

## Glava 2

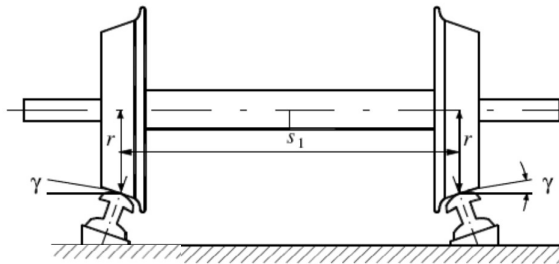
# Mehanički podsistem vozila i vučne karakteristike

### 2.1 Elementi i osnovna funkcija

Ključni element mehaničkog podsistema svakog železničkog vozila je osovinski slog koji ima funkcije:

- oslanjanje težine vozila na šine,
- prenos vučne snage sa vučne jedinice na šine,
- kretanje uz ograničenje bočnog pomeranja vozila u odnosu na pravac kretanja.

Na slici 2.1 prikazana su osnovna geometrijska svojstva sistema osovinski slog-šine.



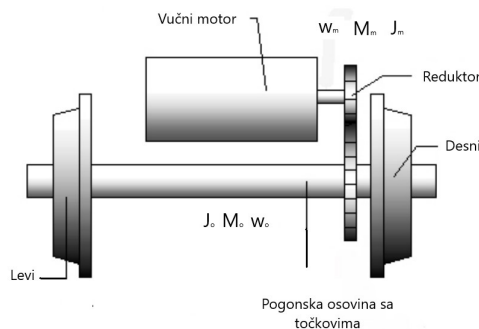
- $s_1$ : Rastojanje između kontaktnih tačaka točkova sa šinama
- $r$  : Srednji poluprečnik točka
- $\gamma$ : Ugao inklinacije točka prema šini

Slika 2.1

Kada se osovinski slog kreće u krivini dolazi do pomeranja tačke dodira spoljnjeg točka ka unutrašnjem, većem poluprečniku, obrnuto od unutrašnjeg točka gde se tačka dodira pomera ka spoljnjem manjem poluprečniku. Na ovaj način ostvaruje se da pređeni putevi spoljnjeg i unutrašnjeg točka budu isti bez proklizavanja i habanja dodirnih površina točka i šine.

Kod železničkih vozila osovinski slogovi najčešće formiraju obrtna postolja.

Obrtna postolja čine dva ili tri osovinska sloga. Obrtna postolja čiji su osovinski slogovi povezani preko prenosnog sistema sa vučnim motorima nazivaju se obrtna motorna postolja. Uprošćena slika motornog osovinskog sloga prikazana je na slici (2.2). Na slici (2.2) su naznačeni obrtni momenti na



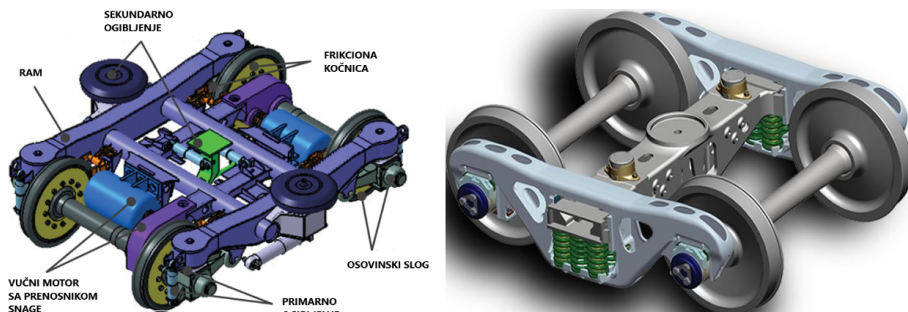
Slika 2.2

osovini motora  $M_m$  i osovini osovinskog sloga  $M_o$ , momenti inercije rotora vučnog motora,  $J_m$  i osovinskog sloga  $J_o$ , ugaone brzine na osovini vučnog motora  $\omega_m$  i točka osovinskog sloga  $\omega_o$ . Obrtna postolja koja su bez direktne veze sa vučnim motorima se nazivaju trčea obrtna postolja i karakteristična su za vagone.

Na elektrovučnim vozilima su identična obrtna postolja koje prema broju motora i tipu obrtnog postolja možemo klasifikovati kao:

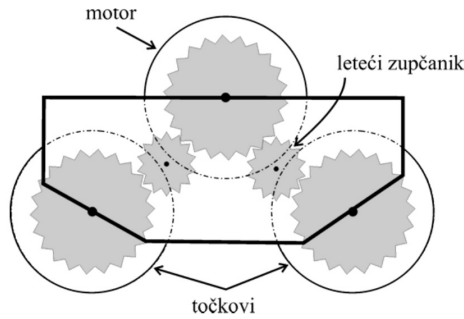
- monomotorno
- dvomotorno
- tromotorno

Ako jedan motor pogoni više osovina, kao na slici (2.4), onda je to monomotorno obrtno postolje, a ako svaki motor pogoni svoju osovину onda je to višemotorno obrtno postolje. Uprošćen prikaz dvomotornog obrtnog postolja tipa  $B'_o$  prikazan je na slici (2.3). Vučni motor je preko prenosnika snage povezan sa odgovarajućom osovinom. Monomotorno postolje ima prednost u



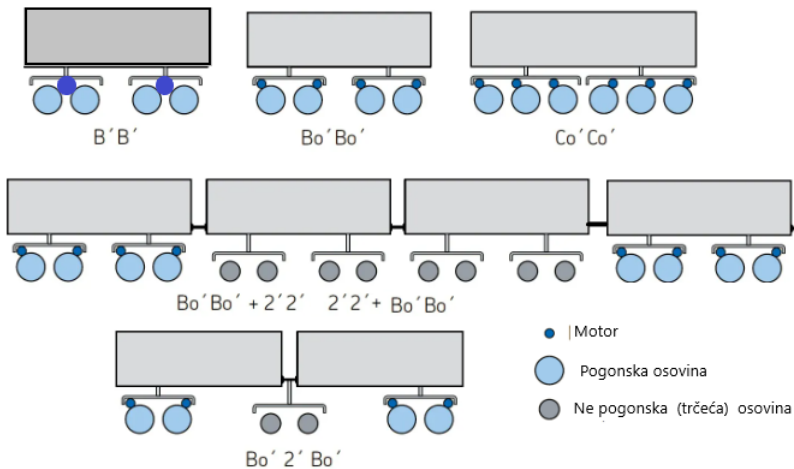
Slika 2.3: Motorno obrtno postolje  $B'_o$  i nemotorno obrtno postolje  $2'$

pogledu boljeg iskorišćenja adhezije. Prema međunarodno usvojenom sistemu označavanja UIC-650 broj motornih osovina se označava velikim slovima latinice ( $A, B, C$ ), dok se broj trčea osovine označava arapskim brojevima. Ako su osovine složene u obrtna postolja onda se uz slovnu ili brojnu oznaku postavlja apostrof. Ako svaka osovina motornih obrtnih postolja ima sopstveni vučni motor onda se uz slovnu oznaku dodaje indeks  $o$ . Na primer  $B'_o$  označava obrtno motorno postolje koga čine dve osovine, od kojih svaka ima sopstveni pogonski vučni motor. Oznaka  $B'_o, B'_o$  odgovara lokomotivi koja ima četiri pogonske osovine složene u dva obrtna postolja, svaka osovina



Slika 2.4

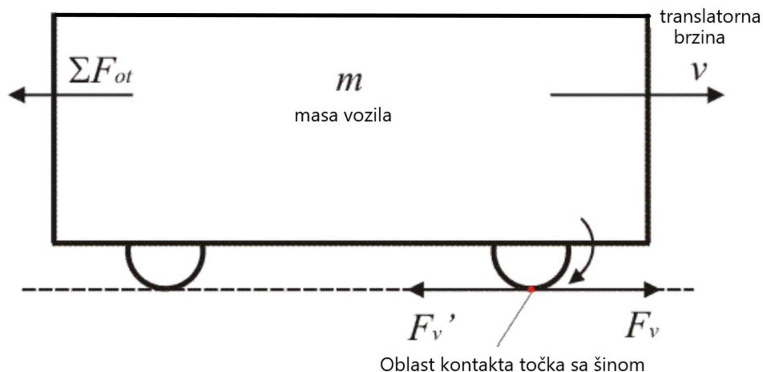
je preko prenosnog sistema vezana za svoj pogonski motor.  $B' B'$  označava da lokomotiva sadrži dva monomotorna obrtna postolja, dok  $C'_o C'_o$  znači da lokomotiva sadrži dva troosovinska pogonska obrtna postolja gde svaka osovina ima sopstveni motorni pogon. Na slici (2.5) prikazani su rasporedi osovina lokomotiva i elektromotornih vozova. Raspored osovina četvorodelne garniture elektromotornog voza  $B'_o B'_o + 2'2' + 2'2' + B'_o B'_o$  odgovara elektromotornom vozu 412/416- Beovoz. Elektromotorni voz 413 ima zgلوبnu vezu između pojedinih kola koja čine trodelnu garnituru tako da je jedno ne pogonsko postolje oslonjeno o dvojica kola. Struktura osovina ovog voza je  $B'_o 2' 2' B'_o$ .



Slika 2.5

## 2.2 Vučne karakteristike pri vožnji konstantnom brzinom

Posmatrajmo, uprošćeno prikazano, vučno vozilo na slici 2.6



Slika 2.6

Da bi se vozilo kretalo konstantnom brzinom  $v$  neophodan uslov je da  $F_v = \sum F_{ot}$  gde  $F_v$  označava vučnu silu na spoju točak-šina koja je u ravnoteži sa ukupnom silom otpora koji se suprotstavljaju kretanju. Kako je u navedenom slučaju brzina konstantna ovakvu vučnu silu možemo nazvati statička vučna sila. Postavlja se zadatak određivanja neophodne snage vučnih motora koji će realizovati vučnu silu  $F_v$  pri brzini  $v$ .

Posmataraćemo hipotetički slučaj vozila sa jednim vučnim motorom koji je sa motornom osovinom vezan preko prenosioca snage poznatog prenosnog odnosa  $1 : z$ . Ako je prečnik točka vozila  $D$  tada je momenat pogonske osovine  $M_o = \frac{F_v D}{2}$  a ugaona brzina  $\omega_o = \frac{2v}{D}$ . Ugaona brzina i momenat na osovini vučnog motora su:

$$M_m = \frac{M_o}{z} = \frac{F_v D}{2z} = \frac{D \sum F_{ot}}{2z} \quad (2.1)$$

$$\omega_m = z \frac{2}{D} v \quad (2.2)$$

U realnom slučaju kada vozilo ima  $N_m$  motora pri poznatoj sili otpora vuči  $\sum \mathbf{F}_{ot}$  momenat na osovini jednog motora je:

$$M_{1m} = \frac{D \sum \mathbf{F}_{ot}}{2z N_m} \quad (2.3)$$

Da bi električna lokomotiva vukla kompoziciju voza konstantnom brzinom  $v$  neophodno je da izlazna snaga vučnog motora bude:

$$P_{1m} = \frac{\sum \mathbf{F}_{ot} v}{N_m} \quad (2.4)$$

## 2.3 Dinamičke karakteristike vučnog vozila

Posmatrajmo kompoziciju voza koju čine lokomotiva mase  $m_l$  ivagoni ukupne mase  $m_v$  koja se kreće translatornm brzinom  $v$ . Kinetička energija ove kompozicije (2.8) predstavlja sumu dve komponente od koji prva komponenta potiče od ukupne mase  $m_l + m_v$  i linijske translatorne brzine voza  $v$  dok druga komponenta uključuje rotacione elemente u mehaničkom podsistemu vozila, rotore vučnih motora, transmisione obrtne elemente i osovinske slogove, kao što je prikazano na slici 2.2

$$E_k = \frac{(m_l + m_v)v^2}{2} + \sum J_m \frac{\omega_m^2}{2} + \sum J_o \frac{\omega_o^2}{2} \quad (2.5)$$

$$\omega_m = \frac{2z}{D} v \quad (2.6)$$

$$\omega_o = \frac{2}{D} v \quad (2.7)$$

$$E_k = \left[ m_l + m_v + \frac{4}{D^2} (z^2 \sum J_m + \sum J_o) \right] \frac{v^2}{2} \quad (2.8)$$

Izraz (2.8) moguće je napiasti u obliku (2.9) gde koeficijent  $\epsilon$  označava uticaj rotacionih masa voza kinetičku energiju.

$$E_k = (1 + \epsilon)(m_l + m_v) \frac{v^2}{2} \quad (2.9)$$

Iz poznate relacije  $dE_k = \sum F ds$ , koja znači da je priraštaj kinetičke energije sistema jednak priraštaju rada usled sila koje deluju na sistem, dobija se izraz za dinamičku vučnu silu koja uključuje deo koji je neophodan da se, u ovom slučaju, voz ubrzava.

$$dE_k = (1 + \epsilon)(m_l + m_v) v dv \quad (2.10)$$

$$dA = (F_v - \sum F_{ot}) ds = (F_v - \sum F_{ot}) v dt \quad (2.11)$$

$$F_v = (1 + \epsilon)(m_l + m_v) \frac{dv}{dt} + \sum F_{ot} \quad (2.12)$$

Jednačina 2.12 jasno pokazuje da je za određivanje potrebnog momenta vučnog motora električne lokomotive ili elektromotornog voza merodavna

dinamička vučna sila koja je neophodna da se savladaju svi otpori vuče i da elektrovučno vozilo ima sposobnost da ubrzava kompoziciju sa definisanim linijskim ubrzanjem  $a_u = \frac{dv}{dt}$ . U literaturi i u praktičnoj primeni formule 2.12 koeficijent rotacionih masa  $\epsilon$  određuje se eksperimentalno i orijentacione vrednosti su:

Tip vozila	koeficijent $\epsilon$
Teretna kola	0.03-0.04
Putnička kola	0.08-0.12
El.lokomotiva	0.15-0.3
Kompozicija voza sa el.lokomotivom	0.06-0.1

Ubrzanje  $a_u$  koja se mogu postići zavise od tipa voza i data su u sledećoj tabeli:

Vrsta voza	vrednosti ubrzanja $a_u [\frac{m}{s^2}]$
Teški teretni vozovi	0.02-0.1
Normalni teretni vozovi	0.1-0.2
Putnički vozovi	0.3-0.4
Regionalni elektromotorni vozovi	0.4-0.7
Prigradski elektromotorni vozovi	0.8-1.2
Metro i laki šinski sistemi	1.0-3.0

## 2.4 Otpori vuče

Pri kretanju voza pojavljuju se različite sile koje se protive kretanju. Takve sile nazivamo otpori vuče. Da bi otpori bili savladani, vučno vozilo mora na obodu pogonskih točkova da ostvariti vučnu silu veću ili jednaku sumi svih otpora. Otpore vuče možemo podeliti u dve grupe zavisno od vremena trajanja.

### 2.4.1 Stalni otpori vuče

Ovi otpori postoje uvek pri kretanju voza i često se u literaturi označavaju kao otpori kretanja i mogu se analitički prikazati formulom opšteg oblika:

$$F_{ok} = A_R + B_R v + C_R v^2 \quad [N] \quad (2.13)$$

Uočava se da sila stalnih otpora vuče ima tri komponente od kojih jedna ne zavisi od brzine dok druga i treća komponenta zavise linearno odnosno kvadratno od brzine. Ukoliko nije posebno naglašeno brzina  $v$  se računa u

$[\frac{km}{h}]$ . Kako su u eksploatacionim uslovima težine vozova promenljive onda je racionalno za analizu otpora vuče upotrebljavati relativne veličine otpora vuče  $f_{ok}[\frac{N}{kN}]$  koje se dobijaju deljenjem sila otpora vuče  $F_{ok}[N]$  sa težinom voza  $G_v[kN]$  i često se nazivaju svedeni otpori vuče. Za relativni otpore kretanja četveroosovinske lokomotive čija je brzina  $v[\frac{km}{h}]$  i težina  $800 \leq G_L[kN] \leq 880$  koristi se empirijska formula:

$$f_{okl} = 4.2 + 0.46 \frac{v^2}{G_L} \left[ \frac{N}{kN} \right] \quad (2.14)$$

Analogna formula za šestoosovinsku lokomotivu čija je brzina  $v[\frac{km}{h}]$  i težina  $1100 \leq G_L[kN] \leq 1200$  koristi se empirijska formula:

$$f_{okl} = 4.2 + 0.72 \frac{v^2}{G_L} \left[ \frac{N}{kN} \right] \quad (2.15)$$

Za putničke vozove sa težinom vučenog sastava  $G_v[kN]$  relativni otpori kretanja imaju formu:

$$f_{okv} = a + bv + \frac{cv^2}{G_v} \left[ \frac{N}{kN} \right]$$

Jedna od varijanti empirijske formule za kompoziciju od  $n_v$  četveroosovinskih vagona ekvivalentnog svedenog poprečnog preseka  $k_s S_e = 1,45[m^2]$  je:

$$f_{ok} = 1 + 0.0025v + 4.8 \frac{n_v + 2.7}{G} 1.45 \left( \frac{v + 15}{10} \right)^2 \left[ \frac{N}{kN} \right] \quad (2.16)$$

Formula (2.16) u literaturi je poznata kao Sauthhoff-ova formula u kojoj  $G$  predstavlja ukupnu težinu kompozicije vagona,  $n_v$  broj vagona u kompoziciji, pri tom je  $G = G_l + G_v$  dok  $n_v$  uračunava i lokomotivu kao jedan vagon.

