

## METODY BADAŃ AMORTYZATORÓW SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

Janusz GARDULSKI

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu Politechniki Śląskiej  
ul. Krasińskiego 8, 40-19 Katowice, [janusz.gardulski@polsl.pl](mailto:janusz.gardulski@polsl.pl)

### Streszczenie

Podzespołem decydującym o bezpieczeństwie jazdy samochodów jest jego zawieszenie, w którym istotne znaczenie mają elementy tłumiące, którymi najczęściej są teleskopowe amortyzatory hydrauliczne. Dlatego w procesie eksploatacji tak ważne są badania ich stanu technicznego w trakcie których nie tylko powinna być dokonywana ocena ich przydatności do dalszej eksploatacji, ale również identyfikacja typowych uszkodzeń. W artykule przedstawiono powszechnie stosowane sposoby diagnozowania amortyzatorów, wśród których wyróżnić można dwie metody badań: amortyzatorów wybudowanych z pojazdu i amortyzatorów zabudowanych w pojeździe.

Słowa kluczowe: zawieszenia samochodowe, metody badań amortyzatorów, metody wibroakustyczne badań, transport.

### TESTING METHODS FOR VEHICLE SHOCK ABSORBERS

#### Summary

The suspension is the component decisive about safety of drive of cars, in which dumping elements have essential meaning, which the most often are telescopic hydraulic shock-absorbers. Therefore in exploitation process so important investigations of their technical condition are in track which opinion of their usefulness should be made not only to more far exploitation, but also the identification of typical damages. The common used method in practical ways of diagnosing of shock-absorber in article were introduced. There are two methods of investigations: built from and shock-absorber built-in in vehicle suspension.

Keywords: vibro-acoustic methods, testing methods, shock absorbers, transport.

### 1. WPROWADZENIE

Bezpieczeństwo ruchu drogowego zależy od wielu czynników, między innymi od stanu technicznego zawieszenia pojazdu. W trakcie eksploatacji następuje zużycie eksploatacyjne połączeń sworzniowych i kulistych oraz zmiana charakterystyk elementów sprężystych i tłumiących. Diagnozowanie luzów w połączeniach tłumików, drążków, łożysk jest stosunkowo proste. Informację o nich uzyskuje się poprzez badania zawieszonych na stanowisku o wymuszeniu siłowym (popularnie zwanymi szarpakami). Aby uwidocznić luzy konieczne są duże siły wymuszeń, albowiem zawieszenie obciążone jest siłami napięcia wstępnego elementów sprężystych.

Zużycie elementów sprężystych widoczne jest w badaniach elastoosprężystych zawieszonych oraz przy pomiarze statycznego ugięcia sprężyny. Dużym problemem badawczym jest szybka ocena stanu technicznego elementów tłumiących zabudowanych w pojeździe. Na tłumienie drgań, poza amortyzatorami mają wpływ opony, sprężyny, przeguby kuliste, tuleje metalowo – gumowe i stabilizatory. W większości przypadków o wartości tłumienia decydują jednak amortyzatory, które są mechanizmami o silnym tłumieniu

i niesymetrycznej charakterystyce. W samochodach poza tłumieniem drgań muszą one zapewniać dobrą przyczepność opony do podłoża przy różnych rodzajach nawierzchni i różnych prędkościach jazdy oraz podczas hamowania.

Efekty niesprawności amortyzatorów to:

- duże amplitudy przyspieszeń drgań nadwozia,
- przechyły poprzeczne i podłużne pojazdu decydujące o komforcie jazdy i stabilności,
- wydłużenie drogi hamowania,
- nadmierne siły dynamiczne powodują szybsze zużycie elementów pojazdów oraz niszczenie nawierzchni drogi.

Zawieszenia współczesnych samochodów są złożonymi układami mechanicznymi. Występujące w nich elementy tłumiące jak i sprężyste mają nieliniowe charakterystyki ulegające zmianom eksploatacyjnym. Utrudnia to wnioskowanie diagnostyczne i rozróżnialność poszczególnych uszkodzeń.

Samochód posiada wiele częstotliwości rezonansowych, wśród których wyróżnić należy rezonans mas resorowanych (1-3Hz) i nieresorowanych (8-18Hz). O komforcie jazdy decyduje pierwsze pasmo, a o bezpieczeństwie jazdy drugie pasmo częstotliwości.

Z pośród metod badawczych amortyzatorów należy wyróżnić:

- a) badania stanowiskowe,
- b) badanie bezstanowiskowe.

Badania stanowiskowe możemy z kolei podzielić na:

- badanie amortyzatorów zabudowanych w pojeździe,
- badanie amortyzatorów niezabudowanych w pojeździe.

## 2. BADANIA AMORTYZATORÓW ZABUDOWANYCH W POJEŹDZIE

Metody badawcze amortyzatorów zabudowanych w samochodzie można podzielić na metody [2]

- 1) drgań wymuszonych,
- 2) drgań swobodnych,
- 3) płyt najazdowych.

Trzecia metoda ze względu na małą dokładność nie jest praktycznie stosowana.

Grupa metod drgań wymuszonych sprowadza się do testerów wibracyjnych:

- o zmiennej amplitudzie drgań,
- o stałej amplitudzie drgań.

