

OPTIMIZAREA PRIN SIMULARE A SISTEMULUI DRUM ALEATOR-SUSPENSIE (DAS)

Tabacu Ciprian
tabacu_ciprian@yahoo.com

Câmpan Dan Lucian
ludan840808@yahoo.com

Universitatea Politehnica București

Dinu Octavian
octavytza@yahoo.com

Universitatea Petrol și Gaze Ploiești

Rezumat: Lucrarea prezintă comportarea suspensiei simplificate la denivelările căii de rulare, precum și rezultatele obținute în urma simulării în Simulink-Matlab a suspensiei simplificate.

Cuvinte cheie: suspensie, simularea suspensiei, optimizarea suspensiei, modelarea căii de rulare.

Abstract: This paper presents simplified suspension behavior uneven tread and the results of simulation in Simulink, Matlab simplified suspension.

Keywords: suspension, simulation, optimization, road profil modeling .

1. Introducere

Asigurarea confortului autovehiculelor în timpul deplasării pe căile de rulare presupune diminuarea disconfortului datorat unor factori perturbatori a stării fiziologice și psihice a șoferului și pasagerilor cum ar fi: vibrațiile mecanice, condițiile climatice ale incintei autovehiculului, zgomotele excesive, radiațiile solare etc. [1, 2, 3, 4].

Tabelul 1. Indicatori și criteriile de performanță a sistemului de suspensie al autovehiculelor

I n d i c a t o r	Relație de calcul	În care :	A u t o r i
Indicator 1: Transmisibilitatea de accelerare	$\eta = \left \frac{\max(\ddot{x})}{\max(\omega_n^2 y)} \right $	\ddot{x} - <i>acceleerația verticală;</i> ω_n - <i>pulsația naturală;</i>	[1] & [2]
Indicator 2: Transmisibilitatea de accelerare	$\eta = \frac{\omega^2 \sqrt{\omega_n^4 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}}{\omega_n^2 \sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4\zeta^2\omega_n^2\omega^2}}$	ω - <i>pulsația semnalului sinusoidal care modelează drumul în cazul 2DOF1/4M</i>	[3]
Indicator 3: Transmisibilitatea de deplasare	$\lambda = \left \frac{\max(x_r)}{\max(y)} \right $	x - <i>deplasarea masei suspendate;</i> y - <i>deplasarea roții;</i>	[4]
Criteriul AMP: Abaterea medie pătratică (AMP)	$J(\beta_0, \beta_1) = \frac{1}{T} \int_0^T [y(t) - y_0]^2 dt$	y - <i>poziția masei suspendate;</i> y_0 - <i>poziția în stare de repaus;</i> T - <i>durata înregistrării;</i>	[5]

Confortul autovehiculelor rutiere precum și gradul lor de manevrabilitate și stabilitate sunt printre cei mai frecvent folosiți indicatori în evaluarea unui vehicul din punctul de vedere al sistemului drum – suspensie [5]. Un mare efort de cercetare științifică a fost depus pentru a găsi factorii care afectează confortul la rulare [6]. A fost, de exemplu, investigat comportamentul uman în condițiile vibrațiilor aleatorii, și s-a demonstrat că oamenii sunt foarte sensibili la frecvențe foarte joase de sub 1 Hz. Aceasta este explicația pentru care au fost propuși o serie de indicatori frecvențiali de performanță a sistemului de suspensie al autovehiculelor rutiere prezentați în tabelul 1. Majoritatea indicatorilor de performanță caracterizează sistemul de suspensie prin intermediul unor valori punctuale referitoare din răspunsul sistemului la semnalul sinusoidal (sau o sumă de semnale sinusoidale de diverse frecvențe și amplitudini) care modelează neregularitățile drumului prin semnale deterministe aplicate la intrarea sistemului. Acești indicatori sunt determinați prin analiza teoretică a modelului matematic al sistemului de suspensie. Aceste analize teoretice permit determinarea unor expresii de calcul al acestor indicatori în funcție de anumiți parametri ai modelului matematic cum ar fi: frecvența unei sinusoidale care modelează drumul, pulsația naturală a sistemului, amplitudinea maximă a răspunsului etc. Valorile acestor indicatori pot fi folosiți pentru a compara diverse structuri de modele pentru suspensie de tip sfert de mașina (1/4M), de tip jumătate de mașină (1/2 M) cu unul, două, trei sau patru grade de libertate etc. Dar acești indicatori nu sunt comod de utilizat în cazul testării sistemului drum – suspensie în condiții reale de drum când suspensia trebuie să filtreze semnale $u(t)$ de tip zgomot alb de dispersie arbitrara, induse de drum la intrarea sistemului DAS. Unele deficiente sunt eliminate prin utilizarea unui criteriu experimental din ultima poziție a tabelului 1.