Mnoge železničke uprave koriste za relativne otpore kretanja teretnih i putničkih vozova kompaktnu Štralovu formulu  $f_{ok}$  :

$$f_{ok} = A_r + C_r \frac{v^2}{100} \left[ \frac{N}{kN} \right] \quad (2.17)$$

Vrednost koeficijenta  $A_r$  i  $C_r$  zavisi od više faktora a dominantni su vrsta i sastav voza i tipovi ležajeva na kolskim osovinama. Železnice Srbije su koristile sledeću varijantu formule (2.17):

$$f_{ok} = 2 + (0.02 \div 0.1) \left( \frac{v}{10} \right)^2 \left[ \frac{N}{kN} \right]$$

Zaključujući ovo kratko izlaganje o stalnim otporima vuče neophodno je naglasiti da postoje brojne empirijske formule po kojima se u odredjenim slučajevima računaju otpori kretanja kao i da sve navedene formule podrazumevaju kretanje po ravnoj trasi.

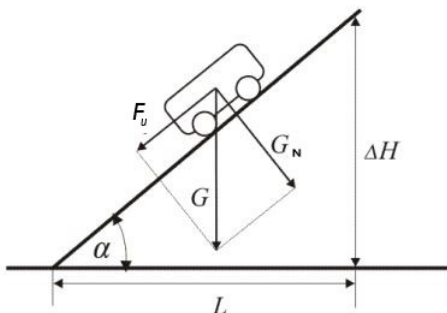


### 2.4.2 Povremeni otpori vuče

Povremeni otpori se javljaju u zavisnosti od profila pruge. Dva karakteristična otpora ovog tipa su otpor usled uspona trase i otpor usled krivine.

#### Otpor sili vuče usled nagiba trase

Otpor usled nagiba trase pripada grupi povremenih otpora vuče i može se izračunati egzaktno za razliku od stalnih otpora čija je priroda empirijska. Na slici (2.7) jasno se uočava da vučno vozilo na usponu treba da razvije vučnu silu koja je pri konstantnoj brzini kretanja određena izrazom (2.19)



Slika 2.7

$$F_v = f_{ok} G_N + F_u \quad (2.18)$$

$$F_v = f_{ok} G \cos \alpha + G \sin \alpha \quad (2.19)$$

Prvi sabirak u formuli (2.19) odgovara otporu usled kretanja dok drugi sabirak je specifično vezan za silu otpora koju treba savladati na usponu sa nagibom. Kada se uzme u obzir da se pruge grade po standardima i da je maksimalni nagib

$i_{max} = \frac{30}{1000} = 30\%$ , jasno je da zbog  $\cos \alpha \geq 0.996$  sledi:

$$G_N \approx G \text{ i } \sin \alpha \approx \tan \alpha = \frac{i\%}{1000}.$$

Relativna vrednost sile otpora usled poznatog nagiba  $i\%$  je:

$$f_u = i \left[ \frac{N}{kN} \right] \quad (2.20)$$

Kada je voz na usponu ova komponenta otpora vuče ima isti znak kao i stalni otpori vuče, dok na padu menja znak.

## Otpor sili vuče usled krivine

Usled paralelizma i krutosti osovina ugao upisivanja krivine obrtnog postolja dovodi do povećanog bočnog trenja između točkova i šina što uzrokuje povećanje otora kretanja. Ovi otpori pripadaju povremenim otporima kretanja, obrnuto su proporcionalni poluprečniku kivine u horizontalnoj ravni i njihove relativne vrednosti su određene empirijsko eksperimentalnim formulama. Nemačke železnice koriste sledeće formule za relativne vrednosti otpora kretanja usled krivine poluprečnika  $R[m]$ :

$$f_k = \frac{650}{R - 30} \left[ \frac{N}{kN} \right] \quad R \geq 300[m] \quad (2.21)$$

$$f_k = \frac{500}{R - 55} \left[ \frac{N}{kN} \right] \quad R < 300[m] \quad (2.22)$$

Francuske železnice koriste formulu:

$$f_k = \frac{800}{R} \left[ \frac{N}{kN} \right] \quad (2.23)$$

Železnice Srbije koriste istu formulu kao i Nemačke železnice koja je u literaturi poznata kao Rokova formula. Normalizovane vrednosti otpora usled uspona i krivine se često nazivaju infrastrukturni otpori vuče jer su vezani za trasu a ne za vozilo.

## 2.5 Ukupna sila vuče i potreban momenat vučnog motora

Da bi smo dobili konzistentan izraz za ukupnu vučnu silu neophodno je da osim stalnih i infrastrukturnih otpora u relativnim jedinicama uračunamo i relativnu vrednost sile potrebne za ubrzavanje voza. Potrebna vučna sila koju lokomotiva treba da realizuje se određuje polazeći od jednačine (2.12), koristeći izraze za relativne otpore vuče. Uz poznatu težinu kompozicije vagona i lokomotive  $G[kN] = (m_l g + m_v g) = G_l + G_v$  sledi 2.26:

$$F_v = G \left[ 1000(1 + \epsilon) \frac{a_u}{g} + i + f_k \right] + G_l f_{okl} + G_v f_{okv} [N] \quad (2.24)$$

$$f_{ok} = \frac{G_l f_{okl} + G_v f_{okv}}{G} \quad (2.25)$$

$$F_v = G \left[ 1000(1 + \epsilon) \frac{a_u}{g} + f_{ok} + i + f_k \right] [N] \quad (2.26)$$

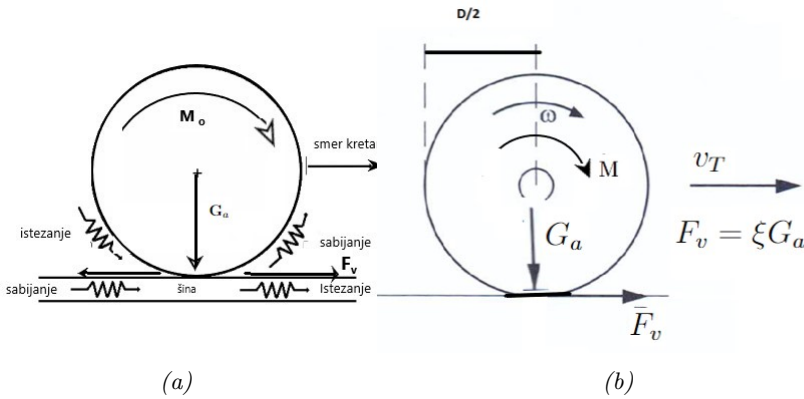
Na pravoj pruži bez nagiba potrebno je usvojiti  $i = 0\%$  i  $f_k = 0$ . Na osnovu izraza (2.26) potreban momenat na osovini vučnog motora za lokomotivu sa  $N_m$  motora i stepenom korisnog dejstva  $\eta_{ts}$  mehaničkog prenosnika snage je:

$$M_m = \frac{D}{2zN_m\eta_{ts}} G \left[ 1000(1 + \epsilon) \frac{a_u}{g} + f_{ok} + i + f_k \right] [Nm] \quad (2.27)$$

Važan podatak o karakteristikama vučnog vozila je podatak o snazi vučnog motora. Napomenimo da taj podatak uvek podrazumeva izlaznu odnosno mehaničku snagu  $P_m = M_m\omega_m$ . Poznato je da postoji direktna proporcionalnost između momenta motora i njegove zapremine odnosno težine  $M_m \sim V_m^{4/3}$ . Prema tome za konstantnu snagu uvek je, ukoliko je to tehnički moguće, rešenje izbor lakšeg, "brzinskog" motora dok se prenosnikom snage podešavaju nominalne vrednosti momenta i ugaone brzine na pogonskoj osovini vozila.