Istotą obu metod jest wymuszanie drgań pionowych badanego koła jezdnego powyżej częstotliwości rezonansowej. W trakcie badań koło spoczywa na płycie włączonego wzbudnika drgań. Po przekroczeniu częstotliwości rezonansowej następuje wyłączenie siły wymuszającej. Na skutek tłumienia drgań przez amortyzator, elementy zawieszenia i opony – następuje obniżanie częstotliwości drgań. Wskaźnikiem stanu technicznego amortyzatora jest amplituda występująca przy częstotliwości rezonansowej zawieszenia. Efektywność tłumienia można określić na podstawie analizy drgań:

- w funkcji nacisku koła na podłoże (metoda EUSAMA),
- w funkcji czasu (metoda Boge).

## 3. METODA EUSAMA

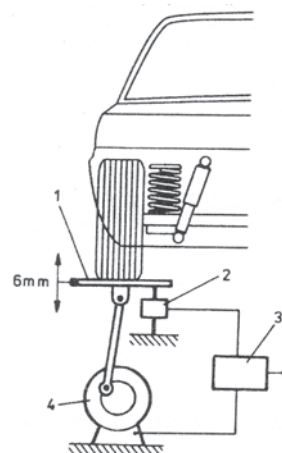
Europejskie Stowarzyszenie Producentów Amortyzatorów (EUSAMA) opracowało metodę oceny efektywności tłumienia [1, 2, 7]. Zasada pomiaru polega na procentowym określeniu siły przylegania koła do podłoża. Ocena skuteczności tłumienia amortyzatora określa wskaźnik Eusama opisany zależnością:

$$WE = \frac{W_{\min}}{W_{st}} \cdot 100\% \quad (1)$$

gdzie:

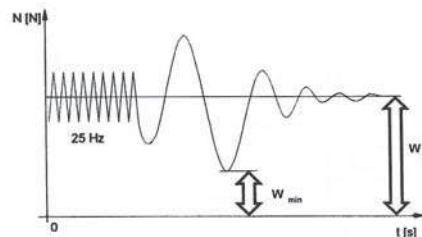
$W_{\min}$  – zmierzona minimalna siła dynamiczna przylegania opony do podłoża,

$W_{st}$  – statyczna siła przylegania opony do podłoża (spoczynkowa).



Rys. 1. Schemat ideowy stanowiska badawczego badań amortyzatorów wg metody EUSAMA: 1) płyta najazdowa, 2) tensometryczny układ pomiarowy, 3) układ analizujący, 4) silnik elektryczny

W trakcie badania koło samochodu spoczywa na nieruchomej płycie urządzenia wymuszającego. Dokonywany jest wówczas pomiar statyczny ( $W_{st}$ ). Dla takiego przypadku wartość współczynnika WE wynosi 100%. Następnie uruchamiany jest układ wymuszający. Płyta osiąga drgania o amplitudzie 4-8 mm z częstotliwością około 25 Hz. Po wyłączeniu układu napędowego przy częstotliwości ok. 16 Hz następuje pomiar minimalnej siły nacisku dynamicznego  $W_{\min}$  koła jezdnego na płytę. Jeżeli podczas badania przy tej częstotliwości koło oderwie się od płyty, to wartość WE wynosi 0%. Ta filozofia pomiaru jest przejrzysta i logiczna. W wyżej wymienionej metodzie nie jest potrzebna baza danych.



Rys. 2. Graficzna interpretacja współczynnika EUSAMA

Wadą opisywanej metody badań jest wrażliwość na sztywność opony i obciążenie statyczne. Sztywność opony zależy między innymi od ciśnienia w ogumieniu. Niskie ciśnienie podwyższa, a wysokie obniża wartość współczynnika EUSAMA. Odwrotnie - duże obciążenie statyczne podwyższa, a niskie obniża wartość tego współczynnika.

Przyjęte kryterium oceny jest następujące:

- a)  $WE = 0-20\%$  - zły stan techniczny amortyzatorów (niedostateczna wartość tłumienia),

- b) WE = 21-40% -dopuszczalna wartość tłumienia – amortyzator wymaga sprawdzenia po wybudowaniu na stanowisku indykatorowym,  
 c) WE = 41-60% - dobra wartość tłumienia,  
 d) WE > 60% - bardzo dobra wartość tłumienia.

Różnice wartości EUSAMA pomiędzy stronami pojazdu wynoszące 20-30% świadczą o niesprawności amortyzatora. Wątpliwości budzą testy skuteczności tłumienia drgań zawieszenia osi tylnej lekkich samochodów z przednim napędem. Rozwiązanie tego problemu proponuje firma Hoffman dzieląc samochody na cztery grupy w zależności od masy.

- 1) Grupa I - Pojazdy klasy wyższej o masie powyżej 1400 kg otrzymując następujące kryteria oceny

Dopuszczalna różnica przyczepności  $D_{RP} = 25\%$ .

- 2) Grupa II - Pojazdy o klasie średniej o masie 900-1399 kg,  $D_{RP} = 25\%$ .

- 3) Grupa III – Pojazdy kompaktowe o masie własnej mniejszej od 899 kg  $D_{RP} = 20\%$ .

Uzyskane w wyniku badań metodą EUSAMA wskaźniki mają charakter orientacyjny. Wprowadzając banki danych można uzyskać informacje o wartościach odniesienia (np. z badania nowych pojazdów) względnie obserwować trend zmian w trakcie eksploatacji. Przyjęcie w metodzie stałej (16 Hz) częstotliwości rezonansowej ogranicza możliwości metody. Poszczególne koła mogą mieć takie same wartości WE np. 60% ale osiągnane przy różnej częstotliwości rezonansowej poszczególnych kół. Takie różnice mają wpływ na bezpieczeństwo jazdy. Było to powodem opracowania zmodyfikowanej metody badań.

