

BADANIA DYNAMICZNE ORAZ ESTYMACJA PARAMETRÓW ROZKŁADÓW STATYSTYCZNYCH OBCIĄŻEŃ MASZYN ROBOCZYCH

DYNAMIC TESTS AND ESTIMATION OF PARAMETERS OF LOADS DISTRIBUTION IN WORKING MACHINES

Józef Augustynowicz, Dionizy Dudek, Krzysztof Dudek, Andrzej Figiel, Jakub Nowak – Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wrocławska

Prowadzone prace w dziedzinie badań i analiz wytrzymałościowych konstrukcji stalowych maszyn roboczych do prac ziemnych wskazują na nierównomierne wyłączenie materiału w poszczególnych węzłach i elementach konstrukcji. Dotychczasowe przeprowadzone analizy wykazują, że obciążenia eksploatacyjne wywołują często w ustroju nośnym maszyn roboczych przeciążenia ustrojów nośnych wywołane rezonansami lub impulsami udarowymi. W artykule zaproponowano metodykę estymacji rozkładów asymptotycznych do oceny kwantyli obciążeń.

Tests and analysis of steel construction strength of heavy equipment indicate unequal effort of materials in particular knots and construction elements. Conducted analyses confirm that service load very often generates overloads in load-bearing construction of working machines caused by resonances or kicks. Estimation method of asymptomatic distribution for load quantiles have been presented in the paper.

Wprowadzenie

Podstawowe maszyny górnictwa odkrywkowego, a w szczególności wielonaczyniowe koparki kołowe, poddawane są dość często znacznym obciążeniom. W przypadku koparek kołowych na ich wielkość składają się obciążenia statyczne, wynikające z ciężaru własnego oraz dynamiczne, które zależą przede wszystkim od własności urabianych gruntów, technologii pracy oraz stanu i rodzaju narzędzi skrawających. Sama koparka stanowi skomplikowaną konstrukcję, w skład której wchodzi współpracujące ze sobą podsystemy urabiania, transportu i ładowania urabianego materiału.

Przy prawidłowej eksploatacji większość pracujących w kraju koparek powinna z powodzeniem przepracować około 30 ÷ 35 lat. Należy podkreślić, że obecnie większa część użytkowanych koparek ma ponad 25-lat. Poza tym aktualnie eksploatowane obecnie złoża węgla brunatnego są coraz trudniej dostępne, a ich wydobywanie wymaga usuwania skał nadkładowych o oporach urabiania przekraczających założenia konstrukcyjne tych maszyn. Dochodzą do tego jeszcze nagłe przeciążenia pojawiające się w ośrodkach luźno- i średniozwięzłych, ale z licznie występującymi kamieniami lub twardymi wkładkami. Także preferowanie dobrego wydobywania kopaliny użytkowej za wszelką ceną (lata zeszłego wieku) wymusza pracę urządzeń na granicy mniej lub bardziej świadomego ryzyka. Wszystkie te czynniki powodują gwałtowny wzrost awaryjności, dotyczący zwłaszcza zespołu urabiającego wraz z podtrzymującą go konstrukcją wysięgnika urabiającego.

Udział awarii wynikających z niewłaściwej eksploatacji oraz w wyniku działania wyjątkowych czynników zewnętrznych (np. uderzenie w kamień lub wtrącenia trudno urabialne) wzrasta wraz z wiekiem maszyny, maleją natomiast uszkodzenia wynikłe z wad obiektu (modernizacja, naprawy itp.). Bardzo duże znaczenie należy więc przypisywać teoretyczno-obliczeniowemu zabezpieczeniu niezawodności w okresie eksploatacji.

Zapewnienie bezawaryjnej pracy oraz ciągłości dostaw surowca ze względu na obciążenia o charakterze zmiennym jak i impulsowym, wymaga długoterminowych badań stopnia wyłączenia konstrukcji nośnej maszyn podstawowych ze względu na wytrzymałość doraźną jak i zmęczeniuową.

Analiza dynamiczna maszyn roboczych

Dotychczas prowadzone prace w dziedzinie badań i analiz wytrzymałości konstrukcji stalowych maszyn do prac ziemnych wskazują na nierównomierne wyłączenie materiału w poszczególnych węzłach i elementach konstrukcji. W dziedzinie projektowania maszyn roboczych ciężkich zarysowuje się zatem tendencja doskonalenia metod kształtowania ustrojów nośnych i układów napędowych. Do rozwiązania tak postawionych zagadnień wymagane jest przeprowadzenie obliczeń na wytrzymałość doraźną i eksploatacyjną. Dla zmęzeniowych obliczeń wytrzymałościowych, a zatem dla szacowania trwałości i niezawodności konstrukcji tych maszyn, jak i dla oszacowania wytrzymałości doraźnej, kluczowe znaczenie ma znajomość ich obciążeń eksploatacyjnych. Podstawową cechą charakteryzującą obciążenia jest ich przypadkowość, zmienność ich intensywności w czasie. Zmienność intensywności obciążenia w czasie lub jej brak stanowi jedno z podstawowych kryteriów klasyfikacji obciążeń. Zależność czasowa wyodrębnia obciążenia statyczne i dynamiczne.

Analizę dynamiczną maszyn można przeprowadzić ze wspomaganie komputerowym przy pomocy odpowiednich ogólnie dostępnych systemów obliczeniowych i symulacyjnych. Jednak należy z całą mocą podkreślić, że systemy te na tyle rozwiązują wspomniane zagadnienia, na ile dane wejściowe i modele rozważanych procesów są adekwatne do rzeczywistości. Związane jest to zatem z wprowadzeniem wartości rzeczywistych przebiegów obciążeń zewnętrznych. Model obliczeniowy uzyskany na drodze analitycznej nie zapewni, nawet przy najdokładniejszym

opisie matematycznym, dobrej zgodności z rzeczywistością. Konieczne jest porównanie modelu z obiektem rzeczywistym, inaczej mówiąc konieczna staje się identyfikacja własności dynamicznych obiektu.

