

Rafał BURDZIK, Jan WARCZEK

LEPKO-SPRĘŻYSTY MODEL DYNAMICZNY AMORTYZATORA HYDRAULICZNEGO JAKO PODSTAWA DO WYZNACZANIA MIAR STANU TECHNICZNEGO

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań amortyzatorów samochodowych przeprowadzonych na stanowisku indykatorowym. Celem tych badań było wyznaczenie ich własności lepko-sprężystych. Na tej podstawie zaproponowano strukturę modelu symulacyjnego, który został wdrożony w środowisku badań symulacyjnych Matlab/Simulink. Uzyskane wyniki badań symulacyjnych wykazują zgodność z rzeczywistym amortyzatorem w określonym przedziale zgodności, wynikającym z możliwości pomiarowych stanowiska.

THE VISCO-ELASTIC DYNAMIC MODEL OF HYDRAULIC SHOCK-ABSORBER AS BASIS FOR DETERMINING MEASUREMENT OF TECHNICAL CONDITION

Summary. As part of the work being studied as a car shock-absorber on indicatory stand. The aim of research has been evaluation of the visco-elastic properties. On this basis, the proposed structure of the simulation model. The model has been implemented in an environment of simulation studies Matlab/Simulink. The results of simulation tests show compliance with the real shock-absorber. Conformance is a specified period of relevance arising from the possibility of measuring the stand.

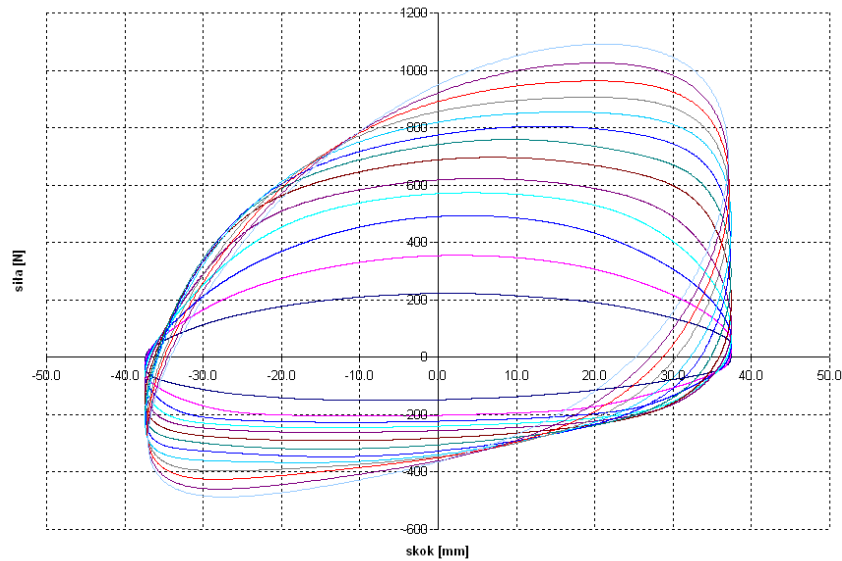
1. WPROWADZENIE

Określanie stanu technicznego maszyny lub urządzenia bardzo często wymusza konieczność korzystania z obszernych baz danych. Gromadzenie informacji diagnostycznej w czasie eksperymentów na obiektach rzeczywistych jest czasochłonne i bardzo kosztowne. Alternatywną procedurą jest przeprowadzanie eksperymentów symulacyjnych na modelach matematycznych. W takim przypadku niezbędnym warunkiem jest wykorzystanie szczegółowego modelu, który w jak najlepszym stopniu odzwierciedla rzeczywistość. Diagnostyka według modelu otwiera ogromne możliwości. Ocena bieżącego stanu technicznego oraz analiza przyszłego rozwoju uszkodzenia pozwalają na zastosowanie skutecznych środków zaradczych, które umożliwiają uniknąć awarii. Ogromną zaletą posiadania takiej wiedzy jest również możliwość optymalnego sterowania czasem eksploatacji [3].

