

PRILOG ISTRAŽIVANJU TOPLOTNOG OPTEREĆENJA AMORTIZERA POLUAKTIVNOG SISTEMA OSLANJANJA MOTORNOG VOZILA

Miroslav D. Demić
Fakultet inženjerskih nauka, Kragujevac

DOI: 10.5937/vojtehg61-3572

OBLAST: motorna vozila
VRSTA ČLANKA: originalni naučni članak

Sažetak:

U razvoju motornih vozila značajnu ulogu ima dinamička simulacija, koja je zasnovana na modeliranju. Uloga modeliranja je veoma značajna u prvim fazama projektovanja, tokom definisanja opredeljujućih parametara vozila. Amortizer, kao izvršni organ poluaktivnog sistema za oslanjanje vozila, trpi toplotna opterećenja koja mogu da dovedu do njegovog oštećenja i degradacije karakteristika. Zbog toga je u ovom radu analizirano pretvaranje mehaničkog rada u toplotnu energiju, uz korišćenje metode dinamičke simulacije.

Ključne reči: vozilo, poluaktivni sistem elastičnog oslanjanja, amortizer, toplotno opterećenje amortizera.

Uvod

Amortizeri su sastavni element poluaktivnog sistema za oslanjanje vozila (u daljem tekstu PASEO), koji neposredno utiču na aktivnu bezbednost vozila. Pored osnovne uloge, uloga amortizera je da apsorbuje mehaničke oscilacije prenesene sa podloge i da obezbedi bezbednost putnika u toku vožnje.

Kao što je poznato, u amortizeru se kinetička energija sistema pretvara u mehanički rad, odnosno toplotnu energiju (Genta, 2003), (Miliken and Miliken, 1995), (Mohd, et al, 2008), (Mitschke, 1997), (Reisenburg, 1970), (Simić, 1998). U praksi se, u fazi projektovanja vozila, parametri amortizera biraju iz uslova prigušivanja oscilacija sistema vozila, ali se zbog izbegavanja negativnog uticaja na njihovu funkciju vodi računa i o termičkim opterećenjima amortizera (Mitschke, 1997). Cilj je da se što je moguće više mehanič-

* ZAHVALNICA: Autor se zahvaljuje Ministarstvu za obrazovanje, nauku i tehnološki razvoj Republike Srbije za finansijsku podršku (Naziv projekta: Istraživanje bezbednosti vozila kao dela kibernetičkog sistema: vozač – vozilo – okruženje; Oznaka projekta: TR35041).

kog rada primljenog sa podloge pretvori u toplotnu energiju koja se predaje okolini i time amortizer hladi. Pogrešan izbor amortizera sa stanovišta termičkog opterećenja može izazvati ubrzanu degradaciju njegovih karakteristika tokom eksploatacije. Prevelika količina toplote koja bi se eventualno zadržavala „unutar“ amortizera izazvala bi ubrzano propadanje zaptivnih elemenata i gubitak funkcije prigušnog elementa.

Ispitivanja su pokazala da se mehanički rad jednim delom pretvara u toplotnu energiju koja se prenosi na radni fluid i telo amortizera, a preostali deo količine toplote predaje se okolini i time amortizer hladi. To se matematički može prikazati formulom (Atkins, 2010), (Bojić, 2011), (Ilić i dr, 1996), (Marić, 2002), (Mohd, et al, 2008), (Moran, et al, 2010), (Šelmić, 1986):

$$A = Q_t + Q_f + Q_o \quad (1)$$

gde su:

- A – mehanički rad (jednak količini toplote),
- Q_t – količina toplote koja se predaje telu amortizera,
- Q_f – količina toplote koja se predaje radnom fluidu i
- Q_o – količina toplote koja se predaje okolini.

Rad sile u amortizeru interesantan je zbog analize njegove transformacije u toplotnu energiju. Ovaj rad sile u amortizeru je merljiv i eksperimentalno, ali je teško merljiva količina toplote koja se oslobađa iz amortizera (Fermi, 2011). Ta pojava je kompleksna i teško merljiva, jer je poznato da se deo energije troši za zagrevanje elemenata amortizera, kao što su klip, cilindri, radni fluid, itd. Pored toga, i priroda prenosa toplote iz amortizera na okolinu je veoma složena. Prenos toplote vrši se konvekcijom koja je dominantna, ali i kondukcijom i zračenjem (Mitschke, 1997). Sa aspekta maksimalnog hlađenja, pravilan izbor amortizera zahteva sveobuhvatnu analizu transformacije mehaničke energije u toplotnu. Način transformacije mehaničke energije u toplotnu najvećim je delom određen samom konstrukcijom amortizera. Na kondukcioni prelaz toplote i zračenje toplotne energije iz amortizera se ne može direktno uticati. Potrebno je povećati uticaj na konvekcioni prelaz toplote sa amortizera na okolnu sredinu, kao dominantne pojave. To se najbolje postiže konstruktivnim rešenjem karoserije (blatobrana) motornog vozila. Zahtev je da se iskoristi opstrujavanje vazduha oko amortizera uz najmanje usložavanje konstrukcije.

Napominjemo da cilj ovog rada nije bio da se analizira hlađenje amortizera, već samo termičko opterećenje kojem je on izložen. Zbog toga je ocenjeno celishodnim da se izvrši analiza toplote koja se dobija pretvaranjem mehaničkog rada u toplotnu energiju u jedinici vremena. Mehanički rad u amortizerima poluaktivnog PASEO izračunavan je uz pomoć mehaničkog modela vozila, o čemu će biti reči u narednom tekstu.

Model vozila sa poluaktivnim sistemom za oslanjanje

Motorna vozila imaju složene dinamičke karakteristike, koje se manifestuju pojavom prostornih kretanja, promenom karakteristika u toku eksploatacije, velikim brojem poremećajnih uticaja, pojavom zazora, trenja, histerezisa i sl. (Belingardi and Demić, 2009, pp.45-53), (Demić, 1997a), (Demić, 2004), (Demić, 1999, pp.183-211), (Demić, 1994, pp.351-377), (Demić, 1996, pp.22-46), (Demić, et al, 2006, pp.145-158), (Demić and Belingardi, 2010, pp.6-17), (Demić and Diligenski, 2012, pp.185-190), (Demić, 1997b, pp.135-146), (Genta, 2003), (Gillespie, 1992), (Miliken and Miliken, 1995), (Rajamani, 2005). Pomenute dinamičke pojave, a posebno vibracije, dovode do zamora korisnika i vozača, smanjuju vek trajanja vozila i njegovih sistema i sl. Osnovni cilj sistema za oslanjanje jeste da smanji pomenute negativne efekte, poboljša ponašanje vozila na putu i omogući eksploataciju vozila u širem spektru eksploatacionih uslova.

Klasični sistemi to ne mogu da zadovolje, pa se javila potreba za uvođenjem novih sistema za oslanjanje, sa regulisanim karakteristikama (ukratko nazvanim poluaktivni ili aktivni sistemi). Njihove podele i klasifikacije poznate su iz (Gillespie, 1992), (Popović, 2001), pa o tome ovde neće biti više reči.

Ukazuje se na činjenicu da klasični «pasivni» sistemi mogu ponuditi samo kompromis između oprečnih zahteva za oscilatornom udobnošću i ponašanjem vozila na putu (Belingardi and Demić, 2009, pp.45-53), (Demić, 1997a), (Demić, 2004), (Demić, 1999, pp.183-211), (Demić, 1994, pp.351-377), (Demić, 1996, pp.22-46), (Demić et al, 2006, pp.145-158), (Demić and Belingardi, 2010, pp.6-17), (Demić and Diligenski, 2012, pp.185-190), (Demić, 1997b, pp.135-146), (Genta, 2003), (Gillespie, 1992), (Miliken and Miliken, 1995), (Rajamani, 2005), jer su im parametri krutosti i prigušenja fiksni. Imajući u vidu težnju za manjom potrošnjom goriva, posebno kod vozila srednje klase, a što se, pored ostalog, postiže i manjom sopstvenom masom vozila, očigledno je da se aspekt «opterećeno/neopterećeno» stanje manifestuje degradacijom parametara oscilatorne udobnosti i ponašanja vozila na putu.

