

Andrzej Kosiara¹⁾

ANALITYCZNE I SYMULACYJNE BADANIA PROCESU STABILIZACJI DRGAŃ KĄTOWYCH POJAZDU PRZEMYSŁOWEGO

Streszczenie. W artykule opisano zbudowane modele ładowarki łyżkowej z hydraulicznym stabilizatorem drgań: matematyczny do obliczeń analitycznych oraz symulacyjny. W oparciu o zbudowane modele dokonano analizy skuteczności hydraulicznych stabilizatorów drgań w minimalizacji przyspieszeń działających na siedzisko operatora i łyżkę ładowarki. Praca zawiera również analizę wpływu dławienia w zaworze stabilizatora oraz pojemności akumulatorów stabilizatora na drgania analizowanego pojazdu.

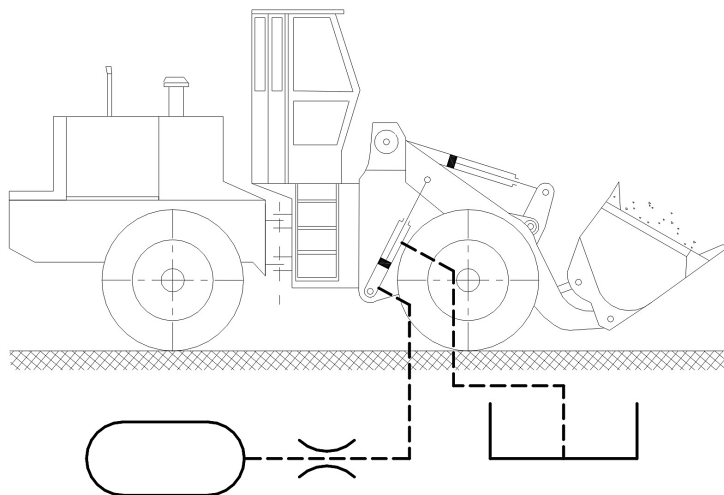
Słowa kluczowe: kołowa ładowarka łyżkowa, stabilizator drgań, badania symulacyjne.

WPROWADZENIE

Przeważająca część kołowych pojazdów przemysłowych takich jak: ładowarki, koparki czy koparko-ładowarki nie posiada zawieszenia kół jezdnych. Brak zawieszenia jest czynnikiem ułatwiającym wzbudzenie się intensywnych drgań kątowych w płaszczyźnie wzdłużnej tego typu pojazdów. Drgania już wzbudzone zanikają wolno z powodu małego tłumienia w oponach wielkogabarytowych oraz dużych momentów bezwładności maszyn. Oscylacje w tej postaci są powodem znacznego obniżenia komfortu drganiowego operatorów. W celu zmniejszenia ich intensywności stosowane są tzw. stabilizatory drgań. Idea działania stabilizatorów polega na umożliwieniu drgań kątowych wysięgnika względem podwozia. Stosowane obecnie stabilizatory mają prostą budowę [1]. Schemat funkcjonalny typowego hydraulicznego stabilizatora drgań umieszczono na rysunku 1. Hydrauliczny stabilizator drgań składa się z akumulatorów hydraulicznych i tzw. zaworu stabilizatora. Zawór stabilizatora spełnia kilka zadań, do których zalicza się:

- tworzenie bądź przerwanie połączenia pomiędzy dolnymi komorami cylindrów sterujących unoszeniem wysięgnika a akumulatorami hydraulicznymi,
- zapewnienie na odpowiednim poziomie dławienia przepływającej cieczy pomiędzy dolnymi komorami cylindrów sterujących unoszeniem wysięgnika a akumulatorami hydraulicznymi oraz
- utrzymanie na odpowiednim poziomie ciśnienia w akumulatorach hydraulicznych w czasie gdy stabilizator jest wyłączony, aby nie dochodziło do niekontrolowanych ruchów wysięgnikiem w momencie załączenia stabilizatora.