## 2.6 Adhezija i granična vrednost vučne sile

Definišaćemo adheziju kao skup fizičkih procesa koji se pojavljuju na spoju pogonskog točka vučnog vozila i šine, koji su neophodni za realizaciju vučne sile odnosno kretanja vozila. Pod dejstvom normalne komponente sile težine vučnog vozila, na spoju točka i šine javlja se elastična deformacija. Pritisak na površini dodira točka i šine koja je elipsastog oblika (Herzova elipsa) iznosi  $(50 - 100 \frac{kN}{cm^2})$  što dovodi do "utapanja" točka u šinu. Pod dejstvom obrtnog momenta pogonskog točka dolazi do dalje elastične deformacije na spoju točka i šine, tako da se nailazeća površina točka sabija a odlazeća isteže. Na šinama su promene inverzne, kao što je prikazano na slici(2.8a). Na ovaj način se na spoju točka i šine realizuje vučna sila koja je direktno srazmerna težini, koja se prenosi kao normalna sila pritiska motornih osovinskih slogova na šine, uz neophodan uslov da je obodna brzina pogonskog točka vozila  $\frac{D\omega}{2}$  nešto veća od translatorne brzine centra točka  $v_T$  u režimu vuče. Razlika obodne brzine pogonskog točka i translatorne brzine centra točka, definiše brzinu klizanja a količnik brzine klizanja i obodne brzine definiše relativno klizanje u vuči,  $s > 0$ . U procesu kočenja translatorna brzina je veća od obodne brzine točka a brzina klizanja je negativna i njen količnik sa translatornom brzinom definiše negativnu relativnu vrednost klizanja u



Slika 2.8

režimu kočenja.

$$\Delta v = \frac{D\omega}{2} - v_T \quad (2.28)$$

$$s = s_v = \frac{2\Delta v}{D\omega} \quad s > 0 \quad (2.29)$$

$$s = s_k = \frac{\Delta v}{v_T} \quad s < 0 \quad (2.30)$$

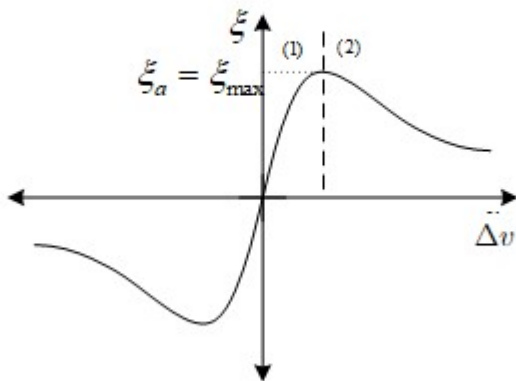
Tangencijalna sila  $F_v$ , je posledica elastične deformacije na kontaktu između točka i šine, prouzrokovane težinom pritiska pogonskih osovin vozila i primenjenim pogonskim momentom. Ova sila je, vučna sila, i razvija se usled adhezije. Vučna sila je uvek srazmerna normalnoj sili kojom točkovi motornih osovin deluju na šine i može se predstaviti izrazom

$$F_v = \xi G_a \quad (2.31)$$

Veličina  $G_a$  predstavlja adhezionu težinu odnosno težinu lokomotive, kada su sve osovine lokomotive pogonske. Za adhezionu težinu u vuči su merodavne samo one osovine koje su pogonske. Veličina bezdimenzionog faktora, vučnog koeficijenta  $\xi$ , je funkcija više promenljivih od kojih su dominantne : razlika obodne brzine tačke na točku motorne osovine i translatorne brzine  $\Delta v = \frac{D\omega_o}{2} - v_T$ , zaprljanosti šina koju karakterišemo empirijskim parametrom  $P_1$ , istrošenosti točkova motornih osovin i šina što karakterišemo empirijskim parametrom  $P_2$ , i konačno od translatorne brzine vozila  $v$

$$\xi = f(\Delta v, P_1, P_2, v) \quad (2.32)$$

Kako je adheziona težina konstantna uobičajeno je da se analizira zavisnost vučnog koeficijenta od uticajnih veličina a pre svih klizanja kao dominantnog faktora kojim je taj koeficijent određen .Na slici 2.9 prikazana je zavisnost vučnog koeficijenta od klizanja  $\xi(\Delta v)$  koja se naziva i adheziona kriva, jer određuje uslove za razvoj stabilne vučne sile odnosno sile kočenja u funkciji  $\Delta v$



Slika 2.9

Deo adhezione krive u prvom kvadrantu odgovara režimu vuče, dok deo krive u trećem kvadrantu odgovara režimu kočenja. Adheziona kriva u režimu vuče ima dve karakteristične oblasti koje su označene sa (1) i (2), koje razdvaja maksimalna vrednost vučnog koeficijenta koga definišemo kao koeficijent adhezije, U oblasti (1) gde je vučni koeficijent  $\xi < \xi_{max}$ ,  $\Delta v$  odgovara pseudo klizanju, jer porast vučnog momenta dovodi do porasta ugaone brzine točka, brzine klizanja, vučnog koeficijenta, odnosno vučne sile, što, imajući u vidu osnovnu dinamičku jednačinu 2.33 koja odgovara slici 2.8b, predstavlja negativnu povratnu spregu. Sistem je stabilan u oblasti pseudo klizanja jer pri ravnotežnim uslovima kada je  $M = F_v \frac{D}{2}$  poremećaj koji se može pojaviti usled kratkotrajnog priraštaja klizanja pri konstantnom momentu dovodi do priraštaja ugaone brzine suprotnog znaka, prema jednačini 2.33, odnosno

povratka radne tačke u ravnotežni položaj čim prestane dejstvo poremećaja.

$$M - F_v \frac{D}{2} = J \frac{d\omega}{dt} \quad (2.33)$$

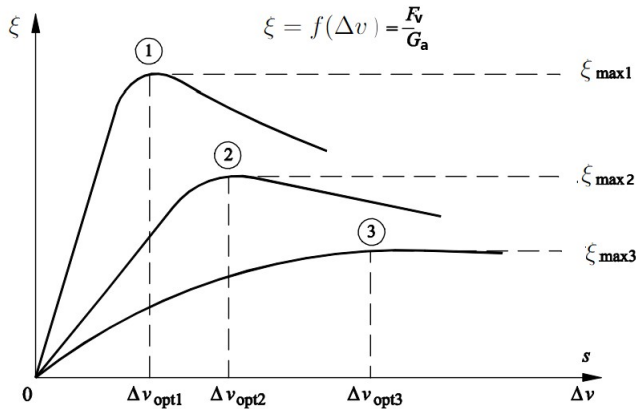
Posmatrajmo sada slučaj kada klizanje pređe u oblast (2) slike (2.9) gde porast klizanja dovodi do smanjenja vučnog koeficijenta  $\xi$  odnosno do smanjenja vučne sile prema (2.31). Prema jednačini (2.33) pad vučne sile dovodi do porasta obodne brzine lokomotivskog točka i smanjenja translatorne brzine što odgovara pravom klizanju u vuči i daljem opadanju vučne sile. Dakle oblast (1) predstavlja oblast stabilnog rada vučnog vozila gde su promena vučne sile i brzine istog znaka. Oblast (2) odgovara nestabilnom režimu rada jer priraštaj obodne brzine točka ne prati priraštaj translatorne brzine odnosno priraštaji vučne sile i obodne brzine su suprotnog znaka. Vrednost maksimalnog vučnog koeficijenta  $\xi_{max} = \xi_a$  koja deli oblasti (1) i (2) nazivamo koeficijent adhezije, a vrednost brzine klizanja  $\Delta v$  i klizanja  $s$  koji odgovaraju adhezinom koeficijentu nazivamo optimalna brzina klizanja  $\Delta v_{opt}$ , odnosno optimalno klizanje  $s_{opt}$ , kada je maksimalna vučna sila koja se može realizovati određena izrazom :

$$F_{vmax} = \xi_a G_a \quad (2.34)$$

Koeficijent adhezije zavisi takođe od stanja kontaktne površine šina a posebno njihove čistoće. Na slici 2.10 prikazana je zavisnost  $\xi = f(\Delta v)$  za slučajeve:

1. Suve i čiste šine- $\xi_{max1}$ .
2. Vlažne oprane šine- $\xi_{max2}$
3. Vlažne i zaprljane šine- $\xi_{max3}$

Uočava se da adhezioni koeficijent koji odgovara suvim i čistim šinama dopušta realizaciju najveće vučne sile, dok je u slučaju vlažnih i zaprljanih šina maksimalna vučna sila koja se ostvaruje na spoju točak šina znatno manja.



