

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES  
DYNAMACH '89

Miroslaw KWAŚNIAK, Piotr ŁUŻYŃIECKI

Marek SOKOLSKI

Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn  
Politechnika WrocławskaMETODA MODELOWANIA OBCIĄŻEŃ UDAROWYCH KONSTRUKCJI STALOWEJ  
WIELONACZYŃNIOWYCH KOPAREK KOŁOWYCH

Streszczenie. Przedstawiono metodę analizy dynamicznej konstrukcji stalowej wielonaczyŃniowych koparek kołowych poddanych działaniu obciążeń generowanych w procesie udarowego zatrzymania koła naczyniowego. Model obliczeniowy konstrukcji oparto na metodzie elementów skończonych. Metodę zilustrowano przykładem analizy konstrukcji stalowej wielonaczyŃniowej koparki kołowej typu KWK-700.

## WPROWADZENIE

Prognozy rozwoju krajowego górnictwa węgla brunatnego, sporządzane w połowie lat osiemdziesiątych, zakładały osiągnięcie w roku 2000 rocznego wydobycia na poziomie 100 mln ton [1]. W wyniku wyczerpywania najkorzystniejszej zalegających zasobów obserwuje się jednakże sukcesywne pogarszanie warunków eksploatacji maszyn wydobywczych. Aktualnie budowane koparki wielonaczyŃniowe dysponują już jednostkowymi siłami urabiania rzędu 70-200 kN/m, a obserwuje się tendencję znacznego zwiększania tych sił. Przewiduje się przy tym, iż w następnym dziesięcioleciu konieczne będzie uzyskiwanie sił urabiania rzędu 400-600 kN/m. Pozwoliłoby to na eksploatację techniką pracy ciągłej około 2/3 istniejących pokładów.

Pogarszającym się warunkom pracy koparek towarzyszy częste występowanie obciążeń typu udarowego, będące wynikiem trafiania naczyń na kamień lub twarde przerosty. Wieloletnie badania prowadzone przez zespół pracowników IKEM Pwr. [1, 2, 4] wykazały między innymi, że naprężenia w konstrukcji stalowej wywołane obciążeniami udarowymi są nierzadko porównywalne z naprężeniami od obciążeń statycznych. Częstotliwość obciążeń udarowych jest przy tym zróżnicowana i zależy od konkretnego złoza. Występują na przykład obszary nadkładu, w których częstotliwość uderzeń czarpaków o wtrącenia kamieniste dochodzi do dziesięciu na minutę - jak w przypadku koparki SchRe-1200 pracującej w KWB "Turów".

Analiza wyników pomiarów wykazuje, że obciążenia dynamiczne generowane udarowym zatrzymaniem koła naczyniowego nierazdo przekraczają wartości szacowane na podstawie współczynników dynamicznych zalecanych normami. Na przykład przepisy TGL przewidują zaledwie 5-15 procentową nadwyżkę dynamiczną, co dosyć często może budzić kontrowersje. Przykładowo badacze niemieccy Pajer, Kurt i Pfeifer [8] proponują, aby - wbrew normie TGL 13472 - zwiększyć nadwyżkę dynamiczną do 30% dla pionowych drgań koparki. Wołkow [9] z kolei sugeruje stosowanie aż 50-procentowej nadwyżki dynamicznej. Najnowsze przepisy BG-1986 obliczania konstrukcji stalowej maszyn odkrywkowych, wprowadzone w RFN, przewidują nadwyżkę dynamiczną w wysokości zaledwie 10%.

#### METODA MODELOWANIA OBCIĄŻEŃ UDAROWYCH

##### Model obliczeniowy

Dotychczasowe wyniki badań doświadczalnych wielonaczyniowych koparek kołowych pracujących w polskich kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego [1, 4] wykazują, że w większości przypadków ustroje nośne maszyn podstawowych wykazują cechy obiektów dynamicznych quasi-liniowych. Odnosi się to zarówno do częstotliwości własnych, jak i postaci drgań oraz odpowiedzi układu na wymuszenie zewnętrzne.

