

DRUMSKA MOTORNA VOZILA

Radna verzija



MILOSAV ĐORĐEVIĆ

Kragujevac, 2011

Predgovor

Ovaj materijal predstavlja radnu verziju buduće knjige „Drumska motorna vozila“. Knjiga je prvenstveno namenjena studentima koji se obrazuju za inženjere mašinske i saobraćajne struke, kao i studentima drugih obrazovnih profila, koji u okviru svojih studijskih programa izučavaju drumska motorna vozila ili neke od oblasti povezane sa automobilima.

U vreme kada sam pisao ovu knjigu bio sam svestan objektivne privredne situacije u Srbiji. Na osnovu svog dugogodišnjeg iskustva stečenog radom u automobilskoj industriji, na poslovima koji su zahtevali promišljanje i strateško predviđanje, kao i na osnovu saznanja stečenih bavljenjem naučno-istraživačkim radom, procenio sam da su u današnje vreme, ali i u narednim godinama potrebna inženjerska znanja koja nisu isključivo okrenuta razvoju vozila. Iz tih razloga, nastojao sam da knjiga pruži neophodna teorijska znanja o drumskim vozilima, ali i da omogući brzu primenu sasvim praktičnih znanja i nastavak obrazovanja u širokim i multidisciplinarnim oblastima kakave su automobilska industrija i drumski saobraćaj.

Svestan sam da u knjizi ima grešaka, kao i u svakom radnom materijalu, ali one nisu suštinske pa ću ih vremenom ispraviti. Knjiga će biti dalje proširivana i modifikovana u skladu sa planovima studijskih programa, potrebama budućih stručnjaka i u skladu sa ravojem nauke i tehnologije u oblasti drumskih motornih vozila.

Autor

SADRŽAJ

UVOD	8
1. ISTORIJSKI RAZVOJ DRUMSKIH MOTORNIH VOZILA	10
1.1 Počeci razvoja drumskih motornih vozila	10
1.1.1 Počeci razvoja kamiona	12
1.1.2 Počeci razvoja autobusa	12
1.2 Evolucija drumskih motornih vozila	12
2. DEFINICIJE VOZILA I PODELE	16
2.1 Klasifikacija drumskih motornih vozila prema SRPS	16
2.2 Podela vozila prema Zakonu o bezbednosti saobraćaja na putevima	22
2.3 Klasifikacija i označavanje vozila prema broju osovina i pogonskih točkova	25
2.4 Podela vozila prema Pravilniku Evropske unije	29
3. POGONSKI AGREGATI	31
3.1 Toplotni motori sa unutrašnjim sagorevanjem	31
3.1.1 Klipni motor sa aksijalnim klipovima (klipni motori SUS)	31
3.1.2 Klipni motori sa rotacionim klipovima (Vankelov motor)	32
3.1.3 Gasna turbina	33
3.2 Toplotni motori sa spoljašnjim sagorevanjem (Stirlig motor)	36
3.3 Elektro motori	37
3.3.1 Baterijski elektro pogon	37
3.3.2 Elektro motori sa gorivim ćelijama	38
3.4 Hibridni pogoni	40
3.4.1 Hibridno električno vozilo (HEV)	40
3.4.2 Plug-in hibridno električno vozilo (PHEV)	41
4. KOTRLJANJE TOČKA AUTOMOBILA	42
4.1 Osnovni pojmovi	42
4.2 Mehanika kotrljanja točka	43
4.2.1 Kotrljanje gonjenog točka	43
4.2.2 Kotrljanje pogonskog točka	45
4.2.3 Kotrljanje kočenog točka	46
4.2.4 Koeficijent otpora kotrljanju	47
4.2.5 Koeficijent priranja	50

