

PIOTR ZDANOWICZ*

**MODEL WŁASNOŚCI PROMIENIOWYCH PNEUMATYKA
WYKORZYSTYWANY DO SYMULACJI TESTU
DIAGNOSTYCZNEGO STANU AMORTYZATORÓW**

**MODEL OF RADIAL PROPERTIES OF A PNEUMATIC
USED FOR SIMULATING A DIAGNOSTIC TEST
OF SHOCK ABSORBERS CONDITION**

Streszczenie

Niniejszy artykuł dotyczy odwzorowania testu diagnostycznego stanu amortyzatorów z wykorzystaniem metody badań modelowych. Głównym celem była ocena wpływu odwzorowania własności promieniowych pneumatyka w modelu „ćwiartki samochodu” na rezultaty symulacji próby stanowiskowej, realizowanej wg metody EUSAMA. Do analizy użyto algorytmu obliczeniowego zbudowanego w środowisku Matlab Simulink.

Słowa kluczowe: diagnostyka, model opony, metoda symulacyjna

Abstract

The paper deals with modelling of shock-absorbers diagnostic test. The main purpose was to evaluate influence of tired wheel radial properties in quarter-car model on simulation results of EUSAMA method. The simulation program was implemented in Matlab Simulink environment.

Keywords: diagnostics, tired wheel model, simulation method

* Mgr inż. Piotr Zdanowicz, Zakład Eksploatacji i Utrzymania Pojazdów, Wydział Transportu, Politechnika Warszawska.

1. Wstęp

Amortyzatory należą do trudno diagnozowalnych elementów zawieszenia pojazdu. Dostępne od wielu lat metody diagnostyczne (Boge, EUSAMA i metoda firmy Hunter), służące do oceny ich stanu, wymagają ciągłych udoskonaleń. Ulepszanie tych metod może być realizowane z uwzględnieniem rezultatów obliczeń numerycznych. W badaniach symulacyjnych można w tym przypadku wykorzystać zarówno przestrzenny model całego samochodu, jak i jedno z odwzorowań częściowych (model „połówki” lub „ćwiartki samochodu”) [5].

Ze względu na specyfikę wyżej wymienionych testów diagnostycznych należy zadbać o odpowiedni opis własności promieniowych koła ogumionego (pneumatyka). Wszystkie trzy metody charakteryzują się tym, że żaden z elementów urządzenia nie jest połączony z badanym amortyzatorem. Jedyne kontakty pojazdu ze stanowiskiem odbywa się za pośrednictwem kół jezdnych. Wielkości niezbędne do wyznaczenia poszczególnych parametrów diagnostycznych są mierzone za pomocą czujników umieszczonych pod płytami najazdowymi urządzeń badawczych [1, 8]. Rozwiązania tego typu, oprócz wielu zalet (krótki czas badania, względnie mały koszt inwestycyjny itp.), posiadają również istotną wadę. Na wynik testu wpływają bowiem znacząco własności sprężysto-tłumiące koła ogumionego, które stają się elementem „separującym” stanowisko diagnostyczne i oceniany amortyzator. W wielu przypadkach rezultat badania zależy także od sztywności zawieszenia, własności inercyjnych obiektu oraz tarcia suchego w zawieszeniu [5–7].

Biorąc pod uwagę powyższe fakty oraz to, że w dotychczasowych publikacjach przedstawiane były wyniki uzyskiwane dla stosunkowo prostych modeli opony, wskazane jest wykonanie badań poznawczych z wykorzystaniem opisu rozbudowanego. Efektem przeprowadzonej analizy będzie ocena wpływu odwzorowania własności promieniowych pneumatyka na rezultaty symulacji testu diagnostycznego stanu amortyzatorów, z wykorzystaniem modelu „ćwiartki samochodu”.

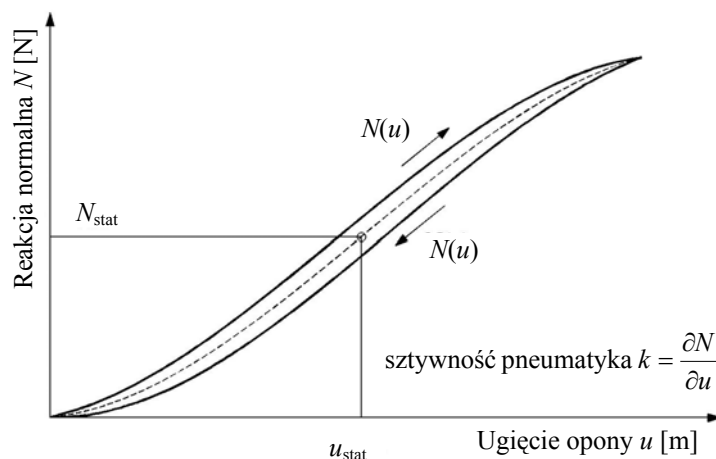
2. Własności promieniowe pneumatyka

Na rysunku 1 zamieszczono typową postać charakterystyki sprężystości koła ogumionego. Przedstawia ona zależność reakcji normalnej od odkształcenia opony w kierunku promieniowym. W przypadku klasycznych pneumatyków jest to relacja nieliniowa, przy czym progresywny i degresywny wzrost siły występują, odpowiednio, dla małych oraz dużych ugięć. Cechą szczególną jest również to, że krzywe obciążenia i odciążenia nie pokrywają się, tworząc pętlę histerezy. Straty wynikają zarówno z tarcia w obszarze kontaktu koła z podłożem (występowanie mikroślizgów), jak i z tłumienia wewnętrznego w oponie. Energia dysypowana maleje wraz ze wzrostem ciśnienia w ogumieniu.

Na rysunku 2 przedstawiono wyniki badań stanowiskowych wielosezonowej opony Dębica Navigator II (185/70 R13 M+S 86T), przeznaczonej do samochodów osobowych klasy średniej. Dla nominalnego ciśnienia w ogumieniu (0,2 MPa) charakterystyka jest nieznacznie progresywna, przy czym pomiary realizowano w zakresie ugięć 0–0,05 m, uzyskując maksymalną siłę o wartości 8,56 kN. Średnia szerokość pętli histerezy wynosi 400 N, co stanowi ok. 10% przeciętnego obciążenia statycznego dla tego typu koła zamontowanego w pojeździe. W przypadku badanego pneumatyka można także zauważyć wyraźną

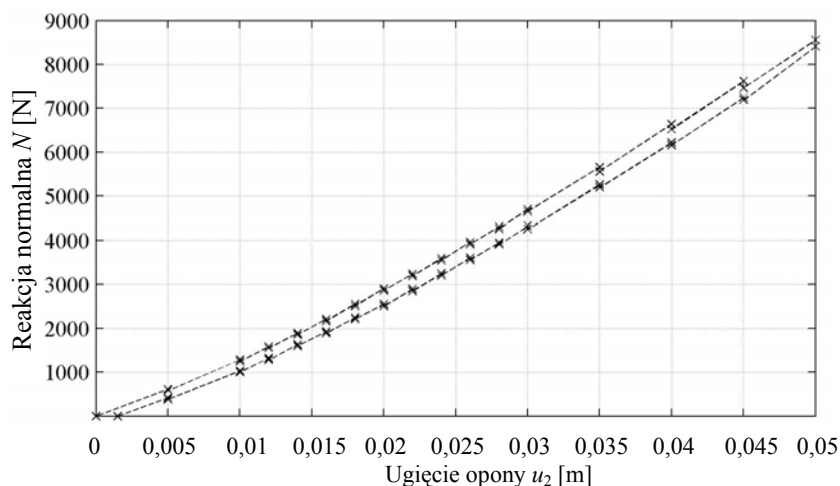
relaksację naprężeń. Zmiany reakcji normalnej podłoża dla zadawanych kolejno stałych odkształceń opony wynoszą ponad 50 N (rys. 3).

Charakterystyka przedstawiona na rys. 2 może być źródłem danych o właściwościach sprężystych koła ogumionego w kierunku promieniowym. Na jej podstawie można także uzyskać pewne informacje o właściwościach tłumiących pneumatyka w warunkach quasi-stacjonarnych. Należy jednak pamiętać, że straty energetyczne towarzyszące obciążeniom dynamicznym są spowodowane również tłumieniem wiskotycznym opony.



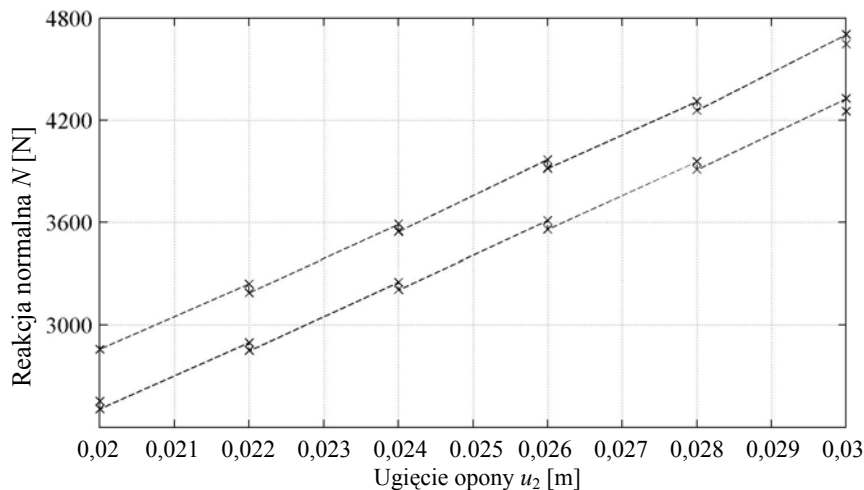
Rys. 1. Typowa charakterystyka sprężystości promieniowej koła ogumionego

Fig. 1. Typical characteristics of tired wheel radial elasticity



Rys. 2. Charakterystyka sprężystości promieniowej koła ogumionego (Dębica Navigator II – 185/70 R13 M+S 86T)

Fig. 2. Characteristics of tired wheel radial elasticity (Dębica Navigator II – 185/70 R13 M+S 86T)



Rys. 3. Fragment charakterystyki sprężystości promieniowej koła ogumionego (Dębica Navigator II – 185/70 R13 M+S 86T)

Fig. 3. Fragment of characteristics tired wheel radial elasticity (Dębica Navigator II – 185/70 R13 M+S 86T)

3. Modele pneumatyków

Model własności promieniowych koła ogumionego służy do określania siły pionowej występującej w obszarze kontaktu ogumienia z płaskim, poziomym i nieodkształcalnym podłożem. Umożliwia odwzorowanie cech sprężystych i tłumiących pneumatyka. Zakłada się przy tym, że masa opony i obręczy są skupione na osi koła. Zaawansowane modele współpracy promieniowej powinny uwzględniać właściwości mechaniczne szkieletu i bieżnika opony oraz cechy skojarzenia ciernego, istniejącego w śladzie współpracy pneumatyka z nawierzchnią.

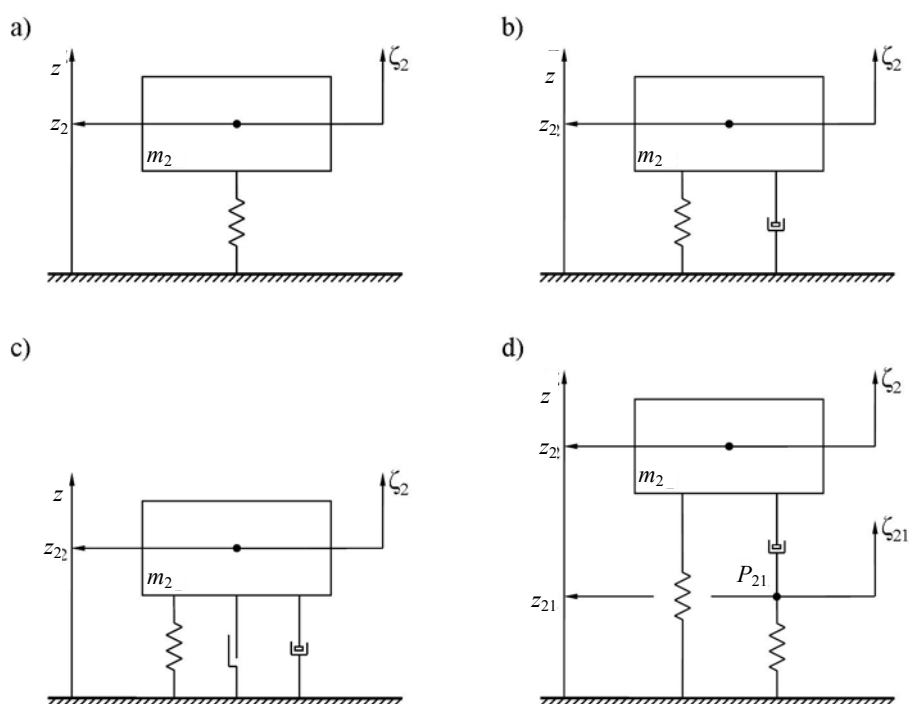
Na rysunku 4 przedstawiono typowe modele własności promieniowych koła ogumionego, wykorzystywane do różnych analiz w zakresie drgań pionowych pojazdu. Stanowią one zazwyczaj przykład układu o jednym stopniu swobody. Wyjątkiem jest model ostatni, gdzie do opisu ruchu należy zastosować dwie współrzędne uogólnione.

W najprostszym odwzorowaniu (rys. 4a)) oponę traktuje się wyłącznie jako element sprężysty o liniowej charakterystyce [4]. Opis ten może być stosowany w przypadku badań modelowych pojazdu z amortyzatorami o dużym tłumieniu. Pominięcie względnie małych sił tłumienia w oponie jest wówczas dopuszczalne, gdyż nie wpływają one znacząco na rezultat obliczeń.

Model zamieszczony na rys. 4b) oprócz cech sprężystych pneumatyka uwzględnia także jego własności tłumiące [4]. Stosuje się przy tym zarówno odwzorowania liniowe, jak i nieliniowe. W przypadku analizy pionowych drgań samochodu wywołanych nierównościami drogi model ten może być uznawany za standardowy. Wykorzystanie go do opisu ruchu pojazdu bez sprężystego zawieszenia (ciągnik rolniczy, samojezdne maszyny bu-

dowlane) może okazać się niewystarczające. Zastosowane uproszczenia mogą być również zbyt daleko idące w przypadku wykorzystania tego modelu do symulacji testu diagnostycznego stanu amortyzatorów. Jego wadą jest możliwość opisu tłumienia występującego jedynie w warunkach dynamicznych.

Na rysunku 4c) przedstawiono kolejny sposób odwzorowania własności promieniowych pneumatyka. Oponę zastąpiono w tym przypadku 3 elementami (sprężyną, tłumikiem wiskotycznym i tłumikiem ciernym) połączonymi równoległe [9]. Cechą charakterystyczną tego modelu jest możliwość uwzględnienia strat występujących w warunkach quasi-statycznych. Należy jednak zadbać o odpowiedni opis siły tarcia suchego, z uzależnieniem współczynnika tarcia od prędkości uginania opony. Odwzorowanie zjawisk szepiania i rozczepiania jest w tym przypadku nieuzasadnione. Rzeczywiste koło ogumione nie posiada bowiem właściwości ciała plastycznego, nieodkształcalnego dla małych sił.



Rys. 4. Modele własności promieniowych koła jezdnego [2, 4, 9]: a) model uproszczony, b) model standardowy, c) model z tarcieniem suchym, d) model o dwóch stopniach swobody; m_2 – masa koła, P_{21} – punkt związany z łącznikiem szeregowym, z_2 – wartość pionowej współrzędnej środka masy m_2 , z_{21} – wartość pionowej współrzędnej punktu P_{21} , ζ_2 – pionowa oś układu związanego z masą m_2 , ζ_{21} – pionowa oś układu związanego z punktem P_{21}

Fig. 4. Models of tired wheel radial properties [2, 4, 9]: a) simplified model, b) standard model, c) model with dry friction, d) 2 DOF model; m_2 – mass of wheel, P_{21} – point related to series connection, z_2 – vertical co-ordinate value of m_2 mass center, z_{21} – vertical co-ordinate value of P_{21} point, ζ_2 – vertical axis of co-ordinate system related to m_2 mass, ζ_{21} – vertical axis of co-ordinate system related to P_{21} point

W strukturze najbardziej zaawansowanego modelu własności promieniowych pneumatyka (rys. 4d)) występuje tłumik wiskotyczny połączony szeregowo z elementem sprężystym [2]. Równolegle z tymi dwoma połączono kolejny element sprężysty, który w bezpośredni sposób decyduje o sztywności opony. Taki opis cech koła ogumionego umożliwia uwzględnienie zjawiska relaksacji naprężeń oraz częściowe odwzorowanie pętli histerezy. Wadą tego modelu jest konieczność stosowania dwóch równań ruchu i wykonywania bardziej skomplikowanych obliczeń.

4. Rozbudowany i standardowy model pneumatyka

Modele przedstawione w rozdziale 3 wystarczająco dobrze opisują własności promieniowe koła jezdnego pod warunkiem, że analiza dotyczy ergonomii lub dynamiki ruchu pojazdu. Można wówczas pominąć odwzorowanie niektórych strat występujących w pneumatyku oraz zjawisko relaksacji naprężeń. W wielu przypadkach mało istotne jest również uwzględnianie stanu oderwania koła od podłoża oraz efektu zwiększania sztywności ogumienia pod wpływem wzrostu prędkości uginania opony. Z danych zawartych w literaturze przedmiotu wynika, że najpopularniejszym opisem jest liniowy model standardowy.

Wykorzystanie modelu standardowego do symulacji testu diagnostycznego stanu amortyzatorów może okazać się niewystarczające pomimo zastosowania opisów nieliniowych. Podobna uwaga dotyczy dwóch bardziej zaawansowanych modeli. Z analizy ich struktury wynika, że symulacyjne odwzorowanie próby stanowiskowej, przeprowadzanej w celu określenia charakterystyki sprężystości promieniowej pneumatyka (rys. 2), będzie skutkowało wyraźnymi różnicami w rezultatach badań. Należy się zatem spodziewać, że w warunkach dynamicznych rozbieżności między symulacją a eksperymentem będą też istotne.

Biorąc pod uwagę specyficzny charakter testu diagnostycznego stanu amortyzatorów oraz niedostatki przedstawionych modeli, opracowano nowe odwzorowanie własności promieniowych koła jezdnego (rys. 5). Podczas budowy modelu założono, że:

- do opisu ruchu poszczególnych elementów niezbędne są trzy współrzędne uogólnione z_2 , z_{21} oraz z_{22} (pozwalająca uwzględnić przypadek oderwania się koła od podłoża),
- należy uwzględnić tłumienie materiałowe ogumienia oraz straty w obszarze kontaktu koła z podłożem,
- należy uwzględnić efekt zmiany sztywności pneumatyka w funkcji prędkości uginania opony,
- należy uwzględnić zjawisko relaksacji naprężeń w ogumieniu.

W rozbudowanym modelu własności promieniowych pneumatyka siły sprężystości opisano następująco

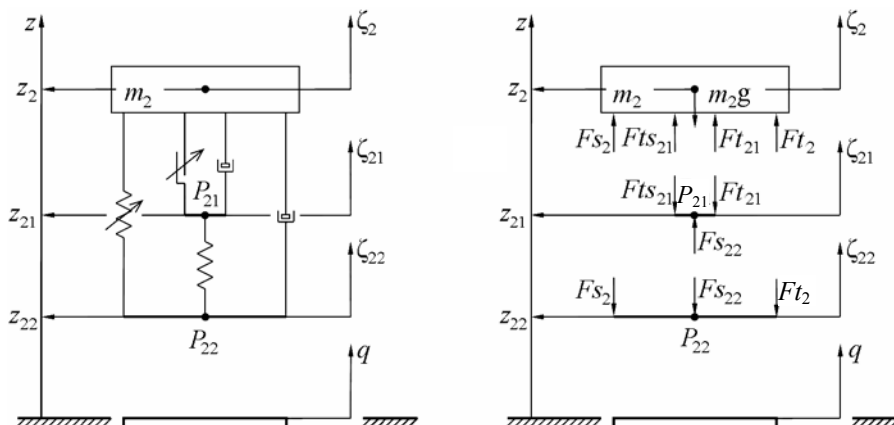
$$F_{S_2} = AP \cdot u_2^3 + BP \cdot u_2^2 + CP \cdot u_2 \quad (1)$$

$$F_{S_{22}} = DP \cdot u_{22} \quad (2)$$

gdzie:

- F_{S_2} – podstawowa siła sprężystości w pneumatyku,
- $F_{S_{22}}$ – dodatkowa siła sprężystości w pneumatyku,

- AP, BP, CP – współczynniki wielomianu aproksymującego dane pomiarowe rzeczywistego pneumatyka,
 DP – dodatkowy współczynnik sztywności opony,
 u_2 – ugięcie pneumatyka,
 u_{22} – przemieszczenie punktu P_{21} względem punktu P_{22} .



Rys. 5. Rozbudowany model własności promieniowych koła jezdnego: P_{21} – punkt związany z łącznikiem szeregowo-równoległym, P_{22} – punkt związany z łącznikiem równoległym, z_{22} – wartość pionowej współrzędnej punktu P_{22} , ζ_{22} – pionowa oś układu związanego z punktem P_{22} , q – wymuszenie, F_{S2} – podstawowa siła sprężystości w pneumatyku, F_{S22} – dodatkowa siła sprężystości w pneumatyku, F_{t2} – podstawowa siła tłumienia wiskotycznego w pneumatyku, F_{t21} – dodatkowa siła tłumienia wiskotycznego w pneumatyku, F_{ts21} – siła tarcia suchego w pneumatyku

Fig. 5. Complex model of tired wheel radial properties: P_{21} – point related to serial-parallel connection, P_{22} – point related to parallel connection, z_{22} – vertical co-ordinate value of P_{22} point, ζ_{22} – vertical axis of co-ordinate system related to P_{22} point, q – excitation, F_{S2} – basic elasticity force in tire, F_{S22} – additional elasticity force in tire, F_{t2} – basic viscous damping force in tire, F_{t21} – additional viscous damping force in tire, F_{ts21} – dry friction force in tire

Przemieszczenia względne u_2 i u_{22} są określone poniższymi równaniami

$$u_2 = R - z_2 + z_{22} \quad (3)$$

$$u_{22} = 0,5 \cdot R - z_{21} + z_{22} \quad (4)$$

gdzie:

- R – promień swobodny koła ($0,5R$ – początkowa różnica współrzędnych z_2 i z_{21}),
 z_2 – wartość pionowej współrzędnej środka masy m_2 ,
 z_{22} – wartość pionowej współrzędnej punktu P_{22} ,
 z_{21} – wartość pionowej współrzędnej punktu P_{21} .

Tłumienie w pneumatyku opisano zależnościami (5)–(7), przy czym do odwzorowania siły tarcia suchego zastosowano formalizm Karnoppa [3]

$$Ft_2 = c_2 \cdot \dot{u}_2 \quad (5)$$

$$Ft_{21} = c_{21} \cdot \dot{u}_{21} \quad (6)$$

$$Fts_{21} = \begin{cases} TS_{21} \cdot \text{sgn } \dot{u}_{21} & \text{dla } |\dot{u}_{21}| > \dot{u}_{21\text{gr}} \\ TS_{21} \cdot \text{sgn } Fs_{22} & \text{dla } |\dot{u}_{21}| \leq \dot{u}_{21\text{gr}} \cap |Fs_{22}| > TS_{21} \\ Fs_{22} & \text{dla } |\dot{u}_{21}| \leq \dot{u}_{21\text{gr}} \cap |Fs_{22}| \leq TS_{21} \end{cases} \quad (7)$$

gdzie:

- Ft_2 – podstawowa siła tłumienia wiskotycznego w pneumatyku,
- Ft_{21} – dodatkowa siła tłumienia wiskotycznego w pneumatyku,
- Fts_{21} – siła tarcia suchego w pneumatyku,
- c_2 – podstawowy współczynnik tłumienia wiskotycznego w oponie,
- c_{21} – dodatkowy współczynnik tłumienia wiskotycznego w oponie,
- \dot{u}_2 – prędkość uginania opony,
- \dot{u}_{21} – prędkość przemieszczania punktu P_{21} względem masy m_2 ,
- TS_{21} – moduł rozwiniętej siły tarcia suchego w oponie,
- $\dot{u}_{21\text{gr}}$ – graniczna prędkość przemieszczania punktu P_{21} względem masy m_2 .

Prędkości względne \dot{u}_2 i \dot{u}_{21} są w tym przypadku określone następującymi równaniami

$$\dot{u}_2 = \dot{z}_{22} - \dot{z}_2 \quad (8)$$

$$\dot{u}_{21} = \dot{z}_{21} - \dot{z}_2 \quad (9)$$

gdzie:

- \dot{z}_{22} – prędkość przemieszczania punktu P_{22} ,
- \dot{z}_{21} – prędkość przemieszczania punktu P_{21} ,
- \dot{z}_2 – prędkość przemieszczania masy m_2 .

Równania ruchu, przedstawione poniżej, zostały wyprowadzone zgodnie z zasadą kinetostatyki

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 = Fs_2 + Fts_{21} + Ft_{21} + Ft_2 - m_2 g \\ Ft_{21} = c_{21} \cdot \dot{u}_{21} = -Fts_{21} + Fs_{22} \\ Ft_2 = c_2 \cdot \dot{u}_2 = -Fs_2 - Fs_{22} \quad (\text{przy oderwaniu się koła od płyty stanowiska}) \end{cases} \quad (10)$$

gdzie:

- m_2 – masa koła,
- \ddot{z}_2 – przyspieszenie pionowe koła.

Do odwzorowania zjawisk szepiania i rozczepiania wykorzystywany jest dodatkowy warunek w następującej postaci

$$\dot{z}_{21} = \dot{z}_2 \quad \text{dla} \quad |\dot{u}_{21}| \leq \dot{u}_{21\text{gr}} \cap |Fs_{22}| \leq TS_{21} \quad (11)$$

Zalety rozbudowanego modelu własności promieniowych pneumatyka można zauważyć, porównując rezultaty uzyskane z jego zastosowaniem z wynikami dotyczącymi odwzorowania standardowego. Odniesieniem jest w tym przypadku model przedstawiony na rys. 4b), w którym zastosowano nieliniowy opis siły sprężystości według zależności (1) oraz (12). Tłumienie wiskotyczne w oponie jest określone równaniem (5), z dodatkowym warunkiem na oderwanie koła (13).

$$u_2 = \begin{cases} R - z_2 + q & \text{dla } R - z_2 + q \geq 0 \\ 0 & \text{dla } R - z_2 + q < 0 \end{cases} \quad (12)$$

$$\dot{u}_2 = \begin{cases} -\dot{z}_2 + \dot{q} & \text{dla } R - z_2 + q \geq 0 \\ 0 & \text{dla } R - z_2 + q < 0 \end{cases} \quad (13)$$

gdzie:

\dot{q} – wymuszenie,

q – pochodna wymuszenia względem czasu.

Tabela 1

Parametry modeli własności promieniowych pneumatyka

Nazwa parametru	Wartość parametru	
	model standardowy	model rozbudowany
Współczynniki wielomianu opisującego podstawową siłę sprężystości w pneumatyku	$AP = -20\,803\,649 \text{ N/m}^3$ $BP = 2\,496\,639 \text{ N/m}^2$ $CP = 93\,226 \text{ N/m}$	
Współczynnik określający dodatkową siłę sprężystości w pneumatyku	–	$DP = 35\,000 \text{ N/m}$
Moduł rozwiniętej siły tarcia suchego w oponie	–	$TS_{21} = 100 \text{ N}$
Graniczna prędkość przemieszczania punktu P_{21} względem masy m_2	–	$u_{21\text{gr}} = 0,0001 \text{ m/s}$
Podstawowy współczynnik tłumienia wiskotycznego w oponie	$c_2 = 150 \text{ N}\cdot\text{s/m}$	$c_2 = 125 \text{ N}\cdot\text{s/m}$
Dodatkowy współczynnik tłumienia wiskotycznego w oponie	–	$c_{21} = 100\,000 \text{ N}\cdot\text{s/m}$
Masa koła ogumionego	$m_2 = 13,5 \text{ kg}$	
Promień swobodny koła	$R = 0,2975 \text{ m}$	

W przypadku odwzorowania standardowego wykorzystywane jest jedno równanie ruchu w następującej postaci

$$m_2 \ddot{z}_2 = F_{S_2} + F_{t_2} - m_2 g \quad (14)$$

Do dalszych analiz przyjęto parametry obydwu modeli odpowiadające wielosezonowej oponie Dębica Navigator II (185/70 R13 M+S 86T) przeznaczonej do samochodów osobowych klasy średniej. Wartości poszczególnych współczynników (tab. 1) określono na podstawie pomiarów stanowiskowych wykonywanych dla trzech różnych położeń pneu-

matyka. Zamieszczone rezultaty dotyczą nominalnego ciśnienia w ogumieniu o wartości 0,2 MPa. Współczynnik tłumienia wiskotycznego w oponie dla odwzorowania standardowego został oszacowany na podstawie danych zamieszczonych w literaturze [2].

5. Metoda EUSAMA

Przykładem wykorzystania nowo powstałego modelu własności promieniowych pneumatyka może być symulacja testu diagnostycznego realizowanego wg metody EUSAMA. Jest to jeden z najnowszych i najpopularniejszych sposobów oceny stanu amortyzatorów zamontowanych w pojeździe [1, 8]. Metoda ta polega na kinematycznym pobudzaniu koła jezdnego do drgań pionowych o stałej amplitudzie z przedziału 3–9 mm i częstotliwości malejącej od 25 Hz do zera.

Badanie stanu amortyzatorów obejmuje następujące etapy:

- pomiar statycznej siły nacisku N_{st} koła na płytę najazdową urządzenia,
- pobudzenie układu do drgań o częstotliwości 25 Hz,
- wyłączenie napędu i pomiar minimalnej siły nacisku N_{min} koła na płytę najazdową urządzenia podczas zanikania drgań.

Na podstawie zmierzonych wartości wyznaczana jest wielkość określająca skuteczność tłumienia amortyzatora, tzw. współczynnik EUSAMA (WE)

$$WE = \frac{N_{min}}{N_{st}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (15)$$

Dla współczynnika obliczonego według zależności (15) przyjmuje się następujące kryteria oceny stanu amortyzatorów [1]:

- bardzo dobry ($WE > 60\%$),
- dobry ($40\% < WE \leq 60\%$),
- wymagający dodatkowego sprawdzenia w stanie wymontowanym ($20\% < WE \leq 40\%$),
- do wymiany ($WE \leq 20\%$).

6. Modele „ćwiartki samochodu”

Nawet najprostszy model wykorzystywany do symulacji testu diagnostycznego stanu amortyzatorów oprócz opisu własności promieniowych koła jezdnego musi zawierać odwzorowanie cech zawieszenia. Powstały w ten sposób model „ćwiartki samochodu” przedstawiono na rys. 6. Zastosowano w nim jednak rozbudowany opis współpracy promieniowej pneumatyka z podłożem, przedstawiony w rozdz. 4. Ponieważ badania na opisywanym stanowisku dotyczą pojedynczego koła jezdnego oraz związanego z nim zawieszenia, przy budowie modelu założono, że:

- do opisu ruchu elementów modelu niezbędne są cztery współrzędne uogólnione z_1 , z_2 , z_{21} oraz z_{22} (pozwalająca uwzględnić przypadek oderwania się koła od podłoża),
- można pominąć wpływ sprzężenia drgań lewej i prawej oraz przedniej i tylnej części pojazdu,

- należy wprowadzić nieliniowe charakterystyki elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia, odpowiadające własnościom rzeczywistego zawieszenia samochodu,
- należy zastosować złożone odwzorowanie promieniowych własności pneumatyka, uwzględniając tłumienie materiałowe oraz straty w obszarze kontaktu z podłożem,
- można pominąć wpływ sprzężenia zwrotnego między badanym układem drgającym a wymuszeniem.

Siłę sprężystości w zawieszeniu zdefiniowano w sposób następujący [6]

$$F_{S_1} = \begin{cases} AG \cdot u_1 & \text{dla } u_1 < PUC \\ BG \cdot u_1 + CG & \text{dla } PUC \leq u_1 \leq PJC \\ AS \cdot u_1^2 + BS \cdot u_1 + CS & \text{dla } u_1 > PJC \end{cases} \quad (16)$$

gdzie:

- F_{S_1} – siła sprężystości w zawieszeniu,
- AG, BG, CG, AS, BS, CS – współczynniki wielomianów aproksymujących dane pomiarowe rzeczywistego zawieszenia,
- PUC, PJC – granice odrębnego opisu siły sprężystości w zawieszeniu,
- u_1 – ugięcie zawieszenia.

Przemieszczenie względne u_1 jest opisane następującym równaniem

$$u_1 = z_2 - z_1 - ODM \quad (17)$$

gdzie:

- z_1 – wartość pionowej współrzędnej środka masy m_1 ,
- ODM – wartość różnicy współrzędnych z_1 i z_2 , dla której $F_{S_1} = 0$.

Tłumienie cierne w zawieszeniu odwzorowano formalizmem Karnoppa. Przyjęto jednakową wartość współczynników tarcia statycznego i kinetycznego ($TS_{1s} = TS_{1k}$) [3]

$$F_{ts_1} = \begin{cases} TS_{1k} \cdot \text{sgn } \dot{u}_1 & \text{dla } |\dot{u}_1| > \dot{u}_{1gr} \\ TS_{1k} \cdot \text{sgn } F_1 & \text{dla } |\dot{u}_1| \leq \dot{u}_{1gr} \cap |F_1| > TS_{1k} \\ F_1 & \text{dla } |\dot{u}_1| \leq \dot{u}_{1gr} \cap |F_1| \leq TS_{1s} \end{cases} \quad (18)$$

gdzie:

- $TS_{1s(1k)}$ – amplituda siły statycznego (kinetycznego) tarcia suchego w zawieszeniu,
- \dot{u}_1 – prędkość uginania zawieszenia,
- \dot{u}_{1gr} – graniczna prędkość uginania zawieszenia,
- F_1 – wypadkowa oddziaływań innych niż F_{ts_1} istniejących dla $|\dot{u}_1| \leq \dot{u}_{1gr}$.

Wielkości \dot{u}_1 oraz F_1 występujące w zależności (18) są określone następującymi równaniami

$$\dot{u}_1 = \dot{z}_2 - \dot{z}_1 \quad (19)$$

$$F_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \cdot (FS_2 + Ft_2 + Ft_{21} + Fts_{21}) - FS_1 \quad (20)$$

gdzie:

- \dot{z}_1 – prędkość przemieszczania masy m_1 ,
 m_1 – masa resorowana,
 m_2 – masa nieresorowana.

Siła tłumienia wiskotycznego w zawieszeniu jest opisana wzorem [6]

$$F_{t_1} = \begin{cases} c_{1s} \cdot \dot{u}_1 & \text{dla } \dot{u}_1 \geq 0 \\ c_{1r} \cdot \dot{u}_1 & \text{dla } \dot{u}_1 < 0 \end{cases} \quad (21)$$

gdzie:

- c_{1s} – współczynnik tłumienia wiskotycznego w amortyzatorze dla fazy ściskania,
 c_{1r} – współczynnik tłumienia wiskotycznego w amortyzatorze dla fazy rozciągania.

Pozostałe wielkości występujące w rozbudowanym modelu „ćwiartki samochodu” zostały określone w rozdz. 4. Równania ruchu (22) zostały wyprowadzone zgodnie z zasadą kinetostatyki. Całkowano je numerycznie, rozwiązując zagadnienie początkowe metodą Runie–Kutty IV rzędu

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 = F_{S_1} + F_{ts_1} + F_{t_1} - m_1 g \\ m_2 \ddot{z}_2 = -F_{S_1} - F_{ts_1} - F_{t_1} + F_{S_2} + F_{ts_{21}} + F_{t_{21}} + F_{t_2} - m_2 g \\ c_{21} \cdot (\dot{z}_{21} - \dot{z}_2) = -F_{ts_{21}} + F_{S_{22}} \\ c_2 \cdot (\dot{z}_{22} - \dot{z}_2) = -F_{S_2} - F_{S_{22}} \quad (\text{przy oderwaniu koła od płyty stanowiska}) \end{cases} \quad (22)$$

gdzie:

- \ddot{z}_1 – przyspieszenie masy resorowanej,
 \ddot{z}_2 – przyspieszenie masy nieresorowanej.

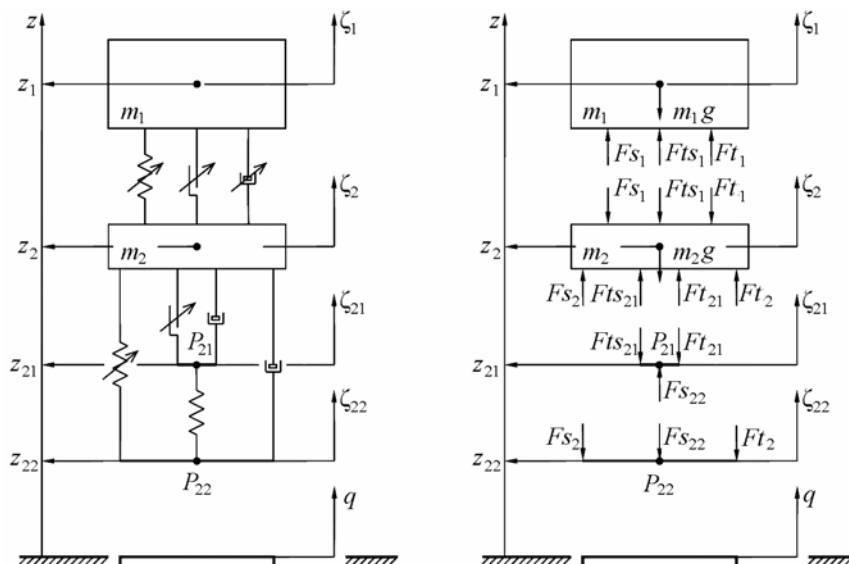
Do odwzorowania efektów szepiania i rozszepiania poszczególnych par trących w zawieszeniu wykorzystywany jest dodatkowy warunek w następującej postaci

$$\ddot{z}_1 = \ddot{z}_2 \quad \text{oraz} \quad \dot{z}_1 = \dot{z}_2 \quad \text{dla} \quad |\dot{u}_1| \leq \dot{u}_{1gr} \cap |F_1| \leq TS_{1s} \quad (23)$$

Wpływ odwzorowania własności promieniowych pneumatyka na rezultaty symulacji testu diagnostycznego stanu amortyzatorów można ocenić, porównując wyniki uzyskane z zastosowaniem rozbudowanego i standardowego modelu „ćwiartki samochodu”. W przypadku tego ostatniego prawdziwe są zależności (16)–(19) oraz (21) i (23), natomiast równania (20) i (22) przyjmują formę następującą

$$F_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \cdot (F_{S_2} + F_{t_2}) - F_{S_1} \quad (24)$$

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 = F_{S_1} + F_{ts_1} + F_{t_1} - m_1 g \\ m_2 \ddot{z}_2 = -F_{S_1} - F_{ts_1} - F_{t_1} + F_{S_2} + F_{t_2} - m_2 g \end{cases} \quad (25)$$



Rys. 6. Rozbudowany model „ćwiartki samochodu”: m_1 – masa resorowana, m_2 – masa nieresorowana, z_1 – wartość pionowej współrzędnej środka masy m_1 , ζ_1 – pionowa oś układu związanego z masą m_1 , F_{S1} – siła sprężystości w zawieszeniu, F_{t1} – siła tłumienia wiskotycznego w zawieszeniu, F_{TS1} – siła tarcia suchego w zawieszeniu

Fig. 6. Complex quarter-car model: m_1 – sprung mass, m_2 – unsprung mass, z_1 – vertical co-ordinate value of m_1 mass center, ζ_1 – vertical axis of co-ordinate system related to m_1 mass, F_{S1} – elasticity force of suspension, F_{t1} – viscous damping force of suspension, F_{TS1} – dry friction force of suspension

Do dalszych analiz związanych z testem diagnostycznym stanu amortyzatorów przyjęto parametry obydwu modeli odpowiadające przedniej „ćwiartce samochodu” osobowego klasy średniej. Chcąc dokonać symulacji takiego badania, należy uwzględnić cechy konkretnego stanowiska badawczego. W przypadku urządzenia Hofmann Contactest 1000 przemieszczenie pionowe płyty wymuszającej drgania (wymuszenie) opisane jest zależnością (26), natomiast pochodną wymuszenia względem czasu określa równanie (27). Parametry urządzenia diagnostycznego wraz z przyjętymi wartościami nominalnymi przedstawiono w tab. 2.

$$q = r \cdot (1 - \cos \alpha) \quad (26)$$

$$\dot{q} = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad (27)$$

gdzie:

- r – amplituda wymuszenia,
- α – kąt obrotu wału napędowego stanowiska,
- ω – prędkość kątowna wału napędowego stanowiska.

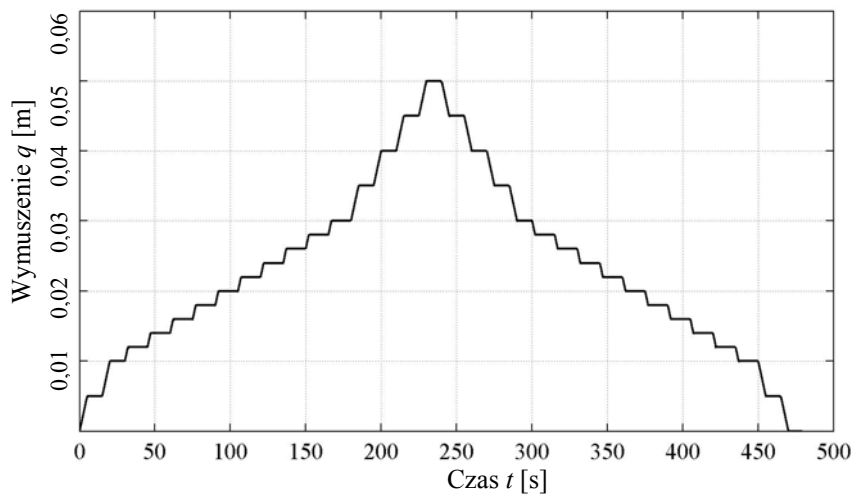
Parametry stanowiska badawczego Hofmann Contactest 1000

Nazwa parametru	Jednostka	Wartość parametru
Amplituda wymuszenia	m	0,003
Maksymalna częstość wymuszenia	rad/s	157
Czas przyrostu częstości wymuszenia	s	1
Czas utrzymywania stałej częstości wymuszenia	s	1,8
Czas realizacji wymuszenia	s	6

7. Wyniki badań

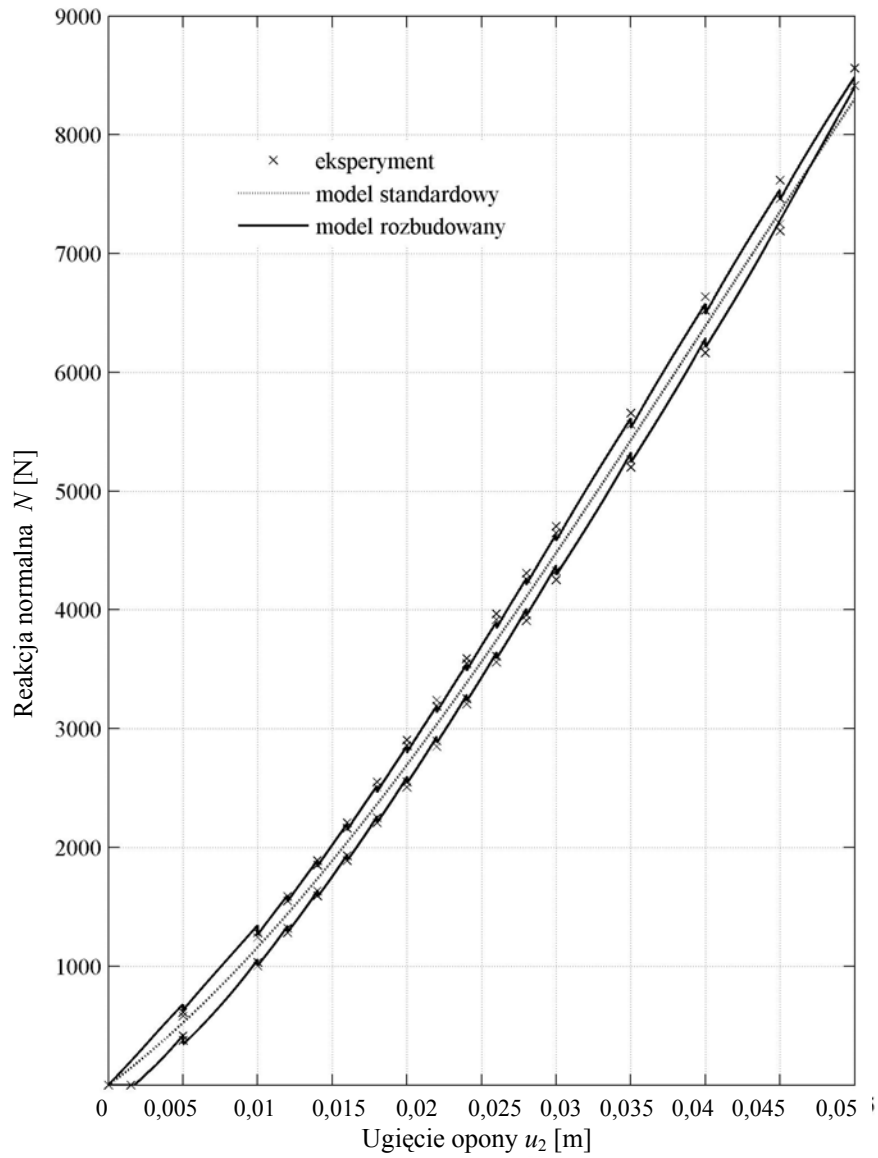
7.1. Rezultaty dotyczące modelu współpracy promieniowej pneumatyka z podłożem

Podstawowe zalety zaawansowanego opisu własności promieniowych koła ogumionego można dostrzec, porównując rezultaty pomiarów stanowiskowych przeprowadzonych w celu określenia charakterystyki sprężystości pneumatyka z efektami symulacji tej próby. Przy wymuszeniu przedstawionym na rys. 7 widoczne są różnice w wynikach badań, które uzyskano dla modeli standardowego i rozbudowanego (rys. 8). Jedynie drugi z nich umożliwia odwzorowanie zjawiska relaksacji naprężeń oraz strat energii występujących w warunkach quasi-statycznych. Dobra zgodność jakościowa i ilościowa symulacji z eksperymentem występuje tylko w przypadku bardziej zaawansowanego opisu.



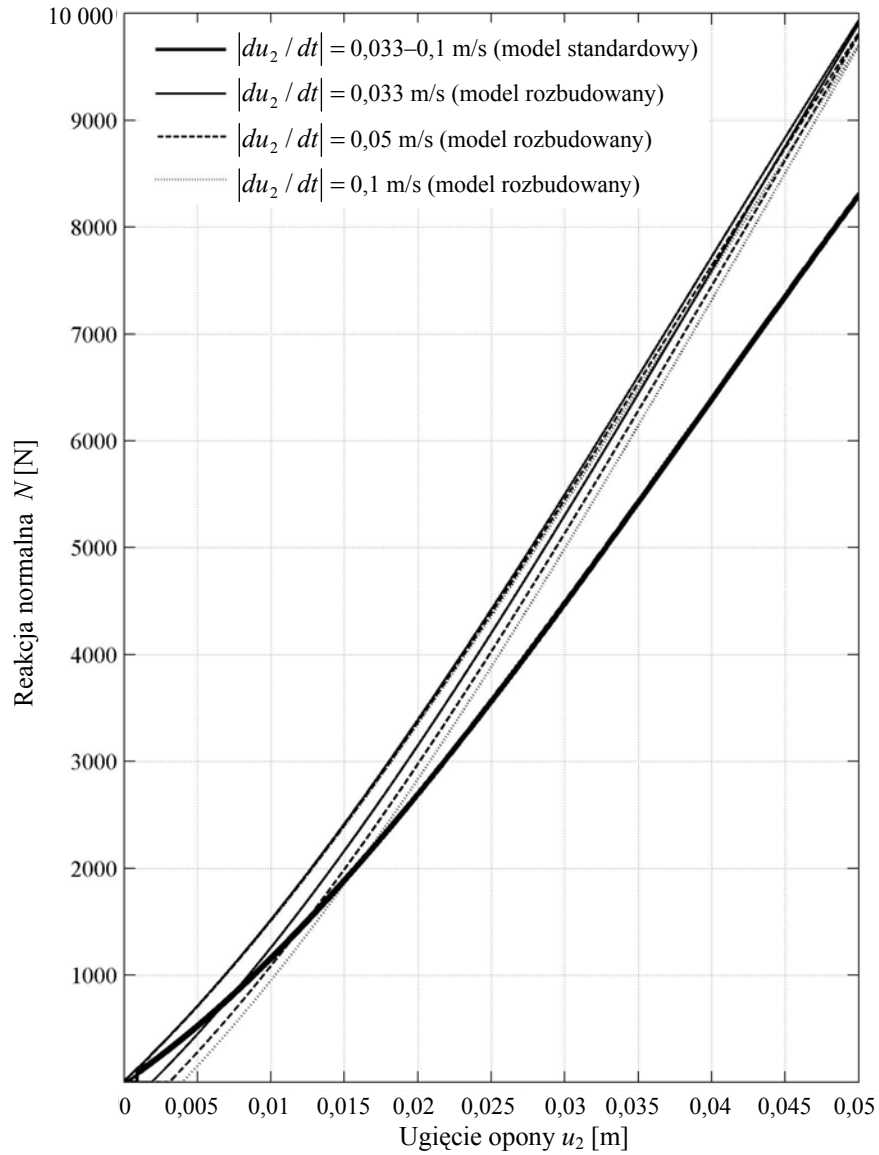
Rys. 7. Przebieg czasowy wymuszenia w próbie quasi-statycznej

Fig. 7. Time history of excitation for quasistatic test



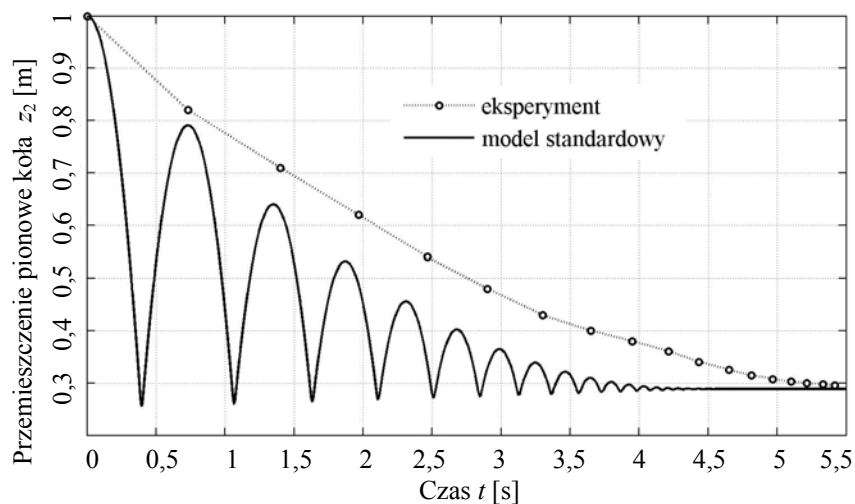
Rys. 8. Symulacyjne odwzorowanie charakterystyki sprężystości koła ogumionego

Fig. 8. Simulation representation of tired wheel elasticity characteristics



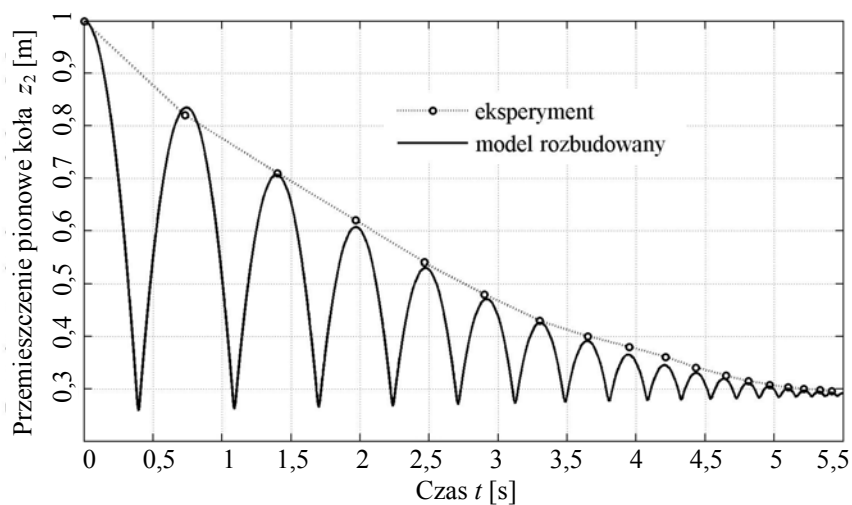
Rys. 9. Wyniki symulacji dynamicznego obciążenia pneumatyka

Fig. 9. Simulation results of tired wheel dynamic loading



Rys. 10. Rezultaty symulacji próby dynamicznej z wykorzystaniem modelu standardowego

Fig. 10. Simulation results of dynamic test with standard model application



Rys. 11. Rezultaty symulacji próby dynamicznej z wykorzystaniem modelu rozbudowanego

Fig. 11. Simulation results of dynamic test with complex model application

Z danych zawartych w literaturze [2] wynika, że podczas współpracy koła jeźdźnego z podłożem występuje zjawisko zwiększania sztywności promieniowej pneumatyka przy wzroście prędkości uginania ogumienia. Maleją wówczas straty wynikające zarówno z tarcia w obszarze kontaktu koła z podłożem, jak i tłumienia wewnętrznego w oponie. Odzworowanie tych cech w modelu można ocenić, dokonując odpowiednich obliczeń. Przykładem może być symulacyjne odwzorowanie próby opisaną wcześniej, lecz wykonywanej

w warunkach dynamicznych. W przypadku opisu rozbudowanego wprowadzenie różnych prędkości uginania opony (wymuszenie o przebiegu trójkątnym z $|du_2/dt| = 0,033-0,1$ m/s) powoduje oczekiwaną zmianę rezultatów badań (rys. 9). Zastosowanie modelu standardowego daje efekty w postaci braku pętli histerezy oraz identycznych wyników, uzyskanych dla różnych parametrów wymuszenia.

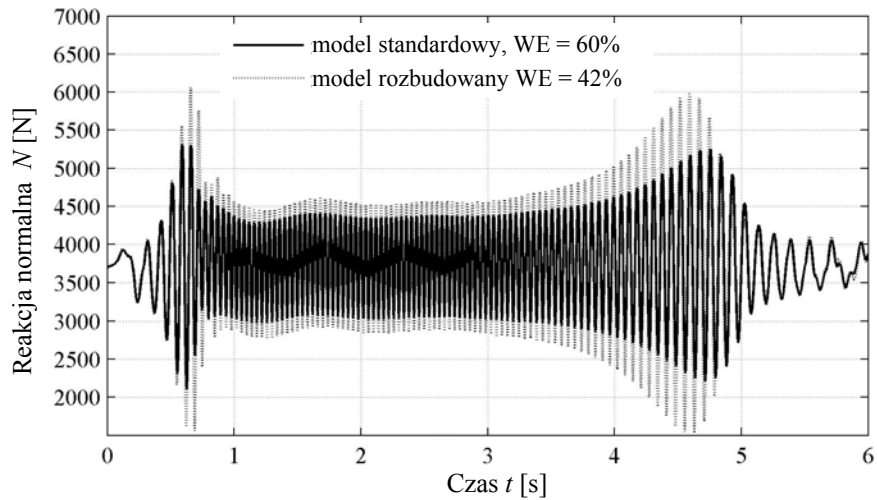
Poprawność opisu własności tłumiących ogumienia można określić, wykonując próbę dynamiczną polegającą na zrzuconiu pneumatyka z wysokości ok. 1 m. Na podstawie rozbieżności między symulacją a eksperymentem wnioskuje się o doborze sił tłumienia w oponie oraz jakości jego odwzorowania. W przypadku modelu standardowego występuje znaczna niezgodność pomiarów i obliczeń (rys. 10). Różnice dotyczą zarówno częstotliwości drgań koła, jak i jego maksymalnych przemieszczeń. Wartość współczynnika tłumienia w pneumatyku, oszacowana na podstawie publikacji [2], okazała się przy tym zbyt duża. Zmniejszenie tego parametru spowoduje wygasanie drgań, jednak nie do tego stopnia, aby można było uzyskać rezultaty odpowiadające rzeczywistości. Częściowa weryfikacja opisu rozbudowanego wypadła pozytywnie zarówno w sensie jakościowym, jak i ilościowym (rys. 11).

7.2. Wyniki dotyczące symulacji testu diagnostycznego stanu amortyzatorów

Na rysunku 12 zamieszczono przykładowe rezultaty symulacji testu diagnostycznego realizowanego wg metody EUSAMA. Obliczenia zostały wykonane dla zużytych amortyzatorów z zachowaniem nominalnych wartości pozostałych parametrów. Porównując wyniki uzyskane z zastosowaniem modelu standardowego i rozbudowanego, można zaobserwować wyraźny wpływ odwzorowania własności promieniowych pneumatyka na wartość parametru diagnostycznego (zmiana o 18 punktów procentowych). Znaczące są także różnice w czasowych przebiegach siły nacisku koła na płytę najazdową urządzenia badawczego. W przypadku zastosowania bardziej zaawansowanego opisu występują większe amplitudy reakcji normalnej. Wzrasta również częstotliwość wymuszenia, przy której pojawia się minimalna wartości składowej pionowej w obszarze kontaktu pneumatyka z podłożem.

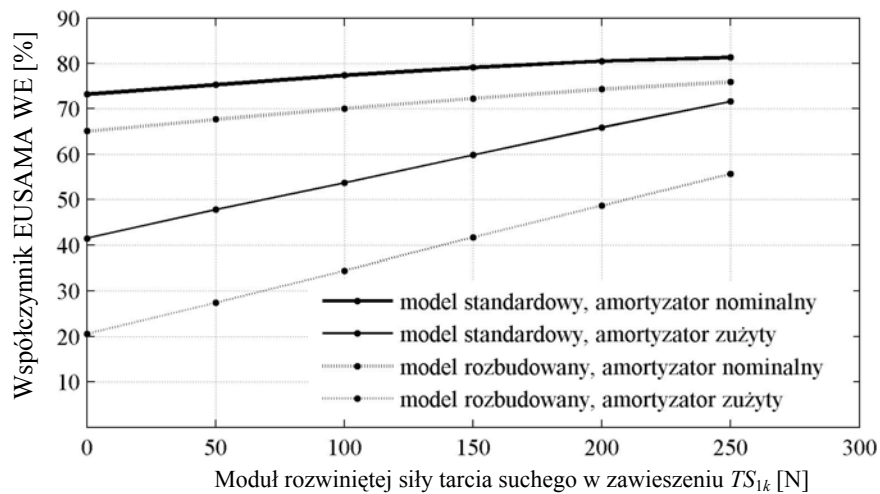
Oceniając wpływ odwzorowania cech promieniowych koła ogumionego na wynik symulacji testu EUSAMA, przeprowadzono 4 serie badań. Dotyczyły one zarówno amortyzatora w stanie bardzo dobrym, jak i zużytego. Aby zwiększyć zakres analizy, zmieniano także tłumienie cierne w zawieszeniu będące czynnikiem zakłócającym rezultat próby diagnostycznej.

We wszystkich 24 przypadkach mniejsze wartości parametru diagnostycznego odpowiadają modelowi rozbudowanemu (rys. 13). Różnice w postaci 8 i 18 punktów procentowych dotyczą, odpowiednio, amortyzatorów nominalnego oraz zużytego. Cechą charakterystyczną jest to, że z zastosowaniem opisu standardowego współczynnik EUSAMA osiąga wartości, które w warunkach rzeczywistych występują bardzo rzadko ($WE > 75\%$). Z kolei wprowadzenie parametrów amortyzatora przeznaczonego do wymiany skutkuje wynikiem informującym o jego dobrym stanie ($WE > 40\%$). Wrażliwość parametru diagnostycznego na zmiany współczynnika tłumienia amortyzatora jest niemal dwukrotnie większa w przypadku odwzorowania rozbudowanego. Wszystkie te spostrzeżenia są słuszne dla całego zakresu rozpatrywanych wartości siły tarcia suchego w zawieszeniu.



Rys. 12. Rezultaty symulacji testu EUSAMA

Fig. 12. Simulation results of EUSAMA test



Rys. 13. Wpływ modelu pneumatyka i tarcia suchego w zawieszeniu na rezultaty symulacji testu EUSAMA

Fig. 13. Influence of tired wheel model and suspension dry friction force value on results of EUSAMA test

8. Zakończenie

Przedstawione rezultaty badań modelowych potwierdzają niedoskonałości lepkosprężystych modeli koła ogumionego. Z dokonanej analizy wynika, że własności promieniowe ogumienia wpływają na wartość współczynnika EUSAMA. Istotna jest zatem dokładność opisu sił sprężysto-tłumiących opony w przypadku wykorzystania modelu „ćwiartki samochodu” do symulacji testu diagnostycznego stanu amortyzatorów. Zastosowanie bardziej zaawansowanego odwzorowania cech pneumatyka zwiększa prawdopodobieństwo pomyślnej weryfikacji wyników obliczeń. Rozbudowany model koła ogumionego może być wykorzystany do badań związanych z metodą Boge i Hunter oraz analiz w zakresie dynamiki zawiesznień pojazdów.

Literatura

- [1] Bocheński C., Bogus S., Damm A., Lozia Z., Turek L., *Badania kontrolne samochodów*, WKiŁ, Warszawa 2000.
- [2] Kamiński E., Pokorski J., *Dynamika zawiesznień i układów napędowych pojazdów samochodowych*, WKiŁ, Warszawa 1983.
- [3] Karnopp D., *Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems*, Transaction of the ASME, Vol. 107, March 1985, 100-103.
- [4] Lanzendoerfer J., Szczepaniak C., *Teoria ruchu samochodu*, WKiŁ, Warszawa 1980.
- [5] Lozia Z., *Metody oceny stanu amortyzatorów zamontowanych w pojeździe*, Politechnika Warszawska, Zeszyty Naukowe IP, 3(54)/2004, 21-43.
- [6] Lozia Z., Mikołajczuk J., *Ocena przydatności testu diagnostycznego stanu amortyzatorów zamontowanych w pojeździe, wykorzystującego wymuszenie kinematyczne w kontakcie koła z podłożem*, Archiwum Motoryzacji, 1-2, 1997, 3-24.
- [7] Lozia Z., Zdanowicz P., *Zastosowanie modelu „ćwiartki samochodu” do symulacji testu diagnostycznego stanu amortyzatorów*, Politechnika Warszawska, Prace Naukowe Transport, z. 63, 2007, 163-170.
- [8] Sitek K., *Diagnostyka samochodów w zakresie bezpieczeństwa jazdy*, Oficyna Wydawnicza ANMAR, Gdańsk 1995.
- [9] В О Д Я Н И К И.И., *Выбор моделей для аналитического описания взаимодействия яневматической шины с дорогой*, Автомобильная Промышленность, Но 10, 1980.