

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89

Marek KWIATKOWSKI

Wojciech SZEPIETOWSKI

Centralny Ośrodek Badawczo-Projektowy

Górnictwa Odkrywkowego ONB

"Poltegor" - Wrocław

OKREŚLENIE PARAMETRÓW PRACY KOŁA CZERPAKOWEGO
KOPARKI KWK-700 ZE WZGLĘDU NA ZJAWISKA DYNAMICZNE
W JEJ KONSTRUKCJI NOŚNEJ

Streszczenie. Przy projektowaniu nowej koparki wielonaczyniowej istotnym problemem jest dobór częstości wysypów koła czerpakowego, a w związku z tym prędkości obrotowej koła i ilości czerpaków. Częstość wysypów związana jest z częstotliwością sił wymuszających działających na konstrukcję nośną maszyny. Aby określić analitycznie odpowiedź dynamiczną konstrukcji na siły wymuszające (siły kopania), należało zbudować model dynamiczny konstrukcji. Do obliczeń koparki KWK-700 zbudowano model oparty na metodzie elementów skończonych i przeprowadzono eksperyment numeryczny, przyjmując różne postaci sygnałów wymuszających.

1. CZĘSTOŚCI I FORMY DRGAŃ WŁASNYCH KOPARKI KWK-700

Zadanie dynamiczne dla obiektu ciągłego sprowadza się do zadania dla obiektu dyskretnego, po dokonaniu dyskretyzacji geometrycznej metodą sprężystych elementów skończonych. Równaniem Lagrange'a, opisujące w bazie przemieszczeń uogólnionych ruch układu, mają dla obiektu dyskretnego postać zwozajnych równań różniczkowych względem czasu. Zadanie jest rozpatrywane jako liniowe w zakresie fizycznym i geometrycznym.

Postać równania ruchu analizowanej struktury prętowej na podstawie bilansu energetycznego otrzymuje się we współrzędnych uogólnionych jako:

$$B_{\dot{q}} + C_{\dot{q}} + K_{\dot{q}} = F(f), \quad (1)$$

gdzie:

- B - jest globalną macierzą bezwładności analizowanej struktury,
- C - jest globalną macierzą tłumienia,
- K - jest globalną macierzą sztywności.

Przewiduje się zmniejszenie rozmiaru macierzy B, C i K drogą kondensacji statycznej. W używanym algorytmie przyjęto macierz tłumienia C proporcjonalną do macierzy bezwładności B

$$C = \mu B, \quad (2)$$

gdzie wymiarowy współczynnik tłumienia μ (s^{-1}) szacuje się na podstawie pierwszej formy drgań, przyjmując

$$\mu = \gamma_1 \omega_1 \quad (3)$$

ω_1 - podstawowa częstość drgań własnych,

γ_1 - bezwymiarowy współczynnik tłumienia formy podstawowej.

Identyfikację współczynnika γ_1 przeprowadza się dla danego obiektu za pomocą pomiaru logarytmicznego dekrementu tłumienia pierwszej formy drgań określonego jako

$$\left[\psi = \frac{1}{n} \ln \frac{q(t)}{q(t + nT_1)} \right] \quad (4)$$

n - liczba naturalna > 1 ,

T_1 - quasi-okres drgań tłumionych pierwszej formy drgań

$$\gamma_1 \approx \frac{\psi_1}{\pi} \quad (5)$$

W konstrukcjach koparek wielonaczyniowych i zwałowarek bezwymiarowy współczynnik tłumienia pierwszej formy drgań osiąga wartość rzędu 0,015 - 0,035 [4,5].

Po przeprowadzeniu kondensacji statycznej oraz założeniu $C=0$ i $F(t) = 0$ otrzymuje się układ równań opisujących drgania własne układu

$$B_q \ddot{q} + K_q q = 0 \quad (6)$$

Rozwiązanie równania jest harmoniczne, wówczas

$$\ddot{q} = -\omega^2 q, \quad (7)$$

gdzie ω jest częstością kołową drgań własnych.

Podstawiając (7), układ równań (6) można sprowadzić do postaci

$$(K - \omega^2 B) q = 0 \quad (8)$$

Jest to układ jednorodnych równań algebraicznych, z którego wyznacza się widmo $\{\lambda\}$ oraz macierz własną. Po wprowadzeniu współrzędnych modalnych i transformacji otrzymuje się układ równań ruchu drgań wymuszonych we współrzędnych głównych. Rozwiązanie układu równań otrzymuje się drogą numerycznego całkowania.

