

Analiza możliwości zmniejszenia intensywności oscylacji wzdłużnych ładowarek łyżkowych przy pomocy pasywnych stabilizatorów drgań

Andrzej Kosiara

Od szeregu lat w kołowych ładowarkach łyżkowych powszechnie stosowane są tzw. stabilizatory drgań wzdłużnych. Produkowane i sprzedawane są one przez wiele firm. Wyroby poszczególnych producentów różnią się pewnymi szczegółami technicznymi, które są najczęściej zastrzeżone odpowiednimi patentami [1, 2]. Podstawowa zasada działania wszystkich dostępnych na rynku odmian stabilizatorów drgań wzdłużnych jest jednak taka sama. Polega ona na połączeniu na czas jazdy transportowej komór cylindrów hydraulicznych podnoszenia wysięgnika z akumulatorami hydraulicznymi o odpowiedniej pojemności i odpowiednim ciśnieniu wstępnego ładowania, jak pokazano na rys. 1. Połączenie komór cylindrów z akumulatorami hydraulicznymi wprowadza elastyczność do podparcia wysięgnika i tym samym doprowadza do zastąpienia sztywnej bryły pojazdu dwoma bryłami, które mogą się względem siebie przemieszczać. Powstała w ten sposób nowa struktura pod pewnymi względami przypomina znane z literatury dynamiczne eliminatory drgań i przyczynia się do redukcji oscylacji wzdłużnych przemieszczających się ładowarek. Potwierdzono to już wielokrotnie przy pomocy badań eksperymentalnych [3, 4]. Jednak pomimo oczywistości faktu korzystnego wpływu stabilizatorów na dynamikę ładowarek łyżkowych istnieją problemy z racjonalnym doбором ich parametrów, takich jak sztywność i tłumienie. Firmy montujące stabilizatory na maszynach niejednokrotnie uciekają się do eksperymentalnego określenia ostatecznych pojemności ich akumulatorów hydraulicznych. W takiej sytuacji nasuwa się pytanie, czy stabilizator zamontowany na przykładowej maszynie zapewnia nam maksymalne zmniejszenie oscylacji wzdłużnych? Czy można osiągnąć jeszcze większą redukcję tych drgań, a jeśli tak, to czy ta redukcja będzie istotna z punktu widzenia eksploatacji pojazdu i komfortu operatora? W prezentowanej publikacji podjęto próbę wstępnej odpowiedzi na powyższe pytania w odniesieniu do ładowarki Ł220.

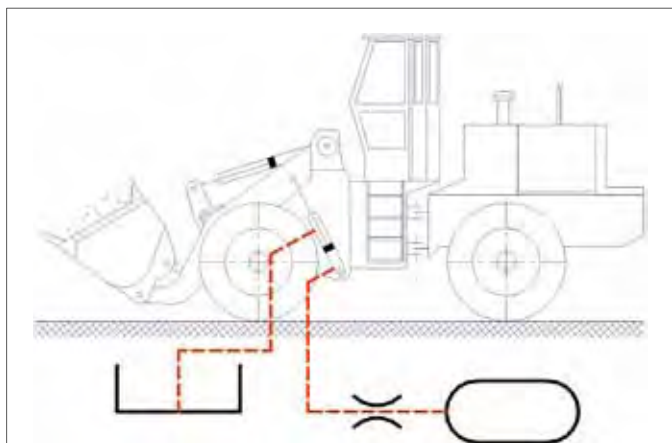
Budowa modeli fizycznego i matematycznego ładowarki wyposażonej w stabilizator drgań wzdłużnych

W celu sprawdzenia wpływu parametrów hydraulicznego stabilizatora drgań na dynamikę wzdłużną ładowarki łyżkowej zbudowano odpowiedni model matematyczny. Równania ruchu tego modelu zostały wyprowadzone przy pomocy równań Lagrange'a drugiego rodzaju, bazując na pokazanym na rys. 2 modelu fizycznym analizowanego obiektu. Otrzymany model matematyczny był nieliniowy. W celu ułatwienia dalszej analizy dokonano jego linearyzacji metodą rozwinięcia w szereg Taylora.