Drgania rezonansowe konstrukcji nośnych wieloczerpakowych koparek kołowych są zjawiskiem często spotykanym w górnictwie odkrywkowym. Problem rezonansu, tzn. istnienie takiej częstotliwości wymuszającej (częstość wysypów czerpaków koła urabiającego koparki), która jest zbliżona z częstotliwością własną nadwozia jest istotnym zjawiskiem w analizie zmęczeniowej konstrukcji nośnej koparki. Rezonans konstrukcji objawia się zwiększeniem obciążeń dynamicznych w niektórych prętach nadwozia koparki. Może to być powodem pęknięć zmęczeniowych konstrukcji stalowej, co w konsekwencji może doprowadzić nawet do poważnej katastrofy maszyny.

Nie ulega wątpliwości, że występujące podczas eksploatacji dudnienia rezonansowe (rys. 1) w konstrukcji nośnej maszyny przyspieszają proces degradacji w sposób znaczący. I chociaż ewentualne i zrozumiałe rozbieżności spowodowane rezonansami odnoszą się do poziomu indywidualnego konkretnej maszyny, to na poziomie statystycznym mogą być one wyeliminowane. Na poziomie statystycznym rezonanse pociągają za sobą zerwanie z determinizmem, wprowadzając do mechaniki klasycznej niepewność i łamią symetrię czasową, ponieważ rezonans i sprzężenie między zdarzeniami nie zachodzą w jednym punkcie, ani w jednej chwili. Wymagają one opisu nielokalnego, który nie daje się włączyć do ogólnie przyjętej dynamiki, bazującej na opisie pojedynczych punktów

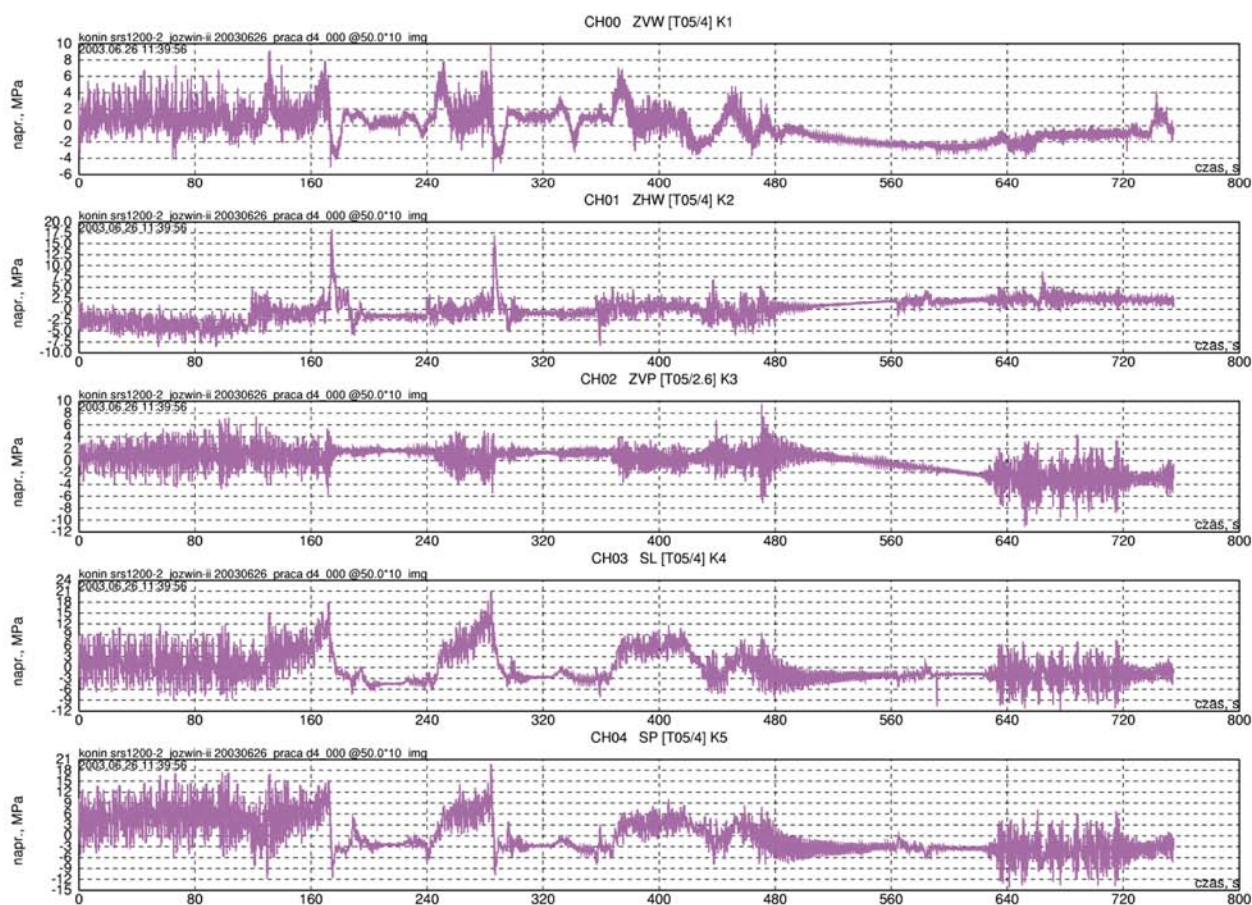
oraz trajektorii w przestrzeni fazowej [1].