În secțiunea 2 sunt prezentate câteva aspecte privind modelarea drumului aleator și suspensiei în varianta sfertului de mașina (1/4M) prezentată în [7]. În secțiunea 3 este prezentată formularea problemei privind caracterizarea calității sistemului DAS printr-un criteriu integral care să reflecte nu numai parametrii suspensiei ci și pe cei ai drumului. Secțiunea 4 prezintă rezultatele testării prin simulare în MATLAB-SIMULINK a sistemului DAS. Secțiunea 5 conține unele concluzii desprinse în urma testării prin simulare a metodei propuse în lucrare pentru optimizarea unui sistem DAS.

2. Modelarea sistemului DAS

Structura simplificată prin neglijarea acțiunii pneurilor a sistemului DAS, în varianta 1/4 cu amortizor semiactiv este prezentată în figura 1.

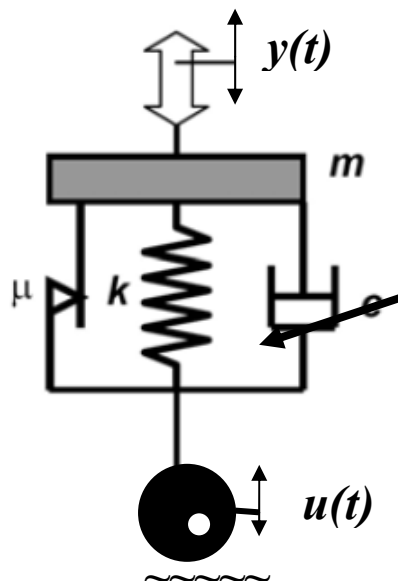


Figura 1. Schema structurii DAS în varianta 1/4M cu amortizor semiactiv: $u(t)$ -semnal de intrare care modelează rugozitățile căii de rulare; $y(t)$ -semnal de ieșire care modelează poziția vibratorie a masei suspendate.

Această structură conține două părți distincte: drumul și suspensia propriu zis. Acestea au funcții diferite în DAS și se modelează separat în vederea simulării pe calculator. Drumul generează perturbații aleatoare $u(t)$ aplicate la intrarea sistemului. Rugozitățile rutiere sunt cele mai importante perturbații pentru șofer și pentru structura vehiculului în sine [8].

În mod tradițional, profilul rutier a fost modelat prin utilizarea unor procese aleatoare [9,10].

Structura simplificată a suspensiei conține trei elemente principale care trebuie modelate. Aceste trei elemente principale sunt: masa suspendată m , arcul cu parametrul k și amortizorul semiactiv caracterizat prin coeficientul c , de frecare vâscoasă, modificabil prin intermediul unui ventil cu comandă electromagnetică pentru modificarea forței de frecare vâscoasă prin ștrangularea secțiunii de trecere a uleiului [11].