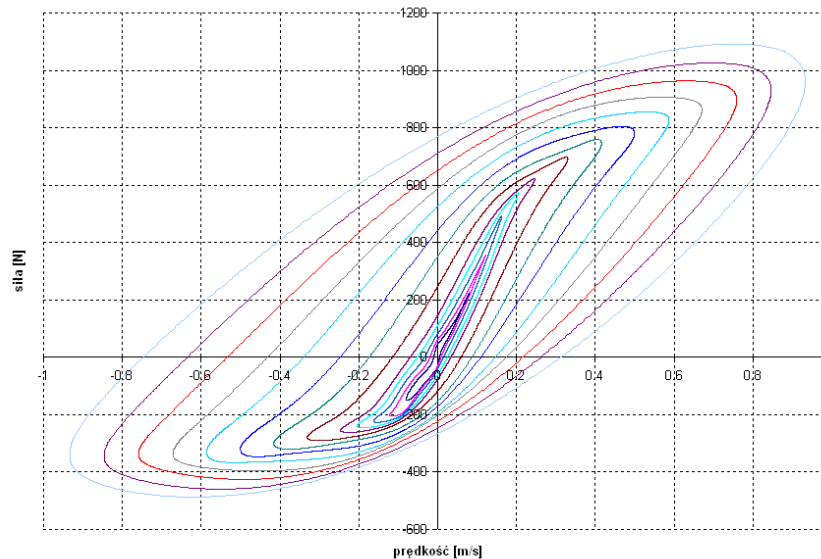
Celem badań było opracowanie modelu dynamicznego amortyzatora samochodowego uwzględniającego jego cechy, takie jak nieliniowość i niesymetryczność charakterystyki oraz jej zależność od parametrów wymuszenia. Uwzględnienie wpływu wymienionych czynników na chwilowe wartości siły, generowanej w amortyzatorze umożliwia jego wykorzystanie do wyznaczenia miar stanu technicznego.

2. MODELOWANIE AMORTYZATORÓW SAMOCHODOWYCH

Powszechnie stosowanym sposobem modelowania charakterystyki tłumienia jest przyjmowanie jednoznaczności, pomiędzy chwilową wartością siły generowanej przez amortyzator do chwilowej wartości prędkości ruchu względnego tłoczka i obudowy amortyzatora [7]. Przyjęte założenie nasuwa wniosek, że amortyzator samochodowy jest elementem o tłumieniu wiskotycznym, a siła oporu ruchu w każdych warunkach zależy jedynie od prędkości wymuszenia. Stanowi to poważne ograniczenie poprawności takich modeli dynamicznych amortyzatora do zakresu wymuszeń niskoczęstotliwościowych, których wartość nie przekracza 0,5 Hz. Dla takich wymuszeń nie występują zjawiska pozornej sztywności amortyzatora oraz pomijalny jest efekt wpływu amplitudy skoku wymuszenia na kształt charakterystyki tłumienia.



Rys. 1. Zbiór wykresów pracy amortyzatora, uzyskany dla różnych częstotliwości wymuszeń
 Fig. 1. The set of graphs obtained damper work for different frequencies extortion



Rys. 2. Wykresy prędkościowe amortyzatora
 Fig. 2. Graphs of shock-absorber characteristics of damping force

W przypadku analizy dynamiki amortyzatora w zakresie wyższych częstotliwości wymuszeń wpływ wyżej wymienionych parametrów jest znaczący. Zjawisko pozornej sztywności amortyzatora, badanego na stanowisku indykatorowym, obrazują rys. 1 i 2, na których przedstawiono zbiór wykresów pracy amortyzatora oraz odpowiadające im wykresy prędkościowe.

Im wyższa częstotliwość wymuszenia, tym większa jest wartość pozornej sztywności, co można zaobserwować na wykresach prędkościowych w postaci powiększania się ich szerokości w pobliżu zerowej prędkości wymuszenia. Tak więc siła generowana przez amortyzator jest sumą dwóch składowych - tłumienia i pozornej sztywności [1].

Kolejny aspekt rozpatrywania poprawności modeli obliczeniowych amortyzatorów to zjawisko wpływu długości skoku wymuszenia na kształt charakterystyki tłumienia. W przypadku wymuszenia sinusoidalnego maksymalną prędkość ruchu posuwisto-zwrotnego tłoczka amortyzatora uzyskujemy zawsze w chwili, dla której wartość przemieszczenia jest równa zero, przy założeniu, że początek układu współrzędnych jest umieszczony w połowie długości skoku roboczego. Określoną, maksymalną wartość prędkości wymuszenia można uzyskać na dwa sposoby – zwiększając długość skoku roboczego dla stałej częstotliwości wymuszenia lub przy stałej długości skoku zmieniając częstotliwość wymuszenia. W literaturze można spotkać się z tezą, iż niezależnie od przyjętej metody uzyskania danej prędkości maksymalnej wymuszenia, odpowiedź amortyzatora będzie zawsze taka sama. Jest to słuszne założenie przy spełnieniu warunku małych częstotliwości wymuszeń. W rzeczywistych warunkach ruchu pojazdu występują drgania z szerokiego zakresu częstotliwości, a prędkości ruchu tłoczka amortyzatora rzędu kilku m/s występują zarówno dla długich, jak i krótkich skoków roboczych. Z tego względu celowe jest rozpatrywanie charakterystyki tłumienia amortyzatora jako funkcji dwuargumentowej [2, 4].

W opracowywanym modelu przyjęto następujące założenia:

- uwzględnienie sztywności pozornej amortyzatora,
- zdefiniowanie charakterystyki tłumienia, jako funkcji dwuargumentowej.

3. IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW MODELU AMORTYZATORA

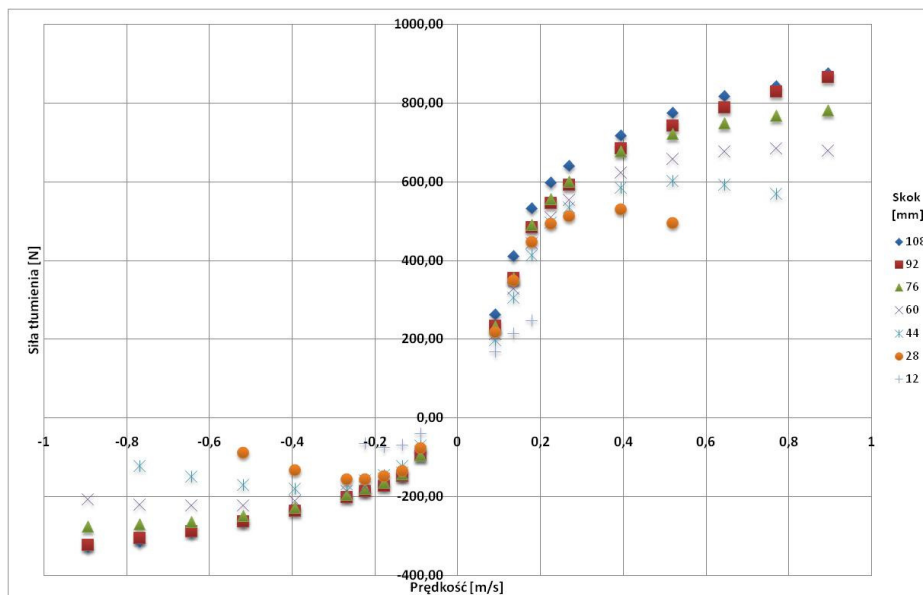
W celu wyznaczenia parametrów dynamicznych amortyzatora hydraulicznego przeprowadzono wiele badań, w ramach których stosowano różne kombinacje wartości długości skoków roboczych i częstotliwości wymuszeń. Badania przeprowadzono przy wykorzystaniu nowych amortyzatorów różnych typów oraz z wprowadzonymi niesprawnościami. Przygotowany do badań amortyzator, po zamontowaniu na stanowisku indykatorowym, podlegał procesowi wstępnego rozgrzania, aż do uzyskania stabilizacji temperaturowej.

Zapis wyników odbywał się dla każdej badanej częstotliwości, w wyniku czego otrzymano serie plików, które zawierały wartości sił generowanych przez amortyzator, odpowiadające im wartości przemieszczenia tłoczka amortyzatora oraz częstotliwość próbkowania. W celu wyznaczenia charakterystyki tłumienia z poszczególnych wykresów pracy amortyzatora odczytano maksymalne wartości sił przy rozciąganiu i ściskaniu w chwilach czasowych, dla których prędkość ruchu posuwisto-zwrotnego suwaka stanowiska indykatorowego była maksymalna. W ten sposób dla danego skoku roboczego amortyzatora otrzymuje się serie wartości sił tłumienia, uzyskane dla kolejnych częstotliwości wymuszenia. Zapis parametryczny wartości sił tłumienia przedstawiono w tabeli 1. Dla każdego badanego skoku dobierano częstotliwości wymuszenia w taki sposób, aby w poszczególnych wierszach tabeli uzyskać za każdym razem jednakową wartość maksymalnej prędkości ruchu.

Tabela 1
Maksymalne wartości siły tłumienia amortyzatora dla różnych wymuszeń

Skok [mm]	108	92	76	60	44	28	12	
Siła tłumienia [N]	-328,32	-321,57	-275,27	-207,05				-0,8953
	-315,09	-305,38	-271,26	-220,49	-122,89			-0,7702
	-291,57	-286,85	-264,17	-221,53	-148,26			-0,6447
	-265,17	-261,98	-249,48	-222,17	-170,65	-87,97		-0,5191
	-229,76	-235,65	-227,94	-210,46	-179,73	-131,27		-0,394
	-197,87	-200,25	-195,95	-185,68	-167,63	-154,12		-0,2685
	-185,52	-185,93	-180,20	-175,99	-158,28	-154,97	-64,13	-0,2239
	-168,77	-171,97	-164,14	-153,99	-145,75	-146,69	-73,92	-0,179
	-147,07	-146,76	-143,96	-139,47	-122,57	-132,94	-67,74	-0,1344
	-81,61	-94,94	-94,91	-85,64	-70,41	-76,15	-38,85	-0,0895
	262,48	235,26	232,26	213,48	197,11	217,93	169,22	0,0895
	411,55	356,17	355,81	329,00	304,96	349,06	214,20	0,1344
	533,79	485,40	490,39	444,51	414,11	448,78	246,87	0,179
	598,07	546,95	555,90	510,41	496,77	493,89		0,2239
	639,95	592,63	599,47	553,48	534,41	514,31		0,2685
	718,08	684,98	676,65	622,95	585,15	531,05		0,394
	776,40	742,51	722,44	657,62	601,36	497,20		0,5191
817,17	788,36	748,99	676,43	591,83			0,6447	
842,85	829,31	768,50	685,78	568,72			0,7702	
875,69	866,91	781,64	678,64				0,8953	