Po transformacji odwrotnej otrzymuje się przebiegi czasowe przemieszczeń uogólnionych $q(t)$ i prędkości uogólnionych $\dot{q}(t)$ oraz przyspieszeń $\ddot{q}(t)$ w postaci zbioru wartości w chwilach t_0, t_1, \dots, t_n , odpowiadających kolejnym krokom całkowania.

Podział na elementy skończone konstrukcji nadwozia koparki KWK-700 doprowadził do modelu o następujących parametrach:

- ilość węzłów 482,
- ilość stopni swobody 2641,
- ilość elementów belkowych 71,
- ilość elementów płytowo-powierzchniowych 513.

Obliczono osiem podstawowych częstotliwości i form własnych, które przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Częstotliwość i formy drgań własnych konstrukcji nadwozia koparki KWK-700

Lp.	Forma drgań	Częstotliwość Hz
1	pionowe wysięgnika ładującego	1.53725
2	boczne wysięgnika ładującego	1.73618
3	pionowe wysięgnika ładującego i boczne wysięgnika urabiającego	1.76875
4	"kivanie" oalego nadwozia w płaszczyźnie pionowej	1.99583
5	pionowe wysięgnika ładującego, boczne wysięgnika urabiającego	3.05974
6	skręcanie wysięgnika ładującego	3.26618
7	wysięgnik przeciwwagi	3.89020
8	wysięgnik przeciwwagi	4.18513

2. PRZEMIESZCZENIA W WYBRANYCH PUNKTACH KONSTRUKCJI DO DRGAŃ WYMUSZONYCH

Główne siły zmienne działające na koło ozerpakowe związane są z odspajaniem gruntu przez czerpaki od calizny. Sumaryczną siłę kopania dla koparek kołowych można wyrazić zależnością (13)

$$F = \sqrt{F_{ob}^2 + F_b^2 + F_{pr}^2}, \quad (13)$$

gdzie:

- F_{ob} - obwodowa siła kopania,
- F_b - boczna siła kopania,
- F_{pr} - promieniowa siła kopania.

W wypadku koparki kompaktowej, o krótkim i sztywnym wysięgniku, w rozważaniach dynamicznych można pominąć dodatnie sprzężenie zwrotne, występujące między siłą kopania a przemieszczeniem pionowym osi koła ozerpakowego, w wyniku drgań konstrukcji nadwozia koparki.

W dotychczasowej problematyce siłę boczną kopania określa się wychodząc z obwodowej siły kopania. Mianowicie (1):

$$F_b = k_b \times F_{ob} \quad (14)$$

Dla koparki kompaktowej przeznaczonej do urabiania skal twardych przyjęto wartość tego współczynnika równą 0,5. W rozważaniach dynamicznych pominięto składową promieniową ze względu na to, że charakter jej zmienności jest ściśle taki sam jak dwóch pierwszych składowych, a wartości znacznie mniejsze od nich.

Podczas ciągłego odspajania gruntu przez ozerpak opór kopania w danym momencie zależy nie tylko od wymiaru aktualnie odcinanego wiadra, ale i od lokalnych własności gruntu i występujących spękań przed zębami zamontowanymi na nożu ozerpaka. Zatem występuje stochastyczne powiązanie chwilowej siły na ozerpaku z losowo rozłożonymi niejednorodnościami lokalnymi urobionej calizny. Taki charakter zmienności obwodowej siły kopania potwierdzają liczne badania [2] (rys. 1), między innymi wykonywane również przez Poltegor jak i AGH w Krakowie w kopalni siarki w Machowie [5].

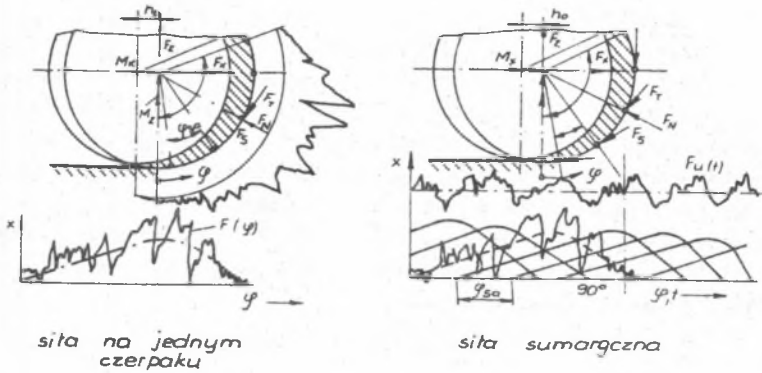
Wartość oczekiwanej siły obwodowej na jednym ozerpaku można przedstawić w postaci:

$$F_{cb}(\varphi) = F_{obR} f(\varphi), \quad (15)$$

gdzie:

φ - kąt obrotu koła ozerpakowego od momentu wejścia ozerpaka w caliznę,

- F_{obr} - średnia wartość siły obwodowej na wysokości osi koła czerpakowego,
 $f(\varphi)$ - funkcja określająca zmiany średniej wartości oporu ze zmianą kąta.



