

# KOČNA DINAMIČNOST MOTORNIH VOZILA

Značaj kočne dinamičnosti rastao je paralelno sa rastom srednje brzine kretanja. Kod transportnih vozila, povećanje proizvodnosti rada zavisi, u velikoj meri, od povećanja srednje brzine kretanja u datim putnim uslovima. Jedan od uslova za povećanje srednje brzine jeste obezbeđivanje mogućnosti za brzo zaustavljanje vozila. To znači da je vučna dinamičnost transportnih vozila uslovljena kočnom dinamičnošću, odnosno da su pouzdani i efikasni kočni sistemi uslov povećanja srednje brzine kretanja. Značaj kočne dinamičnosti je veoma veliki i u odnosu na bezbednost u savremenim uslovima saobraćaja. Sve veće brzine kretanja i sve veći broj vozila na putevima zahtevaju od svakog učesnika u saobraćaju da se brže prilagodi nastalim situacijama. Vreme i put zaustavljanja vozila postaju sve manji, a brzine kojima se ulazi u proces kočenja sve veće.

Poseban značaj kočna dinamičnost ima pri kretanju u uslovima smanjene vidljivosti (kretanje noću, magla, kiša). U ovim uslovima treba posebnu pažnju posvetiti brzini kretanja, jer povećanje brzine takođe utiče na smanjenje vidljivosti, odnosno na smanjenje rastojanja na kome vozač može da zapazi prepreku na kolovozu i koči. Uticaj brzine kretanja na smanjenje vidljivosti objašnjava se vibracijama vozila i svetlosnog snopa po površini puta. Prema tome, u ovakvim uslovima brzinu kretanja treba određivati prema dužini zaustavnog puta koja je direktno zavisna od vidljivosti i ne može biti veća od nje.

Kod transportnih vozila kočna dinamičnost je od velikog značaja u uslovima čestog zaustavljanja. Kada se transportni rad vrši na kratkim rastojanjima prevoza robe i putnika (gradski saobraćaj, građevinski radovi i sl) srednja brzina koju je moguće ostvariti (kao i proizvodnost rada transportnog sredstva), bitno zavisi od kočne dinamičnosti.

## 1. PROCES KOČENJA MOTORNIH VOZILA

U procesu kočenja uopšte, vrši se transformacija kinetičke energije vozila u toplotnu preko trenja u kočnom mehanizmu i na površini dodira između pneumatika i kolovoza. Ova toplota prelazi na okolinu i u energetskom smislu predstavlja gubitak koji se ne može nadoknaditi u daljem kretanju vozila. Kočenje je uvek praćeno nepovratnim gubicima energije, pa se može reći da svako kočenje istovremeno znači i povećanje potrošnje goriva.

Kočenje vozila može da se ostvari na različite načine:

- kočenje pomoću kočnih sistema koji prvenstveno deluju na točkove;
- kočenje motorom koje se koristi kao pomoćno kočenje na dužim nizbrdicama;
- kočenje dejstvom spoljnih otpora ( $R_f$ ,  $R_v$ ,  $R_u$ );
- kočenje kombinacijom pomenutih načina.

Kočni sistemi se dele na mehaničke, hidrauličke i pneumatske prema načinu prenosa sile. Najrasprostranjeniji su hidraulički i pneumatski kod kojih je pritisak u sistemu proporcionalan sili na pedali kočnice. Sa druge strane, moment kočenja je proporcionalan pritisku u kočnom sistemu, pa se može napisati da je:

$$M_k = K_p \cdot P_k \quad [Nm]$$

gde je:  $P_k$  - pritisak u kočnom sistemu,  
 $K_p$  - koeficijent proporcionalnosti.

Koeficijent  $K_p$  zavisi od velikog broja faktora i različit je kod različitih vozila. Međutim, kod jednog određenog vozila može se u prvom približenju koeficijent  $K_p$  smatrati konstantnim. Rezultat delovanja momenta kočenja je pojava kočne sile  $F_k$  u oblasti dodira pneumatika i puta:

$$F_k = \frac{M_k}{r_d} \quad [N]$$

Kočna sila  $F_k$  može da raste do vrednosti tangencijalne reakcije podloge, odnosno dok ova ne dostigne svoju maksimalno moguću vrednost u datim uslovima, vrednost sile prijanjanja.

$$F_{k_{\max}} = X_{p_{\max}} + X_{z_{\max}} = \varphi_x \cdot Z_p + \varphi_x \cdot Z_z = \varphi_x \cdot (Z_p + Z_z) = \varphi_x \cdot G$$

Kočni sistemi savremenih vozila mogu da ostvare momente odnosno sile kočenja koje su znatno veće od sile prijanjanja u uslovima kretanja po suvom asfaltu ili betonu. Zbog toga, pri ekstremnom kočenju često dolazi do blokiranja i klizanja vozila po putu. U samom procesu kočenja moguće je

razlikovati dve faze. U prvoj fazi između kočnih obloga i doboša (diska) deluje sila trenja klizanja, a između pneumatika i puta u zoni dodira deluje sila trenja mirovanja. U drugoj fazi, posle blokiranja točkova između kočnih obloga i doboša (diska) deluje sila trenja mirovanja, a između pneumatika i puta u zoni dodira deluje sila trenja klizanja. To znači da se posle blokiranja točkova ceo toplotni ekvivalent kinetičke energije vozila (podrazumeva se natovareno vozilo) prenosi na okolinu na mestu dodira između pneumatika i puta. Ova toplota dovodi do porasta temperature pneumatika i njegovog omekšavanja što smanjuje koeficijent prijanjanja. Na osnovu toga, može se reći da je najveći efekat kočenja u momentu koji neposredno prethodi blokiranju točkova, jer je tada moguće ostvariti najveće vrednosti kočnih sila.

$$F_{k \max} = \varphi_x \cdot G \quad [\text{N}]$$

Ako se zna da se maksimalne vrednosti sile prijanjanja  $\varphi_x$  za kretanje po suvom asfaltu ili betonu kreću između 0,8 - 0,9 izlazi da bi maksimalna vrednost ukupne kočne sile u tim uslovima mogla da iznosi 80 - 90% ukupne težine vozila.