Badania doświadczalne prowadzone w warunkach eksploatacyjnych muszą uwzględniać te nielocalne oddziaływania. Nie da się ich z reguły ocenić na podstawie lokalnego pomiaru wartości odkształceń w ściśle określonych punktach pomiarowych. Wymaga to badań określonych wielkości fizycznych o oddziaływaniu nielokalnym lub nawet globalnym. Mogą to być m.in. badania przebiegów czasowych:

- momentów zginających podstawowych podzespołów nadwozia maszyny,
- momentów skręcających te podzespoły,
- sił wzdłużnych w podzespołach ściskanych lub rozciąganych.

Praktyka konstruowania i eksploatacji koparek kołowych spotyka się z problemem poszukania rozwiązań zmniejszających dynamikę procesu roboczego tych maszyn. Duży poziom drgań pociąga za sobą ograniczenie wydajności urabiania, obniżenie trwałości i niezawodności konstrukcji nośnej koparki oraz efektywności automatycznego systemu sterowania procesem roboczym. Drgania mogą doprowadzić konstrukcję nośną do drgań rezonansowych o częstotliwości równej drganiom swobodnym (własnym), lub o częstotliwościach wyższych harmonicznych. W związku z tym głównym problemem staje się sprawdzenie częstotliwości drgań wymuszających na rezonansowe częstotliwości drgań własnych konstrukcji nośnej koparki, inaczej mówiąc sprawdzenie czy maszyna pracuje w rezonansie.

Jako podstawowe wielkości mierzalne - istotne do analizy częstotliwościowej - przyjęto cztery przekroje pomiarowe:



Rys. 1. Przykładowe przebiegi czasowe odkształceń konstrukcji wysięgnika koparki kołowej

Fig. 1. Examples of deformation curves for wheel excavator outrigger construction



Rys. 2. Rozmieszczenie przekrojów pomiarowych
Fig. 2. Localization of measurement cross section

pomiar odkształceń konstrukcji wysięgnika urabiającego wywołanych momentem zginającym w płaszczyźnie pionowej i poziomej oraz skręcaniem (ZVW, ZHW, SW) i analogicznie na wysięgniku przeciwwagi (ZVP, ZHP). Rozmieszczenie przekrojów pomiarowych przedstawiono na rysunku 32 [9]. Parametry drgań konstrukcji mogą być mierzone na różne sposoby. W przypadku pomiarów drgań własnych koparek, wymuszono drgania konstrukcji znanym impulsem i rejestrowano przebieg drgań, aż do ich wygaśnięcia (rys. 3). Uzyskano to poprzez przyłożenie do osi koła czerpakowego znanego obciążenia zewnętrznego, a następnie impulsowego odciążenia wysięgnika koła. Wartości rzeczywistego obciążenia wysięgnika koła czerpakowego odczytywano na dynamometrze. W trakcie badań rejestrowano przebiegi gasnących drgań konstrukcji nośnej nadwozia koparki (rys. 4). Dynamiczne odkształcenia konstrukcji nośnej wywołane działaniem momentów gnących w płaszczyźnie pionowej i poziomej mierzono w zaznaczonych na rysunku 3 przekrojach wysięgnika urabiającego koła czerpakowego i wysięgnika przeciwwagi.

Analiza harmoniczna zarejestrowanych przebiegów (rys. 4) pozwala na określenie częstotliwości drgań swobodnych konstrukcji stalowej wysięgnika urabiającego i przeciwwagi. Drgania własne konstrukcji nośnej nadwozia koparki mają dwie podstawowe częstotliwości: $f_1 \approx 0,53$ Hz i $f_2 \approx 1,36$ Hz. Poziom innych częstotliwości jest mało znaczący, występowanie ich można wytłumaczyć niedokładnościami przeprowadzonego pomiaru. W ocenie wpływu częstości drgań własnych na wytrzymałość konstrukcji nośnej maszyny należy zwrócić uwagę na te, które są zgodne z kierunkami sił wymuszających. Czę-

stość własna ($f_1 \approx 0,53$ Hz) odpowiada wahaniom wysięgnika koła czerpakowego w płaszczyźnie pionowej jak i poziomej, natomiast następna postać drgań własnych ($f_2 \approx 1,36$ Hz) odpowiada wahaniom całego nadwozia w płaszczyźnie poziomej.

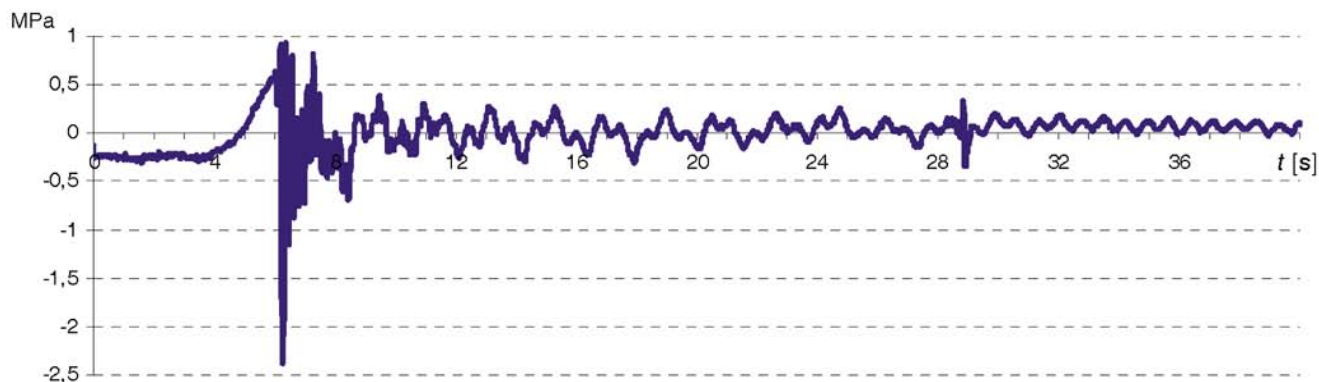
Częstotliwość drgań wymuszonych konstrukcji koparki wyznaczono z kolei mierząc je podczas normalnej eksploatacji (rys. 5). Analiza harmoniczna (rys. 6) wybranych przebiegów wykazała istnienie składowych harmonicznnych o częstotliwościach wchodzenia czerpaków w calinę zbliżonych do częstotliwości zaobserwowanych podczas drgań swobodnych. Podstawową częstotliwością wymuszającą wynikającą z liczby naczyń urabiających koła czerpakowego (wejścia czerpaków w skarpe) jest częstotliwość wymuszeń $\approx 0,83$ Hz przy liczbie wysypów ≈ 50 1/min.

