

ZABEZPIECZENIA MECHANICZNE PRZED NADMIERNYM OBCIĄŻENIEM DYNAMICZNYM KOPARKI KOŁOWEJ

THE MECHANICAL PROTECTION BEFORE EXCESSIVE BURDEN THE DYNAMIC OF BUCKER WHEEL EXCAVATOR

Stefan Wojciech Szepietowski, Michał Szepietowski, Poltegor-Instytut IGO, Wrocław

Maksymalne obciążenie dynamiczne wielonaczyniowej koparki kołowej występuje przy natrafieniu czerpaka na twardą przeszkodę mocno osadzoną w urabianym ośrodku. Celem ograniczenia powstającego wtedy obciążenia impulsowego stosowane są w napędzie koła czerpakowego różnego rodzaju sprzęgła przeciążeniowe. W publikacji przedstawiono wyniki symulacyjnych badań porównawczych skuteczności działania różnego rodzaju, stosowanych obecnie w napędzie koła czerpakowego, mechanicznych zabezpieczeń przeciążeniowych. Opisano modele symulacyjne poszczególnych zabezpieczeń i modele obciążeń koła czerpakowego. Stwierdzono, że na skutek prawie nieskończenie krótkiego czasu trwania impulsu w skali badanego zjawiska, sprawne sprzęgła poślizgowe są efektywniejsze niż rozłączne.

Maximum load of the bucket wheel excavator appears when the wheel stops suddenly because bucket strikes on undigging obstacle. Different construction overload clutches are used to reduce maximum impulse force. This desideration gives results of comparative computer simulation research of different frequently used overload protection mechanical devices efficiency. Designed models of different protection devices and models of normal and impulse digging force are described. It was considerate that, because of extremely short, in tested process scale, impulse digging force time, friction clutches are more effective than disconnecting ones.

Wprowadzenie

Na ustrój nośny wielonaczyniowej koparki kołowej w procesie urabiania rzeczywistego ośrodka działają następujące obciążenia:

1. obciążenie wynikające z ciężaru własnego maszyny
2. obciążenia wywołane procesem urabiania ośrodka
3. obciążenie od sił masowych
4. obciążenie od ciężaru urobku znajdującego się na wewnętrznym układzie transportowym maszyny
5. obciążenie od ciężaru zanieczyszczeń, zalegających na ustroju nośnym maszyny
6. obciążenie wiatrem

Pierwsze z nich jest obciążeniem dominującym. Ma ono charakter zbliżony do statycznego. Podczas pracy maszyny zmienia się ono w niewielkim stopniu w wyniku zachodzących zmian położenia poszczególnych zespołów maszyny, głównie wysięgnika koła czerpakowego.

Trzy ostatnie z wymienionych rodzajów obciążenia (4÷6) stanowią jedynie dodatkowe obciążenia zmienne o niezbyt wielkim wpływie na wyciążenie ustroju. Obciążenie od urobku jest istotnym obciążeniem zmiennym zasadniczo tylko dla zespołu załadowniczego maszyny. Pewne zagrożenie dla ustroju nośnego może stanowić jedynie obciążenie wiatrem burzowym, ale w takim przypadku praca maszyny zostaje przerwana. Przemieszczanie urobku przez wewnętrzny układ transportowy koparki powoduje pojawienie się zanieczyszczeń i to zarówno w kole czerpakowym na zsuwni i miejscach przesywu urobku, jak i również na znacznej części ustroju nośnego. To niezbyt wielkie obciążenie dodatkowe ma w dużej mierze charakter obciążenia stałego.

Zasadnicze obciążenie zmienne dla ustroju nośnego maszyny, poza zespołem załadowniczym, wynika z procesu urabiania

ośrodka i sił masowych. Proces urabiania przebiega wskutek oddziaływania przez koło czerpakowe na ośrodek siłą powodującą zniszczenie jego struktury. Powstająca wtedy reakcja ośrodka stanowi obciążenie koła, które następnie przenosi się na ustrój nośny maszyny. Ma ono decydujące znaczenie dla zmęczenia wyciążenia ustroju nośnego maszyny. Zmiennosc w czasie obciążenia koła wywołuje drgania ustroju, czy też jego elementów, z częstością drgań własnych. Stwarza to dodatkowe, czasami bardzo duże, obciążenie od sił masowych, również działające na napęd koła. W momencie natrafienia przez czerpak na nieurabialne wtrącenie, zalegające w urabianym ośrodku, pojawia się obciążenie impulsowe [7], którego wartość może znacznie przekraczać poziom pozostałych obciążeń zmiennych [3]. Są one na tyle duże, że mogą powodować uszkodzenia ustroju jak i mechanizmu napędu koła. Zatem, aby zabezpieczyć ustrój nośny przed przeciążeniem należy przede wszystkim dążyć do ograniczenia obciążeń napędu koła czerpakowego. Rolę tę spełniają różnego rodzaju sprzęgła przeciążeniowe, umieszczone w różnych miejscach łańcucha kinematycznego tego napędu [4]. Szczególne znaczenie ma tu efektywnosc działania zabezpieczeń przeciążeniowych przy uderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła czerpakowego.