## 1.1 JEDNAČINA KRETANJA U PROCESU KOČENJA

Na narednoj slici (Slika 1) dat je opšti slučaj delovanja svih sila u procesu kočenja. Horizontalne komponente u odnosu na ravan puta su:

$$F_{k_p} + F_{k_z} + F_{f_p} + F_{f_z} + F_u + F_v + F_{tm} + F_{xx} - F_a = 0$$

$$F_k + F_{\psi} + F_v + F_{tm} + F_{xx} - F_a = 0$$

gde je  $F_{tm}$  - sila trenja u motoru svedena na pogonske točkove a  $F_{xx}$  - sila trenja u transmisiji.

Ako uzmemo da se kočenje vrši samo dejstvom kočnog sistema, što znači da je motor isključen, možemo napisati da je  $F_{tm} = 0$ . Zbog naglog smanjenja brzine kretanja u procesu kočenja može se uzeti da je  $F_v = 0$ . Sila trenja u transmisiji  $F_{xx}$  u odnosu na silu kočenja je zanemarljivo mala, pa se takođe može uzeti da je  $F_{xx} = 0$ . Uz ova uprošćavanja može se napisati jednačina

$$F_k + F_{\psi} - F_a = 0$$

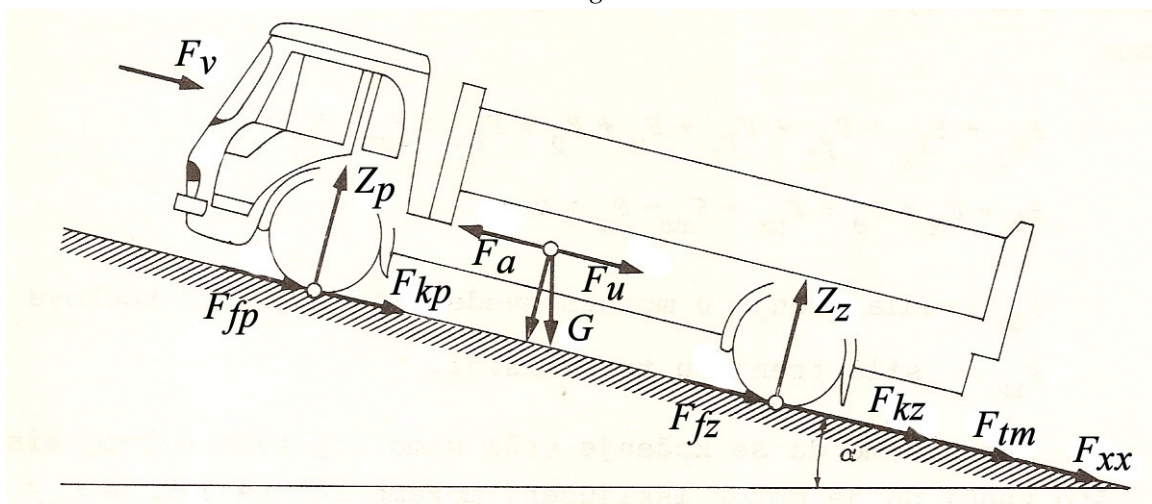
ili zamenom:

$$\varphi_x \cdot G + \psi \cdot G - \delta \frac{G}{g} b = 0$$

gde je  $\delta$  - koeficijent dejstva obrtnih masa vozila.

Opšti izraz jednačine kretanja pri kočenju:

$$\varphi_x + \psi - \frac{\delta}{g} \cdot b = 0$$



Slika 1. Sile koje deluju na teretno vozilo u procesu kočenja

## 1.2 IZMERITELJI KOČNE DINAMIČNOSTI TRANSPORTNIH VOZILA

Kao izmeritelji kočne dinamičnosti koriste se usporenje, put i vreme kočenja. Njih je moguće posmatrati u slučaju kočenja samo pod dejstvom kočnog sistema što znači da je motor

aktiviranjem spojnice odvojen od transmisije odnosno točkova, a moguće ih je analizirati i u slučaju kočenja zajedničkim dejstvom kočnog sistema i motora. U ovom drugom slučaju, povećanje usporenja do koga bi došlo kočnim delovanjem motora, nije značajno zbog delovanja inercije zamajca. Šta više u određenim uslovima moglo bi doći i do smanjenja usporenja u odnosu na kočenje sa odvojenim motorom. Značaj korišćenja motora pri kočenju nije dakle u tome što bi se na taj način povećale vrednosti pokazatelja kočne dinamičnosti, već u činjenici da se time štedi kočni sistem, smanjuje trošenje i povećava trajnost. Korišćenje motora pri kočenju korisno je kod dugačkih spustova, ali i na putevima sa manjim vrednostima koeficijenta prijanjanja. U takvim uslovima povećava se poprečna stabilnost vozila zbog ravnomernije raspodele kočnih sila na pogonske točkove. U vezi sa tim, posmatraće se pokazatelji kočne dinamičnosti u slučaju kočenja pod dejstvom kočnog sistema sa odvojenim motorom. Tada ukupna kočna sila treba da savlada silu inercije vozila. Sa kočnom silom pri tome sadejstvuju spoljni otpori  $R_{\psi}$  (otpor puta) i  $R_v$  (otpor vazduha). Polazeći od jednačine kretanja može se napisati da je usporenje:

$$b = \frac{g}{\delta \cdot G} (F_k + R_{\psi} + R_v)$$

Vidi se da je usporenje proporcionalno kočnoj sili i spoljnim otporima, a obrnuto proporcionalno težini vozila i inerciji obrtnih masa. Najveći uticaj ipak ima kočna sila. Njena veličina zavisi od konstrukcije i tehničkog stanja kočnog sistema, kao i od pritiska koji se u njemu razvija u procesu kočenja. Veličina usporenja koju je moguće ostvariti u realnim uslovima određena je i uslovima prijanjanja između pneumatika i puta. Najveća vrednost kočne sile u opštem slučaju, za date uslove prijanjanja, određena je izrazom:

$$F_{k \max} = G \cos \alpha \cdot \varphi_x$$

Odavde sledi da je najveće usporenje:

$$b_{\max} = \frac{g}{\delta \cdot G} \left( G \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_x + G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha + \frac{K \cdot A \cdot v^2}{13} \right)$$

Ako je put bez nagiba ( $\alpha = 0$ ) i ako se zanemari uticaj otpora vazduha zbog smanjenja brzine ( $R_v = 0$ ) može se napisati da je:

$$b_{\max} = \frac{g}{\delta} \cdot (\varphi_x + f)$$

Ako se uzme da je  $\delta \approx 1$ , a da je  $g \approx 10 \text{ m/s}^2$ , kao i da je  $\varphi_x$  znatno veći od  $f_x$ , može se zaključiti da je najveća vrednost usporenja koju je moguće ostvariti kočenjem na svim točkovima jednaka:

$$b_{\max} \approx 10 \cdot \varphi_x \quad [m/s^2]$$

To znači da je na dobrom i suvom asfaltnom ili betonskom putu moguće ostvariti maksimalno usporenje od oko 8  $[m/s^2]$ . Ovako velike vrednosti usporenja izazivaju neprijatan osećaj kod putnika, kao i povećano trošenje kočnica i pneumatika. U normalnim uslovima kočenja vrednost usporenja se kreće oko 2  $[m/s^2]$ , dok se vrednosti veće od 4,5  $[m/s^2]$  realizuju samo u izuzetnim slučajevima.

Iz poslednjeg izraza za  $b_{\max}$  vidi se da, ukoliko se u procesu kočenja ne menja koeficijent prijanjanja  $\varphi_x$  i vrednost najvećeg usporenja ostaje konstantna, što znači da ne zavisi od brzine (Slika 2).

Pri tome je pretpostavljeno da se u procesu kočenja potpuno koristi sila prijanjanja na svim točkovima. Međutim, poznato je da se potpuno iskorišćenje sile prijanjanja na svim točkovima može ostvariti samo ako su u procesu kočenja kočne sile proporcionalne vertikalnim reakcijama podloge na svakoj od osovina vozila. Za vertikalne reakcije se, opet, zna da se menjaju pri maloj promeni usporenja zbog prenošenja osovinskih opterećenja. Sledi da bi se i kočne sile na pojedinim osovina morale da menjaju u skladu sa promenama osovinskih opterećenja, jer je jedino u tom slučaju moguće puno iskorišćenje sile prijanjanja na svim točkovima. U realnim uslovima, tehnička rešenja kočnih sistema nisu u mogućnosti da menjaju vrednosti kočnih sila po osovina u skladu sa promenom osovinskih opterećenja. To je razlog što se pri ispitivanjima dobijaju vrednosti za maksimalno usporenje koje su manje od vrednosti po izvedenoj formuli. Zbog toga je i uveden koeficijent efikasnosti kočenja koji izražava razlike teoretskih i stvarnih vrednosti usporenja. Prema tome, izraz za najveće vrednosti usporenja bio bi:

$$b_{\max} \approx \frac{10 \cdot \varphi_x}{K_e} \quad [m/s^2]$$

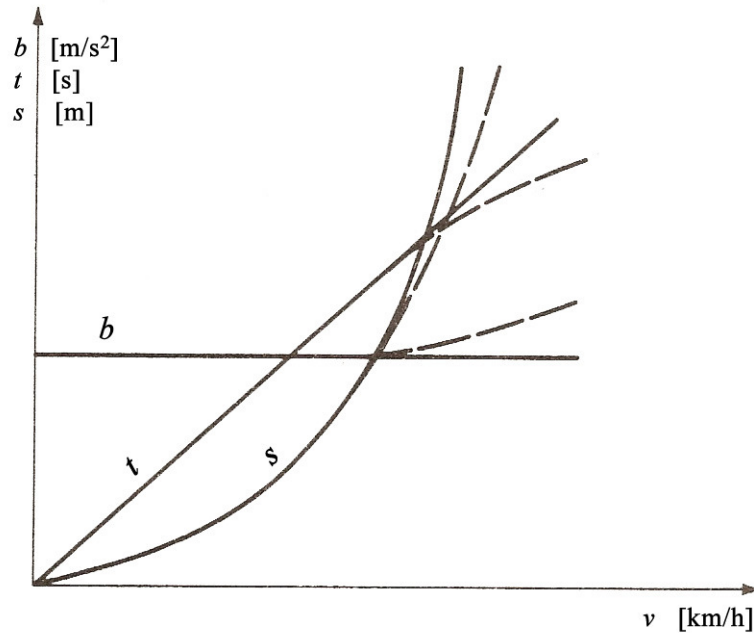
Ovaj koeficijent je predložio D.P. Velikanov i to za putničke automobile  $K_e = 1,2 - 1,3$ , a za teretne i autobuse  $K_e = 1,6 - 1,8$ . Treba reći da ovaj koeficijent gubi značaj, tj. dobija vrednost  $K_e = 1$  ukoliko se kočenje izvodi u uslovima malog koeficijenta prljanjanja ( $\varphi_x < 0,4$ ).