Din punct de vedere teoretic, modelul fizic reprezintă comportamentul amortizorului pentru o gamă largă de regimuri de funcționare. Pentru determinarea acestora se fac multiple ipoteze simplificatoare cum ar fi cazul modelului suspensiei tip 1/4M din figura 1:

- comportarea liniară a dependentei dintre forță și deplasare în cazul elementelor elastice ($F_e = k(y-u)$);
- dependența liniară dintre forța de frecare vâscoasă și viteza deplasării pistonului amortizorului respectiv a vitezei uleiului prin orificiul de trecere al pistonului amortizorului ($F_{fv} = c \frac{dy}{dt}$);
- masa suspendată m considerată ca fiind constantă și concentrată într-un punct (centrul de greutate) iar forța de inerție calculată ca fiind produsul dintre masă și accelerație ($m \frac{d^2y}{dt^2}$);
- forța de frecare columbiană este proporțională cu forța P normală pe suprafața de alunecare ($F_c = \mu P$) fapt pentru care este neglijată, în cazul amortizoarelor hidraulice.
- pentru simplificare se neglijează forța de elasticitate a pneurilor.

Comportarea dinamică sistemului drum-suspensie 1/4 M:

$$m \frac{d^2y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + k(y-u) = 0 \quad (1)$$

Respectiv

$$y(t) = \frac{1}{m} k \iint (u-y) dt^2 - c \int y dt \quad (2)$$

În ceea ce privește calea de rulare (drumul) aceasta induce perturbații aleatoare provocate de rugozitățile căii de rulare reprezentate în modelul (1) de semnalul aleator $u(t)$. Rugozitățile rutiere sunt cele mai importante perturbații pentru șofer și pentru structura vehiculului în sine. Mai multe profiluri de suprafețe rutiere au fost măsurate, și de mai multe modele de drumuri au fost discutate în literatura de specialitate. În contextul de vibrații, rugozitatea drumului este de obicei reprezentată ca un proces stocastic staționar [12].

3. Criteriul de evaluare a performanței sistemului DAS

În ceea ce privește criteriului integral de optimizare a suspensiei din ultima linie a tabelului 1, acesta prezintă neajunsul că nu ține cont de caracteristicile drumului printr-o formă de reflectare explicită în criteriul de performanță a sistemului DS. De aceea acest criteriu permite numai compararea performanțelor diverselor sisteme DS pentru același tip de semnal $u(t)$ cum ar fi semnalul treaptă unitară ori semnal de tip zgomet alb cu dispersie unitară, ori semnal sinusoidal

caracterizat de aceeași frecvență și aceeași amplitudine și fază etc. Acesta este motivul pentru care se propune în prezenta lucrare un alt criteriu integral similar cu raportul *semnal /zgomot* care se referă la raportul dintre puterea semnalului util și puterea perturbației într-un punct dat al canalelor de radio-comunicații.

$$S/Z[dB] = 10 \lg \frac{P_s}{P_z} \quad (3)$$

unde P_s și P_z reprezintă puterea semnalului, respectiv a zgomotului [13].

Criteriul propus în prezenta lucrare este exprimat prin raportul dintre abaterea medie pătratică (AMP) și semnalului de intrare $u(t)$ centrat prin media m la semnalului centrat de ieșire $y(t) - y_0$ centrat prin medie:

$$J = AMP_u / AMP_y = \frac{\int_0^T [u(t) - m_u]^2 dt}{\int_0^T [y(t) - y_0]^2 dt} \quad (4)$$

Alegând intervalul de timp T pentru înregistrarea sincronă a semnalelor $y(t)$ și $u(t)$ se poate utiliza pentru evaluarea calității sistemului DAS prin (4) înregistrările celor două semnale în cazul testării calității suspensiei în condiții reale de drum când cele două semnale sunt aleatoare iar numărătorul și numitorul din (2) exprima varianțele λ_y și λ_u :

$$J = \text{var}(u) / \text{var}(y) = \frac{\lambda_u}{\lambda_y} \quad (5)$$

Relația (5) exprimă măsura în care suspensia filtrează semnalul aleator indus de neregularitățile aleatoare ale drumului aplicate la intrarea sistemului DAS. În cazul (3) indicatorul de performanță J depinde prin λ_y de parametrii k și c ai suspensiei sistemului DAS al vehiculului, dar mai depinde și de caracteristica drumului exprimată de λ_u . Pentru creșterea nivelului calitativ al sistemului DAS testat este necesară micșorarea raportului (4) și respectiv (5).