Rys. 1. Wyniki badań siły obwodowej ng [2]

Funkcję $f(\varphi)$ można w dostatecznym stopniu aproksymować funkcją $\sin(\varphi)$ [1]. Wszystkie prace eksperymentalne wskazują [2, 3] na to, że funkcja $f(\varphi)$ nie rośnie aż do momentu wyjścia czerpaka z calizny. W wyniku powstających spękań jak i usypania wału odspojonego urobku przed kołem czerpakowym następuje w przybliżeniu liniowy spadek siły dla koła obrotu rzędu $10-20^\circ$ [2].

Zgodnie z powyższym:

$$F_{ob}(\varphi) = \begin{cases} F_{obr} \cdot \sin \varphi & \text{dla } |0| < |\varphi| < \bar{\varphi}_h - \frac{\pi}{36} \\ (\varphi - \varphi_n - \frac{\pi}{36}) \cdot \left(-\frac{\bar{F}_{obr} \times \sin(\varphi_n - \frac{\pi}{36})}{\frac{\pi}{18}} \right) & \end{cases} \quad (16)$$

$$\text{dla } \varphi_n - \frac{\pi}{36} < \varphi < \varphi_n + \frac{\pi}{36},$$

gdzie:

φ_n - kąt obrotu koła odpowiadający wysokości urobionego stopnia.

Wartość oczekiwaną sumarycznego obciążenia koła czerpakowego określa się jako sumę wartości oczekiwanych sił kopania działających na wszystkie czerpaki aktualnie odcinające wióry:

$$\bar{F}_{obsum}(\varphi) = \bar{F}_{obr} \times \sum_{i=1}^m f(\varphi + i - 1 \alpha_\theta) \quad (17)$$

gdzie:

- m - ilość oszerpaków aktualnie odcinających wiór,
- α_0 - rozstęp kątowy oszerpaków.

Charakterystyczne wartości siły F do sum (φ) dla koparki KVK-700 podane w tabeli 2.

Zakres częstotliwości zmian wartości oczekiwanej siły $F_{\text{obsum}}(\varphi)$ leży w pobliżu częstotliwości własnych koparki. W związku z tym ma ona decydujący wpływ na dynamiczne zachowanie się maszyny. Siła obwodowa na oszerpaku zmienia w czasie zarówno kierunek, jak i moduł. Dlatego wygodniej jest zapisywać ją w postaci współrzędnych wektorowych. Siły na ostrzu oszerpaka można również transponować na oś koła oszerpakowego.

Do opisu wszystkich składowych sił w czasie wystarcza wyznaczyć następujące trzy funkcje kąta obrotu koła oszerpakowego, który jest w tym wypadku wprost proporcjonalny do czasu:

$$F_G = \sum_{i=1}^m f(\varphi + (i-1)\alpha_0)$$

$$F_{G^x} = \sum_{i=1}^m [f(\varphi + (i-1)\alpha_0) \times \sin [\varphi + (i-1)\alpha_0]] \quad (19)$$

$$F_{G^y} = \sum_{i=1}^m [f(\varphi + (i-1)\alpha_0) \times \cos (\varphi + (i-1)\alpha_0)]$$

Siły działające na koło oszerpakowe w koparce KVK-700 przenoszone są na trzy punkty konstrukcji wysięgnika: dwa łożyska wału koła oszerpakowego i punkt podparcia przekładni napędu koła. Funkcje (19) w połączeniu z wymiarami geometrycznymi układu urabiającego koparki pozwalają na dokonanie rozdziału obciążenia na te punkty.

W tabeli 2 przedstawiono wartości sił $F_{\text{ob}}(\varphi)$ i $F_{\text{ob}} \text{ sum}(\varphi)$.

Przeprowadzono obliczenia przemieszczeń dla pięciu typów wymuszeń, przedstawionych na rys. 2. Obliczenia przeprowadzono dla czterech punktów nadwozia:

- końca wysięgnika urabiającego,
- podwieszenia wysięgnika ładującego,
- końca wysięgnika ładującego,
- przeciwwagi.

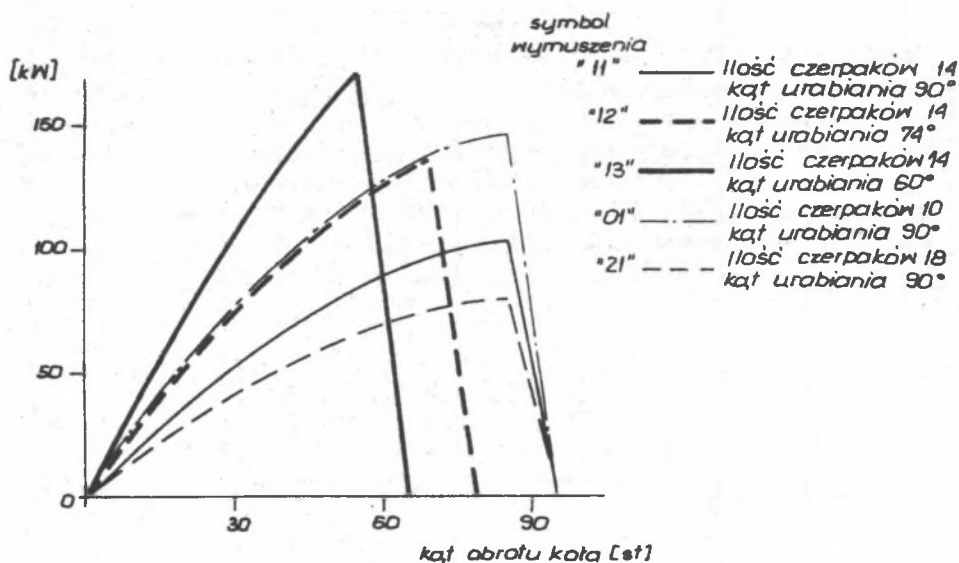
Do uzyskania wyników dla ruchu ustalonego należało przyjąć odpowiednio długi sygnał wymuszający. Przyjęto 21 - 78 cykli, co odpowiada czasowi ok. 20 - 50 sekund w zależności od pobudzenia.

Tabela 2

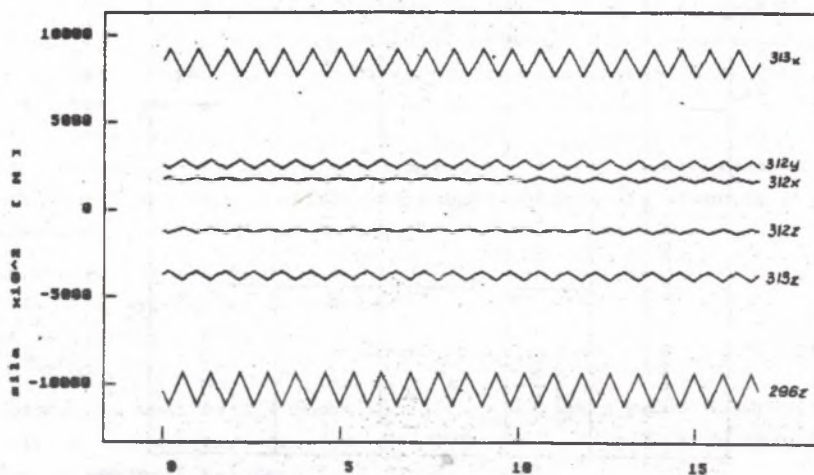
Ekstremalne wartości sił $\bar{F}_{ob}(\varphi)$ i $F_{ob\ sum}(\varphi)$

Wysokość stopnia	Maksymalna wartość $\bar{F}_{ob}(\varphi)$ w kN				Maksymalna wartość $\bar{F}_{ob\ sum}(\varphi)$ Minimalna wartość $\bar{F}_{ob\ sum}(\varphi)$			
	$e = 10$	$e = 14$	$e = 18$	$e = 18$	$e = 10$	$e = 14$	$e = 14$	$e = 18$
wysokość względna	kąt urobienia				w [kN]			
R	146,4	104,5	81,3		$\frac{290,4}{183,4}$	$\frac{264,5}{200,3}$	$\frac{254,5}{213,6}$	
$\frac{3}{4}$ R	184,2	131,5	102,4		$\frac{293,8}{163,4}$	$\frac{272,1}{183,9}$	$\frac{259,9}{201,7}$	
$\frac{1}{2}$ R	237,8	169,9	131,9		$\frac{328,7}{138,0}$	$\frac{275,8}{172,9}$	$\frac{262,5}{190,9}$	

Przykładowy sygnał pobudzający przedstawiono na rys. 3, a przykładową odpowiedź w formie przemieszczenia końca wysięgnika urabiającego przedstawiono na rys. 4. Maksymalne amplitudy w ruchu ustalonym i nieustalonym przedstawiono w tabeli 3.



Rys. 2. Typy wymuszeń przyjęte do analizy odpowiedzi dynamicznej konstrukcji koparki KWK-700



Rys. 3. Wymuszenie typ "21" $f = 1,316$ H

Tabela 3

Maksymalne amplitudy przemieszczeń w ruchu ustalonym i nieustalonym

konc. wysięgnika urabiającego

		Amplituda [m]		Ugięcie
ilość czerpaków		! ruch ustalony	! ruch nieustalony	! statyczne !
"01"	10	! 2.9 e-2	! 1.0 e-2	-0.015
"11"	14	! 2.32 e-2	! 1.42 e-2	-0.015
"21"	18	! 3.00 e-2	! 2.72 e-3	-0.015
kąt urabiania [st.]				
"13"	60	! 2.36 e-2	! 1.167e-2	-0.005
"12"	74	! 6.33 e-2	! 1.31 e-2	-0.01
"11"	90	! 2.32 e-2	! 1.42 e-2	-0.018

podwieszenie wysięgnika ładującego

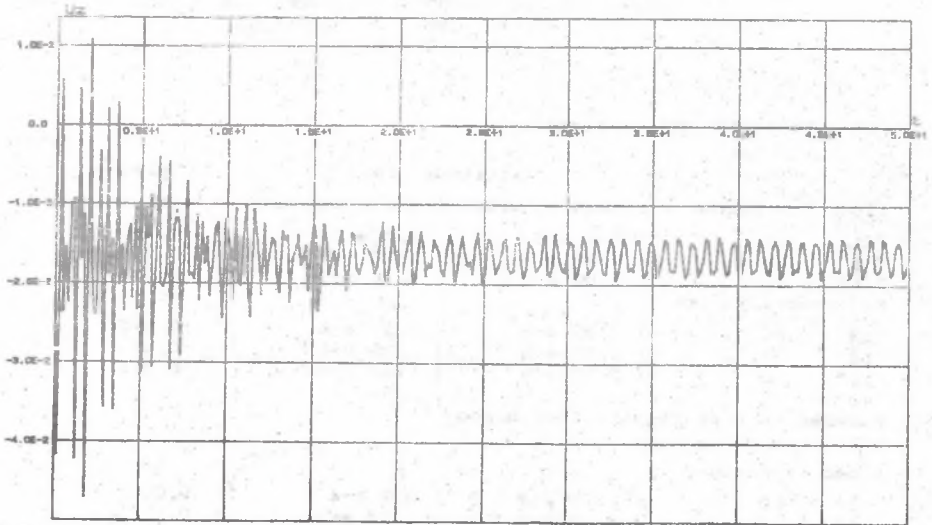
ilość czerpaków				
"01"	10	! 1.75 e-3	! 9.6 e-4	0.0013
"11"	14	! 2.39 e-3	! 1.36 e-3	0.0013
"21"	18	! 1.94 e-3	! 2.97 e-4	0.012
kąt urabiania [st.]				
"13"	60	! 2.18 e-3	! 1.34 e-3	0.0002
"12"	74	! 1.98 e-3	! 1.63 e-3	0.0007
"11"	90	! 2.39 e-3	! 1.36 e-3	0.0012

przeciwaga

"01"	10	! 2.29 e-4	! 1.04 e-4	-0.00017
"11"	14	! 1.66 e-4	! 1.03 e-4	-0.00017
"21"	18	! 1.62 e-4	! 2.5 e-5	-0.00012
kąt urabiania [st.]				
"13"	60	! 2.50 e-4	! 1.17 e-4	-0.00018
"12"	74	! 1.62 e-4	! 9.125 e-5	-0.00017
"11"	90	! 1.66 e-4	! 1.03 e-4	-0.00017

koniec wysięgnika ładującego

ilość czerpaków				
"01"	10	! 8.9 e-2	! 2.15 e-2	0.01
"11"	14	! 6.62 e-2	! 5.78 e-2	0.01
"21"	18	! 7.0 e-2	! 4.0 e-3	0.01
kąt urabiania [st.]!				
"13"	60	! 8.36 e-2	! 4.57 e-2	0.001
"12"	74	! 7.31 e-2	! 5.31 e-2	0.001
"11"	90	! 6.93 e-2	! 5.786 e-2	0.001