Vreme kočenja vozila je drugi izmeritelj kočne dinamičnosti. On se određuje rešavanjem jednačine kretanja po usporenju.

$$F_k + F_\psi + F_v + F_{xx} - F_a = 0$$

$$b = f(v_a)$$

$$b = \frac{F_k + F_\psi + F_v + F_{xx}}{G \cdot \delta} \cdot g \quad [m/s^2]$$

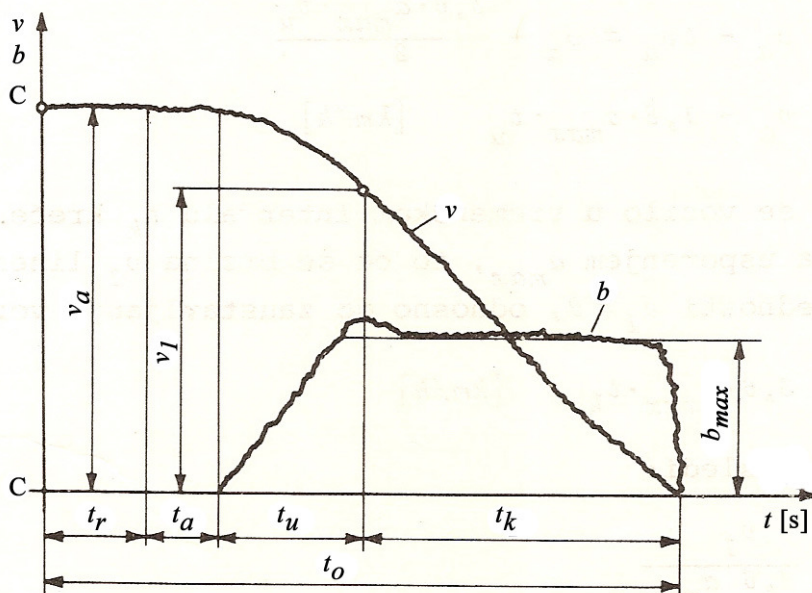


Slika 2. Zavisnost usporenja, pređenog puta i vremena kočenja od brzine pri konstantnom koeficijentu prljanjanja

Na osnovu grafičkog integriranja krive  $b = f(v_a)$  moguće je naći usporenje za nekoliko vrednosti brzina. Isto tako, moguće je odrediti i srednje usporenje u svakom intervalu brzina. Preko izraza:

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta v_1}{3,6 \cdot b_{sr}} \quad [s]$$

moguće je naći prirast vremena  $\Delta t$  za svaki interval, a njihova suma daje ukupno vreme kočenja. U realnim uslovima kretanja vozila od značaja je vreme koje protekne od trenutka kada je vozač uočio prepreku na putu do trenutka zaustavljanja.



Slika 3. Promene brzine i usporenja u vremenu tokom kočenja teretnih vozila

- Legenda:  $t_r$  - vreme reakcije vozača [s]  
 $t_a$  - vreme koje protekne od trenutka delovanja na papučicu kočnice do trenutka kad počne dejstvo kočnog sistema [s]  
 $t_u$  - vreme prirasta usporenja [s]  
 $t_k$  - vreme punog kočenja [s]

Na prethodnoj slici (Slika 3) dat je oscilogram na kome se vide promene brzine i usporenja u vremenu, tokom procesa kočenja vozila. Sa C - C obeležen je trenutak u kome je vozač uočio opasnost. Prema dijagramu, ukupno potrebno vreme za zaustavljanje je

$$t_o = t_r + t_a + t_u + t_k \quad [s]$$

Sva parcijalna vremena koja sačinjavaju ukupno potrebno vreme za zaustavljanje određuju se eksperimentalno, osim vremena  $t_k$  koje je moguće odrediti i analitički. Ako se pretpostavi da se u intervalu  $t_u$  vozilo kreće se usporenjem koje je jednako polovini maksimalnog usporenja (zbog skoro linearnog karaktera povećanja usporenja) može se napisati da je prirast brzine

$$\Delta v_a = \frac{3,6 \cdot b_{\max} \cdot t_u}{2} \quad [km/h]$$

Brzina na početku punog kočenja sa maksimalnim usporenjem je onda:

$$v_1 = v_a - \Delta v_a = v_a - \frac{3,6 \cdot b_{\max} \cdot t_u}{2}$$

$$v_1 = v_a - 1,8 \cdot b_{\max} \cdot t_u \quad [km/h]$$

Kako se vozilo u vremenskom intervalu  $t_k$  kreće jednoliko usporeno  $b_{\max}$ , to će se brzina  $v_1$  linearno smanjivati do vrednosti  $v_1 = 0$ , odnosno do zaustavljanja vozila

$$v_1 = 3,6 \cdot b_{\max} \cdot t_k \quad [km/h]$$

Oдавde sledi:

$$t_k = \frac{v_1}{3,6 \cdot b_{\max}}$$

a zamenom  $v_1$ :

$$t_k = \frac{v_a}{3,6 \cdot b_{\max}} - \frac{t_u}{2} \quad [s]$$

Ukupno potrebno vreme za zaustavljanje vozila je:

$$t_o = t_r + t_a + t_u + t_k$$

$$t_o = t_r + t_a + \frac{t_u}{2} + \frac{v_a}{3,6 \cdot b_{\max}} \quad [s]$$

Vremenski intervali  $t_r$ , je tzv. subjektivno vreme koje zavisi od vozača, dok vremenski interval  $t_a$  i  $t_u$  zavise od konstrukcije i tehničkog stanja kočnog sistema. Ova dva vremenska intervala često se nazivaju i vremena odziva. U literaturi se suma tih vremenskih intervala, koje nije moguće analitički odrediti već samo snimanjem raspodela mogućih vrednosti, označava jednakim simbolom i prikazuje zajedno. Zbog toga je moguće napisati da je:

$$t_o = t_{\Sigma} + \frac{v_a}{3,6 \cdot b_{\max}} \quad [s]$$

gde je:

$$t_{\Sigma} = t_r + t_a + \frac{t_u}{2} \quad [s]$$

Ako se proces kočenja vozila odvija tako da kočne sile na svim točkovima dostižu jednovremeno svoje maksimalne vrednosti, tj. vrednosti maksimalnih sila priranja, onda je moguće ostvariti i maksimalne vrednosti usporenja:

$$b_{\max} = \frac{\varphi_x}{\delta} \cdot g \quad [m/s^2]$$

$$b_{\max} \approx 10 \cdot \varphi_x \quad [m/s^2]$$

Oдавde sledi i izraz za minimalno potrebno vreme za zaustavljanje vozila:

$$t_o = t_{\Sigma} + \frac{v_a}{35 \cdot \varphi_x} \quad [s]$$

Uzimajući u obzir koeficijent efikasnosti kočenja sledi:

$$t_o = t_{\Sigma} + K_e \frac{v_a}{35 \cdot \varphi_x} \quad [s]$$

Zaustavni put vozila je treći i najvažniji izmeritelj kočne dinamičnosti. Određuje se grafičkim integriranjem krive  $t = f(v)$ , uz pretpostavku da se vozilo kreće jednoliko usporeno. Kriva  $t = f(v)$  deli se na intervale brzine i za svaki interval određuje se prirast puta  $\Delta s$  na osnovu:

$$a_{sr} = \frac{\Delta v}{3,6 \cdot \Delta t} = \frac{\Delta v_a \cdot v_{sr}}{13 \cdot \Delta s} \quad [m/s^2]$$

$$\Delta s = \frac{\Delta v_a \cdot v_{sr}}{13 \cdot b_{sr}} \quad [m]$$

Ako se pretpostavi da se u vremenskom intervalu  $t_u$  (sl. 30) vozilo se kreće jednoliko usporeno, usporenjem koje je jednako  $b_{sr} = 0,5 b_{\max}$ , tada je pređeni put u tom intervalu vremena:

$$s_u = \frac{\Delta v_a \cdot v_{sr}}{13 \cdot b_{sr}} \quad [m]$$

Put koji vozilo pređe u intervalu promene brzine kretanja od brzine  $v_a$  (pri kojoj je vozač primetio opasnost) do brzine  $v_1$  (brzina na početku vremenskog intervala punog kočenja sa  $b = b_{\max}$ ), dat je izrazom:

$$s_u = \frac{v_a + v_1}{2} \cdot \frac{v_a - v_1}{13} \cdot \frac{1}{0,5 \cdot b_{\max}}$$

$$s_u = \frac{v_a^2 - v_1^2}{13 \cdot b_{\max}} \quad [m]$$

U vremenskom intervalu  $t_k$ , vozilo se kreće sa konstantnim usporenjem  $b_{\max}$  sve do potpunog zaustavljanja. Pređeni put u tom intervalu je:

$$s_k = \frac{v_1^2}{26 \cdot b_{\max}} \quad [m]$$

Zaustavni put ili put koji vozilo pređe od trenutka u kome je vozač uočio opasnost do potpunog zaustavljanja mora da uzme u obzir i pređeni put u vremenskom intervalu  $t_r$  i  $t_a$  (sl. 30). To je

period vremena u kome još nije počeo da dejstvuje kočni sistem, pa se vozilo kreće brzinom  $v_a$ . Prema tome, zaustavni put je dat izrazom:

$$s_o = \frac{v_a(t_r + t_a)}{3,6} + \frac{v_a^2}{13 \cdot b_{\max}} - \frac{v_1^2}{26 \cdot b_{\max}} \quad [m]$$

Ako se u ovom izrazu zameni  $v_1$  i uzme da  $t_u^2 \rightarrow 0$ , dobija se konačni izraz za zaustavni put  $s_o$ .

$$s_o = \frac{v_a \cdot t_{\Sigma}}{3,6} + \frac{v_a^2}{26 \cdot b_{\max}} \quad [m]$$

U slučaju potpunog iskorišćenja sile prljanjanja na svim točkovima, moguće je na osnovu jednačine kretanja pokazati da je put kočenja  $s_k$ :

$$s_o \approx \frac{\delta \cdot v_1^2}{26 \cdot g \cdot \varphi_x} \approx \frac{v_a^2}{255 \cdot \varphi_x} \quad [m]$$

U ovim uslovima i zaustavni put može da se izrazi jednačinom:

$$s_o = \frac{v_a \cdot t_{\Sigma}}{3,6} + \frac{v_a^2}{255 \cdot \varphi_x} \quad [m]$$