Graficzną reprezentację zbioru charakterystyk tłumienia amortyzatora przedstawia rys. 3. Bardzo widoczna jest zależność charakterystyki tłumienia od całkowitej długości skoku wymuszenia.



Rys. 3. Zbiór charakterystyk tłumienia amortyzatora, uzyskany dla wybranych długości skoków roboczych

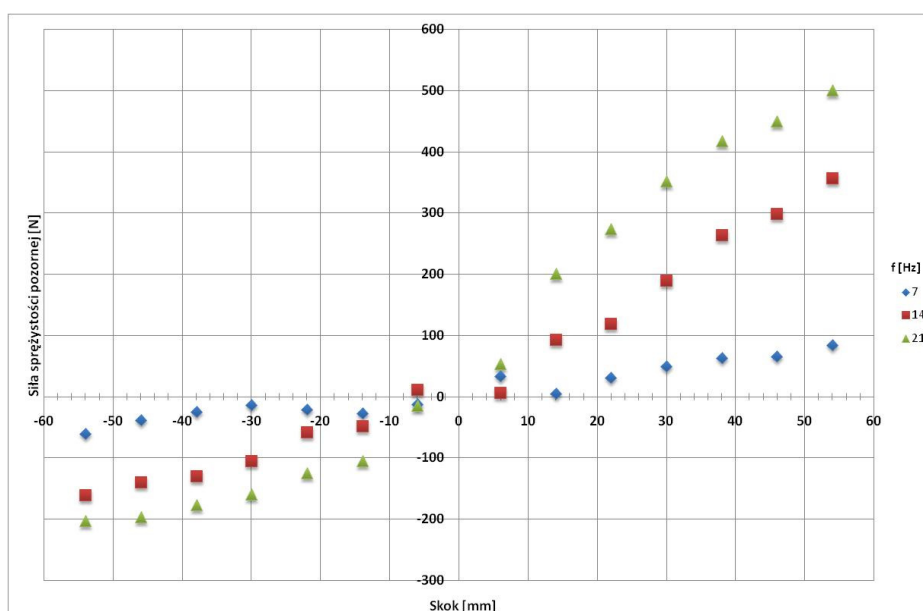
Fig. 3. Set of shock absorber damping characteristics obtained for the selected length of the working strokes

W opisanej procedurze uzyskano parametryczny zapis własności tłumiących amortyzatora, wyznaczony w pewnym przedziale zmienności wymuszenia. Silna zależność charakterystyki tłumienia od długości skoku roboczego wyznacza potrzebę uwzględnienia tego zjawiska w modelach obliczeniowych amortyzatorów samochodowych. Zależność matematyczna, opisująca to zjawisko w ujęciu ogólnym, jest następująca:

$$F_D = f(v, s_{rob}) \quad (1)$$

gdzie: v – chwilowa prędkość wymuszenia, s_{rob} – całkowita długość skoku wymuszenia

Przeprowadzone badania umożliwiły również określenie zależności opisującej pozorną sztywność amortyzatora. W tym celu zaprojektowano eksperyment polegający na wyznaczeniu wykresów pracy, uzyskanych dla danej częstotliwości wymuszenia przy różnych skokach roboczych. Dla każdej badanej kombinacji długości skoku i częstotliwości wymuszenia z wykresu pracy odczytane zostały wartości sił, które zostały wygenerowane przez amortyzator w chwilach zerowej prędkości ruchu wymuszenia. Przykładowe wyniki przedstawia rys. 4.



Rys. 4. Charakterystyki pozornej sztywności amortyzatora, uzyskane dla różnych częstotliwości wymuszeń

Fig. 4. Equivalent stiffness of shock absorber characteristics obtained for different frequencies of extortion

Charakterystyka pozornej sztywności amortyzatora jest funkcją częstotliwości i przemieszczeń wymuszenia. Można więc siłę pozornej sztywności amortyzatora przedstawić jako:

$$F_S = f(s, f) \quad (2)$$

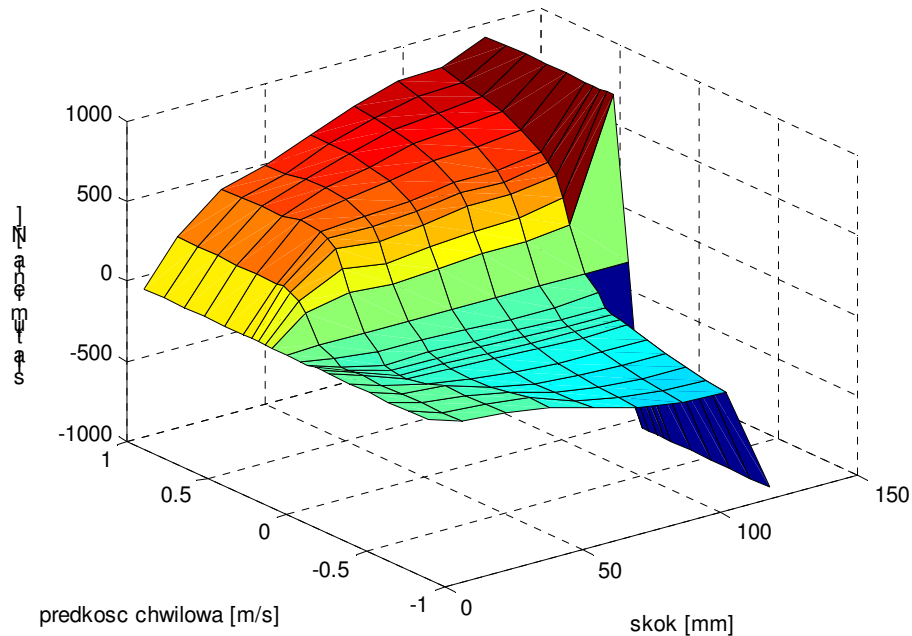
gdzie: s – wartość przemieszczenia wymuszenia, f – częstotliwość wymuszenia

Wpływ częstotliwości wymuszenia na sposób pracy amortyzatora jest bardzo znaczący. Dwukrotna zmiana wartości częstotliwości suwów roboczych amortyzatora skutkuje prawie 50% wzrostem sił, wynikającym ze sprężystych własności amortyzatora. Należy tutaj

nadmienić, że współczynnik sztywności amortyzatora przyjmuje prawie zerowe wartości dla skoków roboczych, których częstotliwość jest mniejsza od 0,5 Hz.

4. LEPKO-SPRĘŻYSTY MODEL AMORTYZATORA

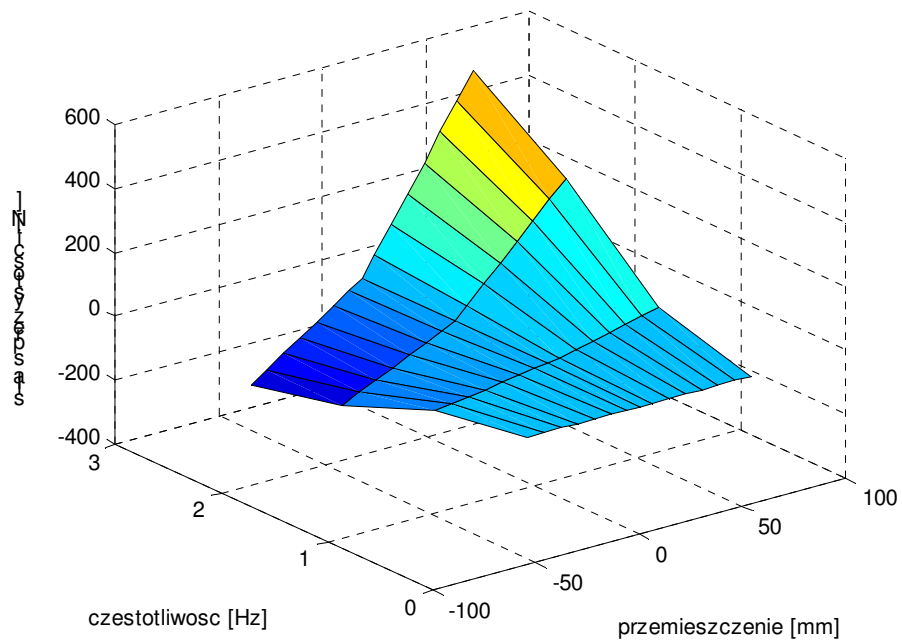
Uzyskane wyniki badań eksperymentalnych wykorzystano do opracowania dynamicznego modelu obliczeniowego amortyzatora. Model składa się z dwóch równorzędnych modułów, których struktura wykazuje pewne podobieństwo. Zadaniem każdego modułu jest wyznaczenie, w każdym kolejnym kroku, iteracji wartości sił - odpowiednio tłumienia i pozornej sztywności amortyzatora, według algorytmu, bazującego na wykorzystaniu metody interpolacji wartości funkcji dwuargumentowej. Moduł wyznaczający wartość siły tłumienia bazuje na macierzy, opracowanej na podstawie wyników przedstawionych w tabeli 1. Puste pola w komórkach tabeli, odpowiadające zerowej prędkości wymuszenia, zostały uzupełnione zerowymi wartościami siły. Opowiada to sytuacji zerowania się funkcji opisującej tłumienie wiskotyczne zależne od prędkości ruchu. Maksymalna wartość długości skoku roboczego badanego amortyzatora wynosiła 128 [mm]. Po przekroczeniu tej wartości skoku następuje gwałtowny przyrost siły tłumienia, spowodowany zadziałaniem ogranicznika skoku roboczego amortyzatora. W macierzy opisującej parametry tłumienia amortyzatora dla skoku roboczego o maksymalnej, możliwej długości wprowadzono arbitralnie wartości siły, odpowiadające zadziałaniu ogranicznika. Ze względu na ograniczone możliwości badawcze stanowiska inżynierskiego tabela wartości sił tłumienia amortyzatora zawiera puste komórki dla małych wartości skoku roboczego. Wartości sił tłumienia dla powyższych komórek zostały przyjęte a posteriori. Kończącym efektem jest macierz wartości sił tłumienia, przedstawiona na rys. 5 w postaci wykresu przestrzennego.