Największą energię mają drgania o częstotliwości około $f_2 \approx 53$ Hz i $f_3 \approx 1,36$ Hz przy drganiach swobodnych. Częstotliwość drgań wymuszających podczas normalnej pracy koparki wynosi $f_4 \approx 0,50$ Hz i $f_5 \approx 89$ Hz (rys. 6) jest zbliżona do częstotliwości drgań własnych (rys. 4) f_2 . Maszyna może być wzbudzana i istnieje możliwość pracy w obszarze rezonansu.

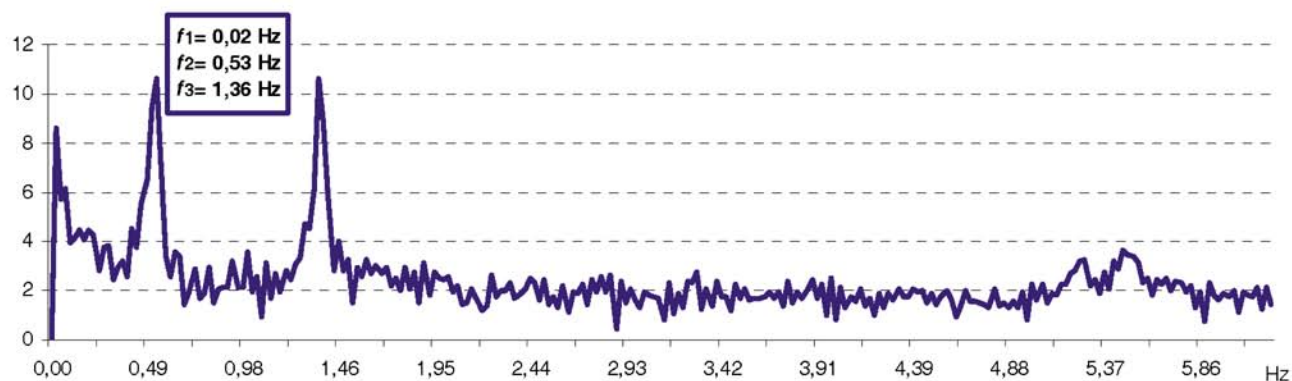
Drgania rezonansowe ustrojów nośnych wieloczerpakowych koparek kołowych są zjawiskiem dość często spotykanym. Zjawisko rezonansu, czyli zjawisko wielokrotnego wzrostu amplitudy drgań występujące przy częstotliwościach wymuszenia bliskich częstotliwościom własnym układu, wywołuje w koparkach dodatkowe obciążenia dynamiczne konstrukcji, których wartości są porównywalne z wartościami obciążeń uderowych w wyniku natrafienia czerpakiem na twardą przeszkodę. Wartości częstotliwości wchodzenia kolejnych czerpaków w calinę, będących podstawowymi częstotliwościami wymuszenia i ich niewielkie różnice od częstotliwości drgań własnych świadczą o tym, że nie zawsze udaje się konstruktorom tak dobrać parametry sztywności i bezwładności koparki, aby uchronić ją przed rezonansem. Pozostaje wówczas tylko poprawa istniejącego już rozwiązania poprzez zmianę częstotliwości wysypów lub zmianę sztywności konstrukcji nośnej koparki.

Wybór i testowanie modelu statystycznego

Oszacowania wartości obciążeń ekstremalnych przydatnych do ścisłego matematycznie prognozowania wyteżenia ustroju nośnego maszyny prowadzone są na podstawie analizy wyników pomiarów uzyskanych w wieloletnich lub przynajmniej wielookresowych obserwacjach. Wartości maksymalne

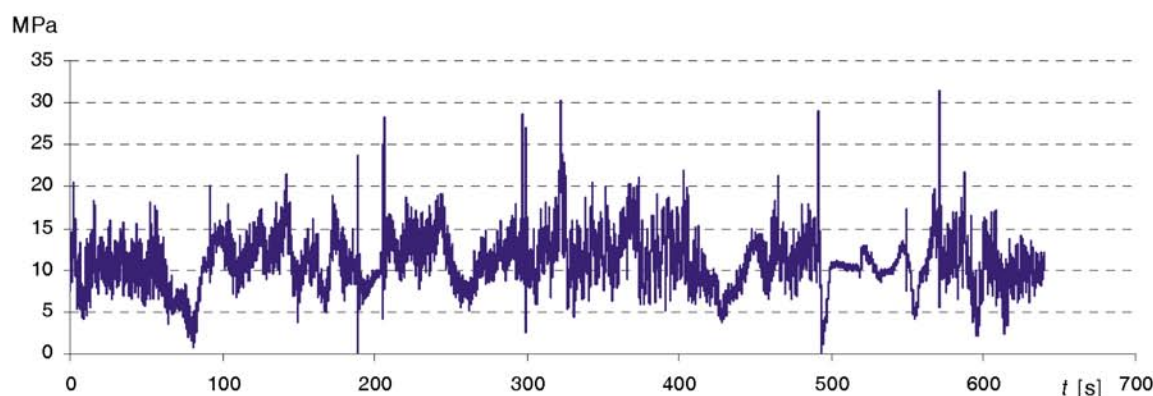


Rys. 3. Przebiegi czasowe drgań swobodnych koparki
Fig. 3. Time course of excavator free vibrations