#### 4. METODA BADAŃ AMORTYZATORÓW NA STANOWISKU PŁYTOWYM O ZMIENNEJ CZĘSTOTLIWOŚCI DRGAŃ WYMUSZAJĄCYCH

Metoda badań amortyzatorów w oparciu o zmienną częstotliwość rezonansową występuje pod nazwą EUSAMA plus. W tym systemie badań występują dwa etapy pomiarowe:

- faza wstępna
- pomiar współczynnika tłumienia

Faza wstępna, to rozgrzewanie płynu amortyzatorowego celem uzyskania właściwej jego lepkości. Proces ten trwa około 10 sek. przy wymuszeniu o niskiej częstotliwości drgań. W tym czasie dokonywany jest pomiar ciśnienia w ogumieniu. Analizowany jest kontakt płyty z oponą. Jeżeli odchyłka ciśnienia powietrza przekracza 0,05 MPa ciśnienia nominalnego, to następuje przerwanie procesu pomiarowego, sygnalizowanego odpowiednim komunikatem.

Po rozgrzaniu – rozpoczyna się proces pomiarowy ze zmieniającą się co 1 Hz w sposób malejący częstotliwością drgań płyty od 30 Hz do 8 Hz. Częstotliwość określa się przez przetworniki optoelektroniczne. Na czas pomiaru przetworniki stabilizują każdą częstotliwość drgań.

Szczegółowo analizowany jest przedział 13 do 18 Hz (rezonans masy nieresorowanej). Dla każdego zakresu częstotliwości zmierzone są siły nacisku na płyty podczas ściskania i rozciągania amortyzatorów. Umożliwia to określenie dla każdego typu pojazdu stosunku mas:

$$c = \frac{m_r}{m_n} \quad (2)$$

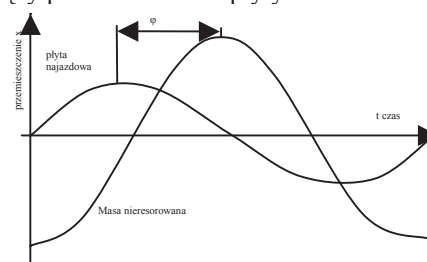
gdzie:  $m_r$  – masa resorowana  
 $m_n$  – masa nieresorowana

W dalszej kolejności następuje wykreślenie zależności współczynnika tłumienia w funkcji stosunku mas resorowanej do nieresorowanej, opisującej stan zawieszenia zarówno podczas ściskania, jak i rozciągania amortyzatora (niezależnie od typu pojazdu). Na podstawie uzyskanego wykresu można ocenić, czy wartość współczynnika tłumienia znajduje się w strefie:

- zielonej (powyżej 80%) - stan amortyzatora dobry,
- żółtej (50-80%) – dostateczny,
- czerwonej (poniżej 50%) – niedostateczny.

Powyższy system badań amortyzatorów zastosowany jest w urządzeniu Micro- SAT 6600 firmy Beissbarth. Precyzyjnie zmieniana częstotliwość drgań płyty stanowiska i uwzględnienie stałej sprężystości ogumienia (ciśnienia powietrza w oponie) świadczy o nowoczesności tej metody oceny stanu zawieszenia (amortyzatorów). Wprowadzenie fazy rozgrzewania amortyzatorów wpływa korzystnie na dokładność pomiarów.

Firma Hunter Engineering Company wprowadziła do metody Eusama dodatkową wartość mierzalną – kąt przesunięcia fazowego pomiędzy sinusoidalnymi sygnałami przemieszczenia płyty i siły nacisku koła na płytę (rys.3) Nie wymagało to zmiany konstrukcji urządzenia, jedynie rozbudowano jedynie tor pomiarowy o układ mierzący przemieszczenia płyty.



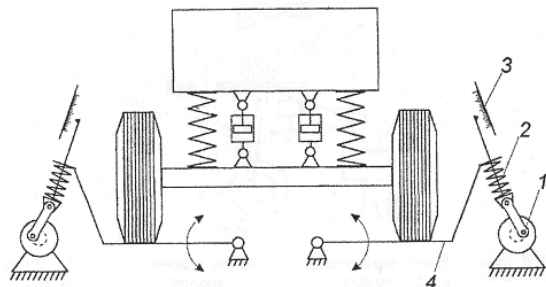
Rys. 3. Przesunięcie fazowe płyty i masy nieresorowanych