Rys. 5. Macierz wartości sił tłumienia
Fig. 5. Matrix of damping forces

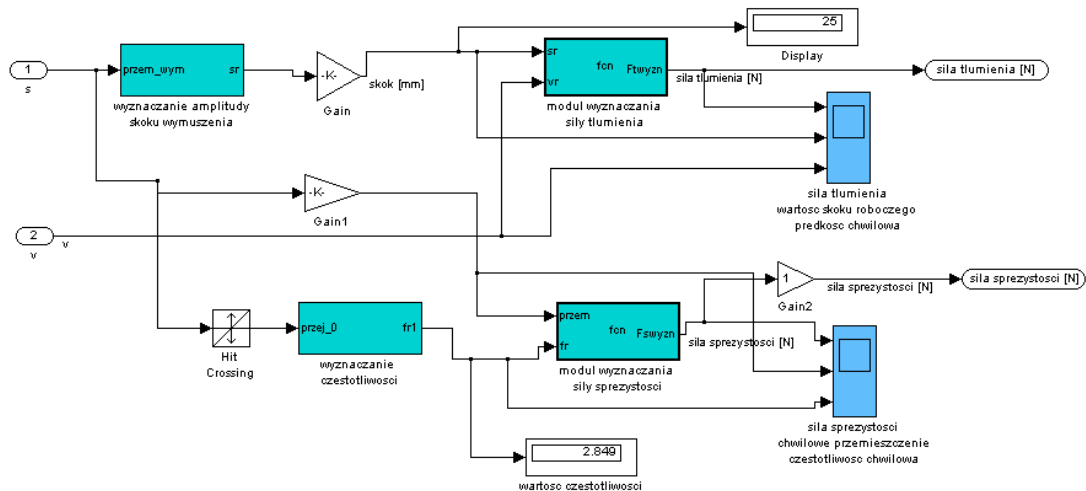
Wartości sił wynikających z pozornej sztywności amortyzatora są wyznaczone w podsystemie, którego jądrem stanowi macierz przedstawiona w postaci wykresu na rys. 6. W trakcie symulacji dla każdej kolejnej próbki czasowej wyznaczana jest chwilowa wartość

pozornej siły sprężystości, jako funkcja dwuargumentowa chwilowego przemieszczenia i bieżącej częstotliwości wymuszenia.



Rys. 6. Rozkład wartości sił pozornej sztywności amortyzatora
Fig. 6. The distribution of the equivalent stiffness of damper forces

Realizacja praktyczna modelu obliczeniowego została wykonana w SIMULIK-u. Widok wybranego podsystemu modelu przedstawiono na rys. 7.

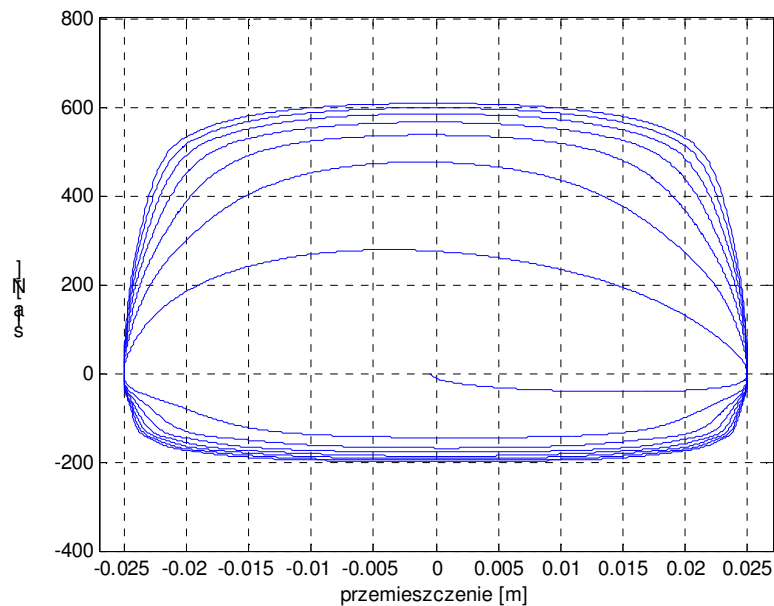


Rys. 7. Fragment modelu zawierający moduły wyznaczające siły tłumienia i sprężystości pozornej
Fig. 7. Fragment containing the modules of the model determine the damping forces and the equivalent stiffness

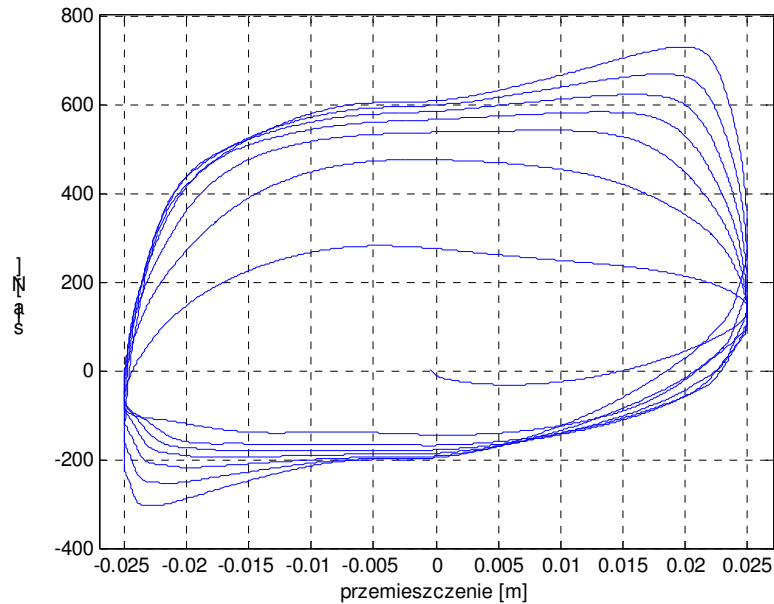
Chwilowe wartości sił tłumienia i pozornej sprężystości są wyznaczone przy zastosowaniu metody interpolacji. Zagadnienie interpolacji można sformułować następująco: na przedziale $[a; b]$ danych jest $n+1$ różnych punktów x_0, x_1, \dots, x_n , które nazywamy węzłami interpolacji oraz wartości pewnej funkcji $y=f(x)$ w tych punktach $f(x_0)=y_0, f(x_1)=y_1, \dots, f(x_n)=y_n$.

Zadaniem interpolacji jest wyznaczenie przybliżonych wartości funkcji w punktach niebędących węzłami oraz oszacowanie błędu tych przybliżonych wartości. W tym celu, należy znaleźć funkcję $F(x)$, zwaną funkcją interpolującą, która w węzłach interpolacji przyjmuje takie same wartości, jak funkcja $y=f(x)$.

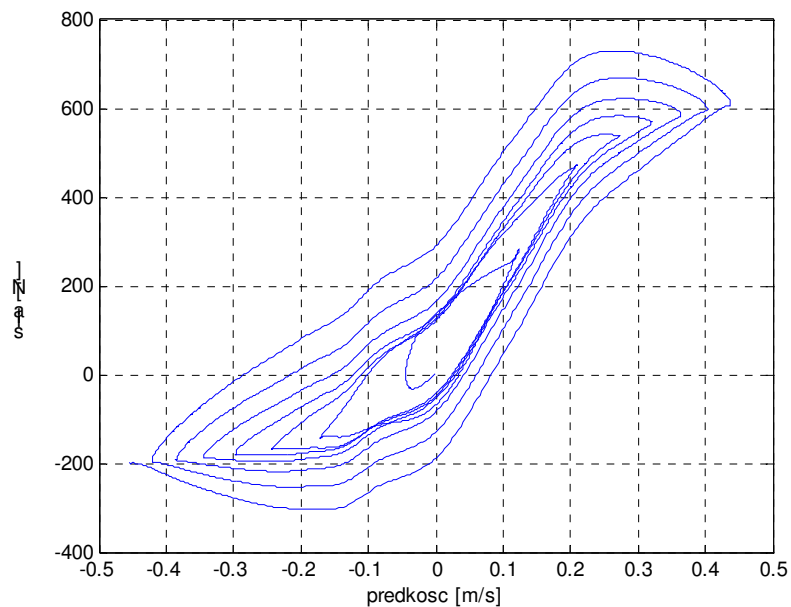
Interpolacja jest w pewnym sensie zadaniem odwrotnym do tablicowania funkcji. Przy tablicowaniu, dysponując analityczną postacią funkcji budujemy tablicę wartości, przy interpolacji natomiast, na podstawie tablicy wartości funkcji, określamy jej postać analityczną. W modelu do wyznaczania wartości sił tłumienia i pozornej sprężystości zastosowano metodę opartą na interpolacji funkcji dwuargumentowej, przy wykorzystaniu teorii funkcji sklejaných. Opracowany model umożliwia uzyskanie wykresów pracy oraz prędkościowych, w warunkach nieustalonych. Na rys. 8 przedstawiono wykres pracy amortyzatora, uzyskany w przypadku wyłączenia modułu pozornej sztywności. Kształt poszczególnych pętli wykresu odpowiada przypadkowi zastosowania charakterystyki degresywnej. Znaczące różnice kształtu przedstawionego wykresu pracy w stosunku do wyników badań własnych (rys. 1) wynikają z nieuwzględnienia pozornej sztywności amortyzatora. Wykres pracy amortyzatora pobudzanego do ruchu wymuszeniem niestacjonarnym, po uwzględnieniu wpływu pozornej sztywności, przedstawiono na rys. 9, a odpowiadający mu wykres prędkościowy sił generowanych w amortyzatorze na rys. 10.