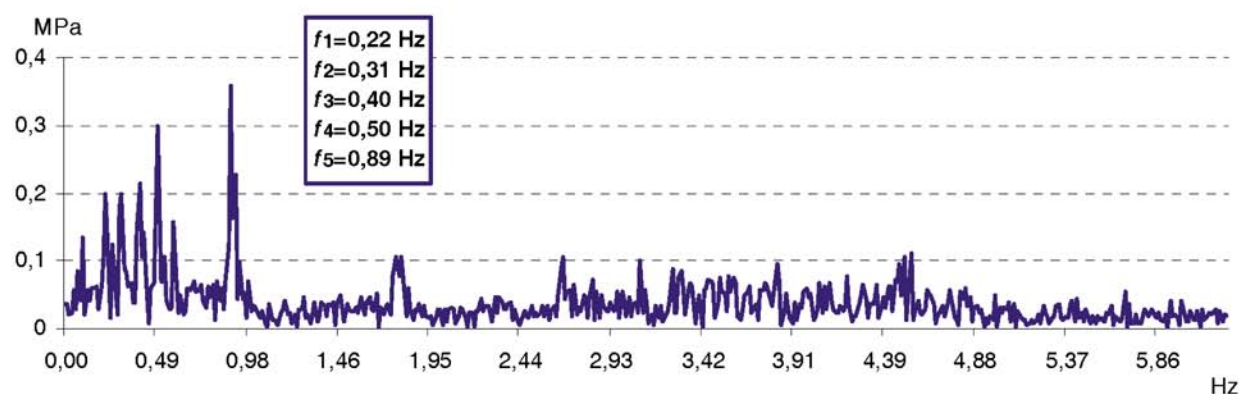
Rys. 4. Częstotliwości drgań swobodnych

Fig. 4. Free vibrations frequency



Rys. 5. Przebiegi drgań wymuszonych nadwozia koparki

Fig. 5. Run of forced vibrations of an excavator body



Rys. 6. Częstotliwości drgań wymuszonych

Fig. 6. Forced vibrations frequency

uzyskanych w ten sposób obciążeń tworzą ciągi zmiennych losowych $Q_1, Q_2, \dots, Q_j, \dots, Q_n$ które są maksymalnymi obciążeniami obserwowanymi w kolejnych okresach pomiarów. Dla wieloczerpakowych koparek kołowych są to np. wartości odpowiednich momentów zginających lub sił zbierane w określonym czasie eksploatacji. Nie ma żadnych przesłanek, aby sądzić, że zmienne te mają różne rozkłady prawdopodobieństwa, można zatem przyjąć, że:

$$F(q) = \bigwedge_j P\{Q_j < x\}.$$

W zagadnieniach oceny obciążeń maksymalnych lub nośności minimalnej, a więc przy estymacji skrajnych stref

rozkładu zakłada się, że poszukiwany rozkład zmiennych losowych $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ jest rozkładem ekstremalnym. Prowadzi to do konieczności doboru jednego z trzech asymptotycznych rozkładów wartości skrajnych, tzn. Gumbela, Frecheta lub Weibulla.

Do scharakteryzowania wielowymiarowego, stochastycznego procesu obciążenia ustrojów i mechanizmów koparki konieczna i wystarczająca jest znajomość jego rozkładu prawdopodobieństwa, tzn. funkcji gęstości $p(x)$ lub dystrybuanty $F(x)$, oraz podstawowych jego wielkości statystyk takich jak miary położenia, skupienia oraz kształtu. W analizie intensywności badanego parametru wykorzystuje się także pewne kwantyle rozkładu.

Jako podstawowe wielkości mierzalne - istotne zarówno do analizy rozkładu składowych sił kopania, jak i stopnia wytężenia konstrukcji nośnej przyjęto:

- naprężenie σ_z wywołane momentem zginającym wysięgnik urabiający w płaszczyźnie pionowej,
- naprężenie σ_y wywołane momentem zginającym wysięgnik urabiający w płaszczyźnie poziomej,
- naprężenie σ_x wywołane siłą wzdłużną w wysięgniku urabiającym.

Nagromadzone dotąd obserwacje procesu eksploatacji koparek kołowych mogą posłużyć do diagnozowania stanu tych maszyn poprzez porównywanie okresowych modeli rozkładów statystycznych uzyskiwanych po kontrolnych przedziałach czasowych. W takich kontrolnych przedziałach obserwowane są przebiegi momentów zginających oraz sił ściskających wysięgniki maszyny. Są to - w przypadku wysięgnika urabiającego - wzajemnie ortogonalne składowe wypadkowego obciążenia zewnętrznego, a w przypadku wysięgnika przeciwcieżaru również wzajemnie ortogonalne składowe odpowiedzi dynamicznej na to obciążenie. Z punktu widzenia wytrzymałości konstrukcji interesujące są maksymalne naprężenia całkowite, gdyż one decydują o nośności granicznej ustroju. Uzyskanie rozkładu naprężeń całkowitych jest możliwe tylko na podstawie kojarzenia poszczególnych składowych w zbiorach źródłowych danych pomiarowych. Z uwagi na fakt równoczesnej rejestracji zmiennych σ_z , σ_y , σ_x w wielokanałowym zestawie pomiarowo-akwizycyjnym można programowo podsumować ich wartości dla każdej zarejestrowanej próbki. Próbką taka zawiera maksymalne wartości poszczególnych zmiennych jakie wystąpiły w trakcie obserwacji przebiegu. Budując zatem zbiór rezultatów σ_{max} można go oszacować od góry odpowiednio dobranym rozkładem.

Na podstawie przeprowadzonych dotąd badań zakłada się, że poszukiwany rozkład obciążeń ekstremalnych jest asymptotycznym rozkładem wartości skrajnych Gumbela [2,3]. Zakładając, że rozkład ten jest prawostronnie nieograniczony można wyznaczyć jego rozkład asymptotyczny w postaci:

$$F(x) = \exp\{-\exp[-\alpha(x-U)]\} \quad \text{dla } -\infty < x < \infty; \alpha > 0$$

Rozkład ten nazywany jest rozkładem wartości ekstremalnych Gumbela i jego funkcja gęstości prawdopodobieństwa jest postaci:

$$p(x) = \alpha \exp\{-\alpha(x-U) - \exp[-\alpha(x-U)]\}$$

Parametry tego rozkładu można oszacować różnymi metodami. Najczęściej jest to metoda momentów lub metodą najmniejszych kwadratów sprowadzając funkcję dystrybucyjną do postaci liniowej. Metodą momentów można oszacować parametry rozkładu Gumbela znając wartość średnią $\bar{x}$ i odchylenie standardowe σ rozkładu empirycznego wartości maksymalnych. Zachodzą bowiem następujące związki:

$$U = \bar{x} - \frac{\gamma}{\sigma} = \bar{x} - \frac{0,5772}{\sigma};$$

gdzie $\gamma = 0,5772$ - stała Eulera, σ - odchylenie standardowe, $\bar{x}$ - średnia,

$$\alpha = \frac{1,2825}{\sigma}$$

Wprowadzenie do wzoru na dystrybucyjną rozkładu Gumbela:

$$F(x) = \exp\{-\exp[-\alpha(x-U)]\}$$

nowej zmiennej $y = \alpha(x-U)$ i dwukrotne zlogarytmowanie umożliwia skonstruowanie tzw. sitki Gumbela o osi odciętej wyskalowanej wg zależności:

$$F(x) = \exp\{-\exp(-y)\}$$

$$y = -\ln[-\ln F(x)] \quad \text{dla } y \in [-2;10]$$

oraz liniowej osi rzędnych x . Na siatce tej rozkład Gumbela maksimów (rys. 7) przedstawia się w postaci linii prostych:

$$y = a + bx = b \left[x - \left(\frac{a}{b} \right) \right]$$

skąd $a = -aU$ i $b = a$. Wartości współczynników a i b dają się teraz oszacować metodą regresji liniowej (metoda najmniejszych kwadratów) na podstawie wyników eksperymentu ujętych w zbiór par (x_p, y_i) .

Prosta Gumbela jest równocześnie prostą prognozy, można bowiem bezpośrednio z jej wykresu odczytać wartości obciążenia w zależności od tzw. okresu powrotu T_r . Jest on zdefiniowany jako średni odstęp czasu między kolejnymi przekroczeniami określonej wartości obciążenia x_k . Zakładając, że wartość x_k będzie tylko raz przekroczona w m kolejnych jednostkowych okresach obserwacji t , prawdopodobieństwo jej przekroczenia w dowolnym okresie t wyraża się jako:

$$P_1(Q > q) = \frac{1}{m} = 1 - F(x_k)$$

Dla $T = mt_0$ jest:

$$F(x_k) = 1 - \frac{t_0}{T_r}$$

W przewidywanym okresie użytkowania maszyny można wyodrębnić T_u/t_0 jednostkowych okresów obserwacji. Prawdopodobieństwo, że wartość x_k nie będzie przekroczona w kolejnych n okresach obserwacji jest iloczynem prawdopodobieństw P_1 , co dla całego okresu użytkowania $T_u = nt_0$ wynosi:

$$P = \left\{ 1 - \frac{t_0}{T_r} \right\}^{T_u/t_0}$$

Dla dużych T_u wzór ten można napisać w postaci:

$$P \approx \exp(-T_u/T_r),$$

co umożliwia łatwe oszacowanie wymaganego okresu powrotu T_r dla założonego prawdopodobieństwa nieprzekroczenia wartości x_k w całym okresie użytkowania obiektu T_u :

$$T_r = \frac{T_u}{\ln(1/P)}$$

Dla określonych parametrów rozkładu asymptotycznego poszukiwany kwantyl x_k otrzymuje się po dwukrotnym zlogarytmowaniu zależności wyjściowej:

$$q_k = b - \frac{1}{a} \ln[-\ln F_1(x_k)],$$

z którego można obliczyć wartość x_k przy przyjętym prawdopodobieństwie jej nieprzekroczenia w jednostkowym okresie obserwacji.

Dla określenia reprezentatywnych wartości naprężeń maksymalnych dla strefy ekstremalnej proponuje się arbitralnie następujące kwantyle rozkładu:

- wartości charakterystycznej σ_k dla kwantylu $p_c = 0,95$
- wartości obliczeniowej σ_o dla kwantylu $p_o = 0,98$
- wartości ekstremalnej σ_e kwantylu $p_e = 0,99$.

Mając kwantyle rozkładu q_k można dla wyliczonych wartości oszacować poszczególne współczynniki:

- Współczynnik tolerancji:

$$t_k = (\sigma_k - \bar{q}) / \sigma_q$$

- Częściowy współczynnik bezpieczeństwa:

$$t_o = (\sigma_o - \bar{q}) / \sigma_q$$

- Ekstremalny współczynnik bezpieczeństwa:

$$t_e = (\sigma_e - \bar{q}) / \sigma_q$$

Reprezentatywne wartości tych kwantyli dla wybranego przykładu zestawiono w tabeli 1. W tabeli tej ujęto również współczynnik tolerancji t_k , częściowy współczynnik bezpieczeństwa t_o , ekstremalny współczynnik bezpieczeństwa t_e oraz czasy powrotu T_r .