5.	RASPODELA TEŽINE I POLOŽAJ TEŽIŠTA	53
5.1	Raspodela težina	53
5.2	Određivanje koordinata težišta	55
6.	SILE OTPORA PRI KRETANJU AUTOMOBILA	57
6.1	Sila otpora pri kotrljanju	58
6.2	Sila otpora vazduha	58
6.3	Sila otpora kretanja na usponu	62
6.4	Otpor kretanju prikolice	64
6.5	Otpor inercionih sila	64
7.	DINAMČKE REAKCIJE TLA	66
7.1	Najveće vučne sile na točkovima i reakcije tla	68
7.1.1	Pogon zadnjim točkovima	68
7.1.2	Pogon prednjim točkovima	68
7.1.3	Pogon na sva četiri točka	69
7.2	Granične vrednosti kretanja	69
7.2.1	Maksimalna vrednost uspona	69
7.2.1.1	Pogon zadnjim točkovima	69
7.2.1.2	Pogon prednjim točkovima	70
7.2.1.3	Pogon svim točkovima	70
7.2.2	Maksimalna moguća brzina vozila	71
7.2.2.1	Pogon prednjim točkovima	71
7.2.2.2	Pogon zadnjim točkovima	71
7.2.2.3	Pogon svim točkovima	72
7.2.3	Maksimalno moguće ubrzanje	72
7.2.3.1	Pogon prednjim točkovima	72
7.2.3.2	Pogon zadnjim točkovima	72
7.2.3.3	Pogon svim točkovima	72
7.3	Spreg vozila (vučni voz)	73
7.4	Bočne reakcije tla	74
8.	VUČNO-DINAMIČKE KARAKTERISTIKE AUTOMOBILA	77
8.1	Karakteristike pogonskog motora	77
8.2	Prenošenje snage na pogonske točkove	78
8.2.1	Osnovni elementi transmisije	78
8.2.2	Mehanički stepen korisnosti transmisije	79
8.3	Vučni bilans automobila	80

8.4	Vučno-brzinska karakteristika automobila	81
8.5	Dinamička karakteristika vozila	83
8.5.1	Maksimalni uspon	85
8.5.2	Određivanje maksimalne brzine	86
8.5.3	Određivanje ubrzanja automobila	87
8.5.4	Određivanje vremena i puta ubrzanja	88
	8.5.4.1 Određivanje vremena ubrzanja	88
	8.5.4.2 Određivanje puta ubrzanja	90
8.5.5	Potrošnja goriva	90
8.6	Bilans snage automobila	91
8.7	Izbor prenosnog odnosa glavnog prenosnika	93
9.	KOČENJE AUTOMOBILA	96
9.1	Prethodna razmatranja	96
9.2	Maksimalne vrednosti sile kočenja	98
9.2.1	Kočenje samo prednjim točkovima	99
9.2.2	Kočenje samo zadnjim točkovima	99
9.2.3	Kočenje svim točkovima	99
9.3	Određivanje maksimalnog usporenja	100
9.4	Proces kočenja – vreme i put kočenja	102
9.4.1	Vreme kočenja	103
9.4.2	Put kočenja	103
9.5	Stvarni parametri procesa kočenja	104
9.5.1	Stvarno vreme kočenja	104
9.5.2	Stvarni put kočenja	107
10.	STABILNOST AUTOMOBILA	111
10.1	Podužna stabilnost	111
10.1.1	Prevratanje oko zadnje osovine	111
	10.1.1.1 Maksimalni uspona sa gledišta proklizavanja vozila	113
	10.1.1.2 Stabilnost vozila sa gledišta upravljivosti	114
10.1.2	Prevratanje vozila oko prednje osovine	115
10.2	Poprečna stabilnost vozila	117
10.2.1	Kretanje vozila na putu sa poprečnim nagibom	117
10.2.2	Prevratanje vozila na putu sa poprečnim nagibom	118
10.2.3	Proklizavanje vozila na putu sa poprečnim nagibom	118
10.2.4	Kretanje vozila na ravnom horizontalnom putu u krivini	118