Z klasycznej teorii uderzenia w układach mechanicznych (np. [3]) wynika ponadto, że niezbyt intensywne tłumienie (tj. dużo mniejsze od krytycznego) przy wymuszeniach typu pojedynczego impulsu wywiera jedynie nieznaczny wpływ na wielkość maksymalnej reakcji dynamicznej. Uzasadnia to pominięcie, w analizie obciążeń udarowych, własności tłumiących ustroju nośnego koparki.

Reasumując powyższe ustalenia oraz dokonując dyskretyzacji modelu konstrukcji stalowej metodą elementów skończonych, własności dynamiczne ustroju nośnego opisano równaniami różniczkowymi o następującej postaci (w notacji macierzowej):

$$M \cdot \ddot{q} + K \cdot \dot{q} = F_u(t) \quad (1)$$

gdzie:

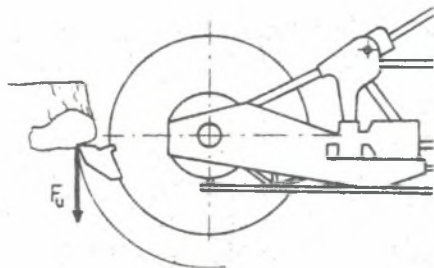
- M** - macierz bezwładności,
- K** - macierz sztywności,
- q** - wektor przemieszczeń uogólnionych,
- F<sub>u</sub>(t)** - wektor wymuszeń zewnętrznych.

Konstrukcję stalową wielonaczyniowej koparki kołowej zastąpiono modelem fizycznym, w którym:

- rzeczywistym elementom ustroju nośnego odpowiadają zastępcze elementy belkowe o masach i sztywnościach odpowiednio dobranych z warunku zgodności energii kinetycznej i energii potencjalnej,
- elementy hydrauliczne mechanizmów zwodzenia wysięgników urabiającego i przeciwwagi są zastąpione fikcyjnymi elementami prętowymi o odpowiedniej masie i podatności,
- urządzenia i mechanizmy zainstalowane na koparce są zamodelowane masami skupionymi sprowadzonymi do węzłów modelu fizycznego.

#### Model wymuszeń zewnętrznych

W odniesieniu do wektora  $F_U(t)$  wymuszeń zewnętrznych przyjęto założenie, iż w procesie udarowego zatrzymania koła naczyniowego występuje pionowa siła skupiona  $F_U(t)$  działająca stycznie na obwodzie średnicy nominalnej  $D$  koła czepakowego i przyłożona do zewnętrznej krawędzi tnącej naczynia (rys. 1).



Rys. 1. Schemat obciążeń w procesie udarowego zatrzymania koła naczyniowego

- energia kinetyczna koła czepakowego ulega w całości przekształceniu w energię generowanego impulsu uderzenia, pomija się zatem dysypację energii w układzie "koło naczyniowe - kamień",
- nie uwzględnia się wpływu oddziaływania napędu koła czepakowego.

Wartość impulsu siły uderzenia na kole naczyniowym wynika z twierdzenia Kelvina o pracy impulsów sił chwilowych [3]. Zgodnie z tym twierdzeniem, impus  $S_U$  siły generowanej udarowym zatrzymaniem koła czepakowego można oszacować związkami:

$$S_U = \int_0^{\tau} F_U(t) dt \approx \frac{4I_k \cdot v_k}{D^2} \quad (2)$$

gdzie:

$D, I_k$  - odpowiednio średnica i masowy moment bezwładności koła czepakowego,

$v_k$  - prędkość obwodowa koła czerpakowego w chwili uderzenia naczynia w kamień,

$\tau$  - długość czasu procesu uderzenia.

Przy znanym a priori kształcie impulsu siły uderzenia wzór (2) jednoznacznie identyfikuje siłę uderową  $F_u$ . Praktyka obliczeniowa wykazuje przy tym, że przebieg czasowy  $F_u(t)$  tej siły dogodnie jest zapisać przy użyciu tzw. funkcji wydzielałającej  $f_w(t)_{t_1 t_2}$  ( $t_1, t_2$  oznaczają odpowiednio chwile: początkową i końcową wystąpienia siły  $F_u(t)$ ):

$$f_w(t)_{t_1 t_2} = H(t_2 - t) \cdot H(t - t_1) = \begin{cases} 0, & \text{dla } t < t_1 \\ 1, & \text{dla } t_1 < t < t_2 \\ 0, & \text{dla } t > t_2 \end{cases} \quad (3)$$

(Symbol  $H(t)$  oznacza jednostkową funkcję Heaviside'a).

Zastosowanie funkcji (3) pozwala usunąć niepożądane fragmenty przebiegu dowolnego przebiegu siły  $F_u(t)$ : osiąga się to przez formalne przemnożenie funkcji  $F_u(t)$  przez funkcję wydzielałającą  $f_w(t)_{t_1 t_2}$ , czyli:

$$F_u(t)_{t_1 t_2} = F_u(t) \cdot f_w(t)_{t_1 t_2} \quad (4)$$

Dodatkową, istotną zaletą powyższej metody jest znaczne uproszczenie procedury określania transformaty Laplace'a wymuszenia uderowego.

Rozwiązanie równań ruchu

Układ równań (1) rozwiązuje się metodą modalną dokonując rozprężenia równań przez ich transformację do układu współrzędnych głównych, po czym każde równanie rozwiązuje się niezależnie. Zastosowano przy tym metodę rachunku operatorowego opartą na przekształceniu Laplace'a. Uzyskano w ten sposób ogólne rozwiązanie równań we współrzędnych głównych  $\bar{\Theta}_i$ , danych w dziedzinie zmiennej zespolonej  $s$  przekształcenia  $\mathcal{L}$  następującym związkiem:

$$\bar{\Theta}_i(s) = \frac{1}{m_i} \cdot \frac{1}{s^2 + \omega_i^2} \cdot \sum_{j=1}^n \bar{F}_{uj}(s) \cdot \Phi_{ji} \quad (5)$$

gdzie:

$\bar{\Theta}_i$  -  $i$ -ta współrzędna główna,

$\Phi_{ji}$  - współczynnik macierzy modalnej  $\Phi$ .

W efekcie uzyskano postać analityczną odpowiedzi układu na następujące charakterystyczne wymuszenia uderowe:

- dla funkcji skokowej  $F_u(t) = F_0 \cdot H(t)$

$$q = \Phi \cdot \text{diag} \left[ \frac{1 - \cos \omega_j(t)}{\omega_j^2} \right] \cdot \Phi^T \cdot F_0 \quad (6)$$

- dla wymuszenia liniowego w czasie  $F_u(t) = F_0 \cdot t \cdot H(t)$

$$q = \Phi \cdot \text{diag} \left[ \frac{t - \frac{1}{\omega_j} \sin \omega_j t}{\omega_j^2} \right] \cdot \Phi^T \cdot F_0 \quad (7)$$

- dla impulsu sinusoidalnego  $F_u(t) = F_0 \sin \omega t \cdot H(t) \cdot H(\tau - t)$

$$q = \Phi \cdot \text{diag} \left[ \frac{\sin \frac{\pi}{\tau} - \frac{\pi}{\tau \cdot \omega_j} \sin \omega_j(t - \tau)}{\omega_j - \frac{\pi}{\tau}} \right] \cdot \Phi^T \cdot F_0 \quad (8)$$

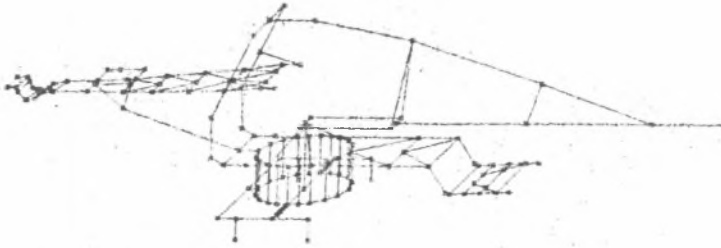
Na podstawie odpowiedzi układu dynamicznego, danych związkami (6)-(8), możliwe jest określenie odpowiedzi na każdy impuls siły chwilowej stanowiący liniową kombinację rozpatrzonych wyżej impulsów: skoku Heaviside'a, liniowego narastania w czasie oraz "wyciętego" impulsu sinusoidalnego. Wyjaśniono to bliżej w przykładzie obliczeniowym.

#### PRZYKŁAD OBLICZENIOWY

Prezentowaną metodę modelowania obciążeń uderowych zweryfikowano praktycznie w toku analizy dynamicznej konstrukcji stalowej wielonaczyniowej koparki kołowej typu KWK-700. Z uwagi na wytyczone ramy referatu, prezentację metody ograniczono do wyników obliczeń wysięgnika urabiającego koparkę.