Ako i kod izračunavanja puta kočenja  $s_k$  i zaustavnog puta  $s_o$  uzmemo u obzir koeficijent efikasnosti kočnica, onda će gornji izraz imati oblik:

$$s_o = \frac{K_e \cdot v_a^2}{255 \cdot \varphi_x} \quad [m]$$

$$s_o = \frac{v_a \cdot t_{\Sigma}}{3,6} + \frac{K_e \cdot v_a^2}{255 \cdot \varphi_x} \quad [m]$$

U literaturi mogu se naći različite vrednosti za koeficijente efikasnosti kočnica po vrstama vozila kao, npr. V.A. Ilarionov „Eksploataciona svojstva automobila”, Moskva, 1966. str. 110:

- laka vozila  $K_e \approx 1,2$
- teretna i autobusi  $K_e \approx 1,3 - 1,4$

M.D. Artamov, V.A. Ilarionov, M.M. Morin „Teorija automobila i automobilskog motora”, Moskva, 1968. str. 183:

- laka vozila  $K_e$  srednja vrednost 1,3
- teretna i autobusi  $K_e$  srednja vrednost 1,6 - 1,8

G.V. Kramarenko: „Tehnička eksploatacija automobila”, Moskva, 1972. str. 169:

- laka vozila  $K_e = 1,44$
- teretna  $K_e = 2,0 - 2,44$

Kao što se vidi, vrednosti se znatno razlikuju, pa je potrebno izvršiti merenje u konkretnim uslovima i dobiti raspodelu mogućih vrednosti ovog koeficijenta za praktičnu upotrebu.

### 1.2.1 Raspodela kočnih sila na osovine vozila

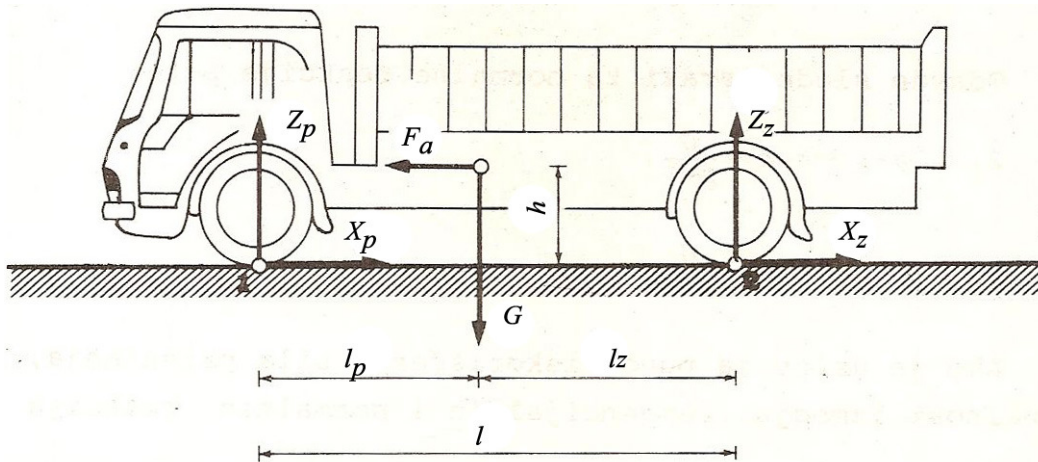
Za ocenu efikasnosti kočnog sistema transportnog vozila nužno je voditi računa o uzetim pretpostavkama bilo kod analitičkog određivanja maksimalno mogućih vrednosti usporenja, bilo kod eksperimentalnog određivanja vrednosti specifične kočne sile kao pokazatelja kod ispitivanja na probnim stolovima. Maksimalno moguća vrednost usporenja dobija se uz pretpostavku da će u procesu kočenja kočne sile na točkovima jednovremeno dostići vrednost odgovarajućih sila prljanjanja, što u realnim uslovima nije lako postići, osim naravno, na klizavim putevima sa malim vrednostima koeficijenta prljanjanja. Sa druge strane, ispitivanja na probnim stolovima ne mogu da obezbede jednake uslove pri kočenju u poređenju sa uslovima koji vladaju kod stvarnog kočenja na putu. Kao što je poznato u procesu kočenja dolazi do promene vrednosti normalnih reakcija puta  $Z_p$  i  $Z_z$  zbog dejstva sile inercije vozila  $F_a$ . Veličina ovih promena kod jednog vozila proporcionalna je veličini usporenja i to u smislu povećanja vrednosti normalne reakcije  $Z_p$  na prednjoj osovini, a smanjenja na zadnjoj osovini  $Z_z$  u odnosu na vrednosti osovinskih opterećenja  $G_p$  i  $G_z$  kod vozila koje stoji. Isti slučaj je bio i kod ubrzanja vozila, samo što je tada dolazilo do „rasterećenja” prednje osovine, a dodatnog „opterećenja” zadnje osovine, isto tako proporcionalnog veličini ubrzanja. Zbog toga su i uvedeni pojmovi koeficijenta promene reakcije:

$$m_{r_n} = \frac{Z_n}{G_n}$$

gde je  $Z_n$  - vrednost normalne reakcije, a  $G_n$  - odgovarajuća vrednost vertikalnog statičkog opterećenja osovine vozila. Vrednosti ovih koeficijenata su prema Artamanovu, Ilarionovu i Morinu:

- Kod ubrzavanja vozila:  $m_{r_p} = 0,65 - 0,70$  i  $m_{r_z} = 1,20 - 1,35$
- Kod usporavanja, odnosno kočenja:  $m_{r_p} = 1,50 - 2,00$  i  $m_{r_z} = 0,50 - 0,70$
- Kod kočenja vozila na horizontalnom putu ovi koeficijenti dati su kao funkcija koeficijenta priranja i položaja težišta:

$$m_{r_p} = 1 + \frac{\varphi_x \cdot h}{l_p} \quad \text{i} \quad m_{r_z} = 1 - \frac{\varphi_x \cdot h}{l_z}$$