¹⁾ Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska, e-mail: andrzej.kosiara@pwr.wroc.pl



Rys. 1. Schemat funkcjonalny typowego hydraulicznego stabilizatora drgań

Stabilizator powinien być włączony jedynie w czasie jazdy, gdyż w czasie pracy osprzętem utrudniałby on załadunek lub urabianie materiałów.

Skuteczność stabilizatorów w redukcji drgań kątowych została już wielokrotnie wykazana w różnych pracach [2]. Wciąż budzi jednak wątpliwości precyzja ilościowego opisu osiągnięć stabilizatorów. Trudno także znaleźć w literaturze jasne wytyczne, co do pojemności akumulatorów oraz dławienia przepływu, jakie należy zastosować w stabilizatorze. Niniejsza praca ma na celu uzupełnić w jakiejś mierze te zauważone braki. Praca obejmuje analizę i badania symulacyjne wpływu zastosowania stabilizatorów o różnych parametrach na drgania kątowe przykładowego pojazdu przemysłowego. Jako przedstawiciela pojazdów przemysłowych wybrano czołową ładowarkę łyżkową Ł220 firmy Bumar-Fadroma i parametry tej maszyny przyjęto w przeprowadzonych obliczeniach.

ANALITYCZNE BADANIA SKUTECZNOŚCI DZIAŁANIA HYDRAULICZNYCH STABILIZATORÓW DRGAŃ

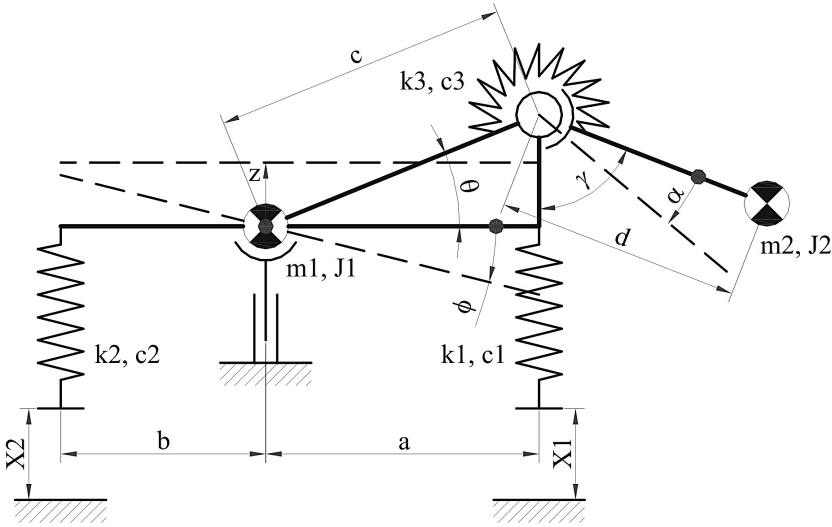
Wstępną ocenę skuteczności działania stabilizatorów kątowych drgań w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu przeprowadzono analitycznie. Przyjęto model fizyczny o trzech stopniach swobody pokazany na rysunku 2. Równania ruchu zostały wyprowadzone przy pomocy równań Lagrange'a drugiego rodzaju. Otrzymany w ten sposób nieliniowy model matematyczny zlinearyzowano metodą rozwinięcia w szereg Taylora.

Na podstawie modelu w postaci liniowych równań różniczkowych wyznaczono transmitancje operatorowe w postaci:

$$T_{x_1} = \frac{\varphi(s)}{x_1(s)} \quad (1)$$

$$T_{x_2} = \frac{\varphi(s)}{x_2(s)} \quad (2)$$

gdzie: x_1, x_2 – wymuszenia kinematyczne od podłoża działające odpowiednio na przednią i tylną oś pojazdu, φ – kąt wychylenia nadwozia w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu, s – zmienna operatorowa.