Slika 2.10

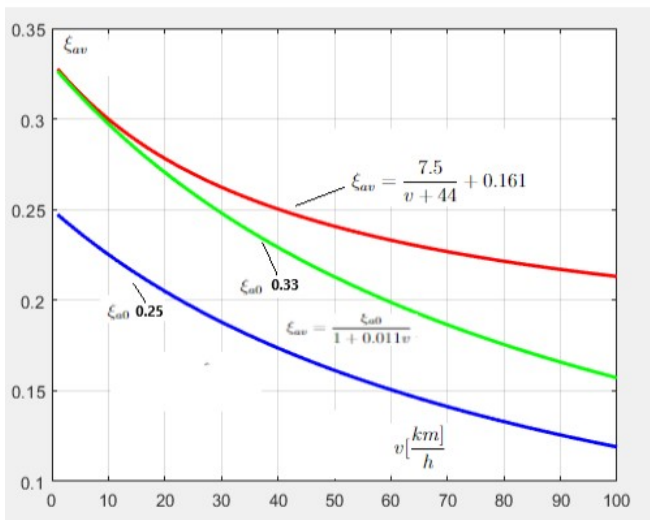
Analiziraćemo još zavisnost koeficijenta adhezije od brzine jer je taj podatak važan zbog graničnih vrednosti vučne sile u dijagramu  $F_v = f(v)$  koje odgovaraju polasku voza do dostizanja karakteristike koja odgovara nominalnoj snazi vuče. Brojnim eksperimentalnim istraživanjima je ustanovljena zavisnost adhezione sile od brzine. Prema formuli Milera funkcionalna zavisnost koeficijenta adhezije od brzine je data izrazom (2.35), gde  $\xi_{a0}$  odgovara koeficijentu adhezije pri pokretanju a brzina je  $v[\frac{km}{h}]$ .

$$\xi_{av} = \frac{\xi_{a0}}{1 + 0.011v} \quad (2.35)$$

Za lokomotive naizmeničnog sistema koje imaju paralelno povezane vučne motore primenjuje se eksperimentalno dobijena formula (2.36) koja potiče od Kurtiusa i Kniflera :

$$\xi_{av} = \frac{7.5}{v + 44} + 0.161 \quad v[\frac{km}{h}] \quad (2.36)$$

Na slici 2.11 prikazane su krive  $\xi_{av} = f(v)$  koje odgovaraju formulama (2.35) i (2.36).



Slika 2.11

### 2.6.1 Opšta jednačina vuče i vučni dijagram i maksimalna snaga vučnih motora

Uzimajući u obzir ograničenja vučne sile usled adhezije možemo razmatrati sledeće slučajeve:

$$\sum \mathbf{F}_{ot} > \mathbf{F}_v \quad \xi_a G_a > \mathbf{F}_v \tag{2.37}$$

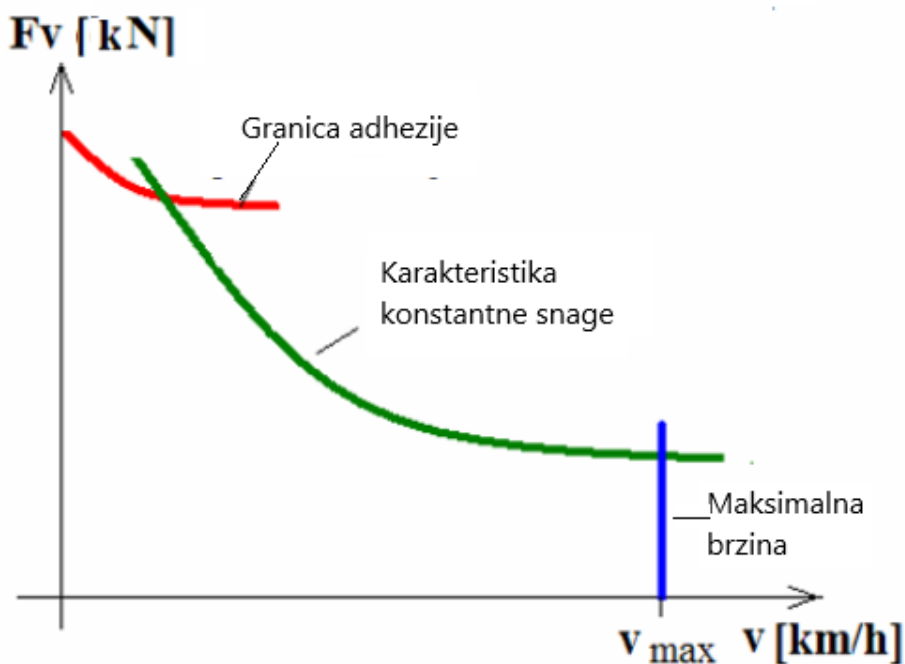
$$\sum \mathbf{F}_{ot} \leq \mathbf{F}_v \quad \xi_a G_a \geq \mathbf{F}_v \tag{2.38}$$

$$\sum \mathbf{F}_{ot} \leq \mathbf{F}_v \quad \xi_a G_a < \mathbf{F}_v \tag{2.39}$$

Izraz (2.37) odgovara stanju mirovanja jer je vučna sila manja od otpora vuče pa ne može doći do kretanja u smeru dejstva vučne sile. Izraz (2.38) odgovara režimu kretanja, gde znak jednakosti između vučne sile i sile otpora vuče odgovara kretanju sa konstantnom brzinom. Znak jednakosti u drugom delu izraza (2.38) nam govori da lokomotiva radi sa maksimalno mogućom vučnom silom po kriterijumu adhezije. Adhezija je maksimalno iskorišćena kada je vučna sila stabilna na granici adhezije. Izraz (2.39) odgovara režimu pravog klizanja u vuči koji se manifestuje naglim smanjenjem vučnog koeficijenta odnosno smanjenjem vučne sile koja se prenosi sa točkova na šine. Kao posledica navedenog dolazi do povećanja obodne brzine pogonskih točkova koje ne prati odgovarajući rast translatorne brzine. Usled sile trenja na spoju točka i šine javlja se takozvano "gorenje" šina koje



se manifestuje kroz stvaranje udubljenja na gornjoj površini šina. Da bi se ovakve pojave sprečile elektrovučno vozilo je opremljeno sofisticiranim sistemima protivklizne zaštite ali i jednostavnim postupcima koji rezultiraju povećanjem adhezije. Primer je "peskarenje" koje se primenjuje tako što se ispred točkova pogonskih osovina na šine izbacuje specijalni kvarcni pesak koji kratkotrajno suzbija proklizavanje. Ako u koordinatnom sistemu  $(v, F_v)$  unesemo granične karakteristike koje su određene maksimalnom vrednošću vučne sile kao proizvoda adhezione težine vozila i koeficijenta adhezije  $\xi_a(v)$ , krivom nominalne zbirne izlazne snage vučnih motora i graničnom maksimalnom brzinom vozila dobijamo vučni dijagram koji se često naziva vučni pasoš. U površi unutar vučnog dijagrama prikazanog na slici (2.12) se nalaze sve radne tačke  $[v, F_v]$  koje je moguće realizovati u procesu vuče .



Slika 2.12

Adhezijsko ograničenje vučnog dijagrama pruža mogućnost za određivanje maksimalne snage vučnih motora električne lokomotive (2.42). Neka je adhe-

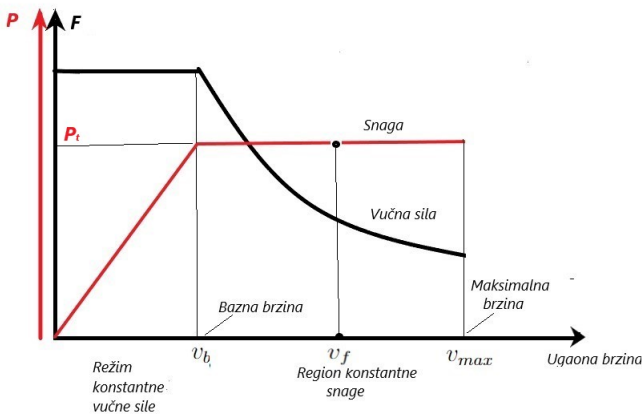
ziona težina lokomotive  $G_a$  a koeficijent adhezije:

$$\xi_a(v) = \frac{a}{b + cv} \tag{2.40}$$

$$F_v \leq G_a \frac{a}{b + cv} \tag{2.41}$$

$$P_{max} \leq G_a \frac{av}{b + cv} \tag{2.42}$$

Vučni profil savremene lokomotive sastoji se od više segmenata koji su fizički realizovani regulisanjem momenta i brzine vučnih motora. Režim konstantne vučne sile, koja je manja od adhezione granice a veća od ukupnih otpora vuče odgovara porastu brzine. Ovakav režim prati rast snage proporcionalno rastu brzine. Režim konstantne vučne sile se završava kada mehanička snaga na obodu pogonskih točkova dostigne svoju nominalnu vrednost. Vučni dijagram ovakve lokomotive prikazan je na slici (2.13)

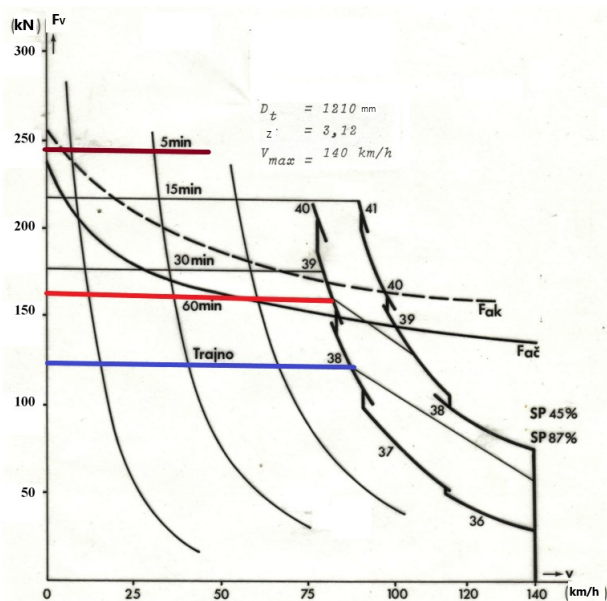


Slika 2.13: Vučni dijagram

Saglasno navedenom osnovni parametri lokomotive koji određuju njene vučne performanse su:

- Osovinsko opterećenje,
- vučna sila,
- maksimalni vučni koeficijent- koeficijent adhezije,
- izlazna snaga,
- maksimalna brzina

Za moderne evropske lokomotive karakteristična vrednost snage po motornoj osovini je između  $1MW$  i  $1,6MW$  što je prihvatljivo za maksimalne sile osovinskog pritiska u granicama od  $200kN$  do  $220kN$ . Iz izraza (2.26) i (2.27) uočljiva je proporcionalnost vučne sile i izlaznog momenta vučnih motora, sa druge strane vrednost momenta je direktno zavisna od struja vučnog motora. Kod električnih lokomotiva sa komutatorskim tipom motora, kao što je vučni motor za usmerenu valovitu struju, definišu se maksimalne vrednosti vučne sile, i to petominutne i jednočasovne vučne sile. Ove vrednosti su od značaja za određivanje startne vučne sile, odnosno maksimalno dopuštene vrednosti vučne sile pri pokretanju. Granična petominutna vrednost vučne sile određena je uslovima komutacije na kolektoru vučnog motora. Granična jednočasovna vrednost vučne sile određena je najmanjom termičkom konstantom uređaja u vučnom sistemu, vučnog transformatora, konvertora i vučnih motora. Kod savremenih vučnih vozila sa asinhronom vučom petominutna i jednočasovna vrednost vučne sile su praktično iste pa se kod ovakvih lokomotiva definiše samo jednočasovna vrednost vučne sile prema termičkoj konstanti elektroenergetskih konvertora u vučnom strujnom kolu. Na slici (2.14) prikazane su karakteristične vrednosti vučne sile u petominutnom, jednočasovnom i trajnom režimu rada električne lokomotive 441  $B'_oB'_o$  sa vučnim motorima za usmerenu valovitu struju Zbog diskontinualne priro-

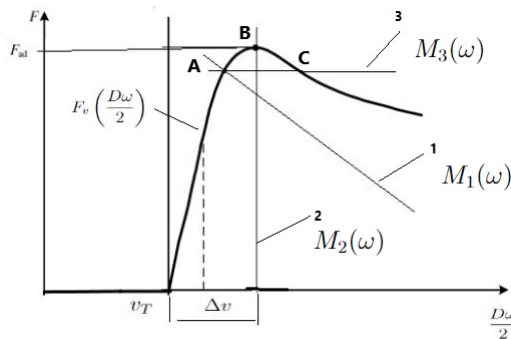


Slika 2.14

de regulacije napona na sekundaru transformatora mogu se realizovati samo one vrednosti  $[v, F_v]$  koje se nalaze na pojedinim krivama hipreboličnog oblika a koje odgovaraju određenim pozicijama stepenastog graduatora napona vučnog transformatora. Lokomotive sa asinhronim vučnim motorima raspolazu takvim sistemima regulacije pomoću kojih se može ostvariti svaka radna tačka  $[v, F_v]$  unutar površine ograničene adhezijom, snagom i brzinom, kao na slici (2.12).

### Adhezija i strmina mehaničke karakteristike motora

Način na koji elektrovučni sistem lokomotive reaguje na stohastičku promenu adhezionog koeficijenta predstavlja veoma važan pokazatelj kvaliteta lokomotive. Na slici (2.15) prikazan je grafik vučne sile u zavisnosti od periferne brzine pogonskih točkova, Na istom dijagramu su prikazane i tri karakteristike vučnog motora, date kroz funkcionalne zavisnosti  $M_1(\omega)$ ,  $M_2(\omega)$  i  $M_3(\omega)$



Slika 2.15

U vučnim aplikacijama strmina karakteristike funkcionalne zavisnosti  $M(\omega)$  je važana podatak vezan za stabilnost rada motora u uslovima kada dolazi do iznenadnog proklizavanja pogonskih točkova. Poželjno je da brzina pada momenta motora u uslovima smanjene adhezije bude veća od brzine opadanja vučne sile dakle idealan slučaj bi bio:

$$\frac{dM_m}{d\omega_m} < 0$$

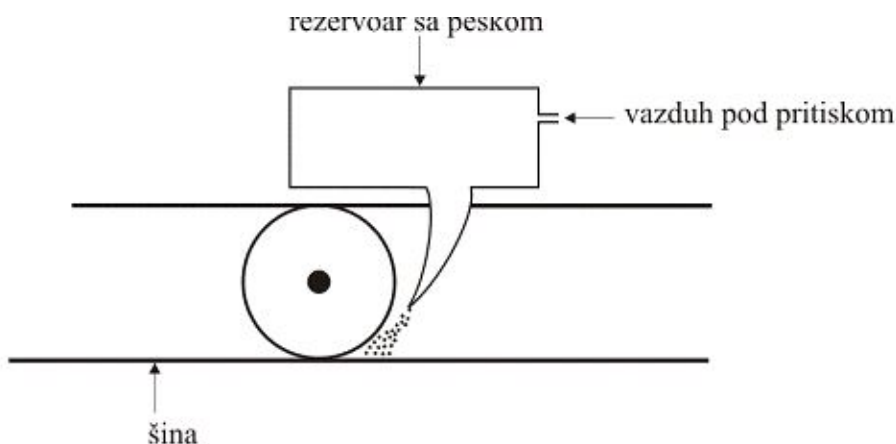
$$\left| \frac{dM_m}{d\omega_m} \right| \rightarrow \infty$$

Karakteristika regulacije prikazana krivom 1 ima izražen negativni priraštaj momenta sa rastom ugaone brzine tako da je A stabilna radna tačka. Ako je

regulacija momenta motora data zavisnošću  $M_3(\omega)$  tada regulaciona kriva motora nakon prelaska maksimuma adhezije dostiže radnu tačku  $C$  koja je nestabilna jer dalji pad vučne sile koja se može realizovati na spoju točak-šina dovodi do porasta ugaone brzine točka i pravog klizanja. Optimalno ponašanje u pogledu iskorišćenja adhezije ima karakteristika  $M_2(\omega)$  koja ostvaruje stabilan rad na granici adhezije pružajući mogućnost realizovanja maksimalnih vrednosti vučne sile i stabilan režim rada. Ovakva karakteristika regulacije se može ostvariti sa asinhronim vučnim motorima.

### 2.6.2 Protivklizna zaštita

Opasnosti od proklizavanja pogonskih točkova u vuči i kočenju moraju se na vreme detektovati i efikasno suzbiti. Pojava izdubljivanja šina pri pravom klizanju u vuči odnosno formiranja ravnih površina na lokomotivskim točkovima pri klizanju u kočenju su dve očigledne štetne pojave čiji je uzrok neadekvatna zaštita od klizanja. Uslov za održavanje adhezije u vuči i kočenju je dat nejednačinama (2.38) i (2.46). Osnovni mehanički način kratkotrajnog poboljšanja adhezije dobija se posipanjem peska ispred točkova koji su izloženi klizanju kao što je prikazano na slici (2.16). Peskarenje je međutim samo prvi korak u zaštiti od klizanja.



Slika 2.16

Pravovremena detekcija osovine koja kliza predstavlja osnovni korak u realizaciji protivklizne zaštite koga prati odgovarajuća redukcija vučne sile da bi adhezija bila obnovljena. Analizom raznih istraživanja vezanih za preciznu detekciju klizanja pogonskih točkova uočava se izrazit problem vezan za precizno određivanje translatorne brzine i ubrzanja vozila što je posledica

uvek prisutnog pseudoklizanja, konusnog profila točkova, njihovog habanja tokom eksploatacije itd. Pseudoklizanje pogonskih točkova uslovalo je primenu sledećih metoda određivanja translatorne brzine vozila:

- korišćenje slobodnog nepogonskog točka kao davača translatorne brzine
- procenu translatorne brzine polazeći od minimalne ugaone brzine pogonskih točkova u vuči odnosno maksimalne ugaone brzine pogonskih točkova u režimu kočenja.

Greška ovih metoda je često neprihvatljivo velika što utiče na preciznost detekcije pravog proklizavanja. Kao rezultat istraživanja na vučnim vozilima nove generacije, sa asihronim vučnim motorima, razvijena su i primenjena visoko sofisticirana rešenja za detekciju i ocenu klizanja svake pogonske osovine kao i za identifikaciju adhezione sile između točka i šine i regulaciju vučne sile u uslovima pravog proklizavanja. Direktno merenje brzine zahteva senzore za brzine u svim osovinama. Ovo je dobro rešenje, jer kvalitet povratne informacije ne zavisi od stanja motora ili drugih komponenata pogonskog sistema. Točkovi koji imaju maksimalnu brzinu u kočenju i minimalnu brzinu pri ubrzavanju mogu da se koriste kao najbliži realnim brzinama na vozilima koja nemaju slobodne, nepogonske osovine.

Poređenje brzina često se koristi za brzu procenu vrednosti klizanja kod motora sa individualnim upravljanjem. Klizanje se takođe može detektovati putem direktnog praćenja struja vučnih motora.

Metode za upravljanje i regulaciju vučne sile u režimu klizanja mogu se klasifikovati na:

- metode bazirane na primeni teorije neuralnih mreža i fazi logike,
- metode bazirane na dijagnostičkim algoritmima,
- metode bazirane na razlici struja vučnih motora,
- metode bazirane na adhezionom obseveru,
- hibridne metode,
- gradijentne metode.

1. Metode bazirane na teoriji neuralnih mreža i fazi logike po svojoj prirodi pripadaju inteligentnim sistemima upravljanja. Polazi se od pretpostavke da se koeficijent adhezije ne može odrediti eksplicitno merenjem već se za njegovu estimaciju koristi posebno modelovanje topologija

neuralne mreže. Kod ove metode dobijaju su dva reprezentativna signala koji predstavljaju ulaze u neuralnu mrežu a to su brzina klizanja i ugaono ubrzanje pogonskih osovina. Izlaz je koeficijent adhezije. U procesu simulacije neuralna mreža se samoobučava po metodu prostiranja greške unazad. Osnovni nedostatak u primeni metoda neuralnih mreža vezan je za dugačko vreme procesa samoobučavanja. Kombinovani metod koji koristi i konvencionalne metode estimacije, na primer merenjem brzine, donekle otklanja ovaj nedostatak. Fuzzy metode uključuju i metode iskustvenog ekspertskog zaključivanja koja se zatim prevode u "if-then" pravila i u takvoj formi uključuju u algoritam upravljanja.

2. Metode bazirane na dijagnostičkim algoritmima se koriste za detekciju pravog klizanja. Jednostavna primena ovog metoda se sastoji u definisanju praga klizanja koji inicira upravljački proces nakon što je taj prag dostignut. U okviru upravljačkog procesa forsirano se smanjuje struja vučnog motora, što dovodi do smanjenja momenta motora i analogno tome vučne sile.
3. Metode bazirane na razlici struja vučnih motora imaju prednost u odnosu na prethodne zato što se ne koriste konvencionalni senzori za brzinu već se na osnovu razlika struja pojedinih motora vrši detekcija pravog klizanja. Prilikom primene ovih metoda neophodno je kompenzovati debalans usled nejednakih prečnika točkova pogonskih osovina.
4. Ključ uspešne optimizacije vučne sile sastoji se u takvoj estimaciji koeficijenta adhezije kojom će se precizno odrediti njegov maksimum u funkciji klizanja. Adhezioni observer vrši estimaciju adhezionog momenta iz podataka o ugaonoj brzini i momenta motora. Osnovne prednosti ovakvih metoda zasnivaju se na njihovoj jednostavnosti u odnosu na poremećaje i varijacije parametara.
5. Suština hibridnih metoda najpre rešava problem tačnog određivanja brzine vozila tako što odredi referentnu brzinu kao minimum izmerenih ugaonih brzina osovina vučnog vozila. Klizanje se procenjuje na osnovu razlike obodnih brzina točkova i referentne brzine. Ukoliko sve pogonske osovine duže klizaju zbog stanja šina onda je navedeni metod detekcije klizanja neefikasan, pa se u razmatranje uvodi ubrzanje. Brzina smanjenja odnosno rasta pogonskog momenta je ograničena maksimalno dozvoljenim usporenjem odnosno ubrzanjem vozila.
6. Gradijentni metodi regulaciju vučne sile zasnivaju na: estimaciji kliza-

nja i koeficijenta adhezije, određivanju priraštaja koeficijenta adhezije u funkciji klizanja, regulisanju pogonskih varijabli vozila na one vrednosti koje dovode pomenuti priraštaj na nulu. Poslednji korak je ekvivalentan regulisanju vučne sile na maksimalnu vrednost bez gubitka adhezije.

## 2.7 Kočenje voza

Posmatraćemo i kratko analizirati kočenje radi zaustavljanja voza a zatim i kočenje radi održavanja brzine na padovima poznatog gradijenta  $i\%$ . Proces kočenja može se opisati sledećom diferencijalnom jednačinom:

$$\frac{1000G(1 + \epsilon)}{g} \frac{dv}{dt} = -F_k(v) - Gf_{ot}(v) + iG; \quad v(0) = v_k \quad (2.43)$$

U ovoj jednačini je:

- brzina u trenutku zavođenja kočenja  $v_k[\frac{m}{s}]$
- ukupna težina kompozicije i faktor korekcije masa  $G[kN]$ ;  $\epsilon$
- sila kočenja u funkciji brzine,  $F_k(v)[N]$
- specifični otpori kretanju.  $f_{ot}(v)[\frac{N}{kN}]$
- nagib  $i[\frac{N}{kN}]$

Rešenjem ove jednačine dobija se izraz za brzinu u funkciji vremena  $v(t)$ . Vreme počinjemo da merimo od trenutka zavođenja kočenja a završavamo u trenutku  $t_z$  kada je  $v(t_z) = 0$ . Zaustavni put se određuje integracijom brzine:

$$s_z = \int_{t=0}^{t=t_z} v(t) dt$$

Ovako opisan metod određivanja pogodan je kad koristimo odgovarajuće softverske pakete na primer MATLAB.

Ocena zaustavnog puta se može dobiti izjednačavajući kinetičku energiju voza u trenutku zavođenja kočenja sa radom sila kočenja do zaustavljanja voza. Sledeći izraz dobijen je primenom ovakvog pristupa:

$$1000 \frac{G(1 + \epsilon)v_k^2}{2g} = s_z (f_{ot}G + \frac{P_k}{\eta v_{sr}}) \quad (2.44)$$

U izrazu 2.44  $v_{sr}$  oznacava srednju brzinu tokom kočenja koja iznosi  $v_{sr} = 0.67v_k$ .



Kada je potrebno održavati stalnu brzinu  $v_{ko}$  prilikom spuštanja niz nagib snaga kočenja je data sledećim izrazom:

$$P_k = \eta(i - f_{ot})Gv_{ko} \quad (2.45)$$

U izrazima (2.44) i (2.45) jedinice za upotrebljene veličine su:

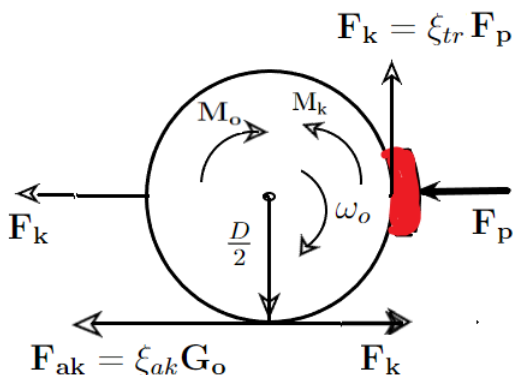
$$G[kN]; \quad v_k[\frac{m}{s}]; \quad f_{ot}[\frac{N}{kN}]; \quad P_k[W]; \quad s_z[m]$$

Proces kočenja primenom električne kočnice započinje kada vučni motori prelaze u generatorski režim transformišući kinetičku energiju voza u električnu energiju koja se dalje procesira i vraća u mrežu ili se pretvara u toplotu u specijalnim kočnim otpornicima. Međutim ovom vrstom kočenja nije moguće zaustaviti voz što uslovljava da je svaki voz opremljen nekom vrstom frikcione kočnice sa upravljivom silom kočenja koja se primenjuje kao dodatak električnoj kočnici, ali koja može delovati nezavisno od električne kočnice pri svim brzinama uključujući sposobnost da zaustavi voz i da ga drži u stanju mirovanja. Upravljanje silom pritiska frikcionih elemenata kočnice je u stvari vezano za upravljanje pritiskom u pneumatskom delu kočionog sistema koje dovodi do realizacije sile pritiska kočnih elementa na obrtne delove, točkove ili osovine vagona i lokomotive.

Analiziraćemo ukratko principe kočenja gde su frikcionni elementi kočne papuče koje u procesu kočenja deluju na obode točkova silom upravljivog intenziteta  $F_p$ . Ako je koeficijent trenja oboda točka i kočne papuče  $\xi_{tr}$  tada je intenzitet sile kočenja  $F_k = \xi_{tr}F_p$ . Kočna sila uslovljava pojavu kočnog momenta  $M_k$ , koji se može razložiti na dejstvo sprega sila  $F_k$  na rastojanju  $\frac{D}{2}$  kao što je prikazano na slici (2.17). Sila adhezije na dodiru točka i šine pri kočenju  $F_{ak}$  je suprotnog smera od sile  $F_k$ . Uslov da se prilikom kočenja točak obrće, a ne kliza po šini, je određen nejednakošću (2.46),

$$F_{ak} \geq F_k \quad (2.46)$$

Znak jednakosti u izrazu (2.46) određuje intenzitet maksimalne sile kočenja koja se može primeniti a da ne dođe do klizanja točka po šini.



Slika 2.17

Maksimalna sila pritiska frikcionih elemenata- kočnih papuča je:

$$F_p = \frac{\xi_{ak}}{\xi_{tr}} G_o = \delta G_o$$

Bezdimenzioni faktor  $\delta$  definiše koeficijent pritiska frikcionih kočnih elemenata na osovinu u procesu kočenja. Empirijske vrednosti koeficijenta  $\delta$  su date u sledećoj tabeli

Tip vozila	koeficijent $\delta$
Teretna kola	0.6-0.7
Putnička kola	0.7-0.9
El.lokomotiva	0.5

Intenzitet ukupne sile kočenja  $\sum F_k$  dejstvom frikcionih elemenata na vozu može se odrediti na sledeći način:

$$\sum F_k = \xi_{tr} \delta \sum G_o$$

Gde  $\sum G_o$  predstavlja ukupan osovinski pritisak svih kočnih osovina. Svedena sila kočenja  $\sum f_k$  je:

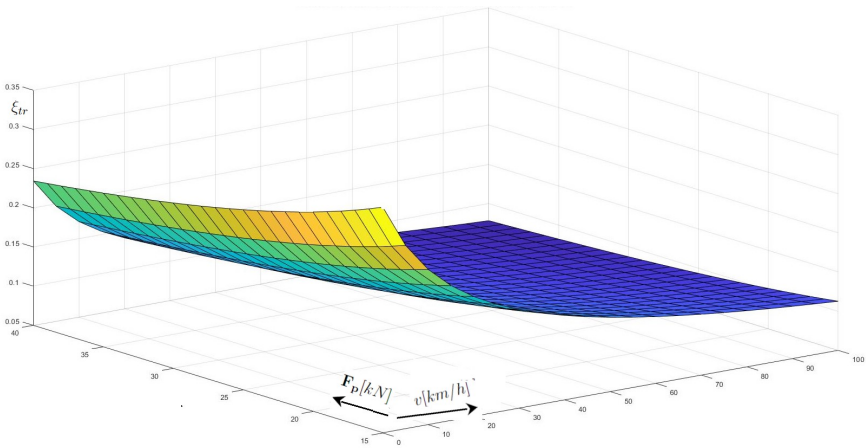
$$\sum f_k = 1000 \frac{\sum F_k}{G} = 10 \xi_{tr} \delta \left( \frac{\sum G_o}{G} 100 \right) = 10 \xi_{tr} \delta p_k \quad \left[ \frac{N}{kN} \right] \quad (2.47)$$

U izrazu (2.47) definisana je veličina  $p_k$ , u praksi poznata kao procenat kočenja, odnosno procentualna vrednost količnika ukupne sile pritiska svih kočnih osovina  $\sum G_o$  i težine kompozicije  $G = G_L + G_v$ . Za koeficijent

trenja  $\xi_{tr}$  postoje brojne empirijske formule koje se najčešće nazivaju po autoru. Na primer za papuče od sivog liva, funkcionalnu zavisnost koeficijenta trenja od sile pritiska kočione papuče i brzine je data sledećom formulom:

$$\xi_{tr} = 0.6 \left( \frac{1.6F_p[kN] + 100}{8F_p[kN] + 100} \right) \left( \frac{v[km/h] + 100}{5v[km/h] + 100} \right) \quad (2.48)$$

Kad je sila  $\mathbf{F}_p$  konstantna najveća vrednost  $\xi_{tr}$  ima se pri brzini  $v = 0[km/h]$ . Zavisnost  $\xi_{tr}(\mathbf{F}_p, v)$  (2.48) prikazana je na slici (2.18).



Slika 2.18

## Računski primer

Odrediti karakteristične vrednosti  $F - v$  dijagrama za lokomotivu koja se koristi za vuču putničkih i teretnih vozova sa sledećim podacima:

### 1. Međugradski putnički voz

- Masa voza sa lokomotivom  $m_1 = 500t$
- Broj kola u sastavu voza bez lokomotive  $n_v = 12$
- Brzina  $v_1 = 200 \frac{km}{h}$
- Uspon na trasi  $i_1 = 5\text{‰}$
- $k_s S_e = 1.5m^2$

### 2. Ekspresni teretni voz stalnog sastava

- Masa sa lokomotivom  $m_2 = 1800t$

- Brzina  $v_2 = 110 \frac{km}{h}$
- Uspon na trasi  $i_2 = 8\%$

### 3. Teretni voz mešovitog sastava

- Masa sa lokomotivom  $m_3 = 1600t$
- Brzina  $v_3 = 80 \frac{km}{h}$
- Uspon na trasi  $i_3 = 14\%$

Potrebno je stalne otpore vuče u prvom slučaju računati polazeći od formule (2.16) Za teretnu vuču potrebno je koristiti sledeće forme Štralovih izraza za relativne vrednosti stalnih otpora:

$$f_{2ok} = 1.2 + 0,0002v^2 \left[ \frac{N}{kN} \right]$$

$$f_{3ok} = 1.6 + 0.0002v^2 \left[ \frac{N}{kN} \right]$$

## Rešenje

Težine vozova u navedenim slučajevima su:

$$G_1 = m_1g = 4905[kN] \quad G_2 = m_2g = 17650[kN] \quad G_3 = m_3g = 15696[kN]$$

Ukupni relativni otpori vuče prema postavci zadatka su :

$$f_{v1} = 1 + 0.0025v_1 + 4.8 \frac{n_v + 1 + 2.7}{G_1} k_s S_e \left( \frac{v_1 + 15}{10} \right)^2 + i_1 = 17.15 \left[ \frac{N}{kN} \right]$$

$$f_{v2} = 1.2 + 0,0002v_2^2 + i_2 = 11.62 \left[ \frac{N}{kN} \right]$$

$$f_{v3} = 1.6 + 0.0002v_3^2 + i_3 = 17.51 \left[ \frac{N}{kN} \right]$$

Pri vuči sa konstantnom brzinom vučna sila je jednaka otporima vuče. U navedenim slučajevima se dobijaju sledeće vrednosti:

$$F_{v1} = G_1 f_{v1} = 84.1[kN] \quad F_{v2} = G_2 f_{v2} = 205.2[kN] \quad F_{v3} = G_3 f_{v3} = 274.8[kN]$$

Na osnovu dobijenih vrednosti za vučne sile biramo  $F_{v3}$  za nominalnu vrednost vučne sile  $F_{vn} = 275[kN] \approx 274,8[kN]$ .

Nominalna snaga se dobija kao  $\max[F_{v1}v_1, F_{v2}v_2, F_{v3}v_3] = 6.27[MW]$ .

Bazna brzina predstavlja količnik između nominalne snage i nominalne vučne sile:

$$v_b = 3600 \frac{P_n}{F_n} = 82 \left[ \frac{km}{h} \right] \quad P_n[MW] \quad F_n[kN]$$

Ovim su određene konture  $F - v$  dijagrama. Dobijene rezultate potrebno je uporediti i analizirati u odnosu na adhezijska ograničenja vučne sile. Pretpostavimo da navedene zahteve može ispuniti lokomotiva tipa  $B'_oB'_o$  težine  $G_L = 840[kN]$ .

Primenom izraza (2.36) nalazi se :

$$F_a(v) = G_L \left( \frac{7.5}{v + 44} + 0.161 \right)$$

$$F_a(v = 0) = 278.4[kN] > F_n$$

$$F_v(v = 200) = 3600 \frac{Pn}{v} = 112.85[kN]$$

$$F_a(v = 200) = 161[kN] > 112.85[kN] = F_v(v = 200)$$

Što znači da je nejednakost (2.38) ispunjena kako pri polasku tako i pri maksimalnoj brzini.