4. Rezultatele testării prin simulare în MATLAB-SIMULINK a metodei de optimizare experimentală a sistemului DAS

Metalingvajul Matlab poate conlucra cu sublingvajul grafic SIMULINK asociat la rezolvarea problemelor de simulare a comportării dinamice a sistemelor tehnice [14]. Pentru simularea drumului aleator și a suspensiei, în varianta 1/4M, s-au utilizat resursele SIMULINK iar metoda de programare a experimentului de optimizare și de calcul a funcției criteriu (4) au fost implementate în MATLAB, conform schemei din figura 2. Din figura 2 rezultă că Matlab primește din Simulink date privind evoluția în timp a semnalului aleator de intrare în sistemul DAS $u(t)$ și a ieșirii $y(t)$ din acest sistem.

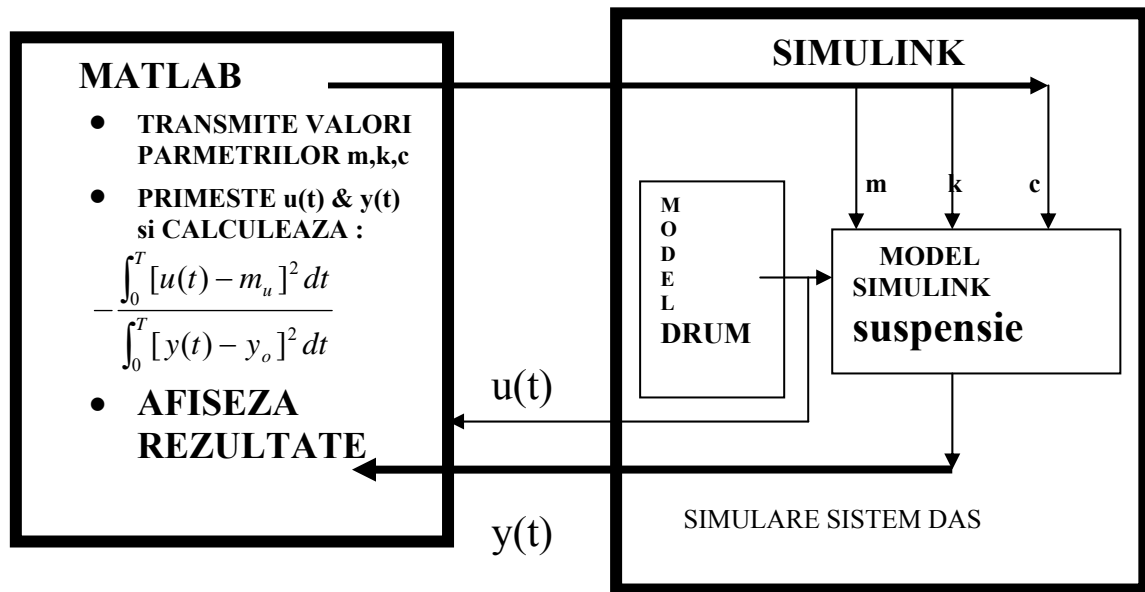


Figura 2. Structura MATLAB_SIMULINK pentru testarea prin simulare a metodei experimentale prezentată în [5], adaptată la cazul sistemului DAS

În schimb, Matlab transmite în Simulink valorile numerice ale parametrilor m, k și c conform schemei de programare a experimentului din figura 3.

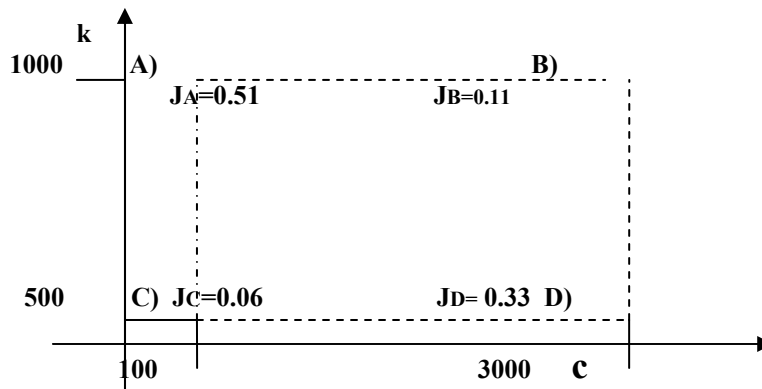


Figura 3. Grila de valori de MATLAB parametrilor sistemului DAS din Simulink conform algoritmului de programare a experimentului [5].