Slika 4. Kočenje teretnog vozila na horizontalnom putu

Da bi se postigla maksimalna efikasnost kočnog sistema nužno je razmotriti sve faktore koji određuju mogućnosti za puno iskorišćenje sile priranja na svim točkovima u procesu kočenja. U tu svrhu razmatraće se slučaj kočenja vozila na horizontalnom putu, otpora vazduha i inercije obrtnih masa. Tada se može napisati (Slika 4)

$\Sigma X = 0$ :

$$X_p + X_z - F_a = 0$$

$\Sigma Y = 0$ :

$$Z_p + Z_z - G = 0$$

$\Sigma M^{(A)} = 0$ :

$$Z_z \cdot l + F_a \cdot h - G \cdot l_p = 0$$

Oдавde slede izrazi za normalne reakcije podloge:

$$Z_p = (l_p \cdot g + h \cdot b) \cdot \frac{G}{g \cdot l}$$

$$Z_z = (l_z \cdot g - h \cdot b) \cdot \frac{G}{g \cdot l}$$

Ako je uslov za puno iskorišćenje sile priranja, proporcionalnost između tangencijalnih i normalnih reakcija puta sledi:

$$\frac{X_p}{Z_p} = \frac{X_z}{Z_z} = \frac{l_p \cdot g + h \cdot b}{l_z \cdot g - h \cdot b}$$

Iz ove jednačine izvodi se zaključak da će kod različitih intenziteta kočenja (različite vrednosti usporenja  $b$ ) i odnos između tangencijalnih reakcija biti različit ili ako je taj odnos stalan, onda se puno iskorišćenje priranja u procesu kočenja može da ostvari samo pri jednoj određenoj vrednosti usporenja  $b$ . Kod svakog drugog usporenja u tom slučaju mora doći do blokiranja ili prednjih ili zadnjih točkova, što znači da puno iskorišćenje sile priranja na svim točkovima nije moguće. Ako se zna da realizovane kočne sile na točkovima ne mogu biti veće od vrednosti



tangencijalnih reakcija, odnosno sila priranja, može se napisati da su u slučaju punog iskorišćenja priranja:

$$X_p = Z_p \cdot \varphi_x = G_p \cdot \varphi_x + \frac{G \cdot h}{g \cdot l} \cdot \varphi_x \cdot b$$

$$X_z = Z_z \cdot \varphi_x = G_z \cdot \varphi_x + \frac{G \cdot h}{g \cdot l} \cdot \varphi_x \cdot b$$

Iz ovih jednačina se vidi da su vrednosti tangencijalnih reakcija linearne funkcije usporenja. Grafički se mogu prikazati pravama koje na ordinatnoj osi odsecaju vrednost  $G_1 \varphi_x$ , odnosno  $G_2 \varphi_x$ , a imaju nagib  $\pm \frac{G \cdot h}{g \cdot l} \cdot \varphi_x$  (Slika 5 i Slika 6).

Sa druge strane, kočne sile su proporcionalne pritisku u kočnom sistemu, pa se može napisati da su:

$$F_{kp} = K_{pp} \cdot p_k$$

$$F_{kz} = K_{pz} \cdot p_k$$

gde su  $K_{pp}$  i  $K_{pz}$  - koeficijenti proporcionalnosti između kočnih sila i pritiska u kočnom sistemu.

Uz ranije pomenute uslove (zanemarivanje sila otpora i inercije obrtnih masa) može se napisati jednačina kretanja pri kočenju po kojoj se sili inercije vozila suprotstavljaju kočne sile:

$$F_a = F_{kp} + F_{kz}$$

$$\frac{G}{g} \cdot b = (K_{pp} + K_{pz}) p_k$$

Oдавde sledi da je:

$$p_k = \frac{b}{K_{pp} + K_{pz}} \cdot \frac{g}{G}$$

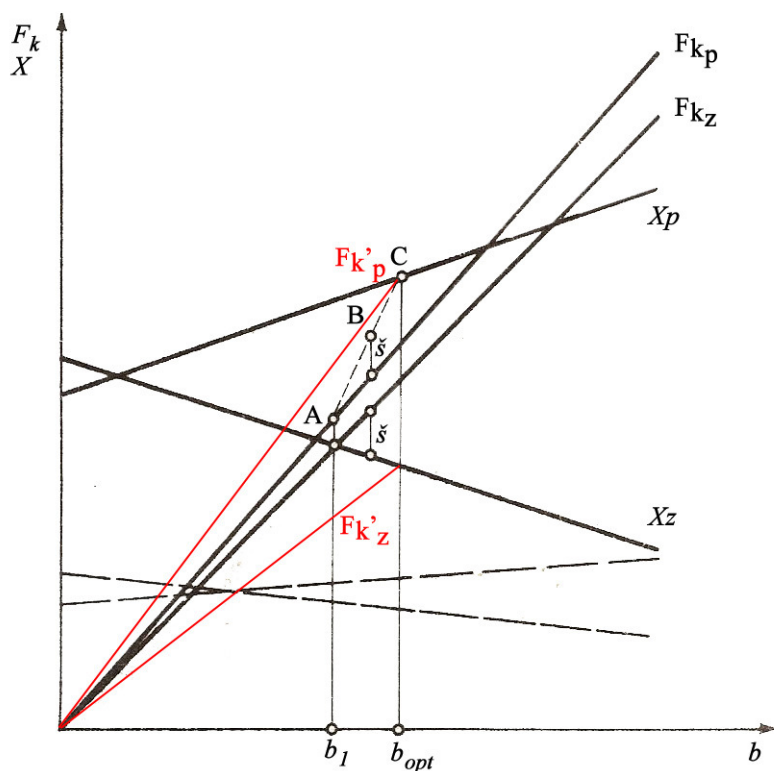
Kočne sile, prema tome, mogu se izraziti jednačinama:

$$F_{kp} = \frac{K_{pp}}{K_{pp} + K_{pz}} \cdot \frac{g}{G} \cdot b \quad [N]$$

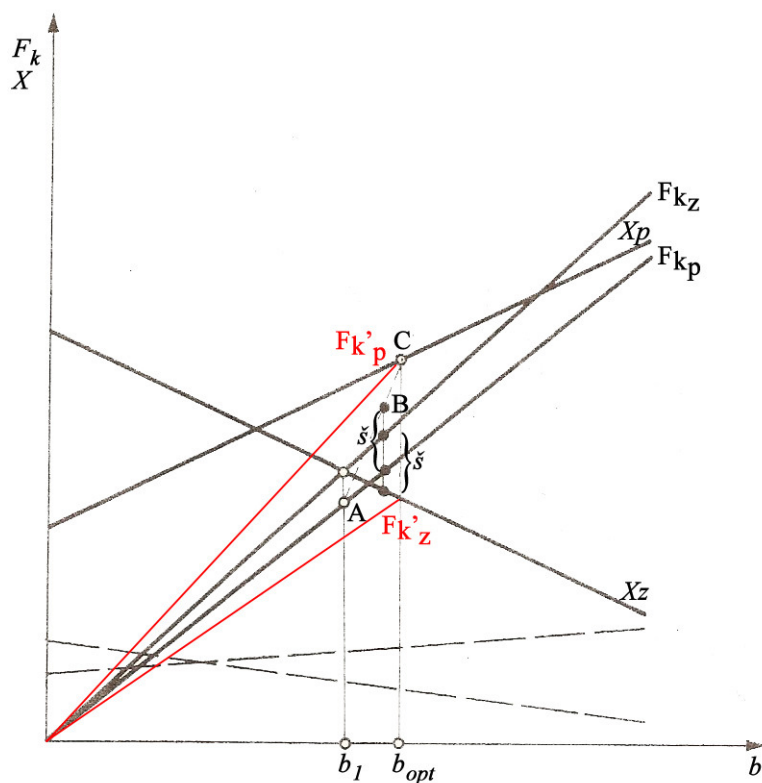
$$F_{kz} = \frac{K_{pz}}{K_{pp} + K_{pz}} \cdot \frac{g}{G} \cdot b \quad [N]$$

Zavisnost kočnih sila od usporenja na osnovu ovih jednačina može biti grafički prikazana kao prave koje prolaze kroz koordinatni početak sa nagibom  $\frac{K_{pp}}{K_{pp} + K_{pz}}$  i  $\frac{K_{pz}}{K_{pp} + K_{pz}}$  (Slika 5 i Slika 6).

Kod putničkih automobila raspored težina je takav da su osovinska opterećenja u statičkom stanju približno ista. U procesu kočenja dolazi do rasterećenja zadnje osovine i dodatnog opterećenja prednje osovine koje je proporcionalno veličini usporenja, pa se zato kod lakih automobila kočioni sistemi konstruišu tako da su kočni momenti na prednjim točkovima veći za 20 - 40% od kočnih momenata na zadnjim točkovima. Zato je prava  $F_{kp}$  iznad prave  $F_{kz}$ .



Slika 5. Raspodela kočnih sila po osovina u zavisnosti od usporenja (putnička vozila)



Slika 6. Raspodela kočnih sila po osovina u zavisnosti od usporenja (teretna vozila i autobusi)

Kod teretnih vozila i autobusa opterećenje zadnje osovine je veće od opterećenja prednje, pa se i kočni sistemi projektuju tako da su kočni momenti na zadnjoj osovini veći. Zbog toga je prava  $F_{kz}$  iznad prave  $F_{kp}$ .

Isprekidane prave tangencijalnih reakcija prikazuju slučaj kočenja na putu sa malim koeficijentom prianjanja  $\varphi_x < 0,4$ , kada do blokiranja točkova prednje i zadnje osovine dolazi skoro jednovremeno. Raspodela kočnih sila na prednju i zadnju osovinu može biti izražena i uvođenjem pojma koeficijenta raspodele  $\beta$ :

$$\beta = \frac{F_{k_p}}{F_k} = 1 - \frac{F_{k_z}}{F_k}$$

gde je:

$$F_k = F_{k_p} + F_{k_z}$$

Koeficijent raspodele kočnih sila koji odgovara slučaju jednovremenog blokiranja točkova prednje i zadnje osovine, što se smatra optimalnim, dat je izrazom:

$$\beta = \frac{c \cdot \varphi_x \cdot h}{l}$$

U zaključku treba reći da je uslov za postizanje maksimalnih efekata pri kočenju, tj. najvećih usporenja i najmanjih puteva i vremena kočenja u bilo kojim putnim uslovima, da kočna sila bude na svim točkovima proporcionalna normalnim reakcijama. To je moguće postići, barem približno kočnim sistemima koji imaju mogućnosti za statičko i dinamičko regulisanje raspodele kočnih momenata u skladu sa promenama normalnih reakcija, odnosno osovinskih opterećenja u procesu kočenja.