Przemieszczenie masy nieresorowanej jest proporcjonalne do chwilowej siły nacisku wywieranego na płytę najazdową. Dlatego osiąga maksimum, gdy kąt fazowy jest równy 0. Amplituda przemieszczenia masy nieresorowanej zmniejsza się wraz ze wzrostem kąta fazowego nawet, jeśli mierzona wartość nacisku pozostaje niezmienną. W zakresie pasma częstotliwości rezonansowej masy

resorowanej, gdy brak jest tłumienia w zawieszeniu, wartość kąta fazowego wynosi  $180^\circ$  pomiędzy maksymalną amplitudą przemieszczeń masy nieresorowanej i resorowanej. Zwiększając tłumienie maleje amplituda przemieszczenia i kąt fazowy. W paśmie rezonansowym masy nieresorowanej przy braku tłumienia w układzie zawieszenia kąt fazowy ma wartość  $0^\circ$ , a przemieszczenie jest maksymalne. Nacisk pomiędzy masą nieresorowaną (kołem jezdny), a płytą pomiarową jest najmniejszy. Zwiększając tłumienie w układzie zawieszenia redukuje się wartość przemieszczenia koła oraz wzrasta wartość kąta fazowego. Wartość kąta przemieszczenia fazowego jest wielkością charakteryzującą wielkość tłumienia. Kiedy zawieszenie samochodu ma odpowiednią wartość tłumienia (zamontowany jest odpowiedni amortyzator) to minimalny kąt przesunięcia fazowego pomiędzy częstotliwościami rezonansowymi masy resorowanej i nieresorowanej osiągnie wartość powyżej  $90^\circ$ .

## 5. METODA BOGE DRGAŃ WYMUSZONYCH W FUNKCJI CZASU

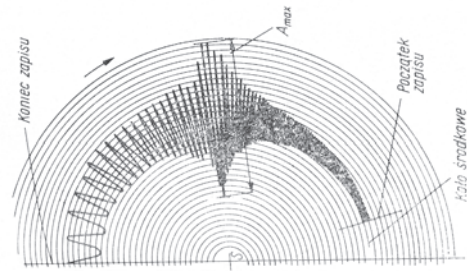
Metoda stosowana przez firmę Boga polega na zastosowaniu do pobudzania drgań stanowiska płytowego, którego ruch wymuszony jest przez układ korbkowy [2, 7].



Rys. 4. Schemat urządzenia firmy Boga

- 1 - silnik elektryczny
- 2 - sprężyna
- 3 - urządzenie rejestrujące
- 4 - płyta najazdowa

Przebieg badania amortyzatorów jest następujący. Samochód najjeżdża kołami jezdnyimi osi na płyty stanowiska, które zostają pobudzone do drgań. Badania prowadzone są dla każdego koła oddzielnie. Po wyłączeniu siły wymuszającej następuje przejście przez częstotliwość rezonansową zawieszenia i układu wymuszającego. Przebieg drgań jednego koła rejestrowany jest na połowie okrągłej tarczy. Przykładowy wykres przedstawia rys. 5.



Rys. 5. Przykładowy wynik badań amortyzatora na urządzeniu Boga

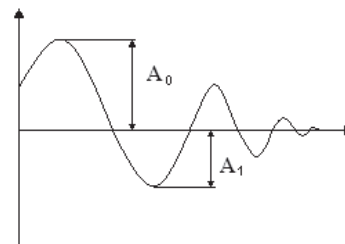
Miarą jakości amortyzatora jest podwójna amplituda drgań rezonansowych ( $A_{max}$ ). Wartość tej amplitudy porównuje się z amplitudą wzorcową amortyzatorów dla danych typów pojazdów. Zastosowanie metody pomiaru dekrementu tłumienia jest słuszne dla układów liniowych. Ze względu na nieliniowość elementów elastosprężystych występujących w obecnych zawieszeniach samochodów osobowych – uzyskane wyniki można traktować jako orientacyjne.

## 6. BADANIA AMORTYZATORÓW METODĄ DRGAŃ SWOBODNYCH

Istota metody polega na analizie ruchu podwozia samochodu osobowego po impulsowym pobudzeniu go do drgań [2]. Istnieje wiele metod wymuszenia a mianowicie:

- zrzut,
- spadek z równi pochyłej,
- rozprężenie ściśniętego nadwozia.

Z pośród powyższych metod najszersze zastosowanie znalazła metoda pierwsza. Badania stanu technicznego amortyzatora zabudowanego w pojeździe przedstawia się następująco. Samochód najjeżdża badanym kołem na ruchomy wspornik stanowiska połączony układem dźwigniowym z mechanizmem podnoszenia (mechanicznym lub pneumatycznym). Odblokowanie wyżej wymienionego mechanizmu przez układ sterujący powoduje opadanie wspornika wraz z samochodem. Opadające koło uderza o płytę oporową pobudzając do drgań masę nieresorowaną i resorowaną. Zapis amplitudy przemieszczeń drgań w funkcji czasu rejestrowany jest w formie wykresnej.



Rys. 6. Wynik rejestracji badania metodą „zrzutu” samochodu

Z powyższego wykresu wyznaczono średnie tłumienie drgań „k” będące stosunkiem drugiej do pierwszej zaobserwowanej amplitudy drgań.

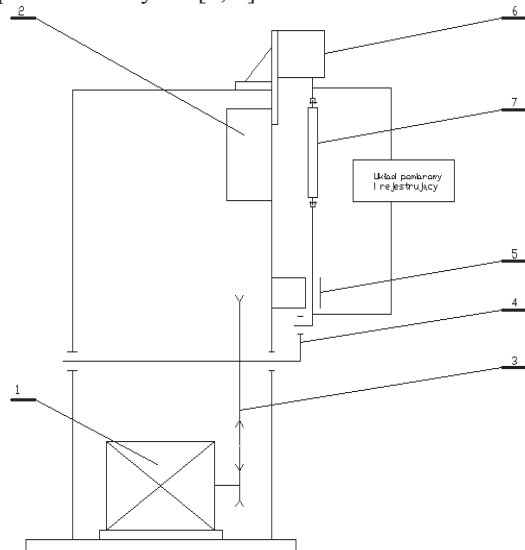
$$k = \frac{A_1}{A_0} \quad (3)$$

Wartości amplitud początkowych powinny być sobie równe. Nie powinny się one różnić o więcej niż 7%.