Dla celów analizy metodą elementów skończonych konstrukcję wysięgnika zastąpiono modelem ramy przestrzennej o 45 węzłach i 69 elementach belkowych (rys. 2).

W typowym schemacie analizy konstrukcji stalowej, opartym na MES, etapem absorbującym największe obszary pamięci komputera, jest zazwyczaj synteza i rozwiązywanie układu równań. Wielkość pamięci zajętej przez macierze współczynników (np. macierze sztywności i bezwładności) jest bowiem uzależniona od stosowanej procedury obliczeniowej, sposobu jej realizacji oraz sposobu przygotowania danych. W toku realizacji obliczeń autorzy wykorzystali opracowane wcześniej algorytmy usprawniające organizację pamięci komputera [6].



Rys. 2. Model obliczeniowy konstrukcji stalowej koparki KWK-700

Na podstawie doświadczeń praktycznych w analizie rozpatrzono kolejno trzy typowe przypadki wymuszenia zewnętrznego, tj. impulsy: prostokątny, symetryczny trójkątny oraz sinusoidalny. Analityczny zapis przebiegu czasowego  $F_U(t)$  poszczególnych wymuszeń oraz odpowiadające mu transformaty Laplace'a  $\bar{F}_U(s)$  (symbol  $s$  oznacza tu zmienną zespoloną przekształcenia  $\mathcal{L}$ ) mają następujące postacie:

- dla impulsu prostokątnego

$$\left. \begin{aligned} F_U(t) &= F_0 \cdot H(\tau - t) \cdot H(t) \\ \bar{F}_U(s) &= \frac{F_0}{s} \cdot [1 - \exp(-\tau s)] \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

- dla symetrycznego impulsu trójkątnego

$$\left. \begin{aligned} F_U(t) &= \frac{2F_0}{\tau} \left[ t \cdot H(t) \cdot H\left(\frac{\tau}{2} - t\right) - (t - \tau) \cdot H\left(t - \frac{\tau}{2}\right) \cdot H(\tau - t) \right] \\ \bar{F}_U(s) &= \frac{2F_0}{\tau} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{1}{2}\tau s\right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

- dla "wyciętego" impulsu sinusoidalnego

$$\left. \begin{aligned} F_U(t) &= F_0 \sin \omega t \cdot H(\tau - t) \cdot H(t) \\ \bar{F}_U(s) &= F_0 \frac{\omega}{s^2 + \omega^2} [1 - \exp(-\tau s)] \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Symbole  $F_0$  oraz  $\tau$  oznaczają tu odpowiednio amplitudę oraz długość trwania impulsu siły uderzenia.

Każdy z analizowanych rodzajów obciążenia uderzeniowego konstrukcji rozpatrzono przy skokowo zmiennej długości trwania względnej  $\tau^* = \tau/T_0 = \tau \cdot \omega_0/2\pi$  (przy czym:  $T_0$  i  $\omega_0$  oznaczają odpowiednio okres i częstotliwość podstawowej formy pionowych drgań własnych wysięgnika koparki). Wartość amplitudalną  $F_0$  siły uderzeniowej działającej na styku "naczynie-kamień"

dobierano każdorazowo z warunku, aby natężenie generowanego impulsu było stałe,  $S_u = \int_{(\tau)} F(t)dt = \text{const}$  (wzór (2)).

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń daje się zauważyć między innymi, że spośród uwzględnionych trzech klas impulsów siły uderzeniowej, tj. impulsów: prostokątnego, symetrycznego trójkątnego oraz sinusoidalnego, największym współczynnikiem dynamicznym  $k_d$  charakteryzuje się impuls prostokątny.

Jeśli współczynnik ten zdefiniować następująco:

$$k_d = \frac{\max|\delta_d(F_0 \cdot t)|}{\delta_{st}(F_0)} \quad (12)$$

( $\delta_{st}$ ,  $\delta_d$  - odpowiednio: naprężenie statyczne i naprężenie dynamiczne w analizowanym elemencie konstrukcji stalowej), to wówczas dla impulsu prostokątnego współczynnik dynamiczny  $k_d$  osiąga wartości  $k_{d(\max)} = 1,7-2,0$  - w zależności od jego długości względnej  $\tau^*$ . Analogiczne wartości w przypadku impulsu trójkątnego symetrycznego wynoszą  $k_{d(\max)} = 1,1-1,3$ ; zaś dla impulsu sinusoidalnego  $k_{d(\max)} = 1,05-1,2$ .