Rys. 2. Wizualizacja modelu fizycznego ładowarki ze stabilizatorem

Zauważając, że wymuszenia działające na przednią oś pojazdu są powiązane z wymuszeniami działającymi na tylną oś, sformułowano następujące dodatkowe zależności:

$$x_1(t) = x_2(t + \Delta t) \quad (3)$$

$$\Delta t = \frac{a+b}{V} \quad (4)$$

gdzie: t – czas, V – prędkość pojazdu, a – odległość środka ciężkości pojazdu od przedniej osi, b – odległość środka ciężkości pojazdu od tylnej osi.

Uwzględniając w modelu matematycznym zależności (3) i (4) oraz stosując podstawienie $s = j\omega$, transmitancje (1) i (2) zastąpiono ostatecznie jedną transmitancją widmową w postaci:

$$T(j\omega) = \frac{\varphi(j\omega)}{x_1(j\omega)} \quad (5)$$

W celu analizy drgań wzdluznych pojazdu przy wymuszeniach stochastycznych przyjęto rozpowszechniony w literaturze i normach opis nierówności dróg przy pomocy gęstości widmowej mocy. Dysponując opisem stochastycznych nierówności drogi oraz transmitancją widmową pojazdu ze stabilizatorem zdefiniowano gęstość widmową mocy wychyleń wzdluznych pojazdu zgodnie z zależnością:

$$G_w(\omega) = |T(j\omega)|^2 \cdot G_d(\omega) = |T(j\omega)|^2 \cdot \frac{1}{V} \cdot G_d(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\omega}{\Omega_0 \cdot V} \right)^w \quad (6)$$

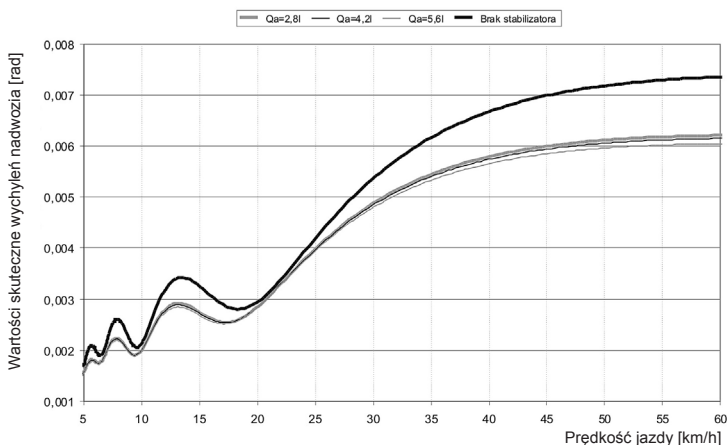
gdzie: $G_d(\Omega)$ – gęstość widmowa nierówności drogi, w – współczynnik falistości (przyjęto $w = 2$), Ω_0 – liczba falowa odniesienia ($\Omega_0 = 1 \text{ ms}^{-1}$), $G_d(\Omega_0)$ – wskaźnik nierówności drogi (gęstość widmowa mocy dla liczby falowej odniesienia), który przyjęto równy 64 cm^3 , V – prędkość pojazdu.

Wartość gęstości widmowej mocy wychyleń wzdluznych ładowarki jest funkcją prędkości jazdy oraz zgodnie z definicją przyjmuje właściwe sobie wartości dla poszczególnych częstości wymuszenia. Taka sytuacja sprawia trudności w ocenie wyliczonych wartości. W związku z tym w celu uproszczenia analizy otrzymanych wyników wprowadzono dodatkową wielkość P , równoważną wartości skutecznej sygnału. Zdefiniowano ją jako pierwiastek z mocy sygnału wychYLENIA wzdluznego pojazdu, co pokazuje wzór (7).