Rys. 8. Wykres pracy zamodelowanego amortyzatora bez uwzględnienia pozornej sztywności
 Fig. 8. Response of model for chirp-type extortion (model without equivalent stiffness)



Rys. 9. Wykres pracy zamodelowanego amortyzatora z uwzględnieniem pozornej sztywności
 Fig. 9. Response of model for chirp-type extortion (the model takes into account the equivalent stiffness)



Rys. 10. Wykresy pętlicowe sił generowanych przez model amortyzatora uwzględniający pozorną sztywność
 Fig. 10. Damping force of shock-absorber for the chirp-type extortion (the model takes into account the equivalent stiffness)

Model został zidentyfikowany dla określonych przedziałów parametrów wymuszenia, które jednocześnie stanowią argumenty funkcji, opisujących własności tłumiące i sprężyste amortyzatora. Uzyskane wyniki badań symulacyjnych wykazują ich duże podobieństwo do zachowania się rzeczywistego elementu tłumiącego drgania zawieszenia badanego na stanowisku indykatorowym. Umożliwia to wykorzystanie modelu lepko-sprężystego

amortyzatora do budowy bazy wiedzy, niezbędnej w procesie prototypowania rozwiązań konstrukcyjnych nowych amortyzatorów oraz późniejszym ich diagnozowaniu. Struktura modelu umożliwia wprowadzanie dowolnych zbiorów danych, zawierających charakterystyki tłumienia i pozornej sztywności amortyzatorów nowych oraz uszkodzonych.

5. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania nie wyczerpują zagadnienia związanego z optymalnym zamodelowaniem amortyzatora samochodowego. Opracowany model w znaczący sposób przybliżył rozwiązanie zasygnalizowanego problemu. Modułowa budowa oraz duża funkcjonalność stanowią o jego uniwersalności, w zakresie dostosowania do różnych rozwiązań konstrukcyjnych amortyzatorów. W tym miejscu należy podkreślić fakt, iż amortyzatory samochodowe różnych producentów, przeznaczone do stosowania w tym samym pojeździe, wykazują spore rozbieżności, jeżeli chodzi o ich własności lepko-sprężyste.

Bibliografia

1. Lanzendoerfer J.: Badania pojazdów samochodowych. WKiŁ, Warszawa 1977.
2. Gadomski R.: Charakterystyka amortyzatorów zawiesznień samochodowych jako funkcje wielu zmiennych, Auto-Technika Motoryzacyjna, nr 9/1987.
3. Gardulski J., Warczek J.: Identyfikacja stanu technicznego hydraulicznego amortyzatora teleskopowego na podstawie analizy jego charakterystyki. XXX Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka, 2003.
4. Worden K., Hickey D., Haroon M., Adams D.: Nonlinear System Identification of Automotive Dampers: A Time and Frequency-Domain Analysis, Mechanical Systems and Signal Processing, nr 23/2009.
5. Warczek J.: Application of time shift for nonlinear damping characteristic identification. Transport Problems, vol. 4, issue 3, part 2, Gliwice 2009.
6. Gardulski J., Warczek J.: Identification of damping characteristic example suspension of car the hydro-pneumatic construction. DIAGNOSTIC, vol. 3/2009.
7. User Guide of MSC Software ADAM/CAR 2003.

Recenzent: Dr hab. inż. Ryszard Walentyński prof. Pol. Śl.

Praca wykonana w ramach BW-479/RT2/2009