Wnioski

Z dotychczasowych wieloletnich obserwacji praktycznie wszystkich typów koparek kołowych wynika, że zdecydowana ich większość posiada w swoim widmie częstotliwościowym przynajmniej jedną wyróżniającą się częstotliwość (rys. 6). Wyższe częstotliwości o zdecydowanie mniejszej amplitudzie - pojawiają się z reguły tylko w konstrukcji wysięgnika urabiającego. Jednak z uwagi na znaczną ich rozmytość mogą one posiadać wystarczająco dużą energię. Energię tę potęguje oczywiście praca w rezonansie.

Przyspieszona degradacja maszyn podstawowych - objawiająca się nieoczekiwanym i nieprzewidywalnym wzrostem

pęknięć zmęczeniowych w całej konstrukcji stalowej maszyn - wymaga wyprowadzania ich z rezonansu, tak aby uspokoić chaotyczną trajektorię ruchu i zbliżyć się w miarę możliwości do założeń wcześniejszych obliczeń statycznych [1]. Metody takiego strojenia dynamicznego są następujące:

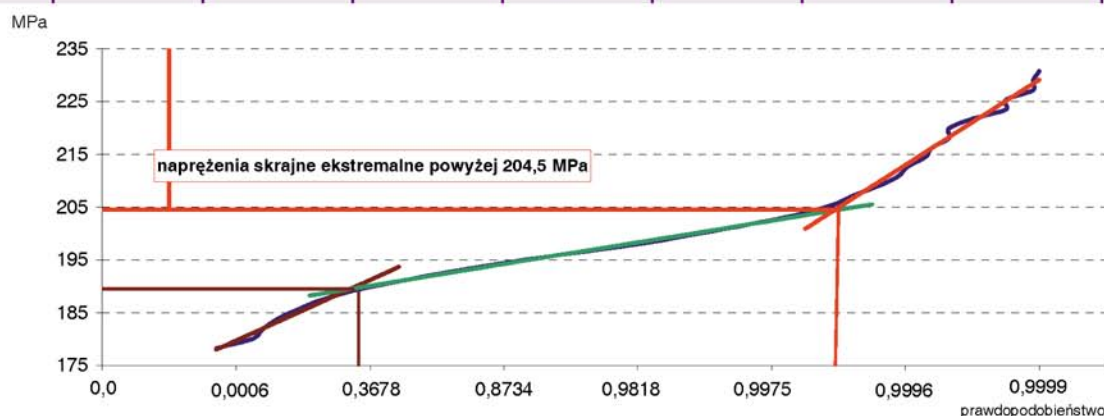
- *istotna zmiana masy całkowitej nadwozia* - np. nałożenie dodatkowych ciężarów w okolicy koła czepakowego i przeciwcieżaru,
- *istotna zmiana sztywności nadwozia* - np. przez usztywnienie całego nadwozia, z reguły w płaszczyźnie poziomej,
- *niewielka zmiana częstotliwości wymuszania* - np. przez zmianę przełożenia na jednym - z reguły pierwszym - stopniu przekładni głównej,
- *istotna zmiana tłumienia wewnętrznego nadwozia* - problem bardzo trudny technicznie i wymagający dodatkowych analiz symulacyjnych.

Na wynikach tak prowadzonej od lat kilku identyfikacji parametrów procesu urabiania wielonaczyniowymi koparkami kołowymi można było zbudować funkcjonalne i strukturalne modele predyktywne tzn. modele działające również w obszarze występującym poza wierną repliką uzyskanych danych wejściowych. Modele takie umożliwiają ocenę zachowań ustroju nośnego tych maszyn w innych warunkach niż te, przy których dokonano identyfikacji. Okazało się ponadto, że symulują one wystarczająco dobrze zjawisko urabiania poza zbiorem danych wyjściowych. Pozwalają na dobre prognozowanie przyszłych stanów obciążenia. Przykład takiego wnioskowania przedstawiono na rysunku 7. Przedstawia on trzy proste gumbelowskie uzyskane w wyniku analizy procesu urabiania gruntów o trzech różnych rodzajach twardości. Zamieszczona interpretacja - będąca jak widać przybliżeniem znacznie bardziej skomplikowanego, nieliniowego procesu obciążenia - jest wystarczająco dobrym modelem dla użytkownika, o ile tylko wyznaczone zostaną eksperymentalnie współczynniki kierunkowe poszczególnych prostych. Cenną informacją dla eksploatatora maszyny wydaje się być również przypuszczalny czas powrotu określonego poziomu obciążenia.

Artykuł powstał w ramach Projektu Rozwojowego nr 03 0039 06.

Tab.1. Wartości σ_{max} [MPa] oraz T_r [h] dla przyjętych kwantyli rozkładu
Tab. 1. Value σ_{max} [MPa] and T_r [h] for assumed quantile of distribution

0,95			0,98			0,99		
σ_{max}	$t_{\sigma k}$	T_r	σ_{max}	$t_{\sigma o}$	T_r	σ_{max}	$t_{\sigma e}$	T_r
197,1	1,86	20	199,5	2,60	50	201,3	3,14	100



Rys. 7. Model gumbelowski rozkładu wartości skrajnych oporów urabiania gruntów koparkami kołowymi

Fig. 7. Model of Gumbel distribution for values of extreme resistance for ground mining with wheel excavators