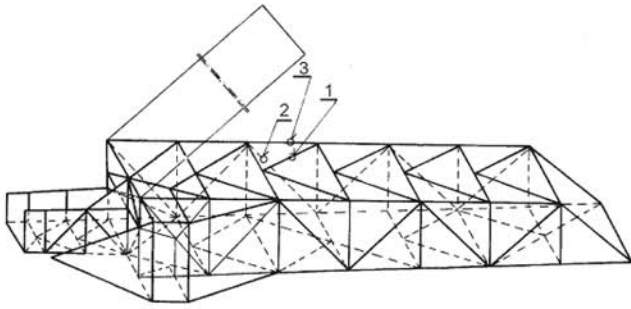
Naprężenia występujące w ustroju nośnym przy uderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła

Najbardziej przekonującym sposobem wykazania jak wielka jest różnica w wartościach naprężeń dynamicznych, powstających w ustroju maszyny przy uderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła i mogących wystąpić podczas normalnego procesu urabiania, jest przeprowadzenie odpowiednich badań na rzeczywistym obiekcie.



Rys.1 Koparka SRs 1200 firmy TAKRAF

Badania takie przeprowadzono na koparce SRs 1200 w Kopalni Węgla Brunatnego Konin (rys. 1). Koparka urabiała gliny zwałowe w miejscu frontu z licznymi głazami narzutowymi, a więc w miejscu często występujących obciążeń impulsowych.



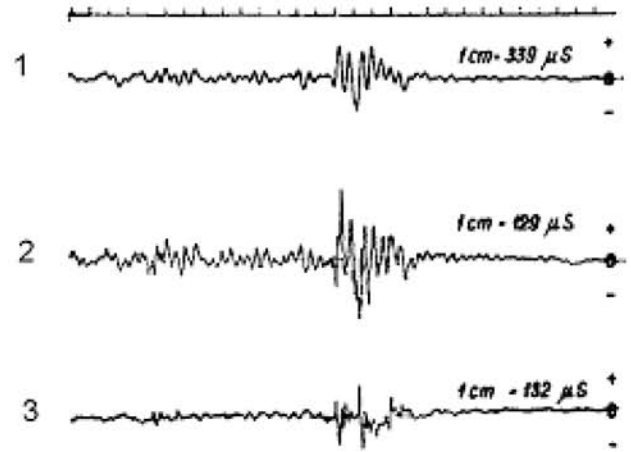
Rys. 2 Rozmieszczenie punktów pomiaru naprężeń dynamicznych na wysięgniku koła czerpakowego koparki SRs 1200

Rozmieszczenie tensometrycznych punktów pomiarowych, z których zarejestrowane wartości naprężeń wzięto do analizy, przedstawia rysunek 2. Każdy z punktów umieszczony jest na przecie w strukturze wysięgnika koła o odmiennym charakterze obciążenia. Uzyskano dzięki temu obraz wielkości przyrostów naprężeń we wszystkich głównych rodzajach prętów tego zespołu ustroju nośnego koparki. Badania ograniczono do ustroju wysięgnika koła czerpakowego, gdyż jest to zespół, w którym występują największe naprężenia dynamiczne.

Z kilkunastu zarejestrowanych uderzeniowych zatrzymań ruchu koła czerpakowego wyselekcjonowano 3, podczas których nastąpiło wyłamanie zębów lub uszkodzenie samego czerpaka. Można przyjąć, że w tych przypadkach wielkość

obciążenia impulsowego, a tym samym i naprężenia w ustroju nośnym maszyny, były największe, jakie mogą wystąpić w tych warunkach na badanej maszynie. Uzyskane z badań ekstremalne wartości ujęte są w tabeli .1, a charakter powstających wtedy naprężeń obrazuje rysunek 3. W kolumnie 2 tej tabeli podane są wartości przyrostu naprężeń, powstających przy przeciążeniu, wywołanym powolnym wzrostem wymiarów odcinanego wióra, drogą stopniowego zwiększania prędkości obrotowej nadwozia koparki. Są to ekstremalne wartości naprężeń uśrednione z pięciu pomiarów. Posłużyły one jako poziom odniesienia dla naprężeń zarejestrowanych przy uderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła (kolumny 4,6,8 tab. 1).

Kierunek działania impulsu zależy od kierunku płaszczy-

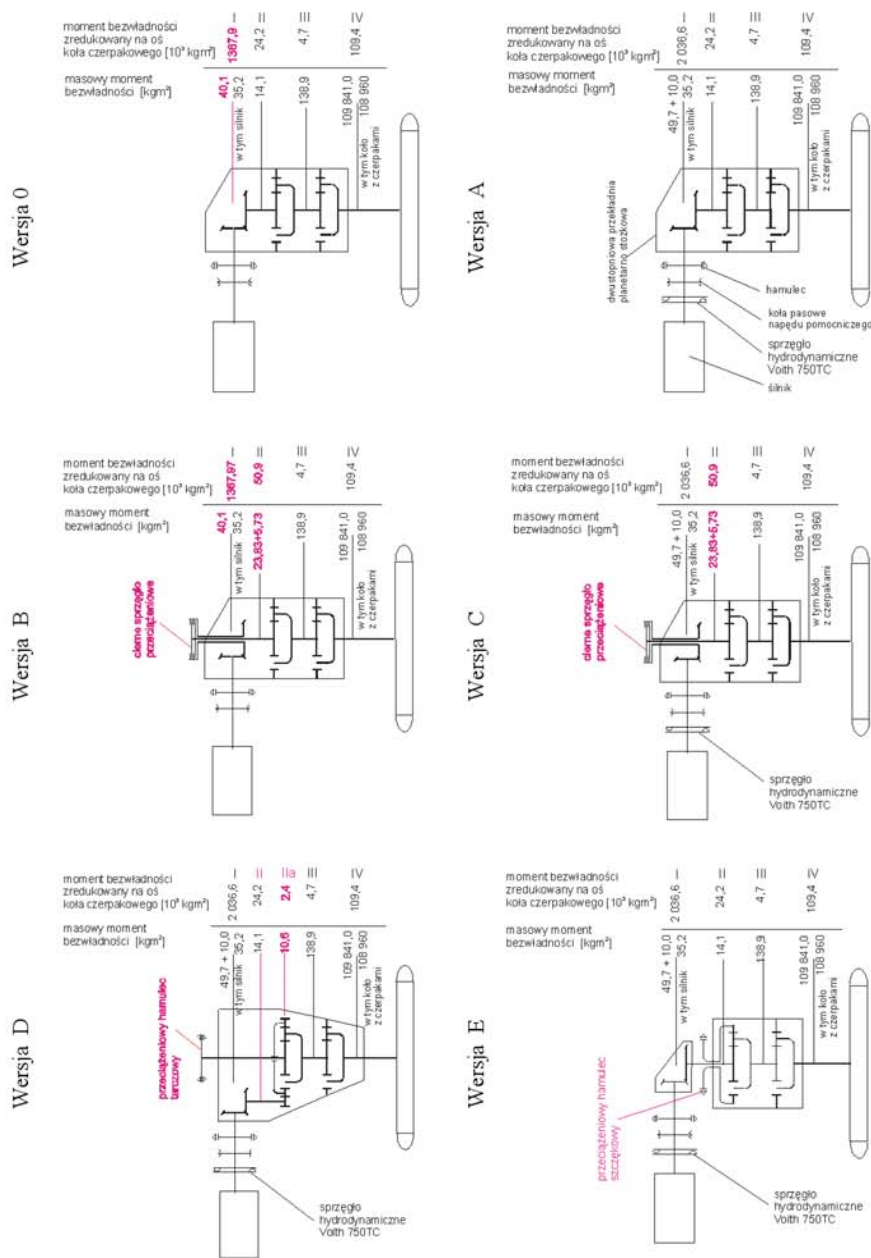


Rys. 3 Oscylogramy naprężeń podczas uderzeniowego zatrzymania ruchu koła czerpakowego. Koparka SRs 1200

znej stycznej do powierzchni głazu narzutowego w miejscu uderzenia przez czerpak. Ma na to wpływ zarówno wysokość położenia głazu na urabianym stopniu jak i jego kształt. Stąd różne względne przyrosty naprężeń w poszczególnych punktach, przy każdym z pomiarów. Wyniki ujęte w tabeli 1 wskazują, że zawsze przyrost ten był największy we wzdłużnym przecie głównym wysięgnika (punkt 3). To naprężenie dynamiczne w głównych prętach wzdłużnych ustroju wysięgnika może osiągnąć wartość 4,4 razy większą niż występujące przy statycznym przeciążeniu napędu koła siłą oporu urabiania ośrodka. W prętach ukośnych ściany górnej i bocznej względna wartość analogicznych naprężeń jest mniejsza i można przyjąć, że dla obu rodzajów prętów wynosi około 2,6 wartości naprężeń przy statycznym przeciążeniu. Wartości bezwzględne naprężeń, pochodzących od obciążenia koła czerpakowego, w tych prętach są znacznie większe niż w głównych prętach

Tab. 1 Ekstremalne naprężenia dynamiczne w wybranych prętach wysięgnika koła czerpakowego

Punkt pomiarowy	Naprężenia przy powolnym przeciążeniu [Mpa]	Naprężenia przy zderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła czerpakowego					
		Pomiar I		Pomiar II		Pomiar III	
		MPa	wartość względna	MPa	wartość względna	MPa	wartość względna
1	2	3	4	5	6	7	8
1	26,68	39,25	1,47	62,80	2,35	69,83	2,62
2	18,93	40,31	2,12	49,16	2,59	31,89	1,68
3	8,07	28,25	3,50	23,04	2,85	35,24	4,36



Rys. 4 Schematy napędu koła z różnymi układami zabezpieczeń przeciążeniowych

wzdłużnych. Związane to jest z mniejszą powierzchnią ich przekrojów porzecznych, dostosowanych do wartości głównego obciążenia, jakim jest ciężar własny wysięgnika i urządzeń na nim zabudowanych.

W napędzie koła czerpakowego, podczas badań, jako mechaniczne zabezpieczenie przeciążeniowe zastosowane było sprawnie działające ciernie sprzęgło poślizgowe.

Badania porównawcze efektywności działania różnego rodzaju mechanicznych zabezpieczeń przeciążeniowych

Rozmiary nieurabialnych wtrąceń, ich właściwości i sposób posadowienia w ośrodku określone zostały przez naturę i nie ma możliwości powtórzenia pomiarów w takich samych warunkach. Dlatego wiarygodne porównanie skuteczności działania poszczególnych rozwiązań zabezpieczeń napędu koła w oparciu o badania na rzeczywistym obiekcie (z różnymi układami zabezpieczeń) wymagałoby szerokich badań statystycznych.

W praktyce jest to niewykonalne, nawet pomijając związane z tym koszty. Można tego dokonać korzystając z symulacji komputerowej. Jako podstawę do takich badań przyjęto zmodernizowany napęd koła czerpakowego koparki SchRs 800 o mocy 300 kW z dwustopniową przekładnią planetarną.

Badaniami objęto 6 różnych wersji mechanicznych zabezpieczeń przeciążeniowych (rys.4). Obejmują one wszystkie układy zabezpieczeń występujące obecnie na eksploatowanych koparkach. Jako poziom odniesienia dla oceny efektywności działania dla badanych rodzajów zabezpieczenia przyjęto wersje napędu bez jakiegokolwiek zabezpieczenia przeciążeniowego. Opis zabezpieczeń przeciążeniowych wszystkich przyjętych do badań symulacyjnych rozwiązań podaje tabela 2. Symulację zderzeniowego zatrzymania ruchu koła czerpakowego dla każdej wersji analizowanych zabezpieczeń przeprowadzono w środowisku Matlab Simulink, zarówno dla modelu sprężystego zderzenia jak i plastycznego. W rzeczywistości nie

Tab. 2 Zakres badań symulacyjnych różnych rozwiązań zabezpieczeń przeciążeniowych w napędzie koła czerpakowego

Nr bad.	Wersja zabezpieczeń przeciążeniowych	Odmiana zabezpieczeń przeciążeniowych
1	2	3
1	0	Bez mechanicznych zabezpieczeń przeciążeniowych
2	A	Sprzęgło hydrodynamiczne
3	B	Poślizgowe wielopłytkowe sprzęgło cierne
4	C	Z dwoma sprzęgłami: hydrodynamicznym, jak w wersji A i dodatkowym poślizgiem przy przekroczeniu momentu dopuszczalnego na sprzęgło wielopłytkowym
5	D	Z dwoma sprzęgłami: rozłączne – trzymane koło wielkie i hydrodynamiczne
6		- bez poślizgu na hamulcu koła słonecznego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła - z poślizgiem na hamulcu koła słonecznego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła
7	D1	Tylko sprzęgło rozłączne – trzymane koło wielkie
8		- bez poślizgu na hamulcu koła słonecznego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła - z poślizgiem na hamulcu koła słonecznego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła
9	E	Z dwoma sprzęgłami: rozłączne – trzymane koło słoneczne i hydrodynamiczne
10		- bez poślizgu na hamulcu koła wielkiego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła - z poślizgiem na hamulcu koła wielkiego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła
11	E1	Tylko sprzęgło rozłączne – trzymane koło słoneczne
12		- bez poślizgu na hamulcu koła wielkiego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła - z poślizgiem na hamulcu koła wielkiego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła

występuje zderzenie ani czysto sprężyste ani czysto plastyczne [2]. Jednak czytelność badań porównawczych jest większa przy wynikach odpowiadających modelom reprezentującym te zjawiska oddzielnie.

W przypadku sprzęgieł rozłącznych do badań symulacyjnych przyjęto czas zwalniania hamulca blokującego swobodny ruch obu połówek sprzęgła wynoszący 0,05 s. Taką wartość otrzymano z badań szybkości działania sprzęgła istniejącego na koparce SchRs 4600 [6]. Przykładowy przebieg symulacji zderzeniowego zatrzymania ruchu koła przedstawiony jest na rysunku 5. Zderzenie czerpaka z nieurabialną przeszkodą następuje w dziesiątej sekundzie przebiegu symulacji.

Jako kryterium porównawcze skuteczności działania poszczególnych rodzajów analizowanych zabezpieczeń przeciążeniowych w napędzie koła czerpakowego przyjęto wartości maksymalne trzech parametrów:

- siła obciążająca koło czerpakowe
- siła międzyzębna II stopnia przełożenia planetarnego przekładni napędu koła
- moment na wale silnika.

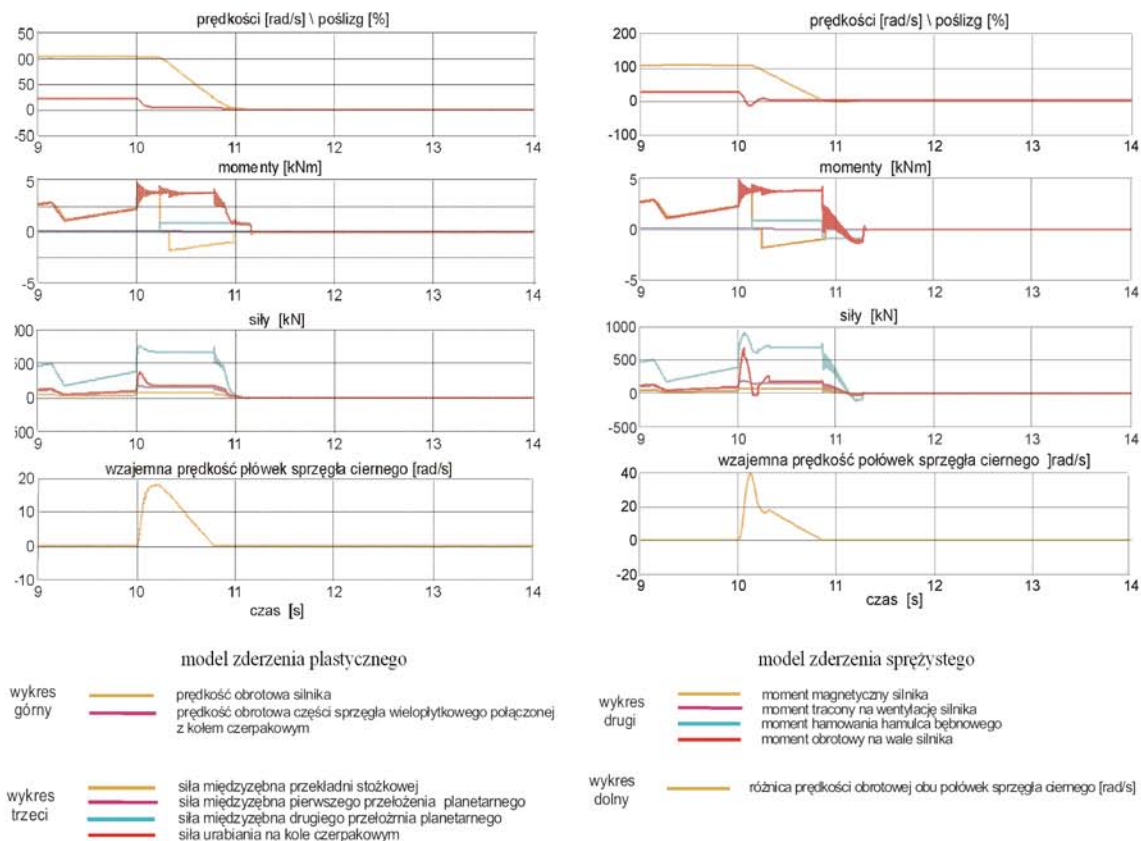
Otrzymane z badań symulacyjnych wartości tych parametrów ujęto w tabeli 3. W tabeli 3 kolorem czerwonym oznaczono wartości odnoszące się do napędu koła bez mechanicznego zabezpieczenia przeciążeniowego. Stanowią one poziom odniesienia dla oceny efektywności działania analizowanych zabezpieczeń. Pozostałe dane w tej tabeli podzielono na trzy grupy: kolorem czarnym oznaczono wartości odnoszące się do napędów z jednym sprzęgłem o pojedynczym działaniu, kolorem zielonym - z jednym sprzęgłem, ale wykazującym podwójne działanie (poślizgowe i rozłączne), kolorem niebieskim - z dwoma niezależnymi sprzęgłami przeciążeniowymi.

Z porównania wykresów ujętych na rysunku 6 wynika, że efektywność działania większości analizowanych wariantów zabezpieczeń przeciążeniowych dla obu modeli zderzenia

(plastycznego i sprężystego) jest zbliżona. Jedyne znaczne różnice dotyczą działania sprzęgła rozłącznego (wariant D1 i E1). W przypadku zderzenia plastycznego, przy tylko takim zabezpieczeniu przeciążeniowym, zmniejszenie momentu na wale silnika praktycznie nie następuje. Natomiast przy zderzeniu sprężystym skuteczność działania tych sprzęgieł jest znacznie większa. Następuje znaczne zmniejszenie momentu na wale silnika w porównaniu z wartościami otrzymanymi dla napędu bez zabezpieczeń mechanicznych i duże, bo przekraczające 40%, obniżenie maksymalnych wartości pozostałych analizowanych parametrów.

Rezultaty przeprowadzonych badań symulacyjnych wskazują, że najlepsze właściwości przy uderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła wykazują sprzęgła posiadające możliwość natychmiastowego poślizgu po przekroczeniu dopuszczalnego obciążenia. Ma to miejsce przy plastycznym, jak i sprężystym modelu zderzenia. W badaniach przyjęto model idealnie działającego poślizgowego sprzęgła cierne. Jednak działanie rzeczywistego sprzęgła cierne, w rezultacie oddziaływania wielu czynników, może odbiegać od stanu idealnego.

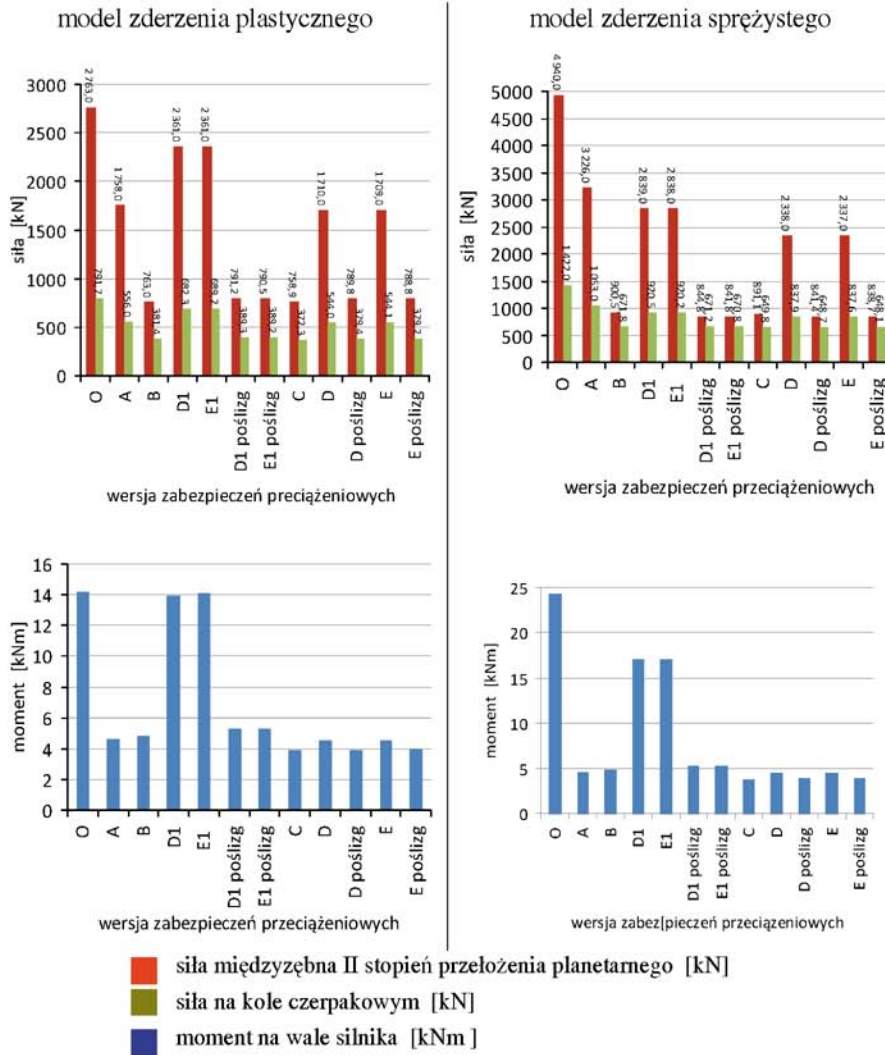
Zabezpieczenia w postaci sprzęgieł rozłącznych, bez możliwości poślizgu elementu trzymanego hamulcem, dają zdecydowanie gorsze efekty. Jednak trzeba mieć na uwadze, że rzeczywiste sprzęgło rozłączne może wykazywać tendencję do niewielkiego poślizgu w ostatniej fazie jego rozłączania. Zależy to od budowy danego sprzęgła. Zatem, wartości maksymalne poszczególnych parametrów, uzyskane z symulacji, mogą być nieco zawyżone. Efektywność działania sprzęgła rozłączanego bez możliwości poślizgu może być porównywalna z efektywnością ciernego sprzęgła poślizgowego dopiero przy czasie jego rozłączania bliskim zero, co byłoby trudne do uzyskania. Zmiana konstrukcji, wykorzystywanej jako sprzęgło rozłączne przekładni planetarnej, ze zwalniania koła słonecznego na zwalnianie koła wielkie nie ma istotnego znaczenia.



Rys. 5 Symulacja zderzeniowego zatrzymania ruchu koła czerpakowego. Wersja zabezpieczenia przeciążeniowego B - sprzęgło poślizgowe wielopłytkowe ciemne

Tab.3 Otrzymane z badań symulacyjnych maksymalne wartości wybranych parametrów jakości działania zabezpieczeń przeciążeniowych

Lp	zabezpieczenia przeciążeniowe			model zderzenia plastycznego			model zderzenia sprężystego		
	wersja zabezpieczeń przeciążeniowych	liczba sprzęgieł zabezpiecz.	nr badań wg tabeli 10.1	moment na wale silnika [kNm]	siła międzyzębna II stopnia przełoż. planetarnego [kN]	siła na kole czerpakowym [kN]	moment na wale silnika [kNm]	siła międzyzębna II stopnia przełoż. planetarnego [kN]	siła na kole czerpakowym [kN]
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	bez sprzęgła	1	14,140	2763,0	791,7	24,360	4940,0	1422,0
2	A	1 sprzęgło	2	4,610	1758,0	556,0	4,617	3226,0	1053,0
3	B		3	4,825	763,0	381,4	4,840	900,5	671,8
4	D1		7	13,900	2361,0	682,3	17,020	2839,0	920,5
5	E1		11	14,090	2361	682,3	17,080	2838	920,2
6	D1 poślizg	1 o dział. podwójnym	8	5,257	791,2	389,3	5,290	844,8	671,2
7	E1 poślizg		12	5,251	790,5	389,2	5,272	841,8	670,8
8	C	2 różne sprzęgła	4	3,868	758,9	372,3	3,841	891,1	649,8
9	D		5	4,497	1710,0	544,0	4,525	2338,0	837,9
10	D poślizg		6	3,924	789,8	379,4	3,936	841,4	648,7
11	E		9	4,498	1709,0	544,1	4,529	2337,0	837,6
12	E poślizg		10	3,992	788,8	379,2	3,931	838,7	648,1



Rys. 6 Wartości maksymalne poszczególnych parametrów dla różnych wersji i odmian zabezpieczeń przeciążeniowych

Samodzielne sprzęgło hydrokinetyczne jest skutecznym zabezpieczeniem przeciążeniowym przy zderzeniu plastycznym. Przy zderzeniu sprężystym skuteczność jego jest niewielka, nawet mniejsza niż sprzęgła rozłącznego bez poślizgu. Dlatego stosowanie tego sprzęgła, jako jedynego zabezpieczenia, nie jest wskazane. Wszystkie zarejestrowane przebiegi czasowe wykazują jednak, że sprzęgło to powoduje wyraźne wytłumienie drgań w układzie napędu koła powstających w momencie raptownej zmiany obciążenia napędu. W napędach wielosilnikowych sprzęgło to umożliwia dodatkowo wyrównanie obciążeń poszczególnych silników i z tego względu należałoby je stosować w tego rodzaju napędach, ale wraz z innym sprzęgłem (choćby nawet tylko rozłącznym).

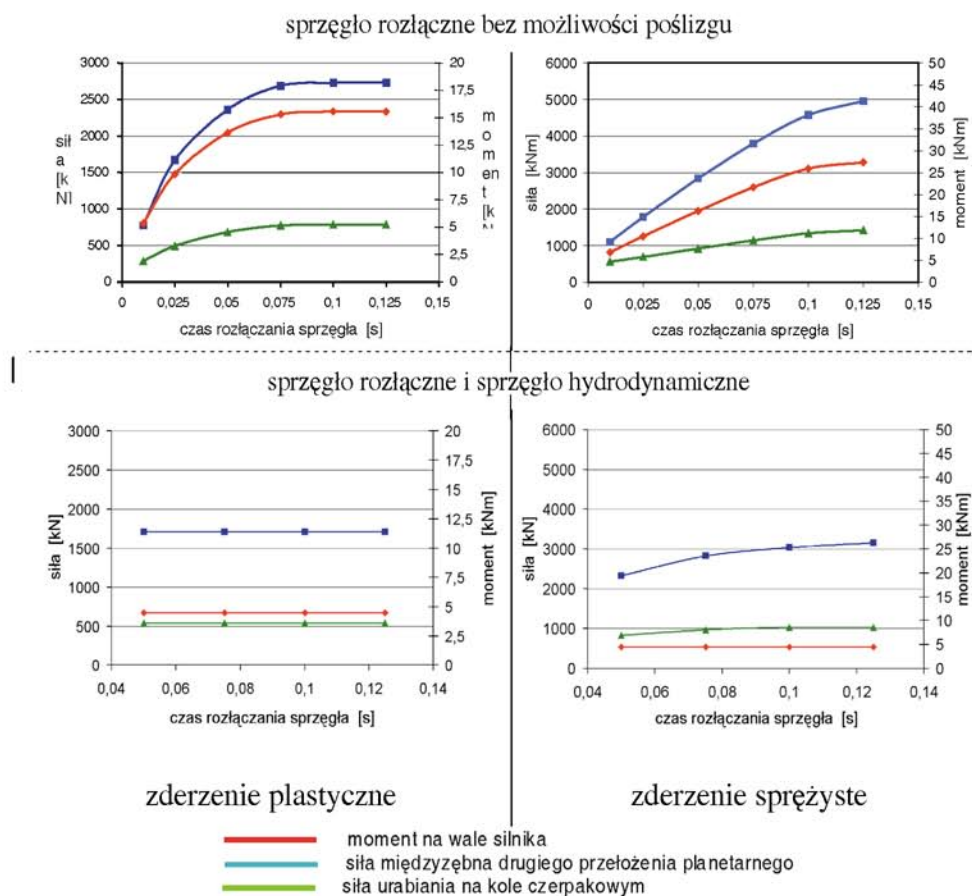
Czas trwania uderzeniowego impulsu, również w warunkach rzeczywistych, jest bardzo krótki. Dlatego na efektywność działania sprzęgła rozłącznego, pozbawionego możliwości wcześniejszego poślizgu, ma duży wpływ szybkość jego zadziałania (rys. 7). W takim przypadku dodanie dodatkowego sprzęgła hydraulicznego, co stosowane jest w niektórych napędach, daje wyraźne zmniejszenie wartości obciążeń maksymalnych, szczególnie przy większych czasach rozłączania sprzęgła.

Patrząc na zmierzone wartości naprężeń w ustroju nośnym

koparki przy uderzeniowym obciążeniu impulsowym (tab. 1) dla jednego z najlepszych, według badań symulacyjnych, rozwiązań zabezpieczeń przeciążeniowych można uznać, że żadne z obecnych rozwiązań nie jest w pełni zadowalające. Można zastosować dwuparametrowe sterowanie momentem rozłączania sprzęgła: wartością obciążenia i szybkością jego narastania. Wymaga to jednak opracowania szybko działającego mechanizmu rozłączania, co może nie być zbyt łatwe. Obecnie coraz szersze zastosowanie znajdują cieczy magnetoreologiczne, również w elementach połączeniowych [1]. Zastosowanie ich w napędzie koła czerpakowego powinno umożliwić rozwiązanie problemu zabezpieczeń przeciążeniowych. Wymaga to jednak opracowania sprzęgła o względnie małym momencie bezwładności.