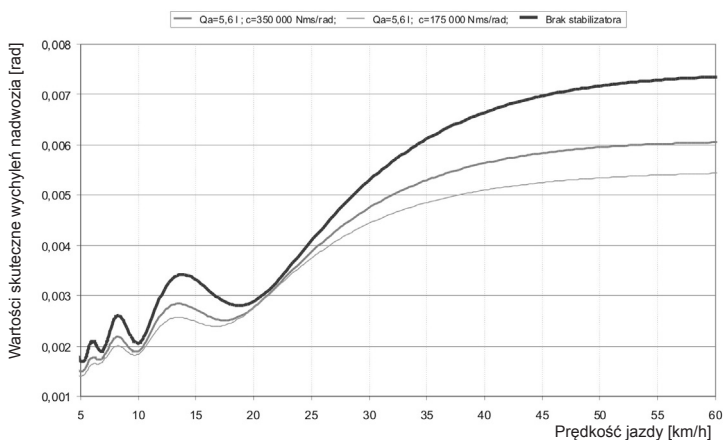
$$P = \sqrt{\int_{0,8}^4 G(f) df} \quad (7)$$

Moc sygnału była określana dla częstotliwości wychyleń wzdluznych pojazdu z przedziału od 0,8 Hz do 4 Hz. Taki zakres częstotliwości przyjęto z dwóch powodów. Po pierwsze jest to zakres częstotliwości drgań poziomych, na które człowiek jest najbardziej czuły. Po drugie amplitudy wszystkich istotnych harmonicznnych drgań wzdluznych typowej ładowarki łyżkowej mieszczą się w tym zakresie.

Przykładowe wartości skuteczne P , jakie wyznaczono dla maszyny poruszającej się ze stabilizatorami różniącymi się pojemnością zastosowanych w nich akumulatorów hydraulicznych zamieszczono na rys. 3. Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem zastępczych współczynników tłumienia wiskotycznego wyznaczonych przy założeniu, że maszyna wyposażona jest w standardowy zawór stabilizatora RMS1-16 firmy Bosch–Rexroth [3]. Tłumienie wynikające z sił tarcia w cylindrach oszacowano korzystając z hipotezy pracy równoważnej [4]. Z uzyskanych wyników zamieszczonych na rys. 3 wynika, że nawet znaczna zmiana pojemności akumulatorów w niewielkim stopniu wpływa na drgania kątowe ładowarki. Pozytywny wpływ samego stabilizatora jest natomiast zauważalny. Na rysunku 4 pokazano, jak wpłynęłoby zmniejszenie o połowę zastępczego współczynnika tłumienia wiskotycznego na działanie stabilizatora. Widać tutaj większy wpływ tłumienia w porównaniu z



Rys. 3. Wartości skuteczne wychyleń nadwozia ładowarki poruszającej się ze stabilizatorami różniącymi się pojemnością zastosowanych w nich akumulatorów hydraulicznych

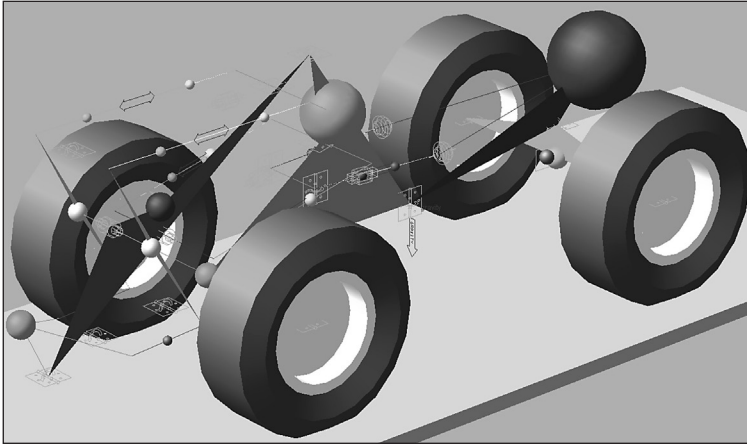


Rys. 4. Wartości skuteczne wychyleń nadwozia ładowarki poruszającej się ze stabilizatorami generującymi inne siły tłumienia

wpływem pojemności akumulatorów. Ponieważ jednak główna część zastępczego współczynnika tłumienia wiskotycznego wynika z tarcia w cylindrach hydraulicznych, w praktyce wątpliwym jest tak znaczna jego redukcja.

