

NAUČNI ČLANCI SCIENTIFIC PAPERS

PRILOG ISTRAŽIVANJU MEHANIČKIH KARAKTERISTIKA DOBOŠ KOČNICA PUTNIČKOG MOTORNOG VOZILA

Demić D. *Miroslav*, Glišović D. *Jasna*, Miloradović M. *Danijela*
Univerzitet u Kragujevcu, Fakultet inženjerskih nauka,
Katedra za motorna vozila i motore, Kragujevac

DOI: 10.5937/vojtehg1203042D

OBLAST: mašinstvo, motori i motorna vozila
VRSTA ČLANKA: originalni naučni članak

Sažetak:

O metodama za proračun i ispitivanje doboš kočnih mehanizama objavljen je veliki broj radova, čemu je značajno doprineo intenzivan razvoj kompjuterske tehnike, numeričkih metoda i merne tehnike. Međutim, na osnovu sprovedenih analiza, pokazalo se da ne postoji opšte prihvaćena metoda ocene mehaničkih karakteristika i izlaznih parametara doboš kočnica. U radu je prikazan jedan pristup definisanju kriterijuma za ocenu svojstava doboš kočnica za motorna vozila. Prema predloženom algoritmu, formiraju se kompleksne karakteristike kočnih mehanizama različitih izvedbi i brzo ocenjuju karakteristike kočnih mehanizama, što je posebno važno u fazi razvoja novog proizvoda, uz upotrebu računarske merne tehnike za akviziciju i obradu podataka. Ta metoda omogućava da se, pored pokazatelja efektivnosti i stabilnosti, dobije celovita slika o ulozi doboš kočnice u kočnom sistemu vozila, proceni energetski bilans kočenja i odrede promene koeficijenta trenja primenjenog frikcionog materijala u toku probe u funkciji pritiska ili brzine kretanja vozila.

Ključne reči: doboš kočnice, eksperimentalna istraživanja, obrada podataka.

Uvod

Osnovna namena kočnih mehanizama jeste da ostvare potrebni kočni moment koji deluje na točak vozila i izaziva njegovo usporavanje, a time i kočenje vozila. Zbog toga je kočni moment osnovna ka-

rakteristika svake kočnice i merilo njenih funkcionalnih svojstava ili *performansi*. Radna karakteristika kočnice, koja se često naziva i „C“ karakteristika, povezuje silu aktiviranja i moment kočenja kao ulaznu i izlaznu veličinu i obuhvata sve konstrukcione parametre kočnice i raspoloživi koeficijent trenja između frikcionih površina [1].

Koncepcijom disk kočnica na prednjim točkovima i doboš kočnicama na zadnjim točkovima proizvođači mogu i dalje da obezbede većinu prednosti disk kočnica i, uz to, niske troškove proizvodnje. Doboš kočnice su jeftinije za izradu od disk kočnica najviše zbog toga što mogu da posluže i kao parkirna kočnica, dok je za disk kočnice neophodan poseban parking kočni mehanizam.

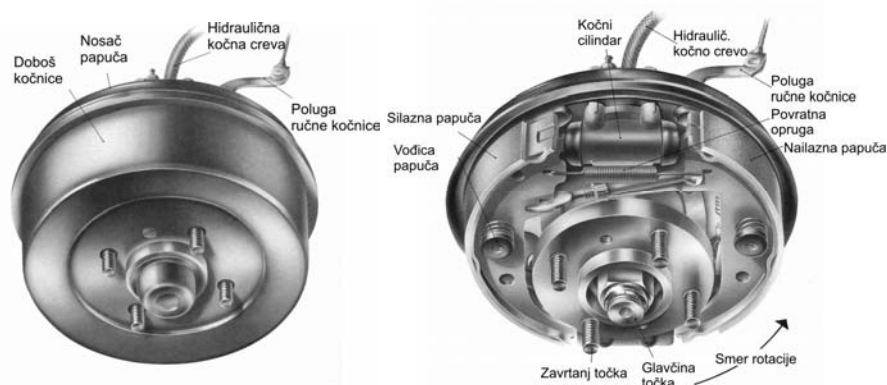
U razvoju metoda proračuna i ispitivanja doboš kočnih mehanizama, o kojima je reč u velikom broju objavljenih radova, bilo je više faza. Klasične analitičke metode proračuna zasnovane su na velikom broju pojednostavljenja, koja značajno umanjuju tačnost rezultata [2, 3]. Najgrublje su pretpostavke u kojima se zanemaruju elastičnost doboša i frikционе obloge i idealizuje raspodela pritiska po frikcionoj površini [4]. Metode proračuna su intenzivno unapređivane zahvaljujući, pre svega, razvoju kompjuterske tehnike. Zbog svega toga, numeričke metode su postale osnovne metode proračuna, bez kojih danas u tehnološki razvijenim zemljama nije moguće zamisliti razvoj mnogih proizvoda. Te metode omogućavaju brzu analizu velikog broja različitih kombinacija i izbor najpovoljnijeg rešenja (optimizacija). Budući da su numeričke metode [5, 6] aproksimativne, i za njih su neophodni pouzdani podaci na osnovu kojih se izražavaju granični uslovi. Otuda njihova neposredna veza sa ispitivanjima kočnih mehanizama u kojima se dobijaju informacije visoke tačnosti i kvaliteta zahvaljujući napretku merne tehnike i tehnike obrade i analize rezultata merenja. Na taj način se vremenski period potreban za razvoj novih elemenata kočnica značajno smanjuje. Veliki deo ispitivanja kočnih sistema čini provera saglasnosti sa zahtevima u međunarodnim i nacionalnim propisima, ali razvojna ispitivanja su veoma raznovrsna i neophodna za uvođenje novog ili usavršavanje postojećeg proizvoda.

Sprovedene analize pokazuju da su pristupi različiti i da nema opšte prihvaćene metode ocene svojstava i izlaznih parametara doboš kočnih mehanizama. U radu je prikazan jedan način definisanja kriterijuma ocene mehaničkih svojstava doboš kočnica za motorna vozila koji obuhvata fazu eksperimentalnih merenja i naknadne obrade snimljenih podataka.

Eksperimentalna metoda

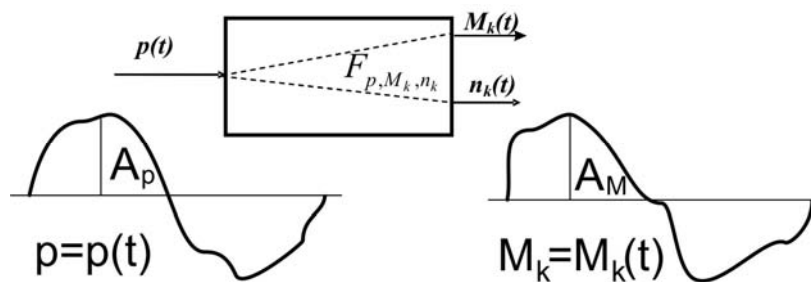
Na zadnjim točkovima ispitivanog putničkog vozila ugrađene su doboš kočnice tipa *SIMPLEX* (slika 1). Papuče *SIMPLEX* kočnice su oslonjene na kosu površinu prema vertikalnoj osi kočnice, „plivajuće“ papuče, koje se

bolje podešavaju prema dobošu i omogućavaju ravnomernije trošenje obloge. Tokom procesa kočenja razvija se kočni moment, koji teži da uspori doboš. Istovremeno deluje i reaktivni kočni moment, koji se prenosi na papuče i teži da ih zaokrene u smeru rotacije. Taj reaktivni moment, koji je po intenzitetu jednak kočnom momentu, prenosi se preko oslonaca papučica i kočnih cilindara na nosač papučica koji je izrađen od lima [7].



Slika 1 – SIMPLEX doboš kočnica
Picture 1 – SIMPLEX drum brake

Podsistem doboš kočnice sa ulazom – pritisak kočne tečnosti u kočnom cilindru točka (p), i izlazima – kočnim momentom (M_k) i brojem obrtaja kočenog točka (n_k), može šematski da se predstavi na sledeći način [8]:

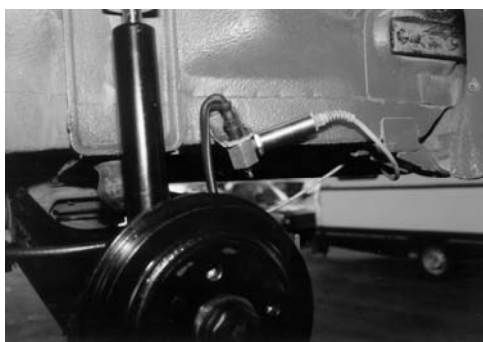


Slika 2 – Podsistem doboš kočnice
Picture 2 – Subsystem of drum brake

Pri analizi sistema posmatra se dinamički režim rada, a određuje se ponašanje sistema u prelaznom režimu, pod kojim se podrazumeva proces prelaza sistema iz jednog stacionarnog stanja u drugo stacionarno stanje. Matematičkim modelom opisuju se dinamički režim rada i komponente sistema, a uzima se u obzir vremenska promena ulaznih i izlaznih veličina [9].

Merenje pritiska u kočnom cilindru doboš kočnica

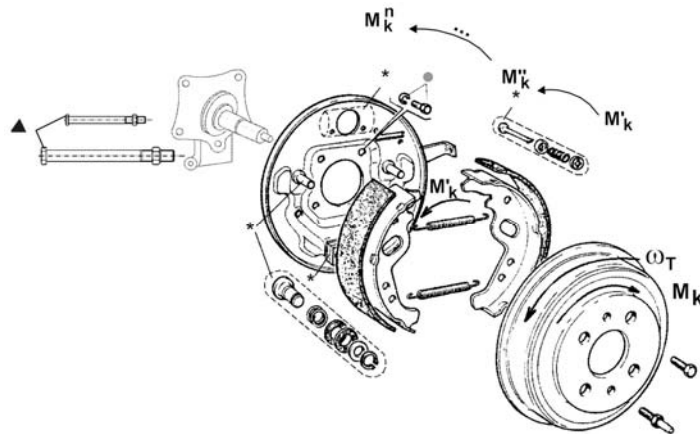
Kao ulazna veličina pri identifikaciji mehaničkih karakteristika doboš kočnica merena je promena pritiska u kočnom cilindru doboš kočnica na zadnjim točkovima. Na ispitivanom vozilu je primenjen hidrostatički sistem kod kojeg se komanda sa pedale kočnice prenosi crevima i cevima u kočne cilindre. Dovedeni pritisak stvara na klipovima, odnosno klipnjačama, kočnih cilindara sile koje aktiviraju kočnice. Konstrukcijskim ograničenjima onemogućena je ugradnja davača apsolutnog pritiska *P3MA* direktno u kočni cilindar doboš kočnica. Uz pomoć posebno izvedenog adaptera, davač je ugrađen u neposrednoj blizini kočnog cilindra, pod pretpostavkom da na tom kratkom rastojanju postoji zanemarljivo mali pad pritiska. Kao ilustracija, na slici 3 prikazana je ugradnja davača *P3MA* u kočnu instalaciju ispitivanog vozila [8].



Slika 3 – Ugradnja davača pritiska P3MA u kočnu instalaciju
Picture 3 – Mounting of pressure sensor P3MA in the brake installation

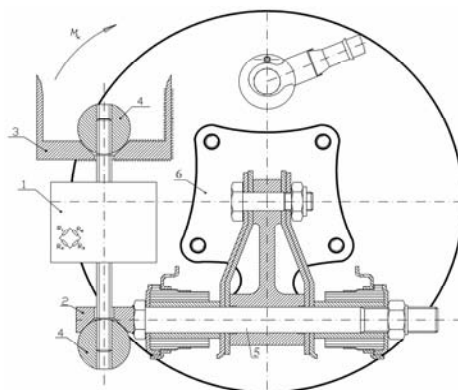
Merenje kočnog momenta na doboš kočnicama u slučaju nezavisnog oslanjanja točkova

Doboš kočnica je složen sistem, koji se sastoji od velikog broja elemenata različitih karakteristika. Na putu prenošenja kočnog momenta mogu da se jave: viskozni gubici, mehaničko trenje i oscilacioni sistem određene krutosti (slika 4). Sve to dovodi do određenih gubitaka, tako da razvijeni moment kočenja M_k nije jednak reaktivnim momentima kočenja $M'_k, M''_k, \dots, M^j_k$ u različitim tačkama merenja. Zato se pri izboru mernog mesta za merenje kočnog momenta posebna pažnja mora posvetiti činjenici da je greška merenja sve veća sa udaljavanjem od mesta frikcionog kontakta obloga–doboš. Na slici 4 prikazan je tok prenosa reaktivnog momenta kojim doboš deluje na kočne papuče.



Slika 4 – Tok prenosa reaktivnog kočnog momenta
 Picture 4 – The flow of reactive braking torque transfer

Reaktivni kočni moment se prenosi na nosač papuča preko elementa (slika 4) i simetričan je u odnosu na vertikalnu osu. Nosač papuča je izrađen od lima i vezan za rukavac točka preko četiri zavrtnja (elementi ●). Tim elementima veze moment se prenosi na rukavac točka, a zatim, preko dva zavrtnja (elementi ▲), na amortizer i oscilaciono rame koji vezuju te delove za rukavac točka.



1 – Davač sile, 2 – Donje sedište zgloba, 3 – Gornje sedište zgloba,
 4 – Zglobovi, 5 – Zavrtnj, 6 – Rukavac točka

Slika 5 – Šematski prikaz merenja kočnog momenta davačem sile [8]
 Picture 5 – Schematic display of measuring the brake torque by force sensor

Kod realizovanog rešenja reaktivni kočni moment se meri posredno davačem sile (slika 5), a sila istezanja se meri preko mernih traka, vezanih u pun *Wheatstoneov* most. Novoformirani tok prenosa reaktivnog

kočnog momenta je takav da se kočni moment u celini prenosi sa nosača papuča na zavrtanj (element ▲) za vezu rukavca točka sa amortizerom i oscilacionim ramenom preko davača sile. Deformacije rukavca točka i drugi gubici u sistemu smatrani su zanemarljivim. Krajevi davača su, preko navoja, vezani sa zglobovima (4), koji su oslonjeni u konusnim sedištima. Time je ostvarena zglobna veza, koja je neophodna da bi davač sile bio izložen čistom istezanju, a ne i savijanju.

Osnovne karakteristike ovog rešenja davača kočnog momenta su sledeće:

- davač sile registruje samo reaktivni kočni moment,
- reaktivni kočni moment prenosi se u celini preko davača sile i izaziva naprezanje na istezanje,
- merno mesto ovog rešenja davača (M_k^n) vezano je sa postojanjem određene greške merenja zbog gubitaka u prenosu kočnog momenta, što se mora uzeti u obzir pri analizi rezultata eksperimenata,
- merni sistem nije simetričan (ugradnja davača i prenošenje opterećenja).



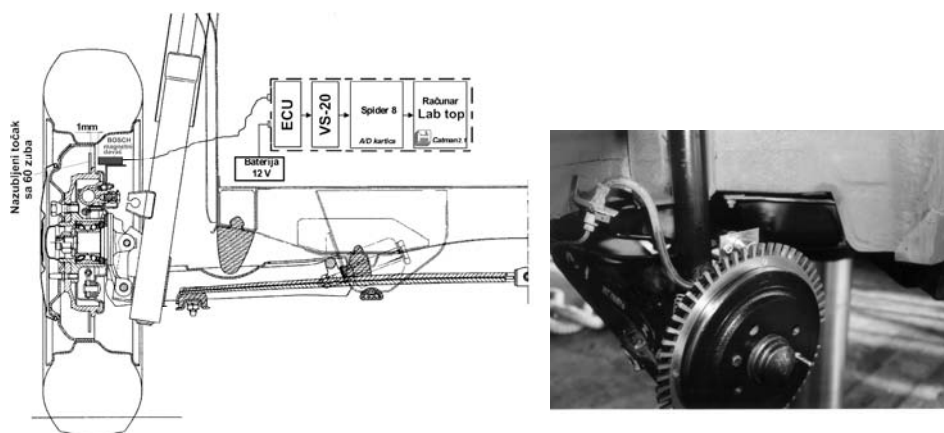
Slika 6 – Ugradnja davača kočnog momenta na doboš kočnici ispitivanog vozila
Picture 6 – Mounting of the drum brake's brake torque sensor on the test vehicle

Način ugradnje davača kočnog momenta na doboš kočnici ispitivanog vozila prikazan je na na slici.

Merenje broja obrtaja točkova motornog vozila

Preko broja obrtaja točkova mogu da se odrede druge značajne veličine, kao kinematski poluprečnik točka, brzina klizanja, koeficijent prijanjanja itd. Osim toga, pojedini sistemi koji se ugrađuju u savremena motorna vozila imaju davače broja obrtaja kao sastavne komponente, na primer: *ABS* (protivblokirajući sistem) ili *ASR* (sistem protiv klizanja) i *EFI* (sistem za elektronsku kontrolu ubrizgavanja goriva). Na slici 7 dati su šematski prikaz mernog lanca za merenje broja obrtaja zadnjih (nepo-

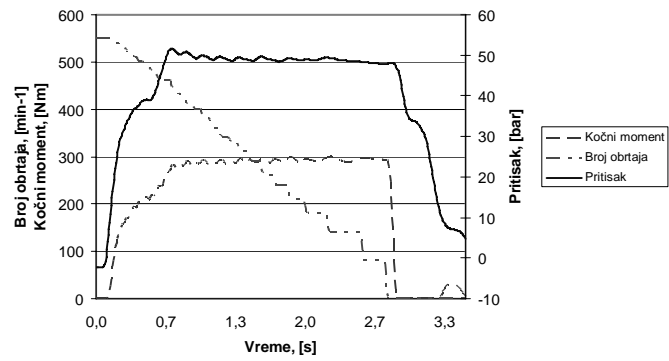
gonski) točkova ispitivanog vozila uz korišćenje magnetnog beskontaktnog impulsnog davača broja obrtaja i fotografija ugradnje tog davača. Nazubljeni točak je zavrtnjima čvrsto vezan za doboš. Na točku se nalazi 60 (58) zuba, koji su pravilno raspoređeni po obimu točka. Naspram točka je postavljen limeni nosač davača broja obrtaja firme *BOSCH*, koji je pričvršćen za nosač kočnih papuča. Za ugradnju i osiguranje nosača korišćena su dva postojeća zavrtnja *M6*, kojima je pričvršćen kočni cilindar doboš kočnica za nosač kočnih papuča [8].



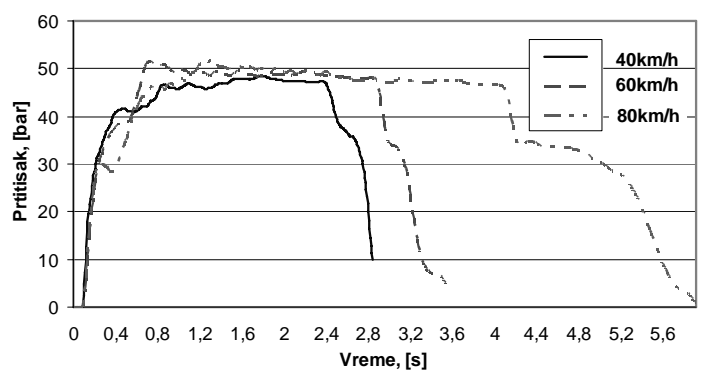
Slika 7 – Komponente mernog lanca za merenje broja obrtaja zadnjih točkova vozila
Picture 7 – The components of the measuring chain for measuring the rear wheel's speed

Eksperimentalno su snimljene promene pritiska u kočnoj instalaciji i obe izlazne veličine: kočnog momenta i broja obrtaja kočnog točka tokom procesa kočenja do zaustavljanja vozila za početne brzine od 40, 60 i 80 km/h, i to za vozilo spremno za vožnju i za potpuno opterećeno vozilo. Na slici 8 prikazani su dijagrami kojima se ilustruju promene ulazne veličine i izlaznih veličina za navedene početne brzine. Funkcija pritiska i kočnog momenta ima oblik naglog porasta do postizanja maksimalne vrednosti, a zatim, posle određenog vremena maksimalnog kočenja i naglog pada broja obrtaja točkova, nastupa faza prestanka dejstva vozača na komandu i prestanka procesa kočenja.

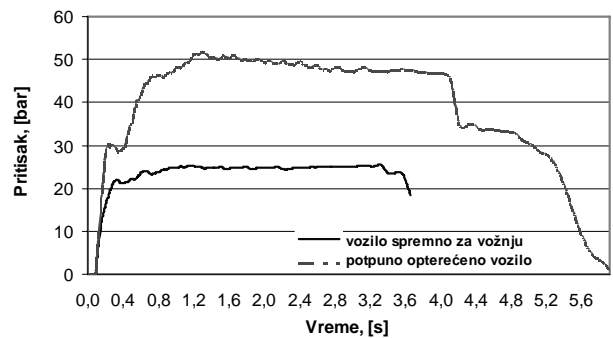
Na dijagramima na slikama 9, 10, 11 i 12 prikazana je promena pritiska i kočnog momenta u vremenskom domenu u toku proba kočenja sa isključenom spojnicom za vozilo spremno za vožnju i za potpuno opterećeno vozilo, kao i za različite početne brzine u procesu kočenja. Posle testa kočenja sa $v_0 \approx 40$ km/h, izvedeno je kočenje sa $v_0 \approx 60$ km/h i $v_0 \approx 80$ km/h, pri čemu je vremenski period između kočenja iznosio oko jedan minut. Očigledan je veliki porast pritiska kočne tečnosti u instalaciji i kočnog momenta potrebnih za zaustavljanje potpuno opterećenog vozila.



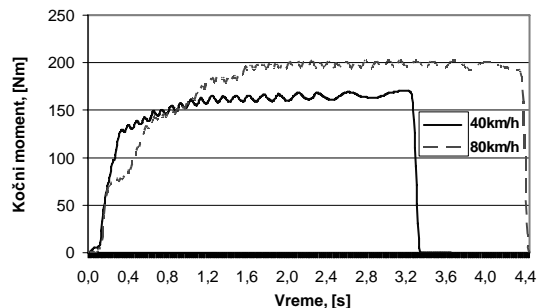
Slika 8 – Promena pritiska, kočnog momenta i broja obrtaja za potpuno opterećeno vozilo i početnu brzinu od 60 km/h
 Picture 8 – Change of pressure, brake torque and speed for a fully loaded vehicle and the initial speed of 60 km/h



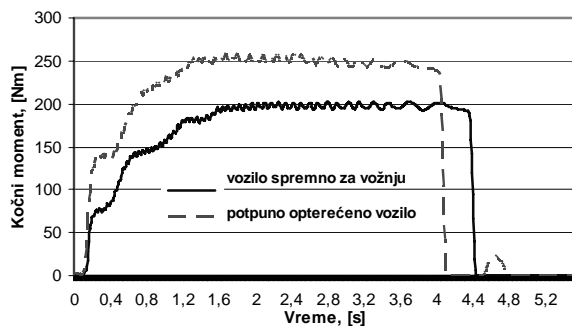
Slika 9 – Uticaj promene početne brzine na promenu pritiska u kočnoj instalaciji
 Picture 9 – Influence of the initial speed on the pressure in the brake installation



Slika 10 – Uticaj promene mase vozila na promenu pritiska u kočnoj instalaciji
 Picture 10 – Influence of the vehicle weight on the pressure in the brake installation

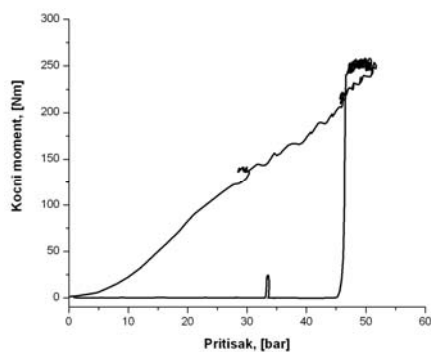


Slika 11 – Uticaj promene početne brzine na promenu kočnog momenta
 Picture 11 – Influence of the initial speed on the brake torque

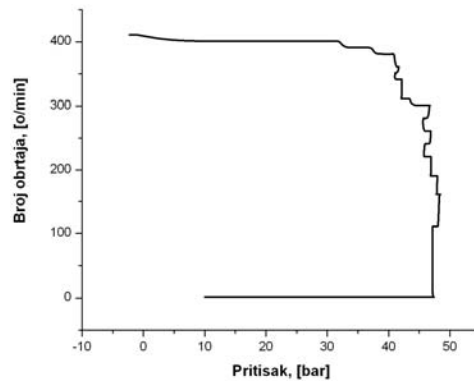


Slika 12 – Uticaj promene mase vozila na promenu kočnog momenta
 Picture 12 – Influence of the vehicle weight on the brake torque

Na slikama 13 i 14 prikazan je uticaj promene pritiska u kočnoj instalaciji na izlazne veličine kočnog momenta i broja obrtaja kočenog točka. Promena kočnog momenta, prikazana na slici 13, pokazuje da pritisak, nakon prestanka kočenja i pada kočnog momenta na nulu, u kočnoj instalaciji pada sa određenim vremenskim kašnjenjem.



Slika 13 – Promena kočnog momenta sa promenom pritiska u kočnoj instalaciji
 Picture 13 – Change of the braking torque with the change of the pressure in the brake installation



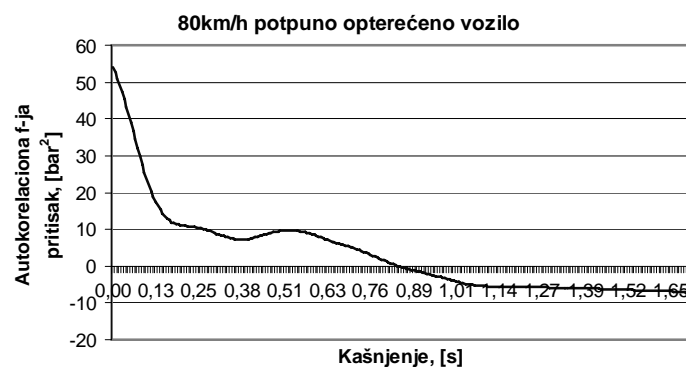
Slika 14 – Promena broja obrtaja sa promenom pritiska u kočnoj instalaciji
 Picture 14 – Change of the wheel's speed with the change of the pressure in the brake installation

Analiza rezultata eksperimentalne metode

Za analizu eksperimentalno snimljenih vremenskih serija korišćeni su softveri ANALSIGDEM [10] i DEMPARCHO [11] i realizovani na osnovu teorije poznate iz [12, 13, 14, 15, 16]. U daljem tekstu izvršiće se analiza obrađenih podataka.

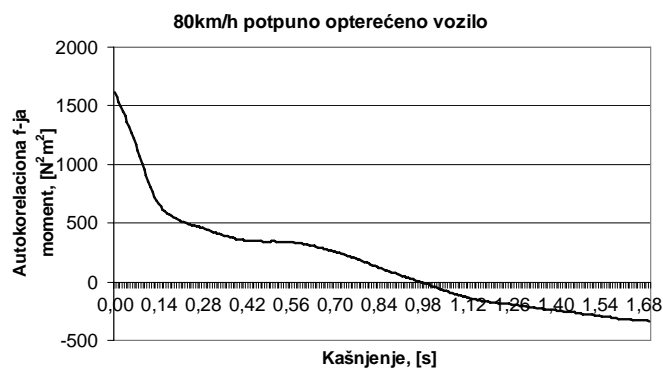
Autokorelacione funkcije

Autokorelaciona funkcija stohastičkog procesa pokazuje zavisnost između trenutnih vrednosti slučajne promenljive u dva različita vremenska trenutka na rastojanju τ .

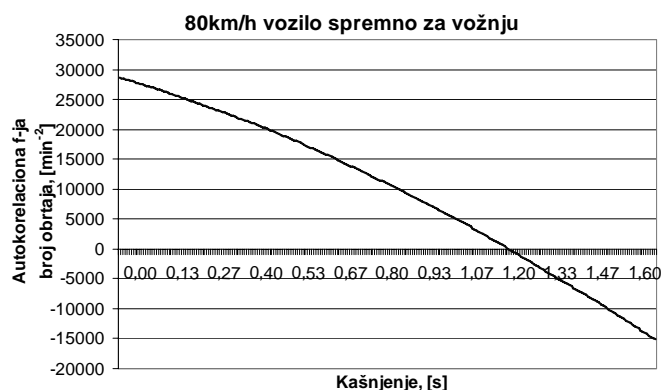


Slika 15 – Autokorelaciona funkcija pritiska u kočnoj instalaciji
 Picture 15 – Autocorrelation function of pressure in brake line

Na slikama 15, 16 i 17 prikazane su promene autokorelacionih funkcija pritiska, kočnog momenta i broja obrtaja u funkciji kašnjenja. Kao ilustrativan primer, prikazani su zapisi koji odgovaraju početnoj brzini od 80 km/h. Očigledno je da se vrednosti autokorelacionih funkcija smanjuju sa vremenom kašnjenja, τ , sve do vrednosti nula, ali se potom udaljavaju od nje, što ukazuje na to da je posmatrani proces – prelazni proces.



Slika 16 – Autokorelaciona funkcija kočnog momenta
Picture 16 – Autocorrelation function of brake torque



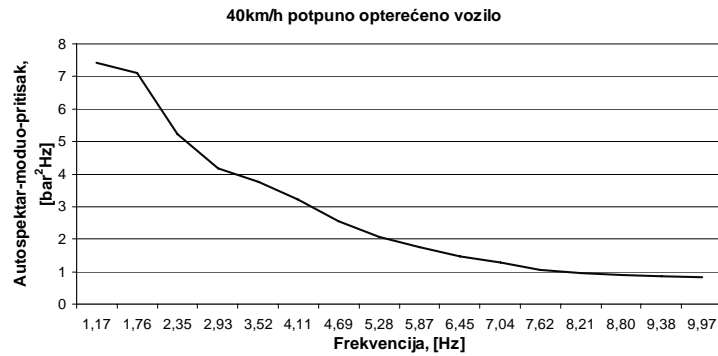
Slika 17 – Autokorelaciona funkcija broja obrtaja
Picture 17 – Autocorrelation function of number of wheel's speed

Autospektri

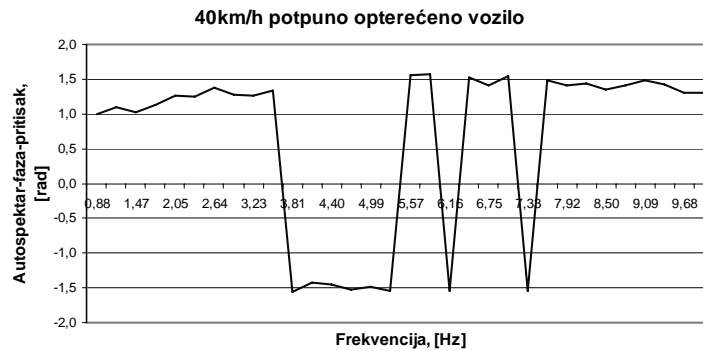
Autospektar snage je realna veličina koja čini graničnu vrednost matematičkog očekivanja proizvoda konjugovano-kompleksne i kompleksne amplitude posmatranog signala.

Na slikama 18 i 19 dati su primeri modula i faza autospektara za pritisak pri brzini od 40 km/h za potpuno opterećeno vozilo. Očigledno je da

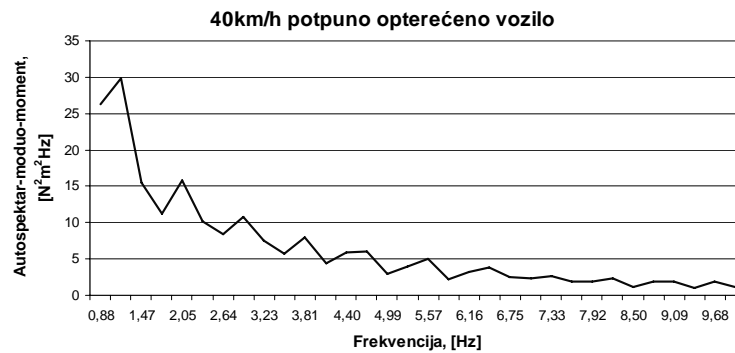
je vrednost modula autospektra najveća za niske frekvencije, a kreće se u granicama od 7,42 ($f = 1,17$ Hz) do 0,83 ($f = 9,97$ Hz). Vrednosti faze se kreću u granicama od $-1,56$ ($f = 3,81$ Hz) do $1,57$ ($f = 5,87$ Hz).



Slika 18 – Modul autospektra za pritisak
Picture 18 – Magnitude of autospectral density function of the pressure

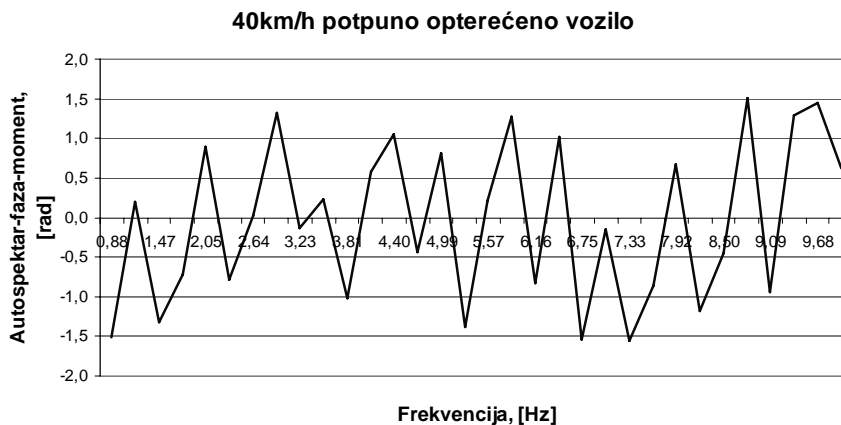


Slika 19 – Faza autospektra za pritisak
Picture 19 – Phase of autospectral density function of the pressure



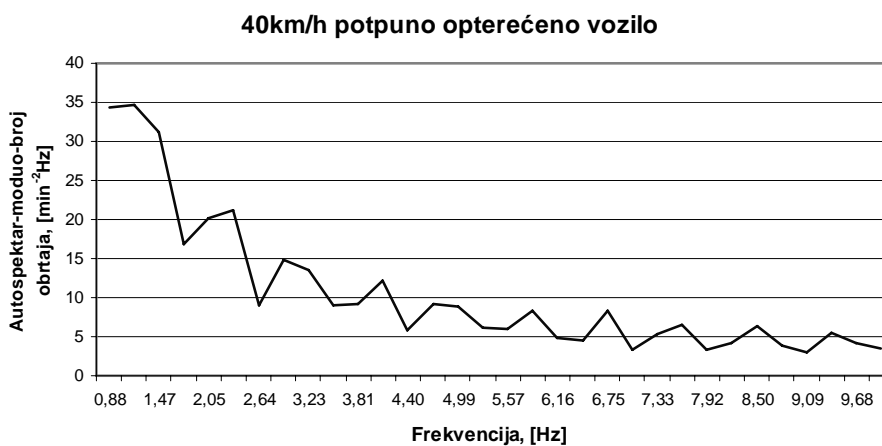
Slika 20 – Modul autospektra kočnog momenta
Picture 20 – Magnitude of autospectral density function of the brake torque

Primeri modula i faza autospektara za kočni moment pri brzini od 40 km/h za potpuno opterećeno vozilo dati su na slikama 20 i 21. Vrednost modula autospektra kreće se u granicama od 29,76 ($f = 1,17$ Hz) do 1,02 ($f = 9,38$ Hz). Vrednosti faze kreću se u granicama od 1,56 ($f = 7,33$ Hz) do 1,51 ($f = 8,8$ Hz).

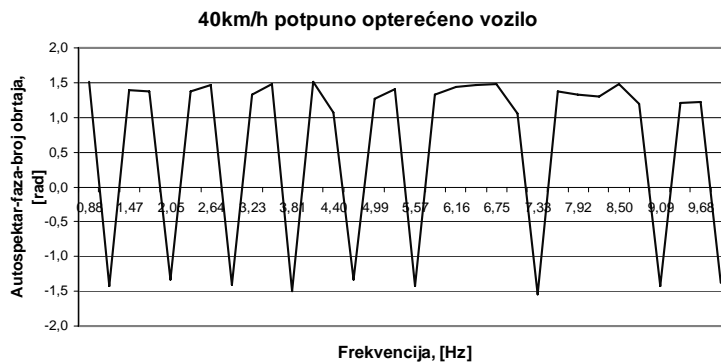


Slika 21 – Faza autospektra kočnog momenta
Picture 21 – Phase of autospectral density function of the brake torque

Na slikama 22 i 23 prikazani su primeri modula i faza autospektara za broj obrtaja pri brzini od 40 km/h za potpuno opterećeno vozilo. Vrednost modula autospektra kreće se u granicama od 34,63 ($f = 1,17$ Hz) do 2,95 ($f = 9,09$ Hz). Vrednosti faze se kreću u granicama od 1,55 ($f = 7,33$ Hz) do 1,52 ($f = 4,11$ Hz).



Slika 22 – Modul autospektra za broj obrtaja
Picture 22 – Magnitude of autospectral density function of wheel's speed



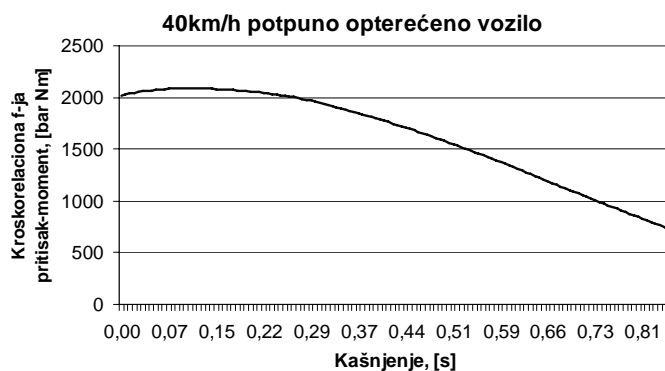
Slika 23 – Faza autospektra za broj obrtaja
 Picture 23 – Phase of autospectral density function of wheel's speed

Kroskorelacione funkcije

Kroskorelaciona funkcija stohastičkog procesa pokazuje zavisnost između vrednosti dve slučajne promenljive u dva različita vremenska trenutka na rastojanju τ .

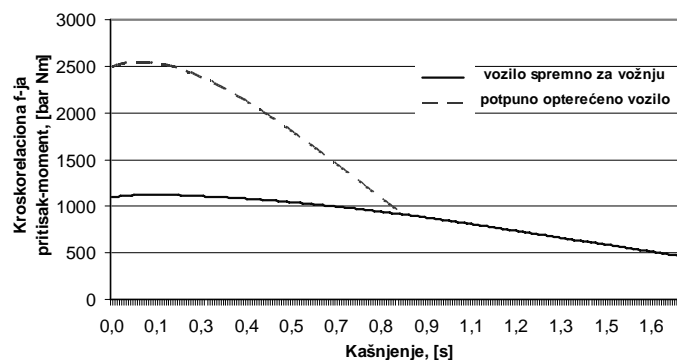
Maksimalne vrednosti kroskorelacione funkcije pritisak – kočni moment za različite početne brzine u procesu kočenja kreću se u opsegu od 1036,77 ($\tau = 0,1265$ s, $v_0 = 60$ km/h za vozilo spremno za vožnju) do 3792,1 ($\tau = 0,1732$ s, $v_0 = 60$ km/h za potpuno opterećeno vozilo). Vremensko kašnjenje se kreće u granicama od 0,0733 s do 0,293 s.

Na slici 24 prikazana je kroskorelaciona funkcija pritisak – kočni moment za početnu brzinu od 40 km/h i potpuno opterećeno vozilo. Maksimalna vrednost kroskorelacione funkcije iznosi 2087,5 i odgovara joj vremensko kašnjenje od 0,106 s.

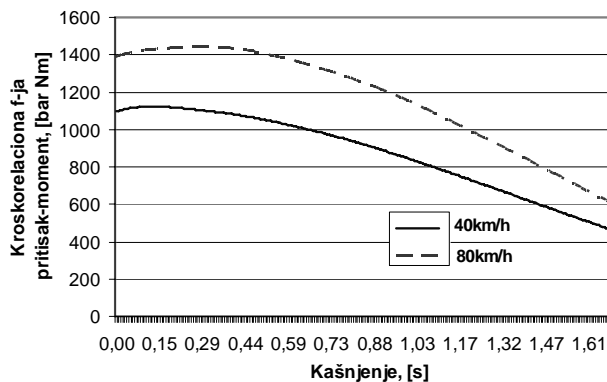


Slika 24 – Kroskorelaciona funkcija pritisak–kočni moment
 Picture 24 – Cross-correlation function pressure-brake torque

Analiza uticaja mase vozila i početne brzine na kroskorelacionu funkciju pritisak–kočni moment prikazana je na slikama 25 i 26. Na njima se vidi da povećanje mase vozila (od 1122,4318, $\tau = 0,126$ s do 2548,67, $\tau = 0,08$ s) i početne brzine (od 1122,43, $\tau = 0,126$ s do 1443,99, $\tau = 0,293$ s) znatno utiče na maksimalne vrednosti kroskorelacione funkcije pritisak–kočni moment, što pokazuje da ti parametri utiču i na parametre procesa kočenja.



Slika 25 – Uticaj promene mase vozila na kroskorelacionu funkciju pritisak – kočni moment
Picture 25 – Influence of the vehicle weight on the cross-correlation function pressure-brake torque

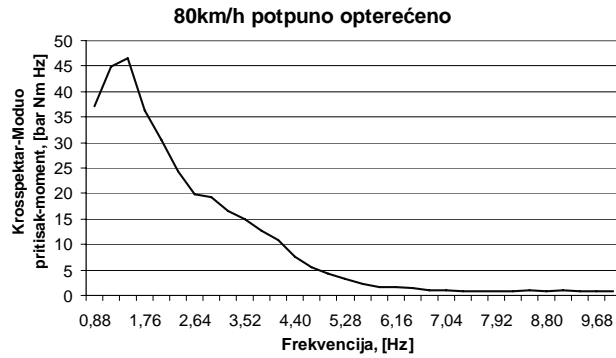


Slika 26 – Uticaj promene brzine na početku kočenja vozila na kroskorelacionu funkciju pritiska k– kočni moment
Picture 26 – Influence of the initial speed on the cross-correlation function pressure-brake torque

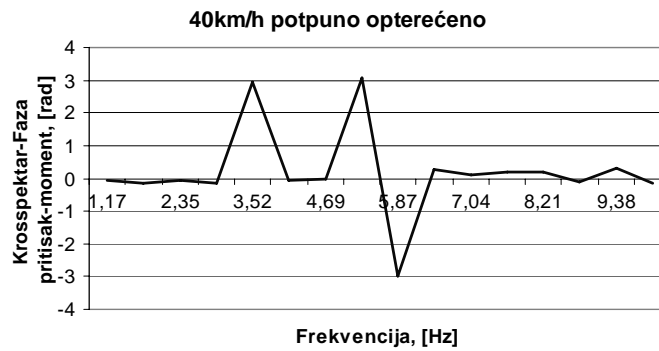
Krosspektri

Krosspektar snage je kompleksna veličina koja predstavlja graničnu vrednost matematičkog očekivanja proizvoda konjugovano-kompleksne amplitude jednog i kompleksne amplitude drugog signala.

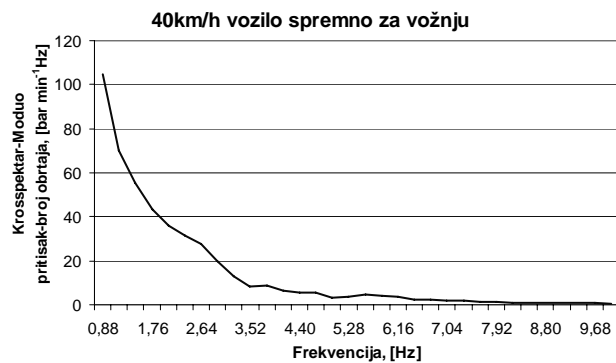
Na slikama 27, 28 i 29, 30 dati su ilustrativni primeri modula i faza krosspektara za pritisak – kočni moment i pritisak – broj obrtaja respektivno.



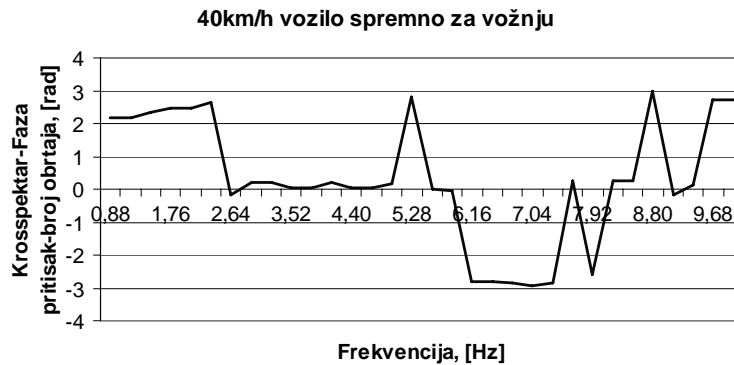
Slika 27 – Modul krosspektra pritisak – moment
Picture 27 – Magnitude of the cross-spectral density function between pressure-brake torque



Slika 28 – Faza krosspektra pritisak – moment
Picture 28 – Phase of the cross-spectral density function between pressure-brake torque



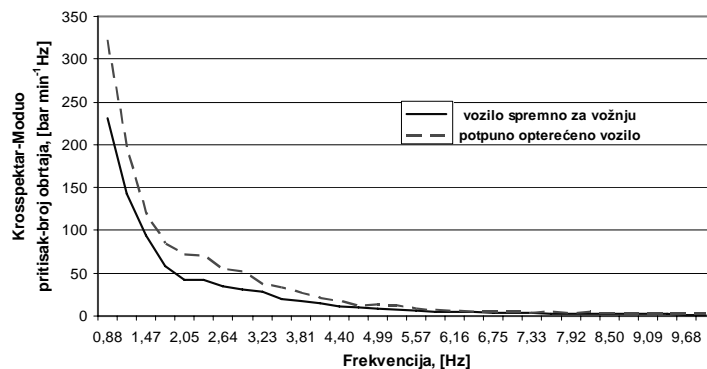
Slika 29 – Modul krosspektra pritisak – broj obrtaja
Picture 29 – Magnitude of the cross-spectral density function between pressure-wheel's speed



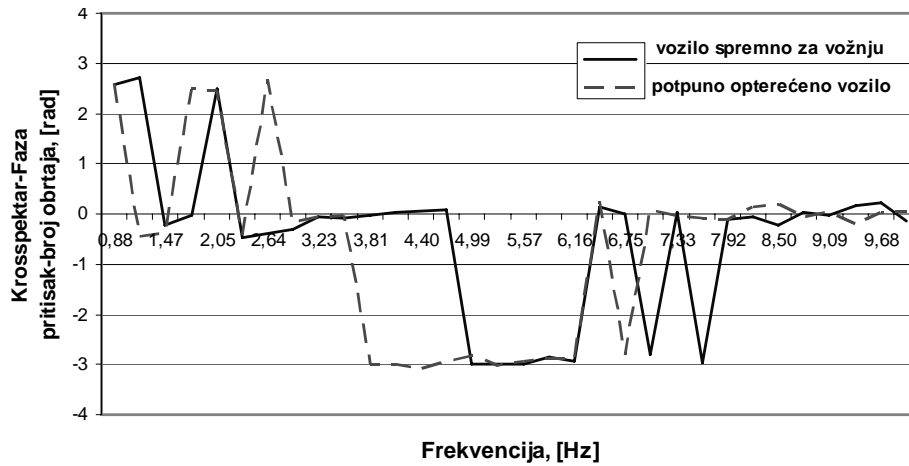
Slika 30 – Faza krosspektra pritisak – broj obrtaja
 Picture 30 – Phase of the cross-spectral density function between pressure-wheel's speed

Analizom svih dobijenih podataka utvrđeno je da se maksimalne vrednost modula krosspektra kreću u granicama od 46,56 ($f = 1,47$ Hz, $v_0 = 80$ km/h za potpuno opterećeno vozilo) do 402,72 ($f = 1,17$ Hz, $v_0 = 40$ km/h za potpuno opterećeno vozilo). Maksimalne vrednosti faze kreću se u granicama od 2,67 ($f = 8,5$ Hz, $v_0 = 60$ km/h za potpuno opterećeno vozilo) do 3,08 ($f = 5,28$ Hz, $v_0 = 40$ km/h za potpuno opterećeno vozilo).

Rezultati analize uticaja mase vozila na modul i fazu krosspektra funkcije pritisak–broj obrtaja prikazani su na slikama 31 i 32. Na njima se vidi da povećanje mase vozila utiče na porast maksimalne vrednosti modula (od 230,5, $f = 0,88$ Hz do 322,65, $f = 0,88$ Hz), a malo na maksimalnu vrednost faze krosspektra pritisak–broj obrtaja (od 2,69, $f = 2,64$ Hz za potpuno opterećeno vozilo do 2,72, $f = 1,17$ Hz za vozilo spremno za vožnju).

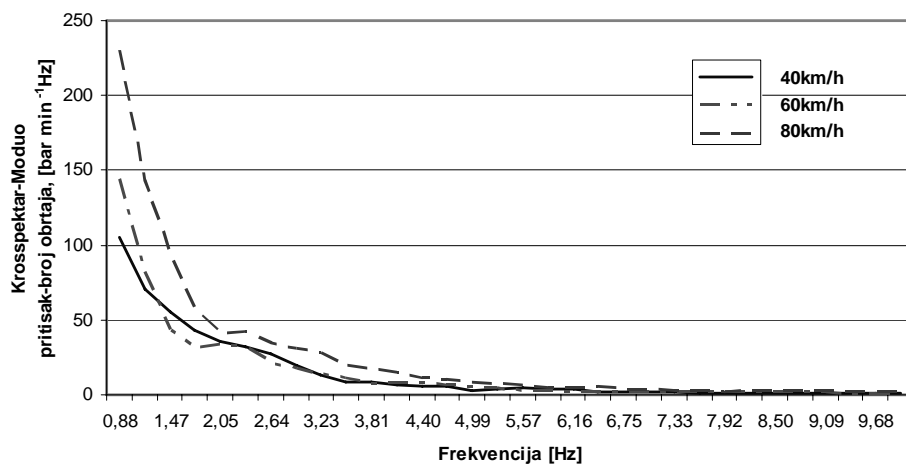


Slika 31 – Uticaj mase vozila na modul krosspektra pritisak – broj obrtaja
 Picture 31 – Influence of the vehicle weight on the magnitude of cross-spectral density function between pressure-wheel's speed



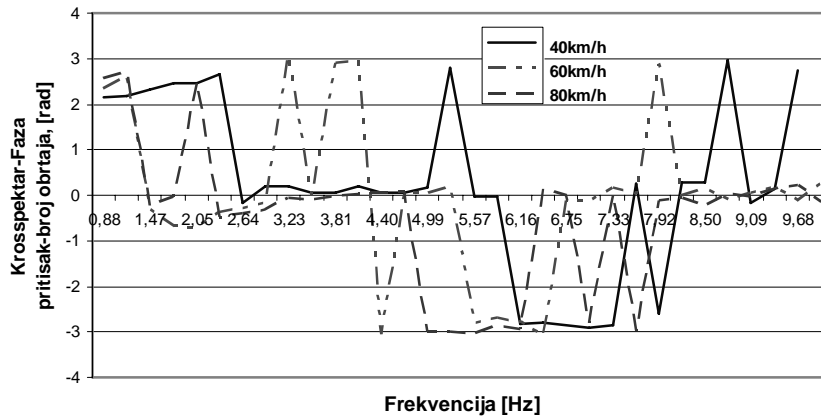
Slika 32 – Uticaj promene mase vozila na fazu krosspektra pritisak – broj obrtaja
 Picture 32 – Influence of the vehicle weight on the phase of cross-spectral density function between pressure-wheel's speed

Na slikama 33 i 34 analiziran je uticaj početne brzine vozila na modul i fazu krosspektra funkcije pritisak – broj obrtaja. Vidi se da povećanje početne brzine vozila utiče na porast maksimalne vrednosti modula (od 104,8 do 230,5, $f = 0,88$ Hz), a malo na maksimalnu vrednost faze krosspektra pritisak–broj obrtaja (od 2,72, $f = 1,17$ Hz, 80 km/h do 3,08, $f = 3,23$ Hz, 60 km/h).



Slika 33 – Uticaj promene brzine na početku kočenja vozila na modul krosspektra pritisak – broj obrtaja

Picture 33 – Influence of the initial speed on the magnitude of cross-spectral density function between pressure-wheel's speed

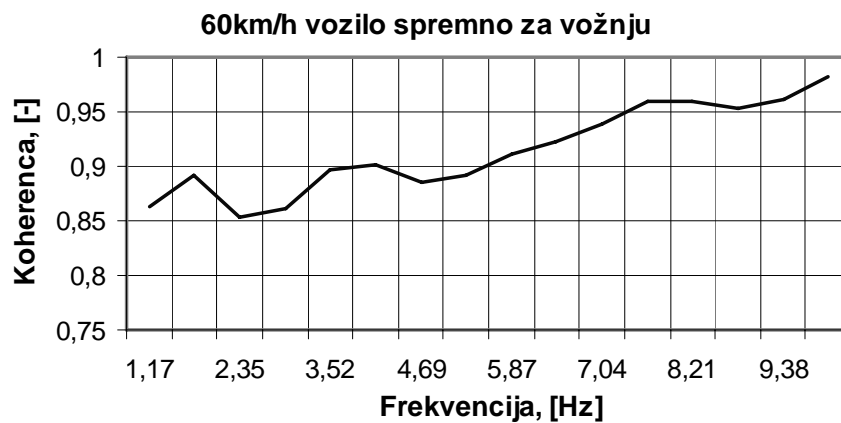


Slika 34 – Uticaj promene brzine na početku kočenja vozila na fazu krosspektra pritisak–broj obrtaja

Picture 34 – Influence of the initial speed on the phase of cross-spectral density function between pressure-wheel's speed

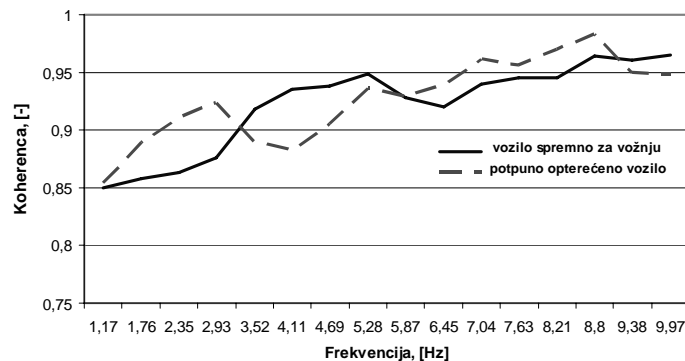
Koherenca

Analiza podataka sa slike 35 pokazuje da se vrednosti koherence kreću u granicama od 0,714 do 0,9833.



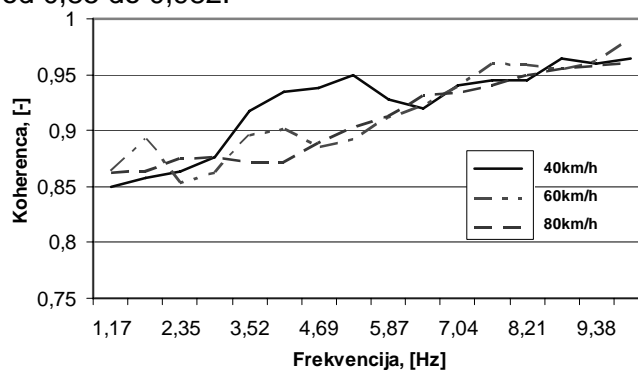
Slika 35 – Koherence pritisak–moment
Picture 35 – Coherence pressure-brake torque

Na dijagramu 36 može se videti i uticaj mase vozila u procesu kočenja do zaustavljanja. Vrednosti koherence se kreću u granicama od 0,855 do 0,973.



Slika 36 – Uticaj promene mase vozila na koherencu
 Picture 36 – Influence of vehicle weight on the coherence

Uticaj početne brzine kretanja vozila u procesu kočenja do zaustavljanja vidi se na dijagramu na slici 37. Vrednosti koherence se kreću u granicama od 0,85 do 0,982.

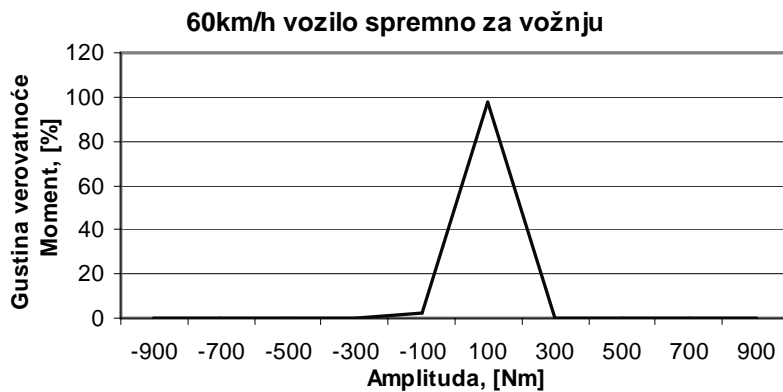


Slika 37 – Uticaj promene brzine vozila na početku kočenja na koherencu
 Picture 37 – Influence of the initial speed on the coherence

Može se tvrditi, na osnovu analize svih podataka funkcija koherence, da u posmatranom sistemu za kočenje postoji sprega između pritiska kočne tečnosti u sistemu i kočnog momenta. Ta sprega je pri višim učestalostima veća. Niže vrednosti od 1 objašnjavaju se nelinearnostima, zazorima, šumom i slično.

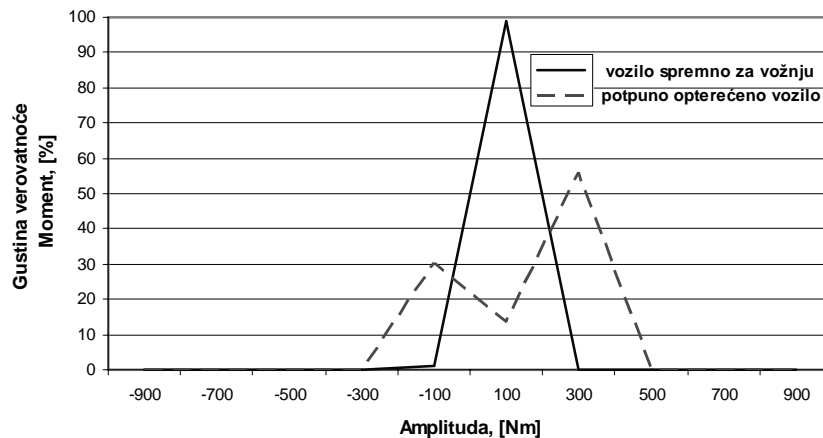
Gustina verovatnoće

Na slici 38 prikazana je jedna od izračunatih funkcija gustine verovatnoće – moment u funkciji amplitude za brzinu od 60 km/h u slučaju vozila spremnog za vožnju. Maksimalna vrednost gustine verovatnoće od 97,85 odgovara amplitudi od 100.



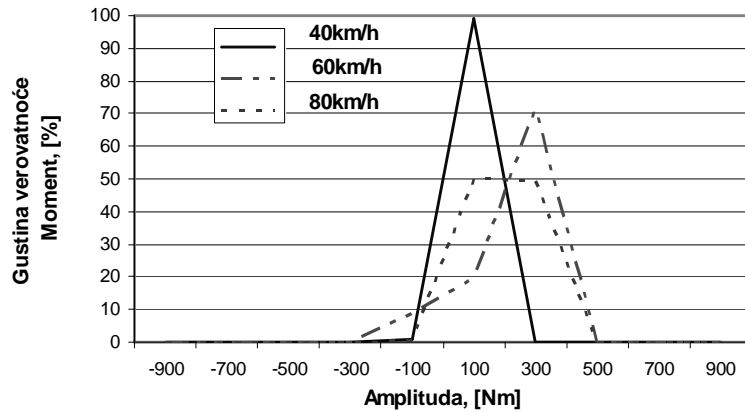
Slika 38 – Gustina verovatnoće – kočni moment u funkciji amplitude
Picture 38 – Probability density function of the brake moment as a function of the amplitude

Uticaj promene mase vozila na vrednost gustine verovatnoće – moment za početnu brzinu kretanja od 40 km/h prikazan je na slici 39. Maksimalna vrednost gustine verovatnoće menja se u granicama od 55,86 pri amplitudi 300 za potpuno opterećeno vozilo do 99,02 za vozilo spremno za vožnju, što odgovara amplitudi 100.



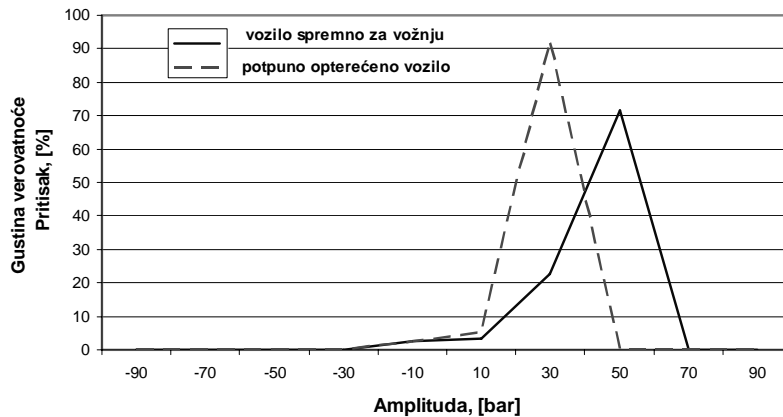
Slika 39 – Uticaj mase vozila na gustinu verovatnoće – moment
Picture 39 – Influence of vehicle weight on the probability density of the brake moment

Na slici 40 vidi se uticaj početne brzine u procesu kočenja na gustinu verovatnoće – moment čija se maksimalna vrednost menja u granicama od 49,8 pri amplitudi 100 za brzinu 80 km/h, preko 71,29 pri amplitudi 300 za brzinu od 60 km/h, do 99,02 pri amplitudi 100 za brzinu od 40 km/h.



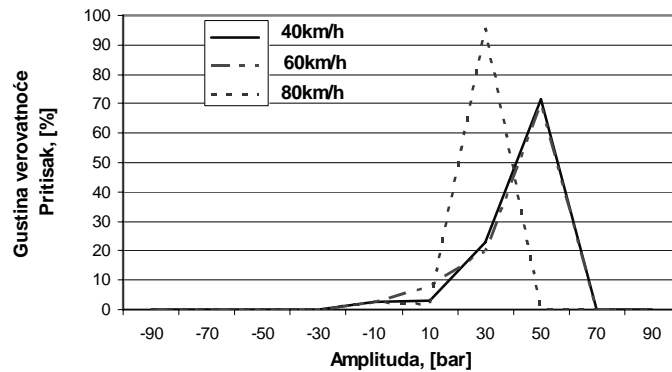
Slika 40 – Uticaj brzine vozila na početku kočenja na gustinu verovatnoće – moment
 Picture 40 – Influence of initial speed on the probability density of the brake moment

Uticaj mase vozila na vrednost gustine verovatnoće – pritisak za početnu brzinu kretanja od 40 km/h prikazan je na slici 41. Maksimalna vrednost gustine verovatnoće menja se u granicama od 71,68 pri amplitudi 50 za vozilo spremno za vožnju do 92,19 za potpuno opterećeno vozilo, što odgovara amplitudi 30.



Slika 41 – Uticaj mase vozila na gustinu verovatnoće – pritisak
 Picture 41 – Influence of vehicle weight on the probability density of the pressure

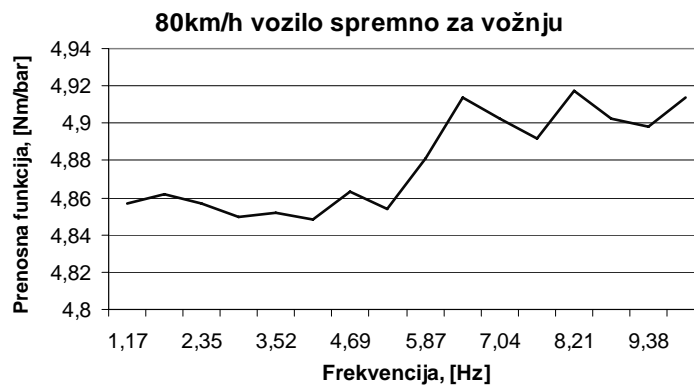
Analiza uticaja početne brzine u procesu kočenja na gustinu verovatnoće – pritisak (slika 42) pokazala je da se maksimalna vrednost menja u granicama od 69,6 pri amplitudi 50 za brzinu 60 km/h, preko 71,68 pri amplitudi 50 za brzinu 40 km/h, do 95,7 pri amplitudi 30 za brzinu 80 km/h (sve za potpuno opterećeno vozilo).



Slika 42 – Uticaj brzine vozila na početku kočenja na gustinu verovatnoće – pritisak
 Picture 42 – Influence of initial speed on the probability density of the pressure

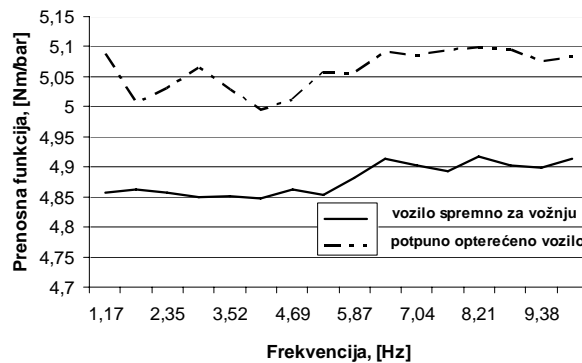
Prenosna funkcija

Na slici 43 dat je ilustrativan dijagram prenosne funkcije pritisak–kočni moment u frekventnom domenu za početnu brzinu od 80 km/h i vozilo spremno za vožnju. Vrednosti prenosne funkcije se kreću od 4,848 ($f = 4,106$ Hz) do 4,917 ($f = 8,211$ Hz).



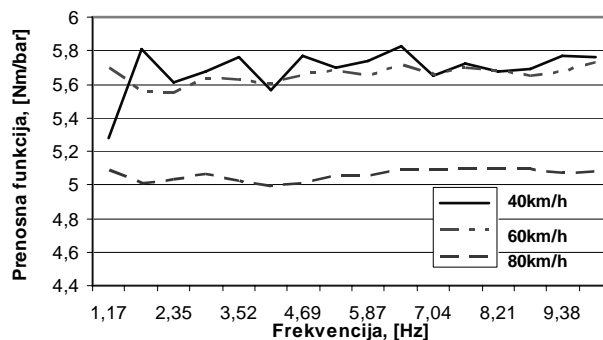
Slika 43 – Prenosna funkcija pritisak – kočni moment u funkciji frekvencije
 Picture 43 – Transfer function of the pressure-brake torque in function of frequency

Ako se razmatra uticaja mase vozila na vrednost prenosne funkcije za početnu brzinu pri kočenju od 80 km/h (slika 44), očigledno je povećanje vrednosti prenosne funkcije, koja se za vozilo koje je spremno za vožnju kreće u granicama od 4,848 ($f = 4,106$ Hz) do 4,917 ($f = 8,211$ Hz), a za potpuno opterećeno vozilo u granicama od 4,995 ($f = 4,106$ Hz) do 5,099 ($f = 8,211$ Hz).



Slika 44 – Uticaj mase vozila na prenosnu funkciju pritisak – kočni moment
 Picture 44 – Influence of vehicle weight on the transfer function between the pressure and brake moment

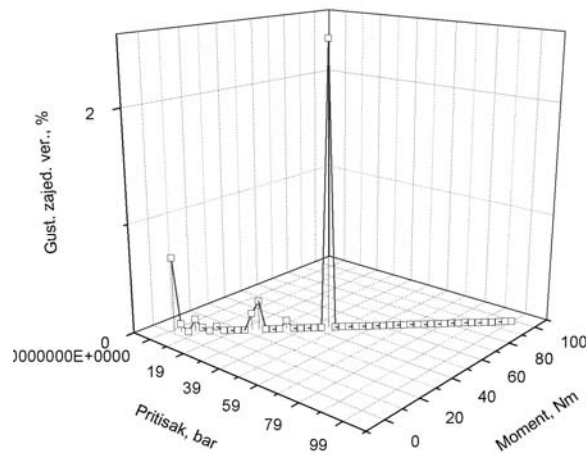
Promena početne brzine u procesu kočenja na prenosnu funkciju pritisak–kočni moment (slika 45) dovodi do promene vrednosti, koja se menja u granicama od 5,282 ($f = 1,173$ Hz) do 5,828 ($f = 6,452$ Hz) za brzinu od 40 km/h, preko 5,552 ($f = 2,346$ Hz) do 5,73 ($f = 9,971$ Hz) za brzinu od 60 km/h i od 4,995 ($f = 4,106$ Hz) do 5,099 ($f = 8,211$ Hz) za brzinu od 80 km/h (sve za slučaj potpuno opterećenog vozila).



Slika 45 – Uticaj brzine vozila na početku kočenja na prenosnu funkciju pritisak – kočni moment
 Picture 45 – Influence of initial speed on the transfer function between the pressure and brake moment

Gustina zajedničke verovatnoće

Na slici 46 prikazana je promena gustine zajedničke verovatnoće u funkciji pritiska i momenta za početnu brzinu od 40 km/h i vozilo spremno za vožnju. Gustina zajedničke verovatnoće menja se u granicama od 0,22 ($v_0 \approx 60$ km/h za vozilo spremno za vožnju) do 0,68 ($v_0 \approx 40$ km/h za potpuno opterećeno vozilo).



Slika 46 – Gustina zajedničke verovatnoće za brzinu od 40 km/h i vozilo spremno za vožnju
 Picture 46 – Density of mutual probability for a speed of 40 km/h and the vehicle that is ready to drive

Zaključak

Na osnovu istraživanja, može se zaključiti sledeće:

Razvijena metodologija eksperimentalnog istraživanja mehaničkih karakteristika doboš kočnica može se primeniti u praksi sa dovoljnom pouzdanošću.

Korišćene metode obrade podataka omogućavaju analizu stvarnih mehaničkih karakteristika doboš kočnica u eksploataciji.

Dobijeni rezultati ukazuju na nelinearnu transformaciju pritiska kočnog fluida u kočni moment i na značajan uticaj parametara mase vozila i početne brzine vozila na početku posmatranih prelaznih procesa.