Ograniczenie wartości obciążeń maksymalnych nie jest jedynym, choć najważniejszym wymaganiem stawianym sprzęgłom przeciążeniowym w napędzie koła czerpakowego. B. Schlecht w swoich pracach dotyczących budowy sprzęgieł przeciążeniowych podał cztery podstawowe kryteria, jakie powinno spełniać idealne sprzęgło przeciążeniowe [8]:

1. Powinno ono być umiejscowione możliwie blisko koła czerpakowego, aby w momencie wystąpienia przeciążenia nastąpiło odłączenie większości wirujących elementów napędu, tym samym energia kinetyczna w nich zgro-



Rys. 7 Wpływ czasu rozłączania sprzęgła – wykresy górne – sprzęgło o działaniu tylko rozłącznym (bez możliwości wcześniejszego poślizgu), wykresy dolne – sprzęgło rozłączne wraz ze sprzęgłem hydrodynamicznym

madzona nie będzie oddziaływać na wielkość obciążenia impulsowego.

- Po przeciążeniowym zadziałaniu, bez ingerencji z zewnątrz, powinno szybko powracać do stanu pracy.
- Musi ona mieć wysoką selektywność działania aby nie przerywać pracy koparki, kiedy występujące przeciążenie nie jest groźne dla maszyny.
- Całość urządzenia musi działać bezobsługowo, zachowywać niezmiennie w czasie pierwotne wartości parametrów i mieć dużą trwałość.

Według B. Schlechta żadne z istniejących obecnie rozwiązań nie spełnia jednocześnie wszystkich wymagań w stopniu pełni zadowalającym. Uważa on, że najbliższym do idealnego rozwiązaniem jest sprzęgło hydrodynamiczne. Przymuszczalnie sprzęgło hydrokinetyczne z cieczą magnetoreologiczną mogłoby być tym idealnym rozwiązaniem

Wnioski

- Najmniejsze obciążenia podczas zderzeniowego zatrzymania ruchu koła występują przy wersji zabezpieczenia C – poślizgowe sprzęgło cierne i sprzęgło hydrodynamiczne. Prawie takie same rezultaty uzyskano w przypadku zabezpieczeń ze sprzęgłem rozłącznym mającym możliwość poślizgu i dodatkowym sprzęgłem hydrodynamicznym.
- Sprzęgło hydrodynamiczne powoduje dodatkowo wytłumienie drgań w układzie napędu koła czerpakowego, czego nie stwierdzono przy pozostałych rodzajach badanych sprzęgieł.
- Ostatnio coraz szersze zastosowania w konstrukcji sprzęgieł i hamulców znajdują ciecze magnetoreologiczne [1]. Można przypuszczać, że zastosowanie ich w układach zabezpieczeń napędu koła (przykładowo: jako sprzęgło hydrodynamiczne z taką cieczą) może dać idealne rozwiązanie zabezpieczeń przeciążeniowych tego mechanizmu.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2008÷2011 jako projekt badawczy własny nr N N502 4608/34

Literatura

- Olszak A., Kęsy Z., *Przegląd hamulców i sprzęgieł hydraulicznych z cieczami o sterowalnych właściwościach reologicznych*. Napędy i Sterowanie, nr 2, 2009
- Wołkow D. P., Czerkasow W.A., *Dynamika uпрочnost mnogokowszowych ekskawatorow i otwaloobrazowatelej*. Maszynostrojenie Moskwa 1969
- Szepietowski M., Szepietowski S. W., *Znaczenie sprzęgła przeciążeniowego w napędzie koła czerpakowego wielonaczyniowej koparki kołowej*. Wydaw. Red. Gór. Odkr. Wrocław 2011 sts.144

- [4] Szepietowski S.W., Sprzęgła przeciążeniowe w napędzie koła czerpakowego koparek wielonaczyniowych. Napęd i Sterowanie 3 2009
- [5] Schlecht B., Planetengetriebe mit integrierter Überlastsicherung im Schaufelradantrieb eines Tagebaugroßgerätes. VDI, Lübeck, www.me.tu-dresden.de/publika/lit/Sch99.pdf
- [6] Szepietowski S. W., Onichimiuk M., Szepietowski M., Doświadczalna weryfikacja szybkości działania przeciążeniowego sprzęgła rozłącznego w napędzie koła czerpakowego koparki wielonaczyniowej. W: Konferencja Naukowo-Techniczna „MASZYNY I POJAZDY DLA BUDOWNICTWA I GÓRNICTWA SKALNEGO. Wrocław 16-17 września 2010 str. 135÷144
- [7] Susłow G., K., Mechanika teoretyczna. PWN Warszawa 1960
- [8] Schlecht B., Planetengetriebe mit integrierter Überlastsicherung im Schaufelradantrieb eines Tagebaugroßgerätes. VDI, Lübeck, www.me.tu-dresden.de/publika/lit/Sch99.pdf

Artykuł recenzował dr inż. Jerzy Alenowicz

*Rękopis otrzymano 9.08.2011 r. *2207*