#### PODSUMOWANIE

Zaprezentowana w referacie metoda umożliwia analizę dynamiczną konstrukcji stalowej wielonaczyniowych koparek kołowych poddanych obciążeniom uderzeniowym.

Metodę zastosowano do wyznaczania obciążeń i określania współczynnika dynamicznego dla ustroju nośnego koparki KWK-700 w procesie udarowego zatrzymania koła czerpakowego.

#### LITERATURA

- [1] Dudek D.: Modele statystyczne obciążeń eksploatacyjnych w procesie urabiania wielonaczyniowymi koparkami kołowymi. Prace Naukowe IKEM, PWR.
- [2] Dudek D., Hawrylak H.: Obciążenia dynamiczne wysięgnika koparki kołowej przy odpajaniu gruntów średniozwięzłych. [w:] III Konferencja "Problemy urabiania i przeróbki skał", Kraków 1982.
- [3] Gryboś R.: Teoria uderzenia w dyskretnych układach mechanicznych. PWN, Warszawa 1969.
- [4] Hawrylak H., Dudek D., Welik S.: Identification of dynamical properties of bucket wheel excavator under conditions of Polish open pits. [w:] International Symposium on Mining Technology and Science, Xuzhou, Jilongsu, China, Sept. 1985.
- [5] Hawrylak H., Janicki K., Turaja H.: Uwarunkowania rozwoju polskich maszyn odkrywkowych do urabiania surowców energetycznych. [w:] "Problemy urabiania i przeróbki skał. Mechanizacja procesów urabiania i ładowania". Prace Naukowe IKEM PWR. Nr 42, Seria: Konferencja nr 7, Wrocław 1984.

- [6] Kwaśniak M., Łuzyniecki P., Sokolski M.: Zastosowanie procedur usprawniających organizację pamięci komputera w analizie konstrukcji stalowej wysięgników wielonaczyniowych koparek kołowych. [w:] "Zastosowanie mikrokomputerów w analizie wytrzymałościowej i projektowaniu konstrukcji" Prace Naukowe IKEM PWr. Nr 55, Seria: Konferencje nr 16, t. 2, Wrocław 1988.
- [7] Łuzyniecki P.: Wyznaczanie obciążań rezonansowych konstrukcji wielonaczyniowych koparek kołowych. Raport IKEM PWr., Seria PREPRINTY Nr 057/87 (rozprawa doktorska), Wrocław 1987.
- [8] Pajer G., Kurth F., Pfeifer M.: Tagebaugrossgeräte und Universalbagger. VEB Verlag Technik, Berlin 1979.
- [9] Wolkow D.P., Czerkasow W.A.: Dynamika iпрочnost mnogokowsowych ekskavatorow i otwałoобразователей. Izd. Mashynostrojenie, Moskwa 1969.

Recenzent: Doc. dr inż. Julian Zieliński

МЕТОД МОДЕЛИРОВАНИЯ УДАРНЫХ НАГРУЗОК СТАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ  
МНОГОКОВШЕВЫХ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ.

Р е з ю м е

Представлено метод динамического анализа стальной конструкции многоковшевых роторных экскаваторов подвергнутых воздействию генерированных нагрузок в процессе ударной задержки концевое колеса. Расчетная модель конструкции базируется на методе законченных элементов. Метод иллюстрируется примером анализа стальной многоковшевой конструкции роторного экскаватора типа КWK-700.

METHOD OF MODELLING THE IMPACT LOADS OF THE STEEL  
CONSTRUCTION OF BUCKET-WHEEL EXCAVATORS

S u m m a r y

A method of dynamic analysis of the steel construction of the bucket-wheel excavators under loads generated in the process of impact stopping of the bucket wheel is presented in the paper. The mathematical model of the construction is based on the finiteelement method. The example of an analysis of a KWK-700 type bucket-wheel excavator steel construction illustrates the use of the method.