SYMULACYJNE BADANIA SKUTECZNOŚCI HYDRAULICZNYCH STABILIZATORÓW DRGAŃ

Badania symulacyjne przeprowadzono z wykorzystaniem systemu MSC Adams. Wizualizację zbudowanego w tym systemie modelu zamieszczono na rysunku 5. Model symulacyjny zbudowano z 19 brył sztywnych oraz 23 par kinematycznych. Zasto-



Rys. 5. Wizualizacja zbudowanego modelu w systemie MSC Adams

sowano w nim, do zamodelowania kół, cztery superelementy wykorzystujące model opony Fiali. Dodatkowo zamodelowano podatność wynikającą ze ściśliwości cieczy w cylindrach hydraulicznych układu skrótu oraz w cylindrach obrotu łyżki.

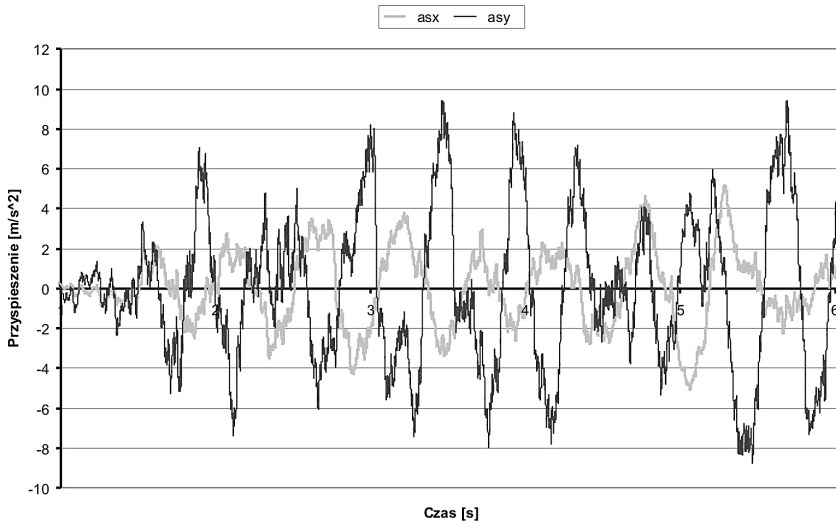
W modelu stabilizatora drgań uwzględniono: opory przepływu cieczy roboczej przez przewody hydrauliczne, dławienie w zaworze stabilizatora oraz tarcie w cylindrach sterujących położeniem wysięgnika ładowarki. Do opisu tarcia w cylindrach hydraulicznych wysięgnika zastosowano następującą zależność [3]:

$$F_{\mu} = \left(1 - \mu_D \cdot \frac{\min(\dot{L}, v_k)}{v_k} \right) \cdot (F_{\mu 0} + a \cdot |p_g - p_d| + b \cdot |p_g - p_a|) + c \cdot \dot{L} \quad (8)$$

gdzie: L – długość cylindra hydraulicznego, p_g , p_d – ciśnienia odpowiednio w górnej i dolnej komorze cylindra, p_a – ciśnienie atmosferyczne, a , b – współczynniki określające składową statyczną tarcia zależną od różnicy ciśnień odpowiednio na tłoku cylindra i tłoczysku cylindra, $F_{\mu 0}$ – tarcie statyczne przy braku spadku ciśnienia na uszczelnieniu tłoczyska i tłoka, v_k – prędkość graniczna po przekroczeniu, której zanika tarcie statyczne, a pozostaje jedynie tarcie kinetyczne i lepkie, μ_d – współczynnik określający o ile tarcie kinetyczne jest mniejsze od tarcia statycznego.

W czasie badań symulacyjnych w szczególności badano trzy wielkości: przyspieszenie poziome i pionowe działające na siedzisko operatora oraz przyspieszenie pionowe działające na środek ciężkości łyżki ładowarki. Pierwsze dwie wielkości odpowiadają bezpośrednio za komfort drganiowy operatora, a trzecia informuje nas o tym czy będzie występowało wysypywanie się przewożonego w łyżce urobku. Przeważająca część składowej poziomej przyspieszenia działającego na siedzisko operatora wynika z drgań kątowych w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu. Taka sy-

tucacja jest wynikiem tego, że siedzisko operatora znajduje się znacznie powyżej środka ciężkości pojazdu oraz powyżej osi drgań kątowych w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu. Przykładowy przebieg przyspieszeń działających na siedzisko operatora pokazano na rys. 6. Przyspieszenia pionowe działające na środek ciężkości łyżki także w największym stopniu zależą od drgań kątowych pojazdu w płaszczyźnie wzdłużnej.



Rys. 6. Porównanie składowych pionowych i poziomych przyspieszeń działających na siedzisko operatora ładowarki łyżkowej; $V=45$ km/h, $Q_a=2,5$ l, $d=10$ mm

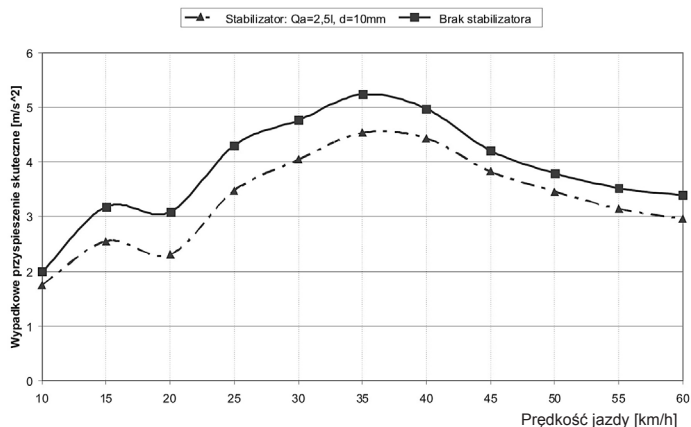
Określenie wymienionych i scharakteryzowanych powyżej trzech wielkości przeprowadzono w czasie przejazdów z różnymi prędkościami wirtualnej ładowarki Ł220 po 150-metrowym odcinku drogi z nierównościami stochastycznymi. Nierówności stochastyczne były równoważne średnim nierównościom drogi klasy D według standardu ISO 8608:1995.

Na rysunku 7 pokazano wartości wypadkowe przyspieszeń działających na siedzisko operatora ładowarki, która to raz jest wyposażona we włączony stabilizator drgań, a drugim razem takiego stabilizatora nie posiada. Wypadkowe przyspieszenia wyznaczano zgodnie z zależnością (9):

$$a_{sw} = \sqrt{a_{sx}^2 + a_{sy}^2} \quad (9)$$

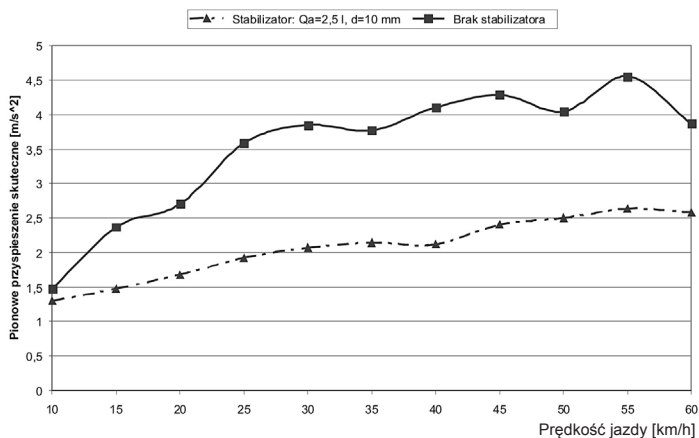
gdzie: a_{sx} – skuteczna wartość składowej poziomej przyspieszenia działającego na siedzisko operatora, a_{sy} – skuteczna wartość składowej pionowej przyspieszenia działającego na siedzisko operatora.

Z danych przedstawionych na rys. 7 jednoznacznie wynika pozytywny wpływ stabilizatora na minimalizację obciążeń działających na operatora. Jest to wpływ znaczący, jednak nie rozwiązujący całkowicie problemu komfortu drganiowego kie-



Rys. 7. Wypadkowe przyspieszenia skuteczne działające na siedzisko operatora ładowarki poruszającej się ze stabilizatorem drgań oraz bez stabilizatora drgań: Q_a – pojemność akumulatorów stabilizatora, d – średnica zwężki dławiącej przepływ cieczy z cylindrów hydraulicznych do akumulatorów i z powrotem

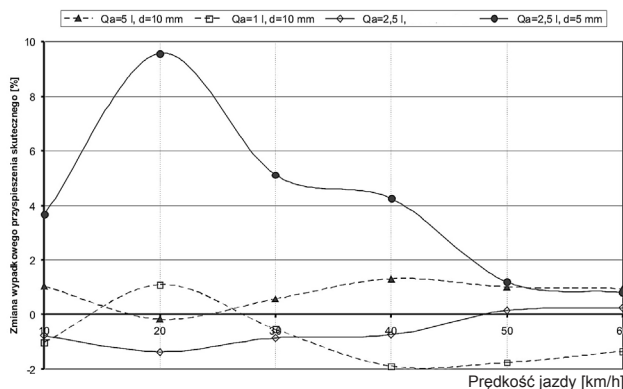
rowcy. Na rysunku 8 zestawiono wartości skuteczne przyspieszeń pionowych działających na łyżkę wirtualnej ładowarki Ł220 poruszającej się z i bez stabilizatora drgań. Jednoznacznie wynika z nich duża efektywność stabilizatora w redukowaniu obciążeń pionowych działających na łyżkę ładowarki.



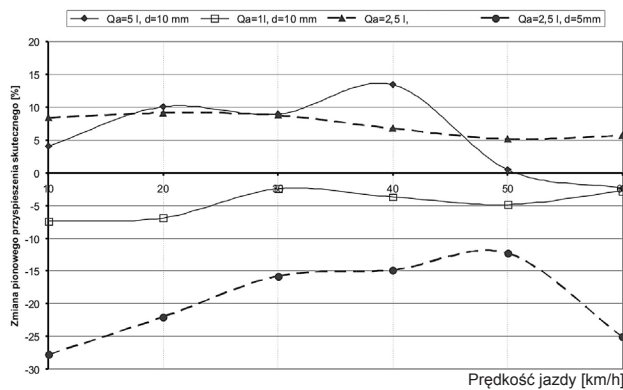
Rys. 8. Wypadkowe przyspieszenia skuteczne działające na środek ciężkości łyżki ładowarki poruszającej się ze stabilizatorem drgań oraz bez stabilizatora drgań; Q_a – pojemność akumulatorów stabilizatora, d – średnica zwężki dławiącej przepływ cieczy z cylindrów hydraulicznych do akumulatorów i z powrotem

Wyniki obliczeń, które miały odpowiedzieć na pytanie, czy jest możliwa poprawa osiągnięć stabilizatora poprzez optymalizację jego parametrów zestawiono na rys. 9 i 10. Potwierdziły one wnioski z badań analitycznych o pomijalnie małym

wpływie pojemności akumulatorów hydraulicznych na skuteczność minimalizowania drgań pojazdu. Oczywiście jest tu mowa o typowych wartościach pojemności stosowanych akumulatorów hydraulicznych.



Rys. 9. Względne zmiany wypadkowych przyspieszeń skutecznych działających na siedziska operatorów ładowarek łyżkowych wyposażonych w różne stabilizatory drgań w stosunku do analogicznych przyspieszeń wyznaczonych dla ładowarki poruszającej się ze stabilizatorem o następujących parametrach: $Q_a = 2,5 \text{ l}$, $d = 10 \text{ mm}$



Rys. 10. Względne zmiany pionowych przyspieszeń skutecznych działających na łyżki ładowarek wyposażonych w różne stabilizatory drgań w stosunku do analogicznych przyspieszeń wyznaczonych dla ładowarki poruszającej się ze stabilizatorem o następujących parametrach: $Q_a = 2,5 \text{ l}$, $d = 10 \text{ mm}$

Wyniki te potwierdziły również nieco większy wpływ dławienia na minimalizację przez stabilizator drgań ładowarki. Zgodnie z przypuszczeniami, wykazano, że nie da się znacząco obniżyć tłumienia w układzie, gdyż wynika ono przede wszystkim z tarcia w cylindrach hydraulicznych. Wyniki badań symulacyjnych pokazały możliwości wpływania, poprzez zmianę dławienia i pojemności akumulatorów stabilizatora, na przyspieszenia pionowe łyżki ładowarki w stopniu znacznie wyższym niż miało to miejsce w przypadku przyspieszeń siedziska operatora. Zmniejszenie

przyspieszeń pionowych działających na łyżkę uzyskiwano przy zmniejszaniu pojemności akumulatorów hydraulicznych i zwłaszcza przy zwiększaniu dławienia. Niestety, należy zauważyć, że znaczące obniżenie skutecznych przyspieszeń pionowych łyżki ładowarki poprzez zwiększenie dławienia w stabilizatorze powoduje jednoczesny wzrost przyspieszeń skutecznych działających na siedzisko operatora.

PODSUMOWANIE

W wyniku przeprowadzenia obliczeń analitycznych i testów wirtualnych wykazano, że zastosowanie hydraulicznych stabilizatorów drgań w nieresorowanych pojazdach przemysłowych typu ładowarka czołowa powoduje znaczącą obniżkę przyspieszeń skutecznych działających zarówno na siedzisko operatora jak i na łyżkę ładowarki. Dowiedziono, iż zmiany pojemności akumulatorów hydraulicznych w minimalny sposób wpływają na końcową skuteczność urządzenia. Zaobserwowano także, że dużo większy od pojemności akumulatorów, wpływ na drgania łyżki i całego pojazdu ma dławienie w zaworze stabilizatora. Niestety, zwiększenie dławienia, które powodowało zmniejszenie skutecznych przyspieszeń pionowych działających na łyżkę ładowarki powodowało jednocześnie zwiększenie skutecznych przyspieszeń działających na siedzisko operatora.

LITERATURA

1. Szydelski Z.: Hydrauliczne stabilizatory w ładowarkach kołowych. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny, nr 2, 1994.
2. Czarniecki M., Mendelowski P., Szymendera S.: Tłumienie kołysania wzdłużnego ładowarki. VII Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych. Zakopane 1995.
3. Kosiara A.: Eksperymentalna identyfikacja parametrów modelu stabilizatora drgań ładowarki łyżkowej. Konferencja Naukowo-Techniczna, Maszyny i Pojazdy dla Budownictwa i Górnictwa Skalnego. Wrocław 2010.
4. Guillon M.: Teoria i obliczanie układów hydraulicznych. WNT, Warszawa 1967.

ANALYTICAL CALCULATIONS AND STIMULATION TESTS OF STABILIZATION PROCESS OF INDUSTRIAL VEHICLE'S PITCH OSCILLATION

Abstract

The article presents models of bucked wheeled loader with hydraulic stabilizer: simulation and mathematical for analytical calculations. Based on developed models, an analysis of hydraulic stabilizer effectiveness in minimizing accelerations acting on operator's seat and loader's bucket was made. The article also presents analysis of the influence of throttling in stabilizer's valve and stabilizer's accumulators volume on vibrations of analyzed vehicle.

Keywords: bucket wheeled loader, vibration stabilizer, simulation tests.