10.2.5	Prevrtanje vozila na ravnom horizontalnom putu u krivini	119
10.2.6	Proklizavanje vozila na ravnom horizontalnom putu u krivini	120
10.2.7	Stabilnost vozila na bočni vetar	121
11.	UPRAVLJANJE AUTOMOBILOM	122
11.1	Zaokretanje automobila	122
11.2	Trapez upravljačkog mehanizma	124
11.3	Elementi stabilnosti upravljajućih točkova	128
11.4	Uticaoaj elastičnosti pneumatika na stabilnost vozila	134
11.5	Uticaoaj procesa kočenja na stabilnost vozila	134
12.	BEZBEDNOST AUTOMOBILA	136
12.1	Aktivna bezbednost automobila	136
12.1.1	Sistemi elektronske kontrole kretanja vozila	137
12.1.1.1	Sistem za onemogućavanje blokiranja točkova (ABS - Anti-lock Braking System)	137
12.1.1.2	Elektronska distribucija sile kočenja (EBD - Electronic Brake Force Distribution)	140
12.1.1.3	Elektronska kontrola kočenja u krivini (CBC - Cornering Brake Control)	141
12.1.1.4	Asistencija pri kočenju (BAS - Brake Assist System)	141
12.1.1.5	Sistem za regulaciju proklizavanja pogonskih točkova (ASR - Anti Slip Regulation)	142
12.1.1.6	Elektronski stabilizacijski program (ESP - Electronic Stability Program)	143
12.1.1.7	Aktivna kontrola vožnje (ACC - Active Cruise Control)	146
12.1.1.8	Sistem za kontrolu pritiska u pneumaticima (TPMS - Tyre Pressure Monitoring System)	146
12.1.1.9	Aktivna kontrola oslanjanja vozila	147
12.1.1.10	Sistem za povećanje vidljivosti pri noćnoj vožnji	148
12.1.2	Svetla i svetlosna signalizacija	149
12.1.3	Uređaji koji omogućavaju normalnu vidljivost	150
12.1.4	Vidno polje	150
12.1.5	Konfor putnika	152
12.1.6	Poteznica vozila	152
12.1.7	Dozvoljena masa prikolice	153
12.1.8	Raspored i položaj nožnih komandi	153
12.1.9	Ergonomske karakteristike vozila	154
12.1.10	Kočni uređaji	154

12.1.11	Točkovi	154
12.2	Pasivna bezbednost automobila	155
12.2.1	Karoserija vozila	155
12.2.2	Sedišta i nasloni za glavu	158
12.2.3	Sigurnosni pojasevi	158
12.2.4	Vazdušni jastuci (Air bags)	160
12.2.5	Delovi unutrašnjosti vozila	162
12.2.6	Delovi spoljašnosti vozila	162
12.3	Opšta bezbednost vozila (zaštita od neovlašćene upotrebe)	163
12.4	Bezbednost okruženja od ostalih uticaja vozila	163
12.4.1	Emisija izduvnih gasova	163
12.4.2	Buka	164
12.4.3	Iskorišćeni automobili	165
13.	LITERATURA	166

UVOD

Automobil je simbol proizvoda modernog društva, a automobilska industrija je jedna od najvećih u svetu. Poznato je da je automobil proizvod visoke složenosti, sastavljen od više hiljada delova, za čiju se proizvodnju koristi više stotina različitih tehnologija uz primenu mnogobrojnih različitih materijala. Sa druge strane, prema podacima Međunarodne organizacije proizvođača automobila OICA (Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles), ukupna proizvodnja drumskih motornih vozila u svetu, u 2010. godini iznosila je 77,857,705 jedinica [1]. Na osnovu raspoloživih podataka procenjeno je da je u svetu u 2010. godini u korišćenju bilo oko jedne milijarde automobila [2]. Masovna prisutnost ovako kompleksnog proizvoda u čovekovom okruženju ukazuje ne samo na značaj tog produkta, već i na trend kontinualnog razvoja saobraćaja i saobraćajnih sredstava. Jasno je, takođe, da je automobilska industrija pokretač razvoja nacionalnih privreda i integrator savremenih dostignuća iz oblasti tehnike, tehnologije i gotovo svih drugih naučnih disciplina. Iskustva i znanja stečena u istraživanjima vezanim za procese razvoja, proizvodnje i eksploatacije putničkih automobila sve više se apliciraju u drugim industrijama, podižući tako tehnološki nivo tih uređaja i procesa i povećavajući neprekidno kvalitet ljudskog života.

Trend neprekidnih promena kako u ljudskim potrebama tako i u potrebama okruženja nameću neophodnost visokog stepena integrisanosti vozila i okoline. Pri tome, integrisanost mora da bude usklađena sa načelima održivog razvoja, koja podrazumevaju očuvanje životne sredine i očuvanje prirodnih sirovinskih i energetske resursa i ekonomičnost u procesima proizvodnje i logistike. Ovako zahtevni ciljevi mogu se postići zahvaljujući intezivnom tehnološkom razvoju, koji podrazumeva da se na motornim vozilima u velikoj meri primenjuje elektronika, automatizacija i specijalni mikroprocesori. Na taj način postignuto je da motorna vozila, nekada tipično mašinski sistemi postanu složeni i multidisciplinarni tehnički sistemi.

Proizvođači motornih vozila suočeni su sa ključnim faktorima koji su u neprekidnoj interakciji: potrebe kupaca, zakonski propisi i raspoložive tehnologije. Ovde se pod potrebama kupaca podrazumevaju brojni elementi konkurentnosti: funkcionalnost, kvalitet, izgled, pouzdanost, ekonomičnost u eksploataciju, eksploataciono održavanje, cena i drugo. Termin „zakonski propisi“ označava set regulativa kojima se na teritoriji neke države ili grupe država definišu specifični zahtevi, najčešće u pogledu bezbednosti i ekologije. Treba imati u vidu da termin „kupac“ ne označava samo fizičko lice, što je po pravilu prva asocijacija, već su kupci i preduzeća (na primer: transportna, građevinska ...), kao i drugi korisnici motornih vozila.

Današnji stepen razvoja motornih vozila karakteriše se proizvodnjom vrlo širokog spektra različitih vrsta, tipova i kategorija vozila. Savremena vozila karakterišu se velikom složnošću mehanizama, koji se nalaze na njima. Na primenu visoko-tehnoloških rešenja najviše su uticali strogi zahtevi u oblastima bezbednosti, ekologije i kvaliteta, ali i nastojanja proizvođača da zadrže ili povećaju konkurentnost vozila. U budućnosti se očekuje dalji intenzivni razvoj motornih vozila uz maksimalno angažovanje stručnjaka različitih profila (mašinstvo, saobraćaj, elektronika, tehnologije materijala i procesa, elektrotehnika, primenjena umetnost, hemija, ekonomija, ekologija, itd).



Slika 0.1 – Drumska motorna vozila u saobraćaju

1. ISTORIJSKI RAZVOJ DRUMSKIH MOTORNIH VOZILA

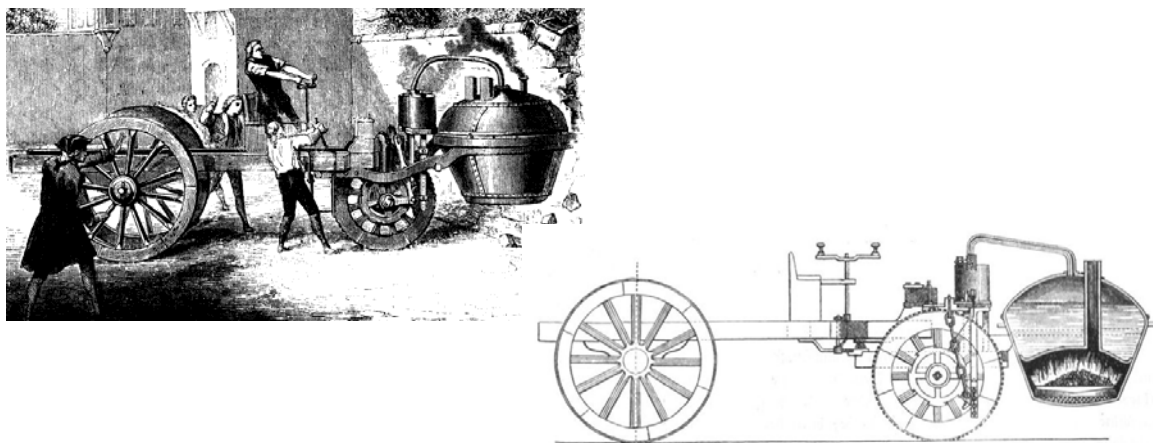
Drumska motorna vozila sa najmanje četiri točka nazivaju se "automobili", a namenjena su za prevoz tereta i/ili putnika i vršenje određenih radova. O definiciji i klasifikaciji drumskih motornih vozila biće još reči - sa većom preciznošću i tačnošću, a u ovom poglavlju, zbog pojednostavljenja, izraze „drumsko motorno vozilo“ i „automobil“ treba shvatiti kao sinonime.

Razvoj vozila, u opštem smislu reči vezuje direktno sa razvojem ljudske populacije, dakle bez tačno definisanog vremena nastanka ili početka njegovog korišćenja. Danas se smatra, pravo značenje pojma vozilo, kao transportno sredstvo, otpočinje otkrićem točka (sumerska kultura, oko 4000 god. pre Hrista). Može se inače slobodno smatrati da je točak jedno od najgenijalnijih otkrića ljudskog uma, s obzirom da je to jedini način kretanja koji ne postoji u prirodi, dakle čovek ga nije jednostavno mogao videti u prirodi i “preslikati”, tako da se sa pravom smatra otkrićem. Naime, kao “prirodni” vidovi kretanja živih bića u prirodu su: hodanje – trčanje (npr. konj), skakanje (kengur), puzanje (gliste) i klizanje (zmije), dok obrtanje odnosno kotrljanje (točak), kao vid kretanja, ne postoji u prirodi. Interesantno je napomenuti, a to je sasvim sigurno dokazano, da točak nije bio poznat na tlu Amerike i Australije u predkolumbijsko vreme [3]. Osim toga, moglo bi se čak reći da je automobil jedan od najveličanstvenijih ljudskih pronalazaka, kojim je čovek zadovoljio svoju iskonsku potrebu za slobodom i kretanjem.

Potrebe ljudske zajednice za transportom roba su se povećavale sa opšte društvenim i ekonomskim razvojem, a bile su uslovljene i ograničene vrstom i mogućnostima pogonske snage koja je u prvo vema bila ljudska, životinjska, a zatim primitivna a na kraju su se razvila vrlo savršena mehanička sredstva. Automobil je jedan od simbola modernog društva. Na neki način, sposobnost razvoja i proizvodnje automobila postaje jedan od nezvaničnih parametara tehnološke razvijenosti privrede neke zemlje.

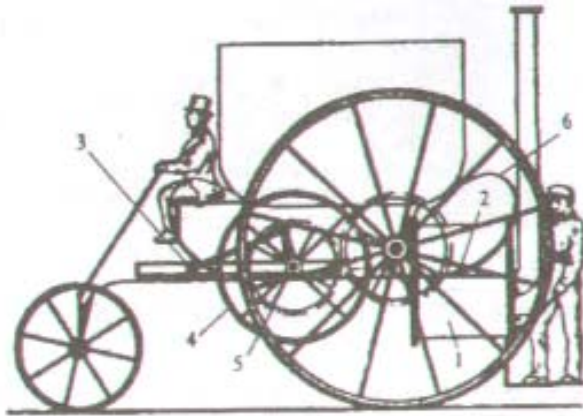
1.1 POČECI RAZVOJA DUMSKIH MOTORNIH VOZILA

Smatra se da istorija automobila kao samostalno pokretne mašine počinje u vreme Luja XV (1769 godina) kada je artiljerijski oficir i inženjer Nikola Žozef Kinjo (Nicolas Joseph Cugnot (725-1804) prvi u svetu konstruisao realno vozilo koje se pokretalo parnim cilindrom [4]



Slika 1.1 – Kinjoov tegljač iz 1769. godine

Englez Ričard Treviĉik (Richard Trevithick, 1771-1833) uspeo je da 1801. godine konstruiše, a zatim i da sa svojim partnerom Endrju Vivianom (Andrew Vivian) 1803. godine demonstrira u Londonu prvo drumsko vozilo na parni pogon (slika 1.2), poznato pod nazivom „London Steam Carriage" (Londonska parna kočija) [5].



TEHNIČKI PODACI:

Snaga: 2 kW (3 KS) na 50 min^{-1}
 Max. Brzina: 13 km/h
 Autonomija: 15 km
 Dužina: 4.905 mm
 Širina: 2.184 mm.
 Visina: 3.454 mm.
 Masa: 1.900 kg
 Prečnik pogonskog točka: 2,438 mm

1-kotao; 2-cilindar, 3-klipnjača, 4-zamajac, 5-zupčasti prenosnik, 6-"C" opruga

Slika 1.2. - Prvi „paromobil“ Ričarda Treviĉika iz 1801. godine

Nemaĉki inženjer Karl Friedrich Benz, (Karl Fridrih Benc) prvi je konstruisao i patentirao vozilo sa pogonom na benzin, odnosno automobil sa motorom sa unutrašnjim sagorevanjem, koji je patentirao 1886. godine (slika 1.3). Automobil je bio u proizvodnji do 1893. godine, kada ga je zamenio novi model sa četiri točka. Karl Benc je zajedno sa Bertom Benc (Bertha Benz) osnivaĉ proizvođaĉa automobila Mercedes-Benz [6].



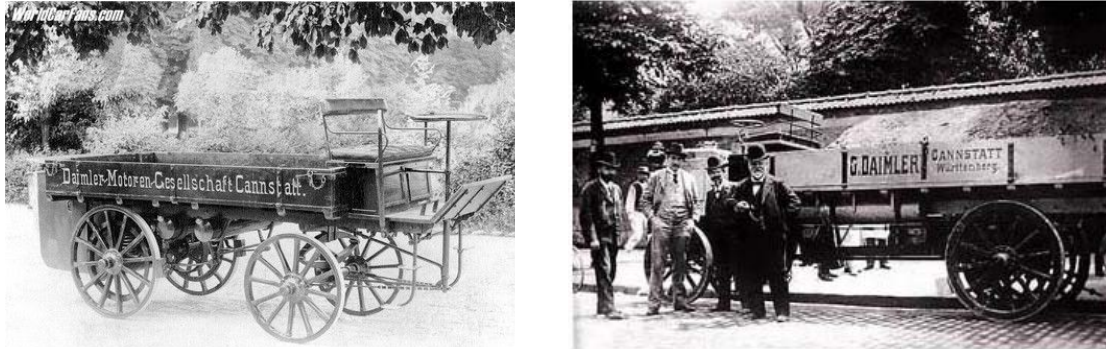
a) vozilo

b) pogonski agregat

Slika 1.3 – Bencov patent motornog vozila iz 1885. godine

1.1.1 Počeci razvoja kamiona

Prvi kamion sa motornim pogonom sagradio je nemački inženjer Gotleb Dajmler (Gottlieb Daimler) 1896. godine. Kamion je imao motor sa četiri konjske snage (slika 1.4). Dajmler je, takođe, prvi u svetu proizveo motocikl (1885. godine) i prