of surface mining machinery in the modernization of the excavating unit. Archives of Civil and Mechanical Engineering 2012; 12(4): 471–476.
34. Rusinski E, Moczko P, Pietrusiak D. Low frequency vibrations of the surface mining machines caused by operational loads and its impact on durability. Proceedings of International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2014) and International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics (USD2014). Katholieke Universitet Leuven 2014: 683-694.
35. Rusiński E, et al. Ocena Stanu Technicznego Maszyn Podstawowych Górnictwa Odkrywkowego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2015
36. Rusiński E, Czmochoński J, Moczko P, Pietrusiak D. Challenges and strategies of long-life operation and maintenance of technical objects. FME Transactions 2016; 44: 219-228.
37. Rusiński E, Czmochoński J, Iluk A, Kowalczyk M. An analysis of the causes of a BWE counterweight boom support fracture. Engineering Failure Analysis 2010; 17: 179–191.
38. Rusiński E, Czmochoński J, Moczko P, Pietrusiak D. Surface Mining Machines – Problems of Maintenance and Modernization, Springer Nature, 2017.
39. Rusiński E, Moczko P, Pietrusiak D. Analiza dynamiki wielonaczyniowych koparek kołowych typu KWK. Górnictwo Odkrywkowe 2014; 55(4/5): 197-202.
40. Rusiński E, et. al. Analiza techniczno-ekonomiczna możliwości zastosowania w odkrywce Złoczew maszyn podstawowych pracujących w KWB Bełchatów. Raporty Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej. 2016., Ser. SPR ; nr 133, Politechnika Wroclawska, 2015.
41. Rusiński E, et. al. Badania, ekspertyza i diagnostyka maszyn podstawowych KWK-1200M (K-27), ARsP-6500 (Z-45). Raporty Inst. Konstr. Ekspł. Masz. PWroc. 2010., Ser. SPR ; nr 87, 88, Politechnika Wroclawska, 2010.
42. Rusiński E, et. al. Badania, ekspertyzy i diagnostyka maszyn podstawowych KWK-1500s (K-9), KWK-1200M (K-14), SchRs-1200 9K-22). Raporty Inst. Konstr. Ekspł. Masz. PWroc. 2009., Ser. SPR ; nr 90, 91, 92, Politechnika Wroclawska, 2009.
43. Rusiński E, et. al. Badanie ustrojów nośnych maszyn podstawowych. Raporty Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej. 2015., Ser. SPR ; nr 164, Politechnika Wroclawska, 2015.
44. Rusiński E, et. al. Ocena stanu technicznego zużycia maszyn podstawowych pracujących w KWB Konin. Etap I Ocena stanu technicznego i wykonanie badań na koparkach SchRs-800 i SchRs-1200 pod kątem określenia dalszej możliwości ich pracy. Raporty Inst. Konstr. Ekspł. Masz. PWroc. 2010., Ser. SPR ; nr 56, Politechnika Wroclawska, 2010.
45. Rusiński E, et. al. Ocena stanu technicznego zużycia maszyn podstawowych pracujących w KWB Konin. Etap II Ocena stanu technicznego i wykonanie badań na

koparkach SRs 1200/5 i SRs 1200/6 pod kątem określenia możliwości pracy jednej z nich na O/Ościsłowo. Raporty Inst. Konstr. Ekspł. Masz. PWroc. 2011., Ser. SPR ; nr 39, Politechnika Wrocławska, 2010.

46. Rusiński E, Dudek K, Moczko P. Degradation of undercarriage portal frames of surface mining machines (In Polish). *Transport Przemysłowy* 2006; 2(24): 40-43.
47. Standards Australia AS4324.1: Mobile equipment for continuous handling of bulk materials. Part 1 - General requirements for the design of steel structures, 1995.
48. Weber F, Feltrin G, Maślanka M, Fobo W, Distl H. Design of viscous dampers targeting multiple cable modes. *Engineering Structures* 2009; 31: 2797–2800.