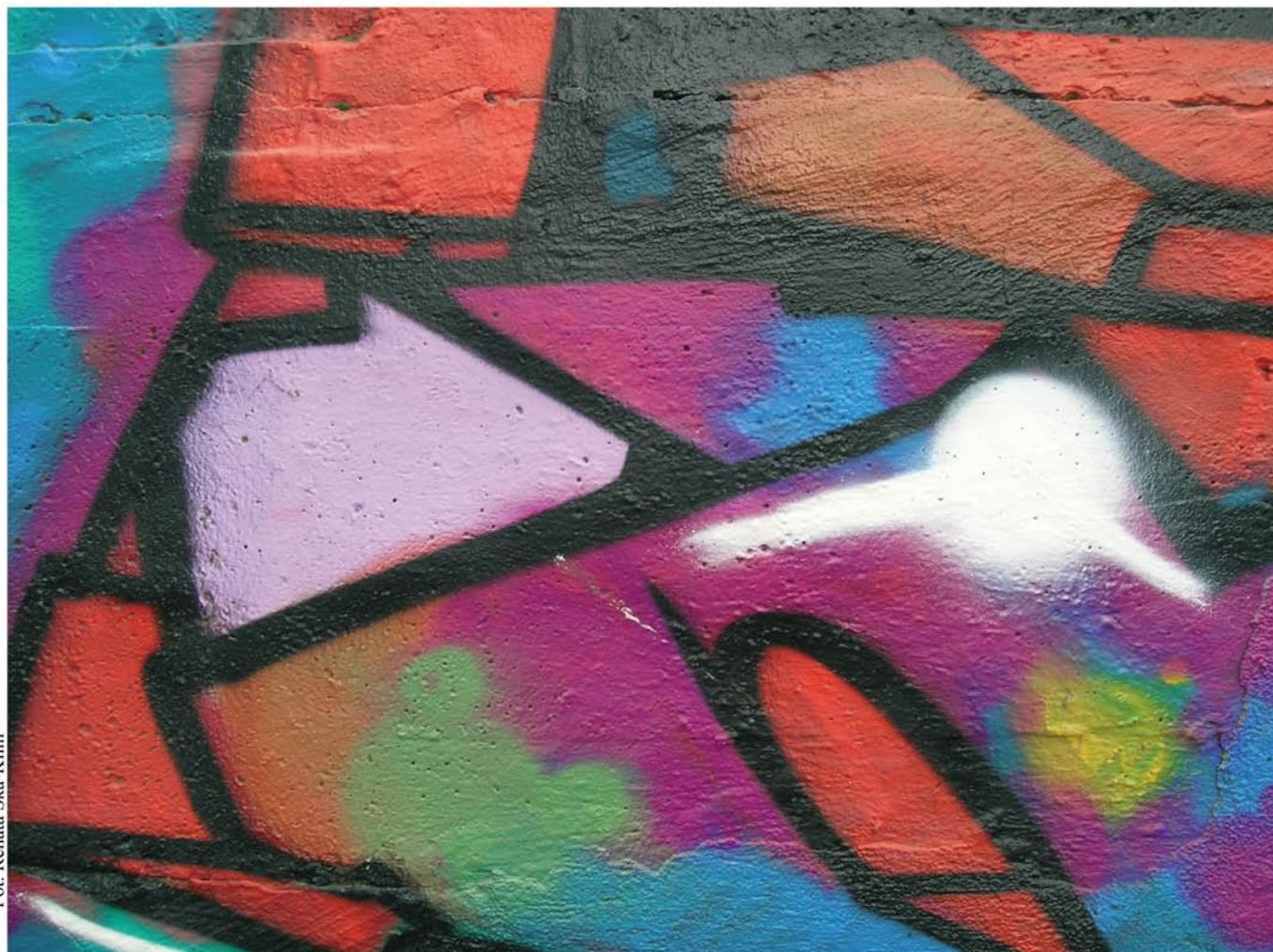
Literatura

- [1] Augustynowicz J., Dudek D. i inni, *Określenie przyczyn powstawania nadmiernych drgań nadwozia koparki SchRs-800 oraz ich wpływ na trwałość i bezpieczeństwo maszyny*. Raport serii SPR-043/98. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 1998
- [2] Augustynowicz J., Dudek K., *Metodyka określania rzeczywistego stanu obciążenia wielonaczyniowych koparek i ładowarek*. VI Kon. Rozwój podstaw budowy, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich - w tym budowlanych. Zakopane 17-20 styczeń 1993. Warszawa 1993
- [3] Biegus A., *Probabilistyczna analiza konstrukcji stalowych*. PWN Warszawa - Wrocław 1999
- [4] Dudek D., Oziemski S. Sobczykiewicz W., *Problemy automatycznej diagnozy jakości maszyn roboczych*. Zagadn. Eksploatacji Maszyn Nr 4. 1992
- [5] Mendera Z., Murzewski J., *Rozwój fortologii - statystycznej teorii obciążeń*. Arch. Inż. Łąd. T.27 (1981).z.4
- [6] Augustynowicz J., Dudek D. i inni, *Problemy stanów niestabilnych w konstrukcji maszyn*. SYSTEMS, Journal of Transdisciplinary Systems Science. Volume 7, Wrocław University of Technology, 2002
- [7] Augustynowicz J., Dudek D. i inni, *Pomiary obciążeń i rozkładu naprężeń w konstrukcji koparki Nr 45*. Raport serii SPR-40/00. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2000
- [8] Augustynowicz J., Dudek D., Dudek K., *Badania eksperymentalne ustrojów nośnych maszyn roboczych w długoterminowych przedziałach obserwacji biernej*. II Konf. Nauk.-Techn. „Odporność uderowa konstrukcji”. Rynia, 9-11 grudnia 1998
- [9] Maniak M., Jabłoński H., *Nowe czy nowoczesne SRs-1200 w odkrywce „Tomisław”*. Węgiel Brunatny 2007 nr 4/61

Artykuł recenzowali prof. dr hab. inż. Eugeniusz Rusiński

dr hab. inż. Franciszek W. Przystupa, prof. PWr

Rękopis otrzymano 11.08.2011 r. *2232



Cykl: prolog do konstrukcji...