Badanie amortyzatorów metodą drgań swobodnych umożliwia wykrycie uszkodzeń amortyzatora, które w znaczący sposób wpływają na wartość amplitudy drgań tj. zbyt niski stopień napełnienia amortyzatora, uszkodzenia sprężyny zaworu zwrotnego, zużycie talerzyka zaworu przelewowego i zaworu dławiącego. Natomiast uszkodzona sprężyna oraz zacieranie się zaworu przelewowego zaworu odciążającego nieznacznie zmieniają charakterystyki amortyzatorów, a zatem są trudno rozpoznawalne w tej metodzie. Założeniem metody jest, że układ jest liniowy.

## 7. METODA BADANIA AMORTYZATORÓW NA STANOWISKU INDYKATOROWYM

Schemat kinematyczny stanowiska do badań amortyzatorów nie zabudowanych w pojazdach przedstawia rys. 7 [5, 6].



Rys. 7. Stanowisko indykatorowe, schemat kinematyczny: 1- silnik elektryczny, 2- przemiennik częstotliwości, 3- przekładnia pasowa, 4- układ korbowy, 5- prowadnice suwakowe, 6- czujnik siły, 7- badany amortyzator

Stanowisko napędzane jest dwubiegowym silnikiem elektrycznym prądu przemiennego współpracującym z przemiennikiem częstotliwości (falownikiem). Napęd przenoszony jest na mimośrodowy układ korbowy o zmiennej długości ramienia, do którego mocowany jest dolny uchwyt amortyzatora. Przeniesienie ruchu końca amortyzatora z układu korbowego odbywa się za pomocą mechanizmu suwakowego. Górny koniec

połączony jest z obudową stanowiska poprzez przetwornik siły.

Stanowisko wyposażone jest w podwójny układ pomiarowy – mechaniczny i elektroniczny, umożliwiający rejestrację wykresów indykatorowych siły tłumienia amortyzatorów w funkcji skoku tłoka przy ugięciu i odbiciu. Zastosowany w stanowisku układ wymuszający jest typowym układem korbowym (mimośrodowym), w którym przebieg zmian przemieszczenia ramienia korby w funkcji kąta obrotu wału opisuje zależność która po zróżniczkowaniu wynosi:

$$\dot{z} = r \cdot \omega \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (4)$$

gdzie  $\lambda = \frac{r}{l}$  stosunek promienia wykorbienia do

długości korbowodu

$\omega$  - prędkość kątowna wykorbienia

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ rad/s} \quad (5)$$

$n$  - prędkość obrotowa wału

Badania przeprowadzone przy różnych prędkościach obrotowych wału korbowego umożliwiają wyznaczenie charakterystyki prędkościowej amortyzatora – siły tłumienia w funkcji prędkości ruchu tłoczyska.

Powszechnie stosowanym parametrem diagnostycznym w badaniach indykatorowych amortyzatorów jest maksymalna amplituda siły tłumienia. Ocena ich stanu technicznego polega na porównaniu w/w amplitudy z wzorcem siły tłumienia amortyzatora nowego. Taka forma oceny jest zawodna, albowiem wzorec ustalany zostaje na drodze uśrednienia wielu wyników badań amortyzatorów nowych, które posiadają duży rozrzut w/w siły. Porównanie pojedynczego, diagnozowanego amortyzatora obciążonego więc jest stosunkowo dużym błędem. Poza tym amplitudowy wskaźnik oceny nie niesie informacji diagnostycznej o rodzaju niesprawności.

Do diagnozowania amortyzatorów zaproponowano nowy parametr diagnostyczny – moc tłumienia amortyzatora. Uzyskuje się go poprzez całkowanie uzyskanych w badaniach wykresów indykatorowych. Przydatność tej metody potwierdziły badania doświadczalne przeprowadzone na amortyzatorach nowych i z zaprogramowanymi usterkami.

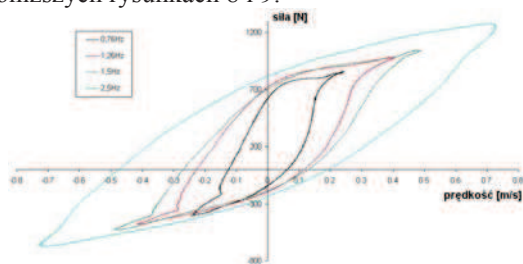
W badaniach wykorzystano amortyzatory stosowane w samochodach Fiat Seicento 900 i Skoda Fabia 1.4. W tych pojazdach stosowane są amortyzatory nierozbieralne. Dla potrzeb badań przeprowadzono przeróbkę fabrycznych amortyzatorów na amortyzatory rozbieralne.

Badane ustabilizowane temperaturowo przeprowadzono w warunkach laboratoryjnych. Rejestrowano w postaci wykresów zamkniętych zmianę siły tłumienia w funkcji skoku tłoka. Pomiar siły przeprowadzić można w dwojako: przy stałym skoku tłoka i zmiennej prędkości ruchu tłoka

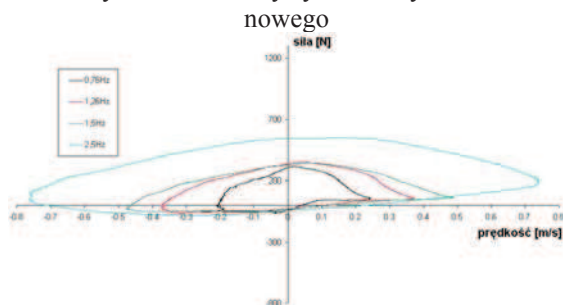
względnie stałej prędkości i przy zmiennym skoku. Wykresy prędkościowe zmian siły w funkcji prędkości ruchu tłoka uzyskano przez różniczkowanie przemieszczeń. Moc tłumienia określano z jednego cyklu pracy amortyzatorów poprzez scałkowanie wykresu indykatorowego. Ze względu na asymetrię charakterystyki osobno należy analizować moc tłumienia przy rozciąganiu i przy ściskaniu [6]. Dla potrzeb diagnostycznych przeprowadzono zaprogramowane następujące uszkodzenia:

- ubytek płynu związany z rozszczelnieniem amortyzatora,
- starzenie się płynu amortyzatorowego,
- uszkodzenia zaworów ruchu ściskania i rozciągania,
- uszkodzenia uszczelnienia tłoka amortyzatora.

Przykładowe charakterystyki amortyzatorów z ewoluującym ubytkiem płynu przedstawiono na poniższych rysunkach 8 i 9.



Rys. 8. Charakterystyka amortyzatora nowego



Rys. 9. Charakterystyka amortyzatora z 75% ubytkiem płynu

Przeprowadzone wyniki analiz mocy tłumienia przy różnych częstotliwościach wymuszenia dawały dobrą identyfikację ubytku płynu w amortyzatorach. Zaproponowany parametr diagnostyczny może być zastosowany w diagnostyce amortyzatorów samochodowych. Moc tłumienia powinna zawierać się w pewnych określonych granicach. Ustalenie ich jest możliwe po przebadaniu dużej grupy amortyzatorów jednego typu pochodzących od tego samego producenta. Wymieniony przedział powinien wynikać z opracowań statystycznych w/w badań.

## 8. METODY ANALIZY DRGAŃ JAKO MIARY STANU TECHNICZNEGO ELEMENTÓW ZAWIESZEŃ

Stanowiskowe metody badań dają wyniki, które można traktować jako przybliżone. Oparta na nich

czterostopniowa ocena stanu technicznego amortyzatora jest praktycznie dwustanowa (sprawny – niesprawny). Pozbawiona jest cech identyfikacji uszkodzeń.

Wspólną cechą wszystkich wyżej wymienionych w poprzednich punktach metod jest pobudzenie do drgań mas resorowanych i nieresorowanych. Mamy więc do czynienia z układem mechanicznym generującym sygnał wibroakustyczny który po przetworzeniu jest niestacjonarnym procesem losowym]. Proces ten należy poddać analizie matematycznej. W diagnostyce powinny zostać wybrane takie metody analiz, które zawierają najwięcej informacji umożliwiających zarówno ocenę zużycia eksploatacyjnego amortyzatorów jak i diagnostykę uszkodzeń. Takie podejście do tematu podyktowane jest następującymi cechami metod badań wibroakustycznych:

- a) procesy wibroakustyczne są nośnikiem informacji o dużej pojemności i szybkości przekazywania zmian zachodzących w badanym obiekcie,
- b) umożliwiają przeprowadzenie pomiarów na rzeczywistym obiekcie w trakcie jego pracy.

W analizie procesów niestacjonarnych istotne znaczenie mają procesy losowe, w których interesujące zjawiska losowe mogą być funkcjami częstotliwości i czasu. Metody analizy podano poniżej.

### 8.1. Krótkoczasowa transformata Fouriera

Skuteczną, stosowaną powszechnie do dziś metodę analizy sygnałów w dziedzinie czasowo-częstotliwościowej zaproponował Gabor. Polega ona na prowadzeniu analizy częstotliwościowej kolejnych fragmentów analizowanego sygnału wyciętych z całości przez tzw. funkcję okna [2]. Podczas analizy okno jest przesuwane w dziedzinie czasu o interwał równy szerokości okna. Analiza częstotliwościowa jest dla kolejnych odcinków niezależnie, co umożliwia powiązanie poszczególnych składowych okresowych widma z czasem i określenie momentów ich występowania. Gabor zaproponował funkcję okna w postaci gausoidy:

$$g(t) = e^{-\frac{1}{2}t^2} \quad (6)$$

oraz sformułował zasadę konstruowania rodziny funkcji analizujących powstałych z funkcji okna przez wprowadzenie przesunięć w dziedzinie czasu b i w dziedzinie częstotliwości  $\omega$ :

$$w_{\omega,b}(t) = g(t-b)e^{-i\omega t} \quad (7)$$

Wynikiem analizy czasowo- częstotliwościowej sygnału  $f(t)$  są współczynniki w postaci:

$$S(\omega, b) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot w_{\omega,b}(t) dt = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot g(t-b) e^{-i\omega t} dt \quad (8)$$

Z powyższych zależności wynika następujący nadający się do praktycznego zastosowania wzór opisujący funkcję analizującą:

$$W_{\omega,b} = e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-b}{d}\right)^2} \cdot e^{-i\omega t} \quad (9)$$

gdzie:

$b$  – przesunięcie okna

$\omega$  – częstości analizujące

$d$  – szerokość okna

W powyższym wzorze występują trzy współczynniki, z których jeden  $b$  odpowiada za przesunięcie okna (parametr czasowy) drugi  $\omega$  za wartość częstości analizującej wypełniającej okno (parametr częstotliwościowy) trzeci  $d$  niezmienny w całej rodzinie funkcji analizujących (parametr wyznaczający szerokość okna)

Metoda zaproponowana przez Gabora zwana także krótkoczasową transformacją Fouriera (Short Time Fourier Transform – STFT) lub okienkowym przekształceniem Fouriera opiera się na stałej raz dobranej szerokości okna analizy, które ogranicza jednocześnie precyzję w dziedzinie czasu i zakres częstotliwości analizy.

Optymalnie prowadzona analiza o dokładności ograniczonej jedynie zasadą nieoznaczoności Heisenberga ma miejsce w dolnym zakresie częstotliwości tj. w przypadku funkcji analizujących  $W_{\omega,b}$  których okres  $1/\omega$  jest równy szerokości  $d$  okna gaussoidy. Wszystkie wyższe częstotliwości analizowanego sygnału są wykrywane z tą samą dokładnością, lecz znacznie mniejszą od możliwej do uzyskania wynikającej z zasady nieoznaczoności.

## 8.2 Transformata falkowa

Inną metodę analizy czasowo-częstotliwościowej zaproponowali Morlet i Grossman (1984 r.). Podobnie jak w analizie STFT sformułowano funkcję podstawową, reguły konstrukcji na jej podstawie rodziny funkcji analizujących oraz wzór opisujący wynik analizy w dziedzinie  $t$ - $f$  (czasowo-częstotliwościowej) w postaci funkcji dwu zmiennych ( $t$  i  $f$ ) [2, 5].

Morlet zaproponował nieokresową funkcję podstawową:

$$\psi(t) = e^{-\frac{t^2}{2}} \cdot \cos(5t) \quad (10)$$

i nazwał ją falką-matką (fr. ondelette-mere) ponieważ służy ona do konstrukcji rodziny falek analizujących [30,37,53]  $\Psi_{a,b}$ :

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \cdot \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (11)$$

$a > 0$  jest tzw. współczynnik zwężania-rozszerzania odpowiada za częstotliwości i czasowy zakres analizy

Po wprowadzeniu dodatkowego parametru skali  $a$  do okna lokalizacyjnego w transformacji Gabora powstała transformata falkowa (Wavelet transform WT).

Funkcja analizująca  $\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)$  nazywana falką główną

posiada współczynnik  $a$  który powoduje zmianę czasu trwania falki oraz współczynnik

$b$  który zmienia położenie falki na osi czasu. Równanie reprezentuje filtrację pasmowo-przepustową sygnałów za pomocą filtrów o różnych pasmach przepuszczania. Transformata falkowa (WT) jest funkcją dwuwymiarową w której  $a$  – jest parametrem skali (częstotliwości) zaś  $b$  – jest parametrem translacji (przesunięcia w czasie)  $a, b \in R, a \neq 0$ .

Współczynniki reprezentujące realizowany sygnał w dziedzinie  $t$ - $f$  opisuje zależność:

$$WT(a,b) = (x(t) * \psi_{a,b}) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot \psi_{a,b}(t) dt = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (12)$$

Zależność ta podobnie jak podana przez Gabora zależność (3) jest równoważna spłotowi sygnału analizowanego  $x(t)$  z falką analizującą  $\psi_{a,b}(t)$  lub w przypadku analizy Gabora (STFT) z funkcją analizującą  $w_{\omega,b}(t)$ .

W porównaniu do stosowanych w STFT funkcji okna mających zawsze mniej lub bardziej przybliżoną funkcję gaussoidy, funkcja  $\psi(t)$  posiada odmienne cechy. Jest ona parzystą funkcją lokalnie oscylującą a poza spójnym przedziałem oscylacji przyjmuje wartości zerowe. Przebieg funkcji  $\psi(t)$  jest podobny do zafalowania, lokalne oscylacje szybko gasną wraz z odległością od centrum – stąd nazwa: falka (ang. Wavelet, fr. ondelette).

W analizie falkowej inna jest w porównaniu z STFT reguła konstruowania rodziny funkcji analizujących. W analizie STFT (Gabora) szerokość okna jest stała co powoduje wzrost oscylacji w oknie wraz ze wzrostem częstotliwości. W analizie falkowej ilość oscylacji falki jest stała a zmianie częstotliwości towarzyszy proporcjonalna zmiana czasowego zasięgu falki.

Analiza niestacjonarnych własności spektralnych sygnału wymaga posługiwania się oknami, które automatycznie zwężają się przy analizie wysokich częstotliwości i ulegają automatycznemu rozszerzeniu przy analizie niskich częstotliwości.

## 8.3. Transformata Wignera-Ville'a (Wigner-Ville Distribution, WVD)

Widmo wzajemne Wignera-Ville'a dwóch sygnałów  $x(t)$  i  $y(t)$  definiowane jest następująco [2, 3, 8]:

$$WVD_{xy}(t, f) = \int x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) y^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (13)$$

jeżeli  $x(t) = y(t)$  powyższe przekształcenie można zapisać w postaci:

$$WVD_{xx}(t, \Theta) = \int x\left(t - \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t + \frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi\theta\tau} d\tau \quad (14)$$

gdzie:  $WVD_{xx}(t, \theta)$  – pseudo przekształcenie Wignera-Ville'a

$x^*(t)$  – sygnał zespolony sprzężony z  $x(t)$ ;

$\tau$  – przesunięcie w dziedzinie czasu;

$\theta$  – przesunięcie w dziedzinie częstotliwości

Transformata ta pozwala przekształcić sygnał zapisany w postaci przebiegu czasowego na widmo

czasowo-częstotliwościowe. Program Matlab posiada zaimplementowaną dyskretną wersję tego przekształcenia, która umożliwi obróbkę sygnału zdyskretyzowanego. Ponieważ algorytm realizujący tę transformację wykorzystuje dwukrotne przekształcenie Fouriera warunkiem uniknięcia zjawiska aliasingu jest próbkowanie sygnału ciągłego z co najmniej dwukrotnie większą częstotliwością od kryterium Nyquista.

W celu redukcji efektów związanych z przeciekaniem widma, które utrudniają interpretację uzyskanych wyników, wykonuje się operację filtracji WVD przy pomocy funkcji wagowych. W badaniach wykorzystano funkcję wagową Choi-Williams'a w postaci:

$$\phi(\theta, \tau) = \exp(-\theta^2 \tau^2 / \sigma^2) \quad (15)$$

$\sigma$  – parametr proporcjonalny do amplitudy przecieku widma.

Wykorzystane przekształcenie można zapisać w sposób następujący:

$$WVD(t, \Theta) = \int x(t - \frac{\tau}{2}) x^*(t + \frac{\tau}{2}) e^{-j2\pi\Theta\tau} e^{-\frac{(\Theta\tau)^2}{\sigma^2}} d\tau \quad (16)$$

Istotnym problemem związanym z w/w analizami jest forma przedstawienia wyników badań. Istnieje wiele sposobów, wśród których ma szczególną uwagę zasługują:

- wykresy warstwiczne;
- wykresy profilowe.

Wykresy warstwiczne są wykresami płaskimi w układzie współrzędnych czas-częstotliwość, na które nanoszone są linie gęstości mocy.

Wykresy profilowe są rysunkami pseudoprzestrzennymi. Z jednej strony ułatwiają one obserwację rozkładu gęstości widmowej mocy w funkcji czasu i częstotliwości. Jednakże „plasterkowy” system wizualizacji może spowodować opuszczenie istotnych wyników, a ponadto na wykresach część wyników zostaje ukryta przez poprzedzające je profile. Rozwiązaniem tego problemu jest wykonanie wykresów zmian mocy w funkcji czasu dla każdej częstotliwości oddzielnie.

Struktura widmowa sygnałów niestacjonarnych może być określona za pomocą podwójnej transformaty Fouriera niestacjonarnych funkcji korelacji określonych za pomocą wartości oczekiwanych (średnich w zbiorze).

## PODSUMOWANIE

Stosowane w stacjach kontroli pojazdów tradycyjne metody badań hydraulicznych amortyzatorów teleskopowych zabudowanych w samochodach osobowych mają charakter przybliżony – nie identyfikują rodzaju uszkodzenia. Wady tej nie posiadają metody analizy wibroakustycznej sygnałów drganiowych mas nieresorowanych i resorowanych pojazdu opartych na wielowymiarowych analizach sygnałów. Metody te mogą być zastosowane w SKP przy

wykorzystaniu wzbudników drgań będących na wyposażeniu stacji.

## LITERATURA

- [1] Bocheński C., Lozia Z., Mikołajczuk J.: *Próba obiektywnej oceny metody badań amortyzatorów zamontowanych w pojeździe zalecanej przez zrzeszenie EUSAMA*. X Konferencja Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz-Borówno 1999
- [2] Gardulski J.: *Bezstanowiskowa metoda oceny stanu technicznego zawiesznień samochodów osobowych*. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2003
- [3] Gardulski J.: *Comparison of analyses methods - continuous wavelet transform and Wigner-Ville'a transform in vehicle shock absorber diagnostic*. KONES vol. 14, No. 4 Warsaw 2007
- [4] Gardulski J., Warczek J.: *Diagnostyka amortyzatorów zabudowanych w pojeździe oparta na analizie efektów nieliniowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, z. 48, ser. transport, Gliwice 2003
- [5] Gardulski J., Warczek J.: *Identyfikacja stanu technicznego hydraulicznego amortyzatora teleskopowego na podstawie analizy jego charakterystyki*. XXX Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka, 2003r.
- [6] Gardulski J., Warczek J.: *Moc tłumienia jako parametr diagnostyczny amortyzatorów samochodowych*. DIAGNOSTYKA, vol. 29, 2003r. Warszawa
- [7] Lozia Z., Mikołajczuk J.: *Ocena przydatności testu diagnostycznego stanu amortyzatorów zamontowanych w pojeździe, wykorzystującego wymuszenie kinematyczne w kontakcie koła z podłożem*. Archiwum Motoryzacji 2, 1997
- [8] Ringus G.: *A neural network based diagnostic test system for armored vehicle shock absorbers*. Expert Systems With Applications, vol. 11. no. 2, pp. 237-244, 1996, printed in Great Britain.