Otuda se može zaključiti da samo sistemi oslanjanja sa regulisanim karakteristikama mogu da na zadovoljavajući način kompenzuju poremećajne uticaje, a, istorijski posmatrano, prvi takav sistem je korišćen kod vasionkih letelica («Sputnik», između 1950. i 1960. godine, (Silani, 2004), dok kod motornih vozila njihova primena počinje 70-ih godina (Silani, 2004) i to najpre u «poluaktivnom» izvođenju.

U praksi postoje dve vrste sistema sa regulisanim karakteristikama, i to (Demić et al, 2006, pp.145-158), (Doule et al, 1990), (Florin et al,

2004), (Hac et al, 1999, pp.1-7), (Hrovat et al, 1982, pp.1-9), (Margolis, 1983, pp.317-330), (Nell et al, 1998, pp.25-40), (Popović, 2001), (Silani, 2004), (Slaski et al, 2004, pp.597-604), (Rajamani, 2005), (Tomović, 1974), (Yoshimura et al, 2003, pp.22-40):

1. «poluaktivni», kod kojih se vrši regulacija krutosti ili prigušenja; imaju povoljne karakteristike, a cena im je prihvatljiva i za vozila niže kategorije i
2. «aktivni», koji imaju generator sile (aktuator) koji može biti kombinovan i sa klasičnim elastoprigušnim elementima; cena im je veoma visoka, pa primenu nalaze kod vozila veoma visoke klase ili kod specijalnih vozila.

Kako postoje različita konstruktivna izvođenja pomenutih sistema, u ovom radu će biti reči o poluaktivnom sistemu oslanjanja vozila sa regulacijom prigušenja u amortizerima i njihovom termičkom opterećenju.

Imajući u vidu da u literaturi postoji više algoritama za regulisanje prigušenja u amortizerima, ocenjeno je celishodnim da se neki od njih ovde prikažu u najkraćim crtama.

U (Florin, 2004) kontrolisana sila u amortizerima definiše se izrazima:

$$F_a = k(t)(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (2)$$

pri čemu je njena veličina:

$$F_a = \begin{cases} 0 \quad \forall -k_s \dot{z}_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \\ k_{\max} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad \forall -k_s \dot{z}_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) < -k_{\max} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 \\ k_s \dot{z}_2 \quad \text{za ostale slučajeve} \end{cases} \quad (3)$$

gde su:

- $k(t)$ – kontrolisana vrednost koeficijenta prigušenja,
- k_{\max} – maksimalna vrednost koeficijena prigušenja,
- k_s – koeficijent u povratnoj sprezi (skyhook),
- \dot{z}_1, \dot{z}_2 – brzine neoslonjene i oslonjene mase (za slučaj četvrtinskog modela vozila), respektivno.

U (Silani, 2004) kontrolni signal prigušenja u amortizeru definiše se:

$$u = \begin{cases} k_d \quad \forall \dot{z}_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) > 0 \\ k_{\min} \quad \forall \dot{z}_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \leq 0 \end{cases} \quad (4)$$

pri čemu je:

$$k_d = \begin{cases} k_{\max} \quad \forall \quad k_s \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} > k_{\max} \\ k_s \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} \quad \forall \quad k_p \leq k_s \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} \leq k_{\max} \\ k_p \quad \forall \quad k_s \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} \leq k_{\max} \end{cases} \quad (5)$$

gde je k_p – nepromenljiva vrednost koeficijenta prigušenja, dok su ostale oznake identične onima iz (3).

Algoritam opisan u (Silani, 2004) definiše koeficijent prigušenja u obliku:

$$\begin{aligned} k_{\max} \quad \forall \quad \dot{z}_{2izm} \cdot \dot{z}_{2\max} < \dot{z}_{2izm} \cdot \dot{z}_{2\min} \\ k_{\min} \quad \forall \quad \dot{z}_{2izm} \cdot \dot{z}_{2\min} < \dot{z}_{2izm} \cdot \dot{z}_{2\max} \end{aligned} \quad (6)$$

gde su:

- $\dot{z}_{2izm}, \dot{z}_{2\min}, \dot{z}_{2\max}$ – izmereno ubrzanje i ubrzanja oslonjene mase za minimalno i maksimalno prigušenje u amortizeru, respektivno.

Napominje se da se umesto $\dot{z}_{2\max}, \dot{z}_{2\min}$ u izrazu (6) često koristi odgovarajuća sila u amortizeru.

Regulacija prigušenja u amortizeru (Silani, 2004) definisana je algoritmom:

$$k(t) = k_p - \beta k_m \quad (7)$$

pri čemu važi relacija :

$$0 \leq k(t) \leq k_{\max} \quad (8)$$

Pored toga, u (Silani, 2004) daje se i mogućnost linearne aproksimacije izraza (8).

Neki autori (Nell et al, 1998, pp.25-40), (Silani, 2004) preporučuju korišćenje sistema sa preklopnici ("uključeno"- "isključeno"), čija je karakteristika jednostavnost konstrukcije i niska cena. Imajući u vidu ekonomsku situaciju u našoj zemlji, kao i tehnološki nivo proizvođača komponenti i vozila, ocenjeno je celishodnim da se u ovom radu ova koncepcija regulacije sile u amortizeru detaljnije analizira.

Optimalno projektovanje sistema poluaktivnog oslanjanja biće demonstrirano na primeru nelinearnog prostornog modela vozila.

Oscilatorni model vozila

Imajući u vidu cilj istraživanja, ocenjeno je celishodnim da se posmatraju sledeća sekundarna (oscilatorna) kretanja masa vozila (slika 1) .

– Oslonjena masa:

- z – vertikalne oscilacije oslonjene mase (poskakivanje),
- φ – valjanje i
- θ – galopiranje

– Vertikalne vibracije neoslonjenih masa (točkova):

- z_{pl} – prednji levi,
- z_{pd} – prednji desni,
- z_{zl} – zadnji levi i
- z_{zd} – zadnji desni.

Diferencijalne jednačine oscilatornih kretanja prikazanog modela vozila napisane su uz primenu programskog paketa NEWEUL. Priprema ulaznih podataka izvršena je u skladu sa zahtevima pomenutog programa, a za definisanje dinamike modela vozila sa sedam stepeni slobode kretanja korišćeno je 24 koordinatnih sistema (uključujući i inercijalni-globalni koordinatni sistem $O_1|_2|_3$), u odnosu na koje su definisani inercijalni parametri, sile i sl. Imajući u vidu da je postupak pripreme ulaznih podataka detaljno opisan u (NEWEUL, 2000), (Sciehlen, 1986, pp.271-288), ovde o tome neće biti više reči.

Treba napomenuti da su generalisane koordinate oslonjene mase (z , φ i θ) generalisane koordinate poskakivanja masa točkova (z_{pl} , z_{pd} , z_{zl} i z_{zd}) definisane od njihovog ravnotežnog položaja, pa sile teže posmatranih masa ne figurišu u diferencijalnim jednačinama kretanja (Demić, 1997a), (Demić, 2004), (Demić, 1999, pp.183-211), (Demić, 1994, pp.351-377), (Demić, 1996, pp.22-46), (Demić et al, 2006, pp.145-158), (Demić and Belingardi, 2010, pp.6-17), (Demić and Diligenski, 2012, pp.185-190), (Demić, 1997b, pp.135-146), (Genta, 2003), (Gillespie, 1992), (Miliken and Miliken, 1995), (Rajamani, 2005). Koristeći programski paket NEWEUL i sliku 1, napisane su nelinearne diferencijalne jednačine kretanja posmatranog modela vozila, (NEWEUL, 2000), (Sciehlen, 1986, pp.271-288):

$$M\ddot{q} + K = QE \quad (9)$$

gde su:

- M – matrica inercijalnih parametara (SSKxSSK – SSK broj stepeni slobode kretanja),
- K – matrica Koriolisovih i centrifugalnih sila (1xSSK),
- QE – matrica generalisanih sila,
- q, \dot{q} – matrice generalisanih koordinata i njihovih ubrzanja, respektivno (1xSSK).

Inercijalne parametre posmatranog modela vozila definišu veličine:

- G_s , m_s , m_p , m_z , gravitaciona sila i oslonjena masa, neoslonjene mase sistema prednjih i zadnjih točkova, respektivno,
- I_x moment inercije oslonjene mase za «x» osu,
- I_y moment inercije oslonjene mase za «y» osu, a
- I_z moment inercije oslonjene mase za «z» osu.

U slučaju posmatranog prostornog modela vozila, diferencijalne jednačine koje opisuju oscilatorna kretanja su oblika:

$$\begin{aligned}
 \ddot{z} &= (QE[1] - k[1]) / m_s \\
 \ddot{\varphi} &= (QE[2] - k[2]) / (I_x \cos^2 \theta + 2I_z \sin^2 \theta) \\
 \ddot{\theta} &= (QE[3] - k[3]) / I_y \\
 \ddot{z}_{pl} &= (QE[4] - k[4]) / m_p \\
 \ddot{z}_{pd} &= (QE[5] - k[5]) / m_p \\
 \ddot{z}_{zl} &= (QE[6] - k[6]) / m_z \\
 \ddot{z}_{zd} &= (QE[7] - k[7]) / m_z
 \end{aligned} \tag{10}$$

Matrice K, i QE date su izrazima:

$$\begin{aligned}
 K[1] &= 0 \\
 K[2] &= 2(I_z - I_x) \dot{\varphi} \dot{\theta} \sin(\theta) \cos(\theta) \\
 K[3] &= (I_x - I_z) \dot{\varphi}^2 \sin(\theta) \cos(\theta) \\
 K[4] &= 0 \\
 K[5] &= 0 \\
 K[6] &= 0 \\
 K[7] &= 0
 \end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
QE[1] &= -(F_{upl} + F_{upd} + F_{uzl} + F_{uzd}) \cos(\varphi) \cos(\theta) \\
QE[2] &= (F_{upl} - F_{upd}) s_1 \cos(\varphi) \cos(\theta) + (F_{uzl} - \\
&F_{uzd}) s_2 \cos(\varphi) \cos(\theta) \\
QE[3] &= (F_{upl} + F_{upd}) a \cos(\theta) + (F_{uzd} - \\
&F_{uzl}) s_1 \sin(\varphi) \sin(\theta) - (F_{upl} + F_{upd}) b \cos(\theta) \\
&\quad + (F_{uzd} - F_{uzl}) s_2 \sin(\varphi) \sin(\theta) \\
QE[4] &= -F_{ppl} + F_{upl} \cos(\varphi) \cos(\theta) \\
QE[5] &= -F_{ppd} + F_{upd} \cos(\varphi) \cos(\theta) \\
QE[6] &= -F_{uzl} + F_{uzl} \cos(\varphi) \cos(\theta) \\
QE[7] &= -F_{pzd} + F_{uzd} \cos(\varphi) \cos(\theta)
\end{aligned} \tag{12}$$

Pomeranja karakterističnih tačaka koja su značajna za izračunavanje zbirnih sila u oprugama i amortizerima (F_{upl} , F_{upd} , F_{uzl} i F_{uzd}) automatski su izračunate istim programom. Ona su data izrazima:

$$\begin{aligned}
\Delta_{pl}, \Delta_{pd} &= a \sin(\theta) \pm s_1 \sin(\varphi) \cos(\theta) + z \cos(\varphi) \cos(\theta) \\
\Delta_{zl}, \Delta_{zd} &= -b \sin(\theta) \pm s_1 \sin(\varphi) \cos(\theta) + z \cos(\varphi) \cos(\theta)
\end{aligned} \tag{13}$$

Sada možemo izračunati i relativna pomeranja klipova u amortizerima:

$$\begin{aligned}
\Delta_{pl}^* &= \Delta_{pl} - z_{pl} \\
\Delta_{pd}^* &= \Delta_{pd} - z_{pd} \\
\Delta_{zl}^* &= \Delta_{zl} - z_{zl} \\
\Delta_{zd}^* &= \Delta_{zd} - z_{zd}
\end{aligned} \tag{14}$$

Brzine pomeranja ($\dot{\Delta}_{pl}^*$, $\dot{\Delta}_{pd}^*$, $\dot{\Delta}_{zl}^*$, $\dot{\Delta}_{zd}^*$) mogu se izračunati diferenciranjem izraza (14) po vremenu, što ovde neće biti učinjeno.

Radi praćenja daljeg teksta posmatraćemo sliku 2, na kojoj je prikazana predložena šema upravljanja poluaktivnim sistemom oslanjanja za posmatrani model vozila. U konkretnom slučaju razrađen je koncept upravljanja sistemom oslanjanja koja se ostvaruje preko dve grupe povratnih sprega. Zadatak spoljašnjih povratnih sprega jeste da minimizira-

ju uticaj mikroneravnina puta, a unutrašnjih da upravljaju silama u amortizerima. Preciznije rečeno, spoljašnje povratne sprege vrše kontrolu oscilatorne udobnosti vozila, a unutrašnje omogućavaju povoljnu raspodelu opterećenja i njegovo nivelisanje, tokom manevara vozilom (aspekt ponašanja vozila na putu). Sa slike je očigledno da je ovaj koncept poluaktivnog oslanjanja baziran na registrovanju vertikalnih ubrzanja poskakivanja, ubrzanja valjanja i galopiranja oslonjene mase (koja su integracijom omogućila izračunavanje odgovarajućih brzina), kao i hodova klipova cilindara i njihovih odgovarajućih brzina.

Kako su sile u elastoprigušnim elementima (zbir sile u opruzi i amortizeru) F_{upl} , F_{upd} , F_{uzl} i F_{uzd} zavisne od poskakivanja, valjanja i galopiranja oslonjene mase, neophodno je razdvojiti komponente koje izazivaju poskakivanje – z od onih koje izazivaju valjanje– φ i galopiranje– θ (videti blok «Raspredanje» definisan na slici 2). Na osnovu generalisanih sila $F_z=QE[1]$, $F_\varphi=QE[2]$ i $F_\theta=QE[3]$ (izraz 12), uz pomete generalisane koordinate možemo napisati relacije koje dovode u vezu rezultujuće signale f_z , f_φ i f_θ sa delovima signala upravljanja silama u amortizerima f_{pl} , f_{pd} , f_{zl} , f_{zd} u obliku:

$$\begin{bmatrix} f_z \\ f_\varphi \\ f_\theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -c\varphi c\theta & -c\varphi c\theta & -c\varphi c\theta & -c\varphi c\theta \\ s_1 c\varphi c\theta & -s_1 c\varphi c\theta & s_2 c\varphi c\theta & -s_2 c\varphi c\theta \\ ac\theta - s_1 s\varphi s\theta & ac\theta + s_1 s\varphi s\theta & -bc\theta - s_2 s\varphi s\theta & -bc\theta + s_2 s\varphi s\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{pl} \\ f_{pd} \\ f_{zl} \\ f_{zd} \end{bmatrix} \quad (15)$$

gde su radi lakšeg pisanja uvedene skraćenice $s(\cdot)=\sin(\cdot)$ i $c(\cdot)=\cos(\cdot)$, a dimenzije matrice su 4×3 .

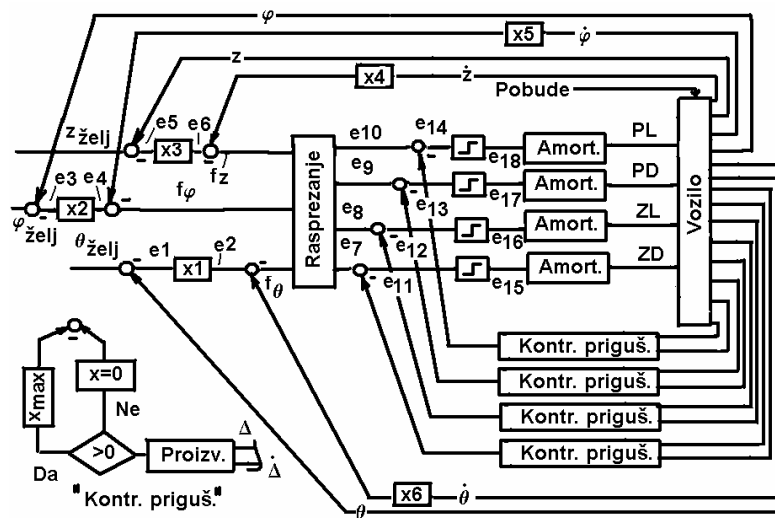
Pri tome treba naglasiti da u izrazu (15) figurišu samo sile u amortizerima, jer se njihovi parametri kontrolišu, dok su parametri opruga fiksne veličine.

Izraz (15) možemo napisati i sažetije, u matričnom obliku:

$$F = AF_F \quad (16)$$

odakle sledi:

$$F_F = A^{-1}F \quad (17)$$



Slika 2 – Blok-dijagram posmatranog poluaktivnog sistema oslanjanja
 Figure 2 – Block scheme of the semi-active suspension system

Na osnovu usvojenog koncepta upravljanja sila u amortizerima i slike 2. mogu se napisati sledeće relacije:

$$\begin{aligned}
 e1 &= \theta_{želj} - \theta & e7 &= f_{zd} \\
 e2 &= e1x[1] & e8 &= f_{zl} \\
 e3 &= \varphi_{želj} - \varphi & e9 &= f_{pd} \\
 e4 &= e3x[2] & e10 &= f_{pl} \\
 e5 &= z_{želj} - z & e11 &= e7 - x[7] \\
 e6 &= e3x[2] & e12 &= e8 - x[8] \\
 f_{\varphi} &= e2 - x[6]\dot{\varphi} & e13 &= e9 - x[9] \\
 f_{\theta} &= e4 - x[5]\dot{\theta} & e14 &= e10 - x[10] \\
 f_z &= e5 - x[4]\dot{z} & e15 &= step(e11) \\
 & & e16 &= step(e12) \\
 & & e17 &= step(e13) \\
 & & e18 &= step(e14)
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

Ukazuje se na činjenicu da veličine e7–e18 predstavljaju upravljačke veličine za sile na zadnjem desnom, zadnjem levom, prednjem desnom i prednjem levom amortizeru ($f_{azd}, f_{azl}, f_{apd}, f_{apl}$), respektivno (videti sliku 2). U ovom radu su, imajući u vidu usvojeni koncept upravljanja prigušenjem i izraz (2), sile u amortizerima definisane relacijama:

$$\begin{aligned}
 F_{azd} &= e15 \cdot A_{az} \cdot (\dot{z}_{zd} - \dot{z}_{tzd}) \\
 F_{azl} &= e16 \cdot A_{az} \cdot (\dot{z}_{zl} - \dot{z}_{tzl}) \\
 F_{apd} &= e17 \cdot A_{ap} \cdot (\dot{z}_{pd} - \dot{z}_{tpd}) \\
 F_{apl} &= e18 \cdot A_{ap} \cdot (\dot{z}_{pl} - \dot{z}_{tpl})
 \end{aligned} \tag{21}$$

gde smo sa A_{ap} i A_{az} označili maksimalne površine otvora kroz koje struji ulje u prednjim i zadnjim amortizerima.

Imajući u vidu napomene u vezi s korišćenjem preklopnika “uključeno” – “isključeno”, usvojena je zavisnost upravljanja koeficijentom prigušenja u amortizerima oblika:

$$k = \begin{cases} k_{\max} & \forall \dot{z}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_{t,s}) > 0 \\ 0 & \forall \dot{z}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_{t,s}) \leq 0 \end{cases} \tag{22}$$

$s = pl, pd, zl, zd$

Na osnovu slike 2. očigledno je da veličine e15–e18 imaju vrednosti 0 ili 1, a u zavisnosti od odgovarajućeg proizvoda u izrazu (22).

Nelinearne sile u oprugama koje nisu objekt upravljanja definišu izrazi (Belingardi and Demić, 2009, pp.45-53), (Demić, 1997a), (Demić, 2004), (Demić, 1999, pp.183-211), (Demić, 1994, pp.351-377), (Demić, 1996, pp.22-46), (Demić et al, 2006, pp.145-158), (Demić and Belingardi, 2010, pp.6-17), (Demić and Diligenski, 2012, pp.185-190), (Demić, 1997b, pp.135-146), (Genta, 2003), (Gillespie, 1992), (Miliken and Miliken, 1995), (Rajamani, 2005):

$$\begin{aligned}
 F_{ozd} &= x[11] \cdot (\Delta_{zd} - z_{zd}) + x[12] \cdot (\Delta_{zd} - z_{zd})^3 \\
 F_{ozl} &= x[11] \cdot (\Delta_{zl} - z_{zl}) + x[12] \cdot (\Delta_{zl} - z_{zl})^3 \\
 F_{opd} &= x[13] \cdot (\Delta_{pd} - z_{pd}) + x[14] \cdot (\Delta_{pd} - z_{pd})^3 \\
 F_{opl} &= x[13] \cdot (\Delta_{pl} - z_{pl}) + x[14] \cdot (\Delta_{pl} - z_{pl})^3
 \end{aligned} \tag{23}$$

Radialne sile u pneumaticima možemo izraziti na osnovu njihovih radialnih deformacija (Demić, 1997a):

$$F_{t,s} = c_{p1,s} \Delta_s + c_{p2,s} \Delta_s^2 - c_{p2,s} \Delta_s^3 \quad (24)$$

$$s = pl, pd, zl, zd.$$

gde su deformacije pneumatika date izrazima:

$$\Delta_s = z_s - z_{o,s} \quad (25)$$

$$s = pl, pd, zl, zd.$$

Dinamičke procese sistema opisuju spregnute jednačine (8–25). Imajući u vidu njihov karakter, kao i slučajan ili udarni karakter pobude mikro- profila puta, evidentno je da ih moramo rešavati numerički, metodom Runge-Kuta. Numerička integracija izvršena je sa vremenskim korakom od 0,01, s u 4096 tačaka, što je dovelo do pouzdanosti rezultata o oblasti, približno 0,025–50 Hz (Bendat and Piersol, 2000), (Bendat and Piersol, 1980), (Bendat, 1998), a to je zadovoljavajuće sa aspekta oscilatorne udobnosti i ponašanja vozila na putu (Simić, 1988).

Na osnovu slike 1. može se videti da posmatrani model vozila osciluje pod uticajem pobuda mikroneravnina puta na prednjim i zadnjim točkovima.

U literaturi postoji veliki broj podataka o neravninama mikroprofila puta (Barbarić, 1996, pp.699-710), (Demić, 1997a), ali su oni, pretežno, zasnovani na definisanju spektara snage. Ti spektri ne omogućavaju vršenje inverzne Furijeve transformacije, a koja je neophodna pri definisanju vremenskih funkcija pobuđivanja (Demić, 1997a). Zbog toga je u ovom radu prihvaćen postupak definisanja poliharmonijske vremenske funkcije pobude iz (Demić, 1997a), a koji će ukratko biti opisan. Polazni podaci o mikroneravninama puta preuzeti su iz (Demić, 1997a), a prikazani na slici 3.

Pretpostavićemo da funkciju pobude od mikroneravnina puta na levom prednjem točku vozila opisuje relacija:

$$z_{opl}(t) = \sum_1^{NH} A(f) \sin[2\pi ft + \varepsilon(f)] \quad (26)$$

gde su:

- Z_{opl} – funkcija pobude od mikroneravnina na prednjem levom točku,
- $A(f)$ – amplitude mikroneravnina puta,
- f – učestanost,
- $\varphi(f)$ – fazni ugao,
- t – vreme,
- NH – željeni broj harmonika.

U ovom radu usvojena je funkcija pobude od 100 harmonika, koja omogućava pobuđivanje u oblasti učestanosti 0,015–35, Hz.

Na osnovu slike 3, možemo napisati:

$$A(f)_{pl} = (A_0 + B_0 f_p) / v \quad (27)$$

gde su:

- A_0, B_0 – koeficijenti zavisni od vrste putnog pokrivača,
- l – talasna dužina.
- f_p – talasna dužina neravnine ($f_p = 1/l$),
- v – brzina vozila.

U nedostatku podataka za fazne uglove pretpostavićemo ih u obliku (Demić, 1997a):

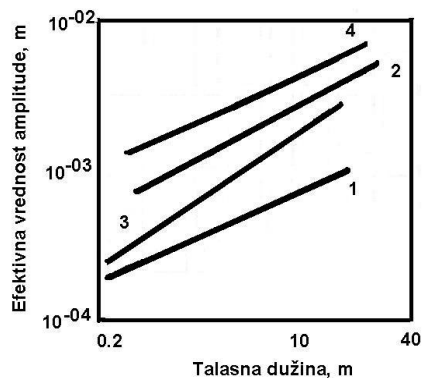
$$\varepsilon(f)_{pl} = 2\pi(RND - 0.5) \quad (28)$$

gde su RND ravnomerno raspoređeni slučajni brojevi u intervalu $\{0, 1\}$.

Funkcija pobude levog zadnjeg točka može se izračunati na osnovu izraza:

$$z_{ozl} = z_{ozl}(t - L / v) \quad (29)$$

gde je $L = a+b$ – osno rastojanje vozila.



Slika 3 – Granične vrednosti puteva (1– savremeni put, 2 – loš betonski put, 3 – reparirani asfaltni put, 4 – gradska ulica u dobrom stanju)

Figure 3 – Limit values of road roughness (1– for modern roads, 2 – for a road with a bad concrete cover, 3 – for a repaired asphalt road and 4 – for a city street in good condition)

Imajući u vidu slučajan karakter izraza (26), kao i (27–29), radi uprošćenja usvojeno je da se i pobuda na desnoj strani vozila može opisati izrazima (26–29).

Parametri analiziranog vozila prikazani su u tabeli 1 (Zastava informacije, 1977–2010).

Tabela 1 – Osnovni podaci o parametrima vozila
Table 1 – Basic data on vehicle parameters

Oslonjena masa, m_s , kg	1500 **
Masa prednjeg točka, m_p , kg	59
Masa zadnjeg točka, m_z , kg	59
Moment inercije, I_x , kgm^2	750 **
Moment inercije, I_y , kgm^2	2160 **
Moment inercije, I_z , kgm^2	2160 **
Oсно rastojanje, L , m	3,1
Položaj težišta, a/b , -	1,4/1,7
*Krutost pneumatika uz linearni član, c_{p1} , N/m	190000
*Krutost pneumatika uz kvadratni član, c_{p2} , N/m ²	1900000
*Krutost pneumatika uz linearni član, c_{p3} , N/m ³	19000000
Željena visina vozila, $Z_{želj}$, m	0,5
Željeno valjanje oslonjene mase, $\varphi_{želj}$, rad	0
Željeno galopiranje oslonjene mase, $\theta_{želj}$, rad	0
Karakteristična brzina vozila, v , m/s	30

* Za pneumatike prednjih i zadnjih točkova

** Inercijalni parametri za neopterećeno vozilo pomnoženi su faktorom 0,75

Termičko opterećenje amortizera poluaktivnog sistema oslanjanja

Usled relativnog kretanja oslonjene i neoslonjenih masa vrši se mehanički rad u amortizeru koji je ekvivalentan količini toplote Q , J , (Atkins, 2010), (Mitschke, 1997), (Reisenburg, 1970). Mehanički rad (količinu toplote) definiše izraz (Mitschke, 1997):

$$A_i = \int_0^{s_r} F_{a,i} ds_{r,i} = \int_0^T F_{a,i} v_{r,i} dt \quad (30)$$

gde su:

- $F_{a,i}$ – sila u amortizeru,
- $s_{r,i}$ – relativni put kretanja klipa u odnosu na telo amortizera (izraz 13),
- $v_{r,i}$ – relativna brzina kretanja klipa u odnosu na telo amortizera (izraz 14),

- t – vreme, a
- i – pl, pd, zl, zd.

Snaga koja je potrebna za izazivanje relativnog kretanja klipa amortizera u odnosu na telo data je izrazom:

$$P(t)_i = F_{a,i} v_{r,i} \quad (31)$$

i – pl, pd, zl, zd

Kao što je poznato (Atkins, 2010), (Bojić, 2011), (Ilić i dr, 1996), (Malić, 1972), (Milinčić i dr, 1984), (Moran et al, 2010), (Reisenburg, 1970), (Šelmić, 1986), ova snaga identična je toplotnom protoku (fluksu) prostiranja toplote konvekcijom, a njena srednja vrednost je:

$$P_{sr,i} = \frac{1}{T} \int_0^T P(t)_i dt \quad (32)$$

i – pl, pd, zl, zd

Odvođenje najvećeg dela količine toplote na okolni vazduh vrši se konvekcijom (Mitschke, 1997). Formalna zavisnost data je izrazom (Reisenburg, 1970):

$$\bar{P}_i = \alpha_i S_i \Delta t \quad (33)$$

gde su:

- α – koeficijent prelaza toplote,
- S – površina sa koje se toplota odvodi,
- Δt – razlika je temperatura vazduha i spoljašnjosti amortizera,
- i – pl, pd, zl, zd.

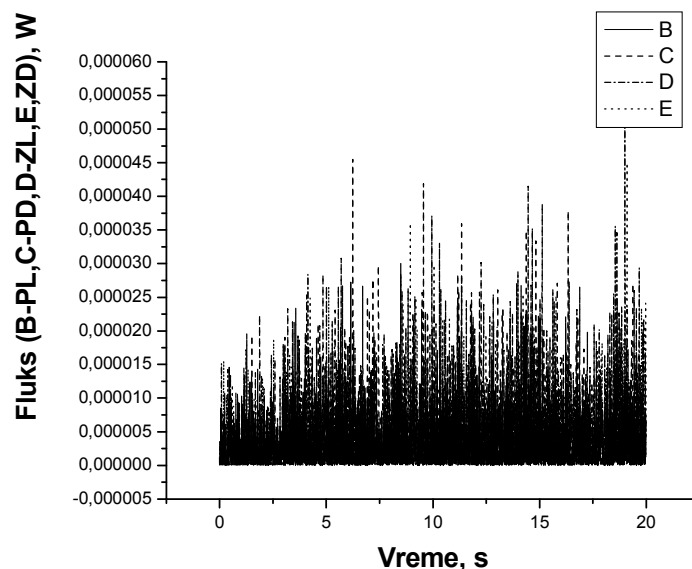
Kao što je već napomenuto, u ovom radu nisu vršene analize odvođenja toplote sa amortizera, jer nisu poznate veličine α_i i S_i , a očigledno je da su neophodna veoma opsežna eksperimentalna istraživanja radi određivanja pomenutih veličina, što će svakako biti predmet posebne pažnje u narednom periodu.

Metod i analiza podataka

Uz korišćenje programa razvijenog u Paskalu, izračunati su parametri toplotnog opterećenja svakog pojedinačnog amortizera. Preciznije rečeno, za svaki amortizer izračunati su snaga (odgovara toplotnom fluksu) i rad (odgovara količini toplote). Ocenjeno je celishodnim da se u analizu

uključuje brzina kretanja vozila (30 i 5, m/s), kao i opterećenost vozila (100%, 75%), a pri simulaciji su korišćeni izrazi (9–33).

Radi ilustracije, toplotni fluks za brzinu kretanja vozila od 30 m/s i potpuno opterećeno vozilo prikazan je na slici 4. Analizom podataka o toplotnom fluksu, čiji je ilustrativan primer prikazan na slici 4, može se uočiti da termički procesi u amortizerima poluaktivnog sistema za oslanjanje, pri kretanju vozila po putu sa stohastičkim parametrima mikroprofila puta, predstavljaju stohastičke procese. Pri tome, brzina kretanja vozila i opterećenje vozila utiču na termički fluks. Takođe, postoji i uticaj položaja amortizera u odnosu na težište vozila, što je i razumljivo ako se imaju u vidu oscilatorni procesi vozila i njegovih sistema, izraz (14).



Slika 4 – Toplotni fluks za brzinu vozila od 30 m/s i potpuno opterećeno vozilo
Figure 4 – Heat flux for a speed of 30, m/s and a fully loaded vehicle

Kako je termički fluks slučajna veličina, ocenjeno je celishodnim da se izračunaju srednje snage – fluksevi (Bendat and Piersol, 1980), (Bendat and Piersol, 2000), (Bendat, 1998) za svaki amortizer posebno, a podaci su dati u tabeli 2.

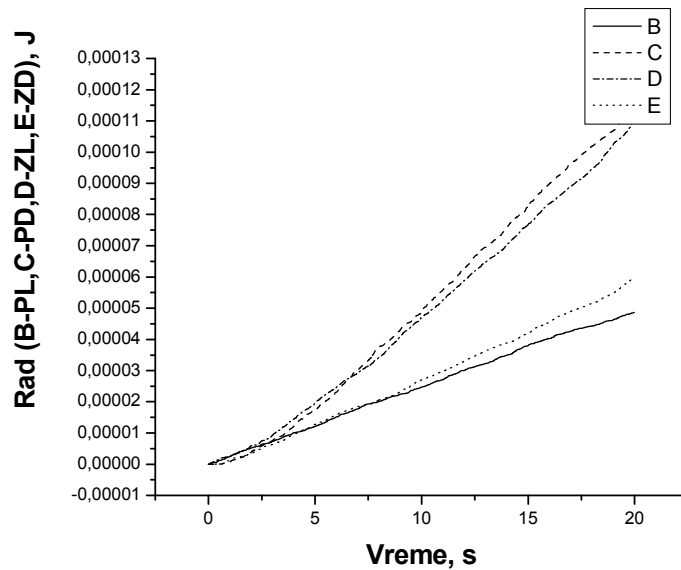
Analizom podataka iz tabele 2. može se utvrditi da termički fluksevi svih amortizera opadaju sa porastom brzine kretanja vozila, a što je logično imajući u vidu da su funkcije pobude od mikroprofila puta manje pri većim brzinama (izraz 27).

Takođe, iz tabele 2 može se videti da toplotni fluksevi opadaju sa smanjenjem opterećenja vozila (inercijalnih parametara).

Tabela 2 – Srednji toplotni fluks za vreme kretanja od 20 s
Table 2 – Medium heat flux for a movement of 20,s

Srednji fluks, W	Prednji levi amortizer	Prednji desni amortizer	Zadnji levi amortizer	Zadnji desni amortizer
Brzina 30 m/s, masa 100%	2.330434E-006	5.569178E-006	5.358273E-006	2.944404E-006
Brzina 5 m/s masa 100%	2.435122E-006	5.673833E-006	5.477176E-006	2.968751E-006
Masa 75%, brzina 5 m/s	2.431798E-006	4.518553E-006	4.263119E-006	2.748116E-006

Radi ilustracije, na slici 5 prikazan je rad koji se pretvara u količinu toplote u amortizerima poluaktivnog sistema za oslanjanje, za brzinu kretanja vozila od 5 m/s.

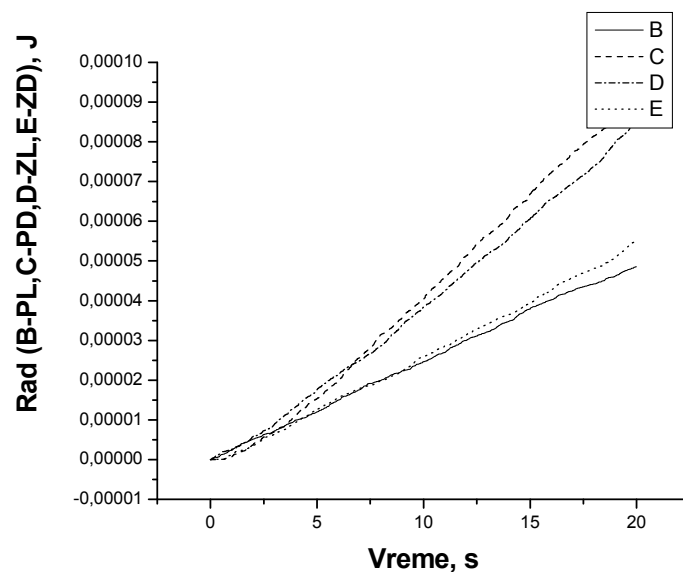


Slika 5 – Mehanički rad (količina toplote) u amortizerima pri brzini kretanja vozila od 5 m/s pri potpuno opterećenom vozilu

Figure 5 – Mechanical work (the heat amount) in shock absorbers for a speed of 5, m/s and a fully loaded vehicle

Analizom podataka o količini toplote za brzine kretanja od 5 i 30 m/s, čiji je ilustrativan primer za brzinu od 5 m/s prikazan na slici 5, može se utvrditi da produkcija količine toplote raste sa pređenim putem (vremenom) i da je veća za manje brzine kretanja vozila, što je u skladu sa tu-maćenjem toplotnog fluksa, čiji je to integral.

Da bi se utvrdio uticaj opterećenja vozila na količinu toplote koja se oslobađa u amortizerima poluaktivnog sistema vozila, posmatraće se ilustrativan primer sa slike 6. Naime, na toj slici prikazan je mehanički rad (pretvara se u toplotu) koji se vrši u amortizerima delimično opterećenog vozila (75%) pri kretanju brzinom od 5 m/s.



Slika 6 – Mehanički rad (količina toplote) u amortizerima delimično opterećenog vozila pri njegovom kretanju brzinom od 5, m/s

Figure 6 – Mechanical work (heat amount) in shock absorbers for a partially loaded vehicle and a speed of 5, m/s

Na osnovu podataka sa slika 5. i 6. može se utvrditi da smanjeno opterećenje vozila dovodi do manjeg termičkog opterećenja amortizera vozila, što je u skladu sa toplotnim fluksom.

Zaključak

Na osnovu izvršenih istraživanja može se zaključiti:

1. Korišćenjem modela vozila sa poluaktivnim sistemom za oslanjanje može se izračunati termičko opterećenje njegovih amortizera,
2. Sa porastom brzine kretanja vozila pri njegovom kretanju po putu istovetnih karakteristika opada produkcija toplote u amortizerima.
3. Sa porastom opterećenja vozila raste produkcija toplote u amortizerima.

Literatura

- Atkins, P. 2010. *The Laws of Thermodynamics (A Very Short Introduction)*. Oxford: Oxford University Press.
- Barbarić, Ž. 1996. Uprošćeni matematički model za formiranje slike terena optoelektronskim senzorima. *Vojnotehnički glasnik*, Vol. 44. No. 6, str. 699-710.
- Belingardi, G., & Demić, M. 2009. A possible model for shock absorber by using the "Black box" method. *Istraživanja i projektovanja za privredu*, 7(4), str. 45-53.
- Bendat, J., & Piersol, A. 1980. *Engineering applications of correlation and spectral analysis*. New York: John Wiley and Sons.
- Bendat, J. 1998. *Nonlinear Systems - Techniques and Applications*. London: John Wiley and Sons.
- Bendat, J., & Piersol, A. 2000. *Random data analysis and measurement*. London: John Wiley and Sons.
- Bojić, M. 2011. *Termodinamika*. Kragujevac: Mašinski fakultet u Kragujevcu.
- Demić, M. 1994. Optimization of Vehicles Elasto-Damping Elements Characteristics from the Aspect of Ride Comfort. *Vehicle System Dynamics*, 23(1), pp. 351-377. doi:10.1080/00423119408969066
- Demić, M. 1996. Optimization of Characteristics of Elasto-Damping Elements from the Aspect of Oscillatory Comfort and Vehicle Handling. *Int. J. Vehicle Design*, 17(1), pp. 22-46.
- Demić, M. 1997a. *Optimizacija oscilatornih sistema motornih vozila*. Kragujevac: Mašinski fakultet u Kragujevcu.
- Demić, M. 1997b. Prilog utvrđivanju pouzdanosti nove metode za identifikaciju oscilatornih parametara motornih vozila. *Vojnotehnički glasnik*, Vol. 45, No. 2. str. 135-146.
- Demić, M. 1999. The Definition of the Tires Limit of Admissible Nonuniformity by Using the Vehicle Vibratory Model. *Vehicle System Dynamics*, 31(3), pp. 183-211. doi:10.1076/vesd.31.3.183.2012
- Demić, M. 2004. *Projektovanje putničkih automobila*. Kragujevac: Mašinski fakultet u Kragujevcu.
- Demić, M., Diligenski, Đ., Demić, I., & Demić, M. 2006. A method of vehicle active suspension design. *Forsch. Ingenieurwes*, 70(5), pp. 145-158. doi:10.1007/s10010-06-0025
- Demić, M., & Belingardi, G. 2010. A Contribution to shock absorber modeling and Analysis of their Influence on Vehicle ride Characteristics. *Journal of Middle European Construction and Design of Cars (MECCA)*, 01, pp. 6-17.
- Demić, M., & Diligenski, Đ. 2012. A Contribution to Research of Degradation of Characteristics of Vibration Parameters on Vibration Aspekt of Vehicle Comfort. *Journal of Applied Engineering Science*, 10(4), pp. 185-190.
- Doule, J., & and other, 1990. *Feedback Control Theory*. Macmillan Publishing Co.
- Dorf, R., & Bishop, R. 2004. *Modern Control Systems*. Prentice Hall.
- Fermi, E. 2011. *Thermodynamics*. Dover Books on Physics.

- Florin, M., & and other, 2004. U: CONAT2004, Brashov, pp. 20-22 CO-NAT200418.
- Genta, A. 2003. *Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation*. World Scientific Publishing.
- Gillespie, T. 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE International.
- Hac, A., & and other, 1999. Elimination of Limit Cycles Due to Signal Estimation in Semi-active Suspensions. U: Steering and Suspension Technology Symposium 1999, Detroit, Michigan, pp. 1-7
- Hrovat, D., & Hubbard, M. 1982. Optimum Vehicle Suspensions Minimizing RMS Rattlespace, Sprung mass Acceleration and Jerk. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 103(3), pp. 228-236.
- Ilić, G., & i dr., 1996. *Termodinamika II - osnove prostiranja toplote*. Niš: Mašinski fakultet u Nišu.
- Malić, D. 1972. *Termodinamika i termotehnika*. Beograd: Građevinska knjiga.
- Margolis, D.L. 1983. Semi-Active Control of Wheel Hop in Ground Vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 12(6), pp. 317-330. doi:10.1080/00423118308968760
- Marić, M. 2002. *Nauka o toploti: Termodinamika, prenos toplote, sagorevanje*. Novi Sad: Fakultet tehničkih nauka.
- Merrit, H. 1967. *Hydraulic Control Systems*. New York, London, Sydney: John Willey & sons, Inc.
- Miliken, W.F., & Miliken, D.L. 1995. *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: SAE.
- Milinčić, D., & i dr., 1984. *Problemi iz prostiranja toplote*. Beograd: Građevinska knjiga.
- Milinčić, D., & Voronjec, D. 1991. *Termodinamika*. Beograd: Mašinski fakultet u Beogradu.
- Mitschke, M. 1997. *Kraftfahrzeugkonstruktion, Teil D*. Forlesung: TU Braunschweig.
- Mohd Sh., at all., 2008. Experimental heat transfer study on the shock absorber operation. U: International Conference on Science & Technology: Applications in Industry & Education, Penang Malaysia, pp. 759-765
- Moran, M.J., & at all., 2010. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons.
- NEWEUL, Manual* 2000. TU Stuttgart.
- Nell, S., & Steyn, J.L. 1998. An alternative control strategy for semi-active dampers on off road vehicles. *Journal of Terramechanics*, 35(1), pp. 25-40. doi:10.1016/S0022-4898(98)00010-X
- Popović, V. 2001. *Projektovanje i simulacija sistema aktivnog oslanjanja*. Beograd: Mašinski fakultet u Beogradu.
- Rajamani, R. 2006. *Vehicle Dynamics and Control*. Springer Verlag GmbH.
- Riesenburg, O. 1970. *Beitrag zur Klärung der Vorgänge in einem hydraulischen Schwingungsdämpfer*. TU Braunschweig.

- Schlelen, W. 1986. Modeling and Analysis of Nonlinear Multibody Systems. *Vehicle System Dynamics*, 15(5), pp. 271-288. doi:10.1080/00423118608968856
- Silani, E. 2004. *Active and semiactive suspensions control strategies in road vehicles*. Politecnico di Milano, Dipartimento di elettronica e informacione.
- Simić, D. 1988. *Dinamika motornih vozila*. Beograd: Naučna knjiga.
- Slaski, G., & Walerjanczyk, W. Possibilities of improving active safety by using semi-active suspension. U: KONMOT, Krakov. pp. 597-604
- Šelmić, P. 1986. *Tehnička termodinamika*. Beograd: Naučna knjiga.
- Tomović, R., & i dr., 1974. *Uvod u nelinearne sisteme automatskog upravljanja*. Beograd: Naučna knjiga.
- Yoshimura, T., & Watanabe, K. 2003. Active suspension of a full car model using fuzzy reasoning based on single input rule modules with dynamic absorbers. *Int. J. of Vehicle Design*, 31(1), pp. 22-40.
- Zastava informacije 1977-2010
- Wolfram Research: *Mathematica 5.2.*, Preuzeto sa <http://www.wolfram.com>

A CONTRIBUTION TO THE INVESTIGATION OF THE HEAT LOAD OF SHOCK ABSORBERS OF SEMI-ACTIVE SUSPENSIONS IN MOTOR VEHICLES

FIELD: Motor Vehicles
ARTICLE TYPE: Original Scientific Paper

Summary:

Dynamic simulation, based on modeling, has a significant role during the process of vehicle development. It is especially important in the first stages of vehicle design, when relevant vehicle parameters are to be defined. Shock absorbers as executive parts of vehicle semi-active suspension systems suffer thermal loads, which may result in damage and degradation of their characteristics. Therefore, this paper shows an attempt to analyze converting of mechanical work into heat by using the dynamic simulation method.

Introduction

Shock absorbers are integral elements of semi-active suspension systems for vehicles (hereinafter SASS). They directly affect the active vehicle safety. The role of shock absorbers is to absorb mechanical vibrations transferred from the road and to ensure the safety of passengers in a vehicle.

The kinetic energy of vehicle vibrations transforms into mechanical work or heat in shock absorbers. In practice, in the first stage of vehicle development, the shock absorber parameters are

chosen from the condition of damping vibrations of vehicles, but their thermal shock loads should be also taken into account.

Motor vehicles have complex dynamic characteristics manifested by spatial movement, parameters change during operation, a number of disturbing influences, backlash, friction, hysteresis, etc. The above-mentioned dynamic phenomena, especially vibration, lead to fatigue of driver and users, reduce the life of the vehicle and its systems, etc. The main objective of the system is to reduce the reliance of the above-mentioned negative effects, improving the vehicle behavior on the road and allow the exploitation of vehicles in a wide range of service conditions. Classical systems cannot satisfy these conditions, so there was a need to introduce new suspension systems with controlled characteristics (briefly called "semi-active", or "active" systems).

Oscillatory model of vehicle

The differential equations of vibratory motion of the given vehicle model have been written using the "NEWEUL." software package. The data input has been done in accordance with the program requirements, and 24 coordinate systems (including inertial- $O_1I_2I_3$ global coordinate system) have been used to define the dynamic vehicle model with seven degrees of freedom.

Thermal load on the shock absorbers of the semi-active suspension system

Due to the relative motion between sprung and unsprung masses, mechanical work in the absorbers is equivalent to the amount of heat Q, J . As the heat flux is of a random size, it was assessed as appropriate to calculate the average power (flux) for each buffer separately, and the data are given in Table 1

Table 1 – Medium heat flux during a movement of 20, s

Medium flux, W	Front left absorber	Front right absorber	Rear left absorber	Rear right absorber
Speed 30, m/s, Mass 100%	2.330434E-006	5.569178E-006	5.358273E-006	2.944404E-006
Speed 5, m/s Mass 100%	2.435122E-006	5.673833E-006	5.477176E-006	2.968751E-006
Mass 75%, Speed 5, m/s	2.431798E-006	4.518553E-006	4.263119E-006	2.748116E-006

For illustration, Fig. 1 shows the work converted to heat amount in the shock absorbers of the semi-active suspension system, for a vehicle speed of 5 m/s.

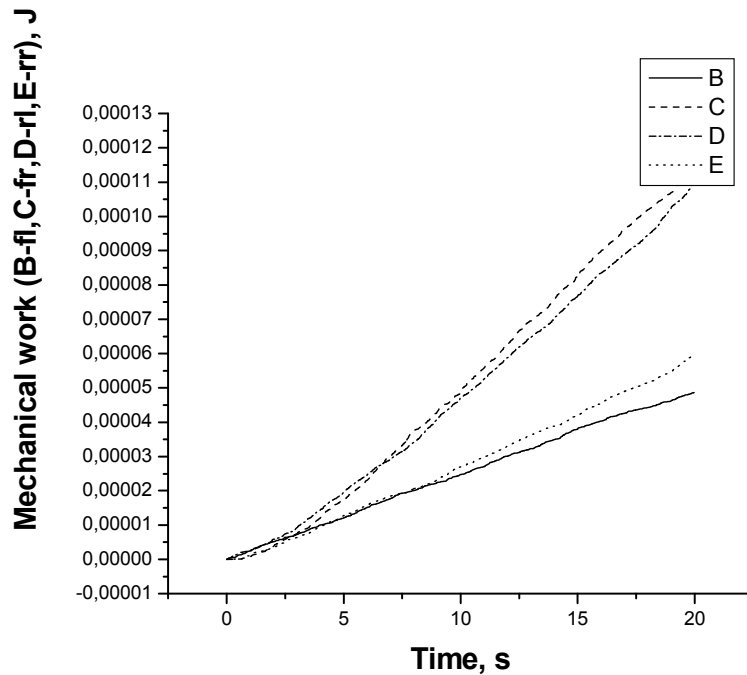


Figure 1 – Mechanical work (heat amount) in shock absorbers for a speed of vehicle 5, m/s and a fully-loaded vehicle

The analysis of the heat amount data for a speed of 5 and 30, m/s, for an illustrative example of a speed of 5, m / s , given in Fig. 1 shows that the amount of heat production increases with the covered distance (time). If the vehicle speed increases, the amount of heat decreases.

The example in Fig. 2 shows the effect of the vehicle load on the heat amount generated in the semi-active suspension system absorbers. Namely, the figure shows mechanical work (converted into heat) in the shock absorbers of a partially loaded vehicle (75%) while moving at a speed of 5, m / s.

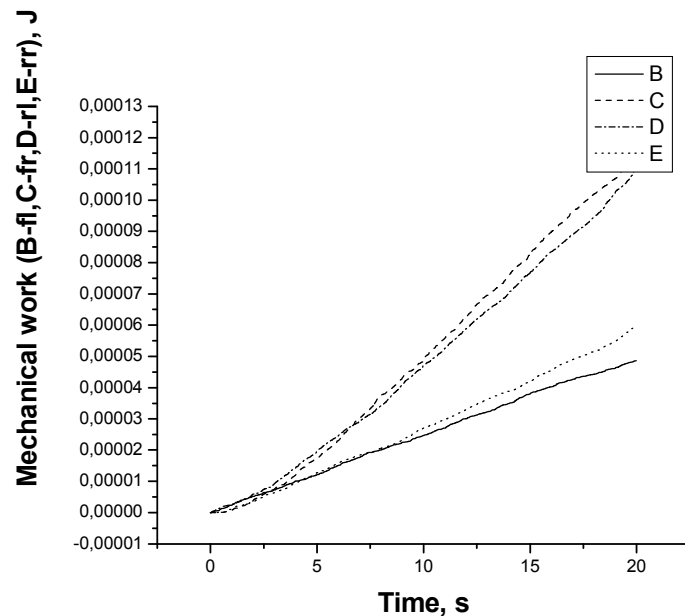


Figure 2 – Mechanical work (heat amount) of the shock absorbers in a partially loaded vehicle at a speed of 5, m/s

It can be determined that the reduced load on a vehicle leads to reduced thermal shock loading of vehicles, which is in accordance with heat flux.

Conclusion

Based on the study, the following can be concluded:

- *Models of vehicles with semi-active suspension systems can be used for calculating thermal load on the suspension,*
- *speed increase during vehicle movement along the path of identical properties, decreases the production of heat in shock absorbers, and*
- *increase in load of the vehicle leads to the increase in the production of heat in shock absorbers.*

Key words: Vehicle, Semi-active suspension system, Shock Absorber, Thermal load of shock absorbers

Datum prijema članka/Paper received on: 13. 03. 2013.

Datum dostavljanja ispravki rukopisa/Manuscript corrections submitted on: 04. 04. 2013.

Datum konačnog prihvatanja članka za objavljivanje/ Paper accepted for publishing on: 06. 04. 2013.