Rys. 4. Przesunięcie końca wysięgnika urabiającego jako odpowiedź na wymuszenie "21"

3. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

1. Po przeprowadzeniu obliczeń dynamicznych na przykładzie nadwozia koparki kompaktowej KWK-700 stwierdzić można istotne różnice pomiędzy własnościami dynamicznymi konstrukcji kompaktowych (zwartych) i klasycznych. W koparkach klasycznych formą drgań o najniższej częstotliwości (ok. 0,3 - 0,6 Hz) jest "kiwanie" całego nadwozia w płaszczyźnie pionowej. W koparce zwartej najniższa częstotliwość dotyczy wysięgnika ładującego, natomiast "kiwanie" nadwozia jest dopiero formą czwartą i ma częstotliwość ok. 2 Hz. Ponieważ częstotliwości wymuszające, pochodzące od sił kopania, są zawsze rzędu 1 Hz, niebezpieczeństwo wystąpienia rezonansu w tego typu koparkach jest mniejsze.

2. Na częstotliwości własne w koparce zwartej wpływ ma sztywniejsza konstrukcja (blachownicowa) oraz zastosowanie silowników hydraulicznych do zwodzenia wysięgników. W konstrukcjach klasycznych stosuje się zwodzenie na linach lub na długichciągach stalowych.

3. Analizując tabelę 3, stwierdzić można, że przy ustalonej ilości czepaków wysokość urabianej skarpy ma wielki wpływ na amplitudę drgań konstrukcji w czasie pracy. Amplituda ta zależy także od ilości czepaków przy ustalonej wysokości urabiania. W rozważanym przypadku jest najmniejsza dla 18 czepaków, a największa dla 14. Z tego względu należy uznać przyjęcie 14 czepaków dla koparki KWK-700 za niewłaściwe.

LITERATURA

- [1] Wołkow D., Czerkasow W.: *Dynamika iпрочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователя*, Moskwa 1969
- [2] Eberhard Backhaus, Klaus Jacob, Sollmann Heinz: *Untersuchungen zur dynamischen Beanspruchung von Tagenaugrossgeräten, Hebezeuge und Fördermittel* 8/1988
- [3] Beiselman R.D., Cypkin B.W.: *Подсчипники каучезия, справочник*, Maszgiz, Moskwa 1951
- [4] Kwiatkowski M.: *Pomiar własności dynamicznych konstrukcji modernizowanej koparki SchRs-1200 w oparciu o technikę cyfrową*. Opracowanie ONB Poltegor, nr 1073/ONB.
- [5] Szepletowski W.: *Doświadczalna identyfikacja własności dynamicznych wysięgnika koła czepakowego i jego zawiesi koparek SRs2400*. *Górnictwo Odkrywkowe* nr 3/1981

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ КОВШОВОГО КОЛЕСА ЭКСКАВАТОРА КВК-700 ПО ОТНОШЕНИЮ К ДИНАМИЧЕСКИМ ЭФФЕКТАМ, ВЫСТУПАЮЩИМ В ЕГО НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ

Резюме

В ходе проектирования нового многоковшового экскаватора существенной проблемой является подбор частоты сваливания ковлового колеса, а в связи с тем скорости вращения колеса и количества ковшов. Частота сваливания связана с частотой возмущающих сил, действующих на несущую конструкцию машины. С целью аналитически определить динамическую реакцию конструкции на возмущающие силы /силы копания/, надо было построить динамическую модель конструкции. Для расчетов экскаватора КВК-700 построено модель, которая базируется на методе конечных элементов, а также проведено числовой эксперимент, принимая разные формы возмущающих сигналов.

DETERMINING PARAMETERS OF THE BUCKET WHEEL OF THE
EXCAVATOR KWK-700 WITH THE VIEW TO DYNAMIC
PHENOMENA IN ITS LOAD BEARING CONSTRUCTION

S u m m a r y

While designing a new multi - bucket excavator the choice of frequency of pouring out of the bucket wheel and in connection with that rotational speed of the wheel and the number of buckets. The frequency of pouring-out is connected with the frequency of forces acting on the load-bearing construction of the machine. To determine analitically dynamic reaction of the construction to excavating forces a dynamic model of the construction was built. For computations for the excavator KWK-700 a model based on the finite element method was built and a numeric experiment was carried out.