Literatura

- [1] Todorović, J., *Kočenje motornih vozila*, Zavod za udžbenike i naučna sredstva, Beograd, 1988.
- [2] Demić, M., Lukić, J., *Teorija kretanja motornih vozila*, monografija, Mašinski fakultet u Kragujevcu, 2011.
- [3] Gillespie, T., *Fundamental of Vehicle Dynamics*, SAE, 1992.
- [4] Necomb, T. P., Spurr, R. T., *Braking of road vehicles*, Chapman and Hall, London, 1967.
- [5] Necomb, T. P., Day, A. J., *Finite element analysis of drum brake performance*, Int. Seminar "Autom. Brake Components", IMechE, Birmingham, 1985.
- [6] Day, A. J., Harding, P. R., Necomb, T. P., *Combined thermal and mechanical analysis of drum brakes*, Proc. IMechE, Vol 1988, N°15.

- [7] Glišović, J., Radonjić, R., *Ocena svojstava doboš kočnica za motorna vozila*, IRMES, Jahorina, 2002.
- [8] Glišović, J., *Identifikacija prenosnih karakteristika doboš kočnica*, magistrski rad, Mašinski fakultet, Kragujevac, 2001.
- [9] Demić, M., Mirić, N., *Prilog definisanju dinamičkog modela vozila za analizu procesa kočenja*, Zastava, br. 30, 1991.
- [10] Demić, M., "ANALSIGDEM" – *Software for signal analysis*, www.ptt.yu/korisnici/i/m/imizm034/, 2003.
- [11] Demić, M., "DEMPARCOH" - *Software for partial coherence function calculation*, www.ptt.yu/korisnici/i/m/imizm034/, 2003.
- [12] Bendat, J. S., *Nonlinear Systems-Techniques and Applications*, John Wiley and Sons, London, 1998.
- [13] Bendat, J. S., Piersol, A.G. *Random Data Analysis and Measurement Procedures*, John Wiley and Sons, London, 2000.
- [14] Bendat, J. S, Piersol, A.G., *Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis*, John Wiley and Sons, London, 1980.
- [15] Demić, M., *Kibernetički sistem: čovek–vozilo–okruženje*, Centar za naučna istraživanja SANU i Univerziteta u Kragujevcu, monografija, 2008.
- [16] Demić, M., *Prilog utvrđivanju pouzdanosti nove metode za identifikaciju oscilatornih parametara motornih vozila*, Vojnotehnički glasnik/Military Technical Courier, Vol. 45, No. 2, pp. 135–146, Beograd, 1997.

A CONTRIBUTION TO THE STUDY OF MECHANICAL CHARACTERISTICS OF PASSENGER MOTOR VEHICLE DRUM BRAKES

FIELD: Mechanical Engineering, Engines and Motor Vehicles
ARTICLE TYPE: Original scientific paper

Summary:

Calculation and testing methods of drum brake mechanisms are presented in a large number of papers. Intensive development of computer techniques, numerical methods and measurement techniques make a significant contribution in this domain. Based on the conducted analysis, it is obvious that there is no generally accepted method for the evaluation of mechanical characteristics and output parameters of drum brakes. One new approach for defining evaluation criteria of the properties of drum brakes for motor vehicles is presented in this paper. The complex characteristics of various types of brake mechanisms are formed according to the proposed algorithm, the fast assessment of the characteristics of the brake mechanism is performed, which is especially important in the development phase of new products, by using computer techniques for measuring, data acquisition and data processing.

Introduction

The main function of the brake mechanisms is to achieve the required braking torque acting on the wheel of the vehicle, causing its deceleration, thus braking the vehicle. Therefore, the braking torque is

a fundamental characteristic of each brake, the measure of its functional properties or performance. This paper presents one way of defining the criteria of evaluation of mechanical properties of drum brakes for motor vehicles, which include the stage of experimental measurements and subsequent processing of recorded data.

Experimental methods

The SIMPLEX type drum brakes are incorporated at the rear wheels of the tested passenger vehicle. During the braking process, braking torque is developed, and it tends to slow down the drum. At the same time, the reactive braking torque acts on the wheel and it is transmitted to the shoes, seeking to turn them around in the direction of rotation. The reactive torque, which is identically equal to the intensity of the braking torque is transferred through the shoe supports and the brake cylinders on the backing plate made of sheet metal. In addition to monitoring the braking torque, the pressure of brake fluid in the brake cylinder of the rear wheel brake is measured with an absolute pressure sensor. A contactless pulse sensor is used for monitoring the speed of the rear wheel, and this is the second output parameter of drum brake subsystems.

Measurement of pressure in the brake cylinder of drum brakes

The hydrostatic brake system was applied in the tested vehicle in which the command signal is transmitted from the brake pedal, through pipes and hoses to the brake cylinders. Design limitations prevent the mounting of the absolute pressure transducer P3MA directly into the brake cylinder of drum brakes. Instead, a sensor is installed near the brake cylinder, assuming that there is a very small pressure drop.

Measuring brake torque in the drum brakes

The reactive braking torque in the realized solution is measured indirectly by a force sensor and the extension force is measured via strain gauges connected in a full Wheatstone's bridge and glued on the measuring stick being stressed by extension.

Measuring the speed of the motor vehicle wheels

There are 60 (58) teeth uniformly distributed along the wheel perimeter. A metal bracket with a speed sensor manufactured by the BOSCH Company is mounted opposite the wheel and it is attached to the backing plate.

The following data was recorded during the experiment: pressure changes in the brake installation and both output values- the braking torque and the braking wheel speed during the braking process until the vehicle is stopped for different initial velocities and for both a vehicle ready for a drive and a fully loaded vehicle. The pressure and braking torque functions first show a rapid increase up to a maximum value, then after a certain time of maximum braking and a sudden drop in the wheel number of revolutions, the phase of the termination of driver's command and stop

of the braking process takes place. The change of the braking torque in Fig. 13 shows that after the stop of braking and the drop of braking torque to zero, the pressure drop in the brake installation has some time delay.

Analysis of the results obtained by the experimental method

The ANALSIGDEM and DEMPARCOH software packages were implemented for the analysis of the experimentally recorded time signals, and they were based on the theory known from [12, 13, 14, 15, and 16].

Autocorrelation function

The changes of the autocorrelation functions of pressure, brake torque and speed in function of the delay are illustrated. It is obvious that the values of the autocorrelation functions are reduced with the time delay, τ , until the value is zero, but then they move away from it. This suggests that the observed process is the transition process.

Auto-spectral density function

Figs. 18 and 19 show the examples of modules and phases of the auto-spectral density function of the pressure at a speed of 40 km/h for the fully loaded vehicle. It is obvious that the value of the module of the auto-spectral density function is largest in low-frequency ranges and has values from 7.42 ($f=1.17$ Hz) to 0.83 ($f=9.97$ Hz). The phase values are within the range from -1.56 ($f=3.81$ Hz) to 1.57 ($f=5.87$ Hz).

Cross-correlation functions

The maximum value of the cross-correlation function pressure-brake torque for different initial velocities during the braking process is ranged from 1036.77 to 3792.1. The time delay ranges from 0.0733 s to 0.293 s. The analysis of the influence of the vehicle mass and the initial velocity on the cross-correlation function pressure-braking torque shows that the increase in the vehicle mass and the initial speed significantly affects the maximum value of the cross-correlation function pressure-braking torque.

Cross-spectral density function

The results of the analysis of the influence of the vehicle mass on the modulus and phase of the cross-spectral density functions pressure-speed show that the increase in a vehicle mass affects the increase in the maximum value of the module and show little influence on the maximum value of the phase of the cross-spectral density function pressure-speed. The influence of the initial vehicle speed on the modulus and the phase of the cross-spectral density functions pressure-speed have been analyzed and there is an obvious increase in the maximum value of the module and little influence on the maximum value of the phase of the cross-spectral density function pressure-speed.

Coherence

Based on the analysis of all data of the coherence function, it can be argued that in the present system, there is a correlation between

the pressure of brake fluid in the brake system and the braking torque. This coupling is larger at higher frequencies. Lower values than one (1) are explained by nonlinearity, clearance, noise, etc.

Probability Density

The influence of the vehicle mass on the probability density-pressure for the initial speed of 40 km/h shows that the maximum value of the probability density varies within the limits of 71.68 in the amplitude of 50 for a vehicle ready for the drive, to 92.19 for the fully loaded vehicle, which corresponds to the amplitude of 30. The analysis of the influence of the initial velocity during the braking process on the density probability-pressure showed that the maximum value changes within the limits from 69.6 (amplitude 50, speed 60 km/h), over value 71.68 (amplitude 50, speed 40km/ h) to 95.7 (amplitude 30, speed 80 km/h), all for the case of the fully loaded vehicle.

The transfer function

By considering the influence of the vehicle mass on the transfer functions for the initial braking speed of 80 km/h (Fig. 44) it is obvious that the value of the transfer function is increased, ranging from 4.848 ($f=4.106$ Hz) to 4.917 ($f=8.211$ Hz) for the vehicle ready for the drive, and for the fully loaded vehicle from 4.995 ($f=4.106$ Hz) to 5.099 ($f=8.211$ Hz). Changing the initial velocity in the braking process has the influence on the transfer function pressure-braking torque (Fig. 45) and leads to changes in the value which varies within the limits from 5.282 ($f=1.173$ Hz) to 5.828 ($f=6.452$ Hz) for the speed of 40 km/h, over 5.552 ($f=2.346$ Hz) to 5.73 ($f=9.971$ Hz) for the speed of 60 km/h, 4.995 ($f=4.106$ Hz) to 5.099 ($f=8.211$ Hz) for the speed of 80 km/h, all for the case of the fully loaded vehicle.

Conclusion

The developed methodology of experimental research of drum brake mechanical properties can be applied with sufficient reliability in practice. The applied data processing methods allow an analysis of actual mechanical characteristics of drum brakes in operation. The obtained results indicate a nonlinear transformation of the brake fluid pressure into the braking torque, as well as a significant influence of vehicle mass parameters and the initial speed at the beginning of the observed transition processes.

Key words: drum brakes, experimental research, data processing.

Datum prijema članka: 18. 07. 2011.

Datum dostavljanja ispravki rukopisa: 17. 08. 2011.

Datum konačnog prihvatanja članka za objavljivanje: 18. 08. 2011.