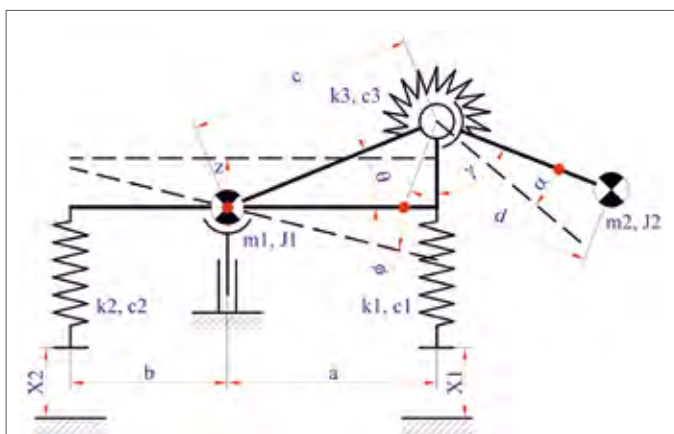
Streszczenie: W artykule przedstawiono analityczną metodę oceny skuteczności hydraulicznych pasywnych stabilizatorów drgań wzdłużnych, montowanych w ładowarkach łyżkowych. Metoda ta polega na wyznaczaniu wartości zdefiniowanych wskaźników jakości w oparciu o liniowy model pojazdu uwzględniający sztywność i tłumienie stabilizatora drgań. Bazując na wspomnianej metodzie, przeprowadzono optymalizację parametrów sprężysto-tłumiących stabilizatora dla przykładowej ładowarki łyżkowej. Artykuł kończy się porównaniem drgań pojazdu wyposażonego w stabilizator komercyjny z drganiami pojazdu wyposażonego w stabilizator o optymalnych właściwościach sprężysto-tłumiących.

ANALYSIS OF WHEEL LOADERS LONGITUDINAL OSCILLATIONS REDUCTION POSSIBILITY BY USING PASSIVE STABILIZERS

Summary: The article presents a new analytical method for estimating the effectiveness of passive hydraulic stabilizers of longitudinal oscillations amplitude in wheel loaders. This method bases on the linear model of vehicle take into account stiffness and dumping properties of longitudinal oscillation amplitude stabilizer. It was used for optimization of stiffness and dumping properties of Ł220 loader stabilizer. The article also contains comparison longitudinal oscillations for loader with optimal stabilizer versus longitudinal oscillations for loader with commercial stabilizer.



Rys. 1. Idea działania stabilizatorów drgań wzdłużnych



Rys. 2. Model fizyczny ładowarki łyżkowej wyposażonej w stabilizator drgań wzdłużnych

Po zastosowaniu do zlinearyzowanych równań transformaty Laplace'a oraz odpowiednich przekształceń wyznaczono dwie transmitancje 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 przedni i tylny most pojazdu;
- φ – kąt wychylenia nadwozia w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu;
- s – zmienna operatorowa.

Zauważając, że wymuszenia działające na przednią oś koła są powiązane z wymuszeniami działającymi na tylną oś koła, 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 kół;
- b – odległość środka ciężkości pojazdu od tylnej osi kół.

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 wzdłużnych 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 wzdłużnych pojazdu zgodnie z zależnością:

$$G_w(\omega) = |T(j\omega)|^2 \cdot G_d(\omega) = |T(j\omega)|^2 \cdot G_d(\omega_0) \cdot \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^w \quad (6)$$

gdzie:

- $G_d(\omega)$ – gęstość widmowa nierówności drogi przy częstotliwości przestrzennej ω ,
- w – współczynnik falistości (przyjęto $w = 2$),
- ω_0 – częstotliwość przestrzenna odniesienia ($\omega_0 = 1 \text{ m}^{-1}$),
- $G_d(\omega_0)$ – wskaźnik nierówności drogi (gęstość widmową mocy dla częstotliwości przestrzennej odniesienia $G_d(\omega_0)$ przyjęto równą $0,000155 \text{ m}^3$).

Wybór kryterium oceny jakości stabilizatora drgań

Wartość gęstości widmowej mocy wychyleń wzdłużnych ładowarki jest funkcją prędkości jazdy oraz zgodnie z definicją przyjmuje właściwe sobie wartości dla poszczególnych częstotliwości wymuszenia. Taka sytuacja implikuje trudności w jednoznacznej ocenie wyliczonych wartości gęstości widmowych wychyleń wzdłużnych nadwozia. Bardzo prawdopodobna jest np. sytuacja, gdy stabilizator S_1 w porównaniu ze stabilizatorem S_2 zapewnia lepsze parametry dynamiczne pojazdowi poruszającemu się z prędkością V_1 , a gorsze pojazdowi poruszającemu się z prędkością V_2 . Można sobie wyobrazić także sytuację, kiedy stabilizator S_1 pozwala na zminimalizowanie wartości gęstości widmowej mocy wychyleń badanego pojazdu dla częstotliwości f_1 , a stabilizator S_2 dla częstotliwości f_2 .

W związku z tym, w celu jednoznacznej oceny skuteczności stabilizatora o danych parametrach, postanowiono wprowadzić dodatkowe wielkości. Pierwszą z tych wielkości jest pierwiastek z mocy sygnału wychylenia wzdłużnego pojazdu – P , którą autor traktuje jako analogiczną do wartości skutecznej sygnału okresowego.

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

Moc sygnału jest tu określana dla częstotliwości wychyleń wzdłużnych pojazdu z przedziału od 0,8 do 4 Hz. Taki zakres częstotliwości podyktowany jest dwoma powodami. Po pierwsze jest to zakres częstotliwości drgań poziomych, na które człowiek jest najbardziej czuły. Po drugie amplitudy wszystkich istotnych harmonicznych drgań wzdłużnych typowej ładowarki łyżkowej mieszczą się w tym zakresie.

Kolejną wielkość, którą wprowadzono do porównania skuteczności stabilizatorów różniących się właściwościami sprężysto-tłumiącymi, definiuje zależność:

$$M = \int_{V=2}^{V=11} \left(\sqrt{\int_{0,8}^4 G(f) df} \right) dV = \int_{V=2}^{V=11} P(V) dV \quad (8)$$

Interpretacją geometryczną wielkości M jest pole pod wykresem wielkości P w funkcji prędkości jazdy. Górna granica całkowania w równaniu (8) jest równa maksymalnej prędkości jazdy badanego pojazdu. Z kolei analogiczna dolna granica całkowania wynosząca 2 m/s wynika z faktu, iż przy prędkościach mniejszych niż 2 m/s, jak wykazały badania eksperymentalne autora, hydrauliczne stabilizatory drgań nie pracują. Przyczyną

Tabela 1. Przyjęte wartości parametrów właściwe dla ładowarki łyżkowej Ł-220

k_1	1 100 000 N/m	J_1	21 231 kg m ²
k_2	1 100 000 N/m	J_2	1289 kg m ²
c_1	11 380 Ns/m	a	2,08 m
c_2	11 380 Ns/m	b	0,892 m
m_1	8725 kg	c	1,479 m
m_2	2328 kg	d	1,896 m
θ	32,4°	γ	28,7°

tę są siły tarcia w cylindrach hydraulicznych podpierających wysięgnik, które są wtedy większe od obciążeń dynamicznych oddziaływujących na tłoczyska tych cylindrów.

Poszukiwania optymalnych wartości sztywności i tłumienia stabilizatora drgań wzdłużnych ładowarki łyżkowej

Przed rozpoczęciem optymalizacji właściwości sprężysto-tłumiących stabilizatora drgań wzdłużnych dla przykładowej maszyny (ładowarki Ł-220 firmy Fadroma), w miejsce parametrów występujących w transmitancji widmowej, wstawiono odpowiednie wartości liczbowe, właściwe dla analizowanego obiektu. Wartości te zestawiono w tabeli 1.

Otrzymane wyniki obliczeń optymalizacyjnych pokazują rys. 3 i 4.

Analizując je, można zauważyć, że zarówno dla pojazdu poruszającego się z ładunkiem nominalnym, jak i dla pojazdu bez ładunku, funkcja M posiada jedno minimum. Oczywiście stwierdzenie to dotyczy zakresu sztywności i tłumień możliwych do uzyskania przy użyciu rzeczywistych elementów. Na wykresach z rys. 3 i 4 maksymalne wartości tłumienia i sztywności odpowiadają sytuacji, kiedy w maszynie brak jest stabilizatora. Rozpraszanie energii w układzie nie ma wtedy charakteru tłumienia wiskotycznego. Wartość tłumienia wiskotycznego, przyjęta w modelu dla takiego przypadku, jest wartością zastępczą określoną zgodnie z hipotezą pracy równoważnej [5].

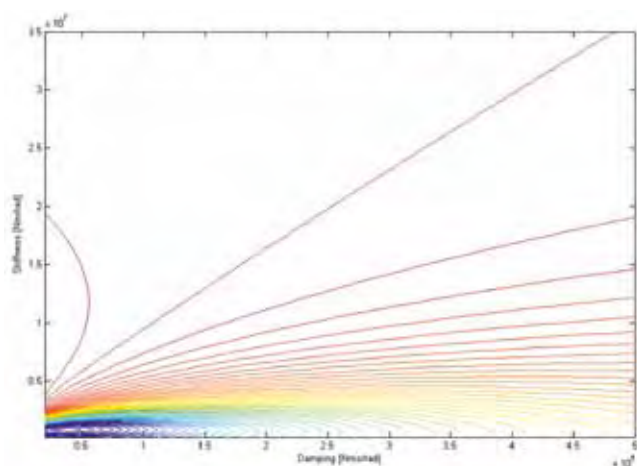
Optymalne wartości tłumienia i sztywności dla stabilizatora pojazdu poruszającego się z ładunkiem oraz dla stabilizatora pojazdu poruszającego się bez ładunku różnią się między sobą. Pojawia się zatem pytanie, jeśli dobierzemy optymalne wartości tłumienia i sztywności dla pojazdu bez ładunku, to czy przy wzroście obciążenia zwiększą się one samoczynnie, o tyle by być także optymalnymi dla pojazdu poruszającego się np. z obciążeniem nominalnym? Przeprowadzone obliczenia wskazują, że niestety nie. W związku z tym racjonalnym wydaje się, aby sztywność podparcia wysięgnika pustej ładowarki była nieco mniejsza od sztywności optymalnej, co spowoduje, że po załadunku sztywność podparcia będzie z kolei tylko nieco większa od optymalnej. Podobnie należałoby postąpić z wartością tłumienia.

Porównanie skuteczności stabilizatora o optymalnych właściwościach sprężysto-tłumiących z przykładowym stabilizatorem komercyjnym

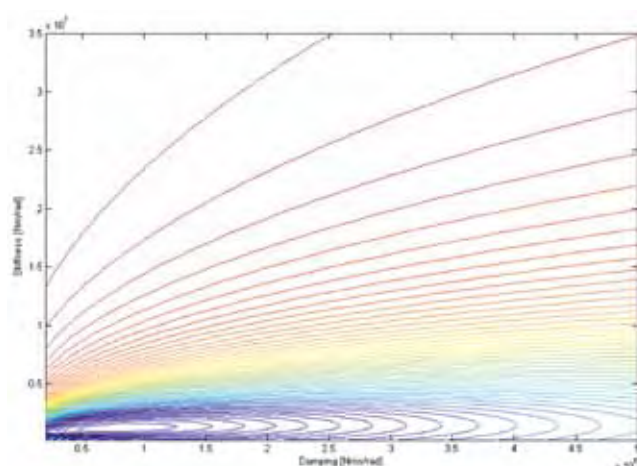
Porównanie stabilizatora drgań wzdłużnych cechującego się obliczonymi optymalnymi parametrami sprężysto-tłumiącymi z przykładowym stabilizatorem komercyjnym firmy Bosch Rexroth przeprowadzono poprzez porównanie odpowiadających im wartości wskaźnika jakości $P(V)$. Obliczone wartości wskaźnika jakości $P(V)$ przedstawiają rys. 5 i 6.

Stabilizatory komercyjne nie mają z góry zdefiniowanej pojemności V_0 swoich akumulatorów hydraulicznych. Stąd wskaźniki jakości $P(V)$ dla stabilizatora komercyjnego obliczono przy uwzględnieniu trzech różnych pojemności jego akumulatorów (2,8 l, 4,2 l i 5,6 l). Sporym zaskoczeniem okazał się niewielki wpływ pojemności akumulatorów na wartości wskaźnika jakości $P(V)$. Obliczenia wręcz sugerują, że wpływ zmiany pojemności akumulatorów w ramach analizowanego przedziału jest tak niewielki na dynamikę wzdłużną ładowarki, iż powinien on być trudno mierzalny w czasie badań na rzeczywistym obiekcie.

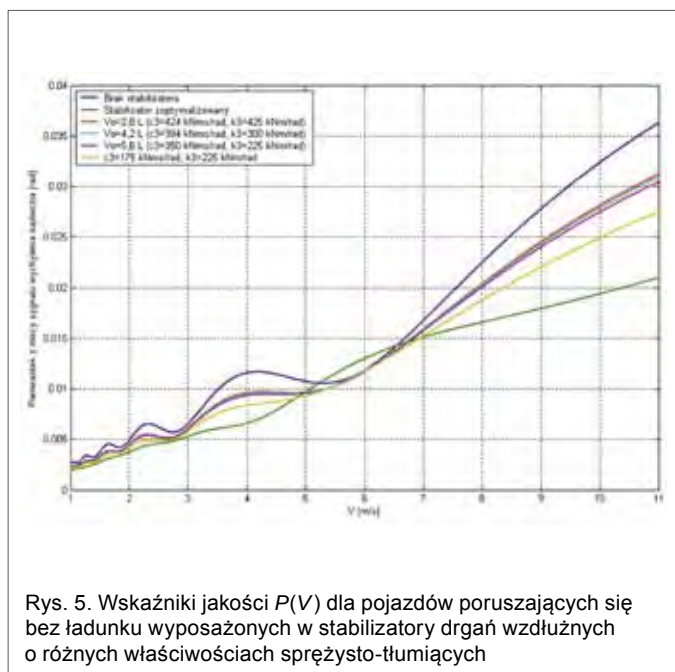
Sztywność stabilizatora rzeczywistego okazała się być bliska sztywności optymalnej. W przypadku pojazdu poruszającego się bez ładunku była ona nieco mniejsza od wartości optymalnej,



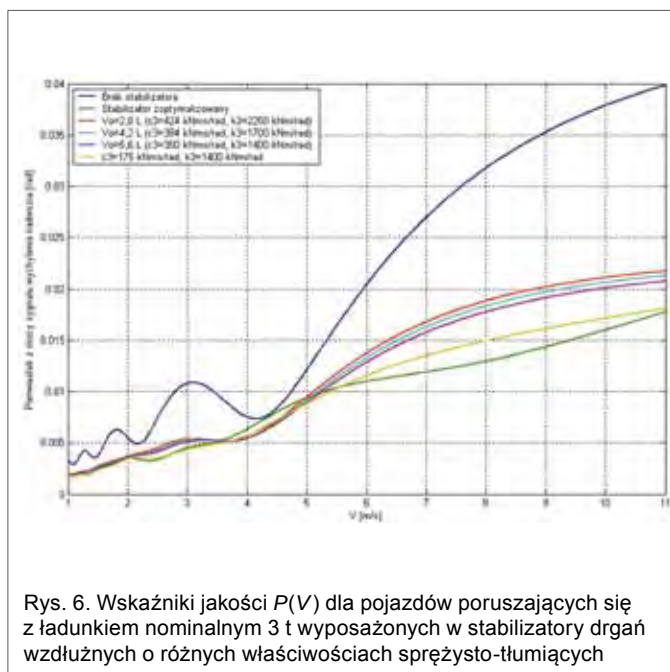
Rys. 3. Wyniki optymalizacji stabilizatora drgań dla ładowarki poruszającej się bez ładunku (wskaźnik jakości M w funkcji sztywności i tłumienia stabilizatora)



Rys. 4. Wyniki optymalizacji stabilizatora drgań dla ładowarki poruszającej się z ładunkiem nominalnym 3 t (wskaźnik jakości M w funkcji sztywności i tłumienia stabilizatora)



Rys. 5. Wskaźniki jakości $P(V)$ dla pojazdów poruszających się bez ładunku wyposażonych w stabilizatory drgań wzdłużnych o różnych właściwościach sprężysto-tłumiących



Rys. 6. Wskaźniki jakości $P(V)$ dla pojazdów poruszających się z ładunkiem nominalnym 3 t wyposażonych w stabilizatory drgań wzdłużnych o różnych właściwościach sprężysto-tłumiących

a w przypadku pojazdu poruszającego się z ładunkiem nominalnym była ona z kolei nieco większa od wartości optymalnej. Można zatem stwierdzić, iż stosowane w stabilizatorach pojemności akumulatorów zapewniają właściwe sztywności podparcia wysięgników.

Należy tu nadmienić, że przy obliczeniach sztywności rzeczywistego stabilizatora założono, że w akumulatorach dochodzi do przemiany adiabatycznej. Ponadto w obliczeniach przyjęto sztywność stabilizatora odpowiadającą położeniu równowagi wysięgnika. Tym samym zaniedbano fakt istotnej zmiany tej sztywności wraz ze wzrostem wychylenia wysięgnika z położenia równowagi.

Wartość tłumienia rzeczywistego stabilizatora (wyznaczona na podstawie badań eksperymentalnych) okazała się znacznie większa od obliczonych wartości optymalnych. Pomimo to na podstawie przeprowadzonych badań nie można jednoznacznie negatywnie ocenić tego faktu. Po pierwsze przy zastosowaniu tłumienia optymalnego, przy pewnych prędkościach jazdy, może dochodzić do wzmocnienia drgań wzdłużnych zamiast ich wygaszenia. Zastosowanie tłumienia większego od optymalnego powoduje, że takie stany nie mają miejsca. Niestety odbywa się to kosztem skuteczności redukcji drgań wzdłużnych ładowarki przy innych prędkościach. Stabilizator z optymalnymi właściwościami okazuje swoją wyższość nad rzeczywistym stabilizatorem, szczególnie przy dużych prędkościach jazdy. W takich warunkach może dochodzić do odrywania się kół od drogi, czego nie uwzględnia model wykorzystywany w pracy.

Reasumując, wyniki obliczeń wskazują na to, że osiągi badanego stabilizatora prawdopodobnie można poprawić poprzez zmniejszenie tłumienia np. do wartości 175 kNm/rad. Z uwagi na pominięcie w modelu matematycznym wielu istotnych czynników wynik ten wymaga potwierdzenia badaniami eksperymentalnymi. Ostrożność jest tu wskazana szczególnie z tego powodu, że w obliczeniach nie uwzględniono takich zjawisk, jak: przyspieszanie, hamowanie, zmiana biegów, drgania poprzeczne, odkształcenia ustroju nośnego czy poślizgi kół ładowarki. Te zjawiska mogą przyczyniać się do rozszerzenia pasma drgań wzdłużnych pojazdu, co zaowocuje zmniejszeniem skuteczności stabilizatora. W przypadku stwierdzenia

znaczenie szerszego pasma drgań wzdłużnych rzeczywistej ładowarki w stosunku do obliczeniowego, zastosowanie tłumienia większego od 175 kNm/rad może okazać się nieodzowne. Zwiększenie tłumienia w stabilizatorze spowoduje rozszerzenie jego pasma minimalizacji drgań, ale niestety przełoży się to także na zmniejszenie skuteczności stabilizatora przy częstotliwości rezonansowej.

Literatura

- [1] ROTH D., RAUSCH G.: *Vibration suppression apparatus for hydraulic system with improved accumulator filing circuit*. Patent amerykański o numerze 5 245 826 z 1993.
- [2] HOSSEINI J.: *Automatic ride control*. Patent amerykański o numerze 5 147 172 z 1992.
- [3] KOSIARA A.: *Automatyczny system sterowania układem redukcji drgań pojazdu przemysłowego*. Raport serii SPR nr 94/2007, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2007 (praca niepublikowana).
- [4] CZERNIECKI M., MENDELOWSKI P., SZYMENDERA S.: *Tłumienie kołysania wzdłużnego ładowarki*. Materiały konferencyjne VIII Konferencji Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane 1995.
- [5] GUILLON M.: *Teoria i obliczanie układów hydraulicznych*. WNT, Warszawa 1967.

dr inż. Andrzej Kosiara – Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wrocławska

artykuł recenzowany

reklama