În colțurile grilei de programare a valorilor k și c în cadrul testului experimental sunt figurate și valorile funcției criteriu (3) pentru două tipuri de semnale aleatoare care modelează drumul conform schemei de blocuri Simulink din figura 4. După cum rezultă din această schemă este prevăzut un bloc Simulink care modelează un comutator manual cu două poziții: opoziție (cea de sus) prin care se aplică la intrarea sistemului DAS un semnal aleator cu distribuție uniformă și cealaltă poziție pentru conectarea la intrarea sistemului DAS a unui alt bloc Simulink care generează un semnal aleator de tip zgomot alb cu banda limitată.

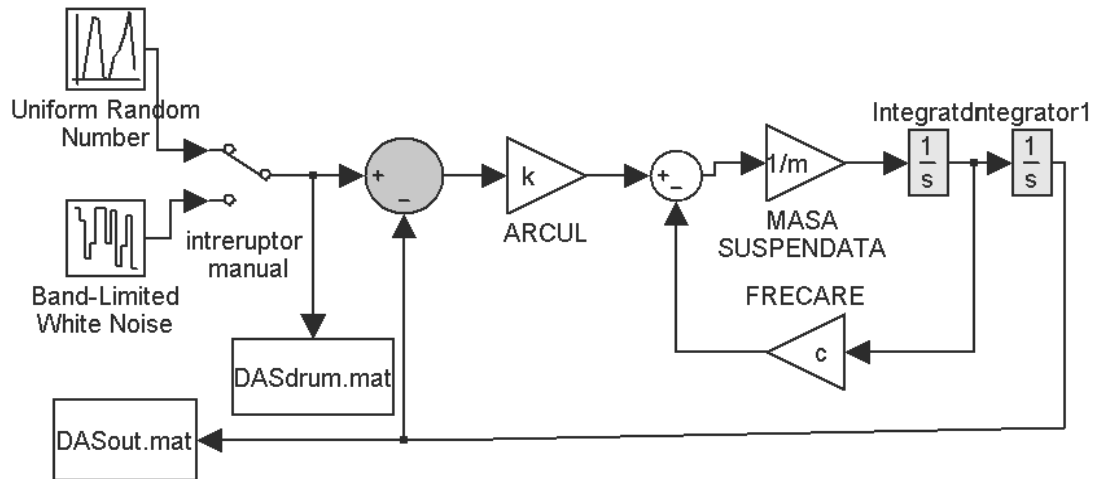


Figura 4. Modelul sistemului DAS reprezentat prin blocuri de calcul Simulink

Transmisia datelor privind $u(t)$ din Simulink către Matlab se face prin blocul denumit DAS, drum în figura 4.

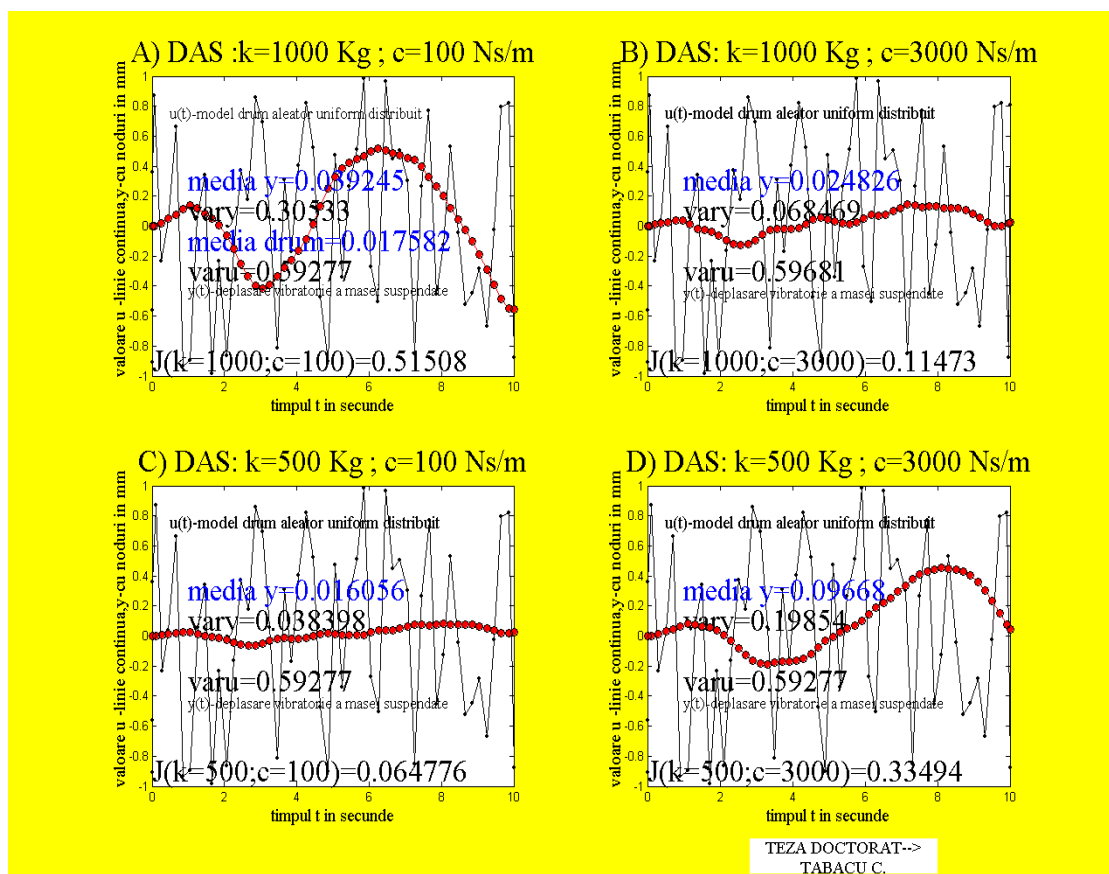


Figura 5. Afișarea de către Matlab a $u(t)$ și $y(t)$ și a rezultatelor calculului criteriului $J(k,c)$.

În figura 5 sunt reprezentate grafic în Matlab evoluțiile temporale ale unuia din aceste semnale aleatoare cu care a fost testat sistemul DAS în varianta $\frac{1}{4} M$ și un singur grad de libertate. Semnalul aleator uniform distribuit $u(t)$, aplicat intrării sistemului DAS, este reprezentat în figura 5 prin linie continuă subțire, iar semnalul de ieșire $y(t)$ prin linie îngroșată notată. Cele patru reprezentări grafice din figura 5 corespund celor patru perechi de valori (k,c) ale parametrilor din colțurile

grilei din figura 3, respectiv :

- colțul A, $k=1000 \text{ N/m}$, $c= 100 \text{ Ns/m}$;
- colțul B, $k=1000 \text{ N/m}$, $c= 3000 \text{ Ns/m}$;
- colțul C, $k= 500 \text{ Nm}$, $c= 100 \text{ Ns/m}$;
- colțul D, $k=500 \text{ Nm}$, $c= 3000 \text{ Ns/m}$.

În aceste patru cazuri valorile funcției criteriului $J(k,c)$ sunt respectiv: $J(1000,100)=0,52$; $J(1000,3000)=0,11$; $J(500,100)=0,065$; $J(500,3000)=0,33$. Astfel rezultă că structura optimă a suspensiei corespunde $J(500,100)=0,065$. Prin inspectarea imaginilor din figura 5 se poate observa și cu ochiul liber , că graficul $y(t)$ din colțul C are cele mai mici variații în timp, iar varianța afișată de Matlab este $\text{var } y=0,016$, cea mai mică din cele patru cazuri.

De remarcat faptul că și în cazul semnalului aleator de tip zgomot alb (comutatorul manual din figura 4, în poziție „jos”) rezultatele obținute au fost similare, ceea ce dovedește că funcția criteriu de optimizare (4) propusă în prezenta lucrare constituie un indicator corespunzător evaluării suspensiei în condiții de drum cu comportament aleator.

4. Concluzii

Optimizarea prin simulare a suspensiei vehiculelor se face prin utilizarea modelelor simple 1/4M. Modelul propus este un model 1/4M cu două grade de libertate (roată și caroserie) ce permite modificarea poziției de echilibru, în funcție de încărcarea vehiculului, a caracteristicilor elastice și disipative ale suspensiei, ține cont de rugozitatea drumului, apreciat fie prin funcții armonice simple sau însumări de funcții armonice, fie prin reproducerea simulată unor drumuri reale.

Modelul astfel realizat oferă informații privind stabilitatea pe verticală evaluată prin deplasările verticale ale caroseriei și stabilitatea longitudinală și transversală evaluate pe baza aderenței caracterizată prin forța de contact roata sol și frecvența desprinderilor roții de sol.

Lucrarea prezintă modelul 1/4M cât și ecuațiile specifice și rezultate concrete pentru câteva situații de exploatare, obținute prin simularea în Matlab-Simulink, permițând optimizarea avansată a suspensiei, în vederea atingerii parametrilor țintă de stabilitate și confort. Particularitatea testării metodei de optimizare propuse în lucrare constă în folosirea a două surse diferite de semnale aleatoare care modelează asperitățile drumului. Rezultatul testării a aratat că folosirea funcției criteriu (4) de optim asigură evaluarea calităților de filtrare a perturbațiilor induse de drum, indiferent de semnalul aleator folosit.

BIBLIOGRAFIE

1. **ANON, B.:** Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration, International Organization for Standardization, 1997, ISO 2631.
2. **GRIFFIN, M. J.:** A comparison of standardized methods for predicting the hazards of whole-body vibration and repeated shocks, Journal of sound and vibration, 215 (4) (1998) 883-914.
3. **ESLAMINASAB, N.; GOLNARAGHI, F.:** The effect of time delay of the semi-active dampers on the performance of on-off control schemes, Proceedings of ASME International Mechanical.
4. **SHARP, R.S; CROLLA, D.A.:** Road Vehicle Suspension Systems Design – a Review. Vehicle Syst. Dyn.16 (1987), pp. 167–192.

5. **TABACU, C.; DINU, O.:** The experimental parameter optimization method of the road vehicles suspension Scientific Buletin of Oil and Gas University of Ploiesti, Vol. LXI, No.4/2012, pp. 29-35 Romania.
6. **IHSAN, S. I.; FARIS, W. F.; AHMADIAN, M.:** Analysis of control policies and dynamic response of a Q-car 2-DOF semi active system, Shock and Vibration, 15(5), (2008) 573–582.
7. **DODDS, C. J.; ROBSON, J. D.:** The description of road surface roughness. Journal of Soundand Vibration, 31:175–183, 1973.
8. **ELBEHEIRY, E. M.; KARNOPP, D. C.; ELARABY, M. E.:** Advanced Ground Vehicle Suspension Systems – a Classified Bibography. Vehicle Syst. Dyn. 24 (1995), pp. 231–258.
9. **P. ANDRÉN:** Power spectral density approximations of longitudinal road profiles. Int. J. VehicleDesign, 40:2–14, 2006.
10. **ISO 8608:** Mechanical vibration - road surface profiles - reporting of measured data, ISO8608:1995(E).
11. **KARNOPP, D.:** Active and Semi-Active Vibration Isolation. J. Mech. Des. 117 (1995), pp. 177–185.
12. http://www.comm.pub.ro/_curs/tad/curs/Tad%2009%20MF%20zgomot.pdf
13. **SHARP, R. S.; CROLLA, D. A.:** Road Vehicle Suspension Systems Design – a Review. Vehicle Syst. Dyn. 16 (1987), pp. 167–192.
14. ******* Simulink, Dynamic System Simulation for Use with Matlab. User’s Guide, MathWorks Inc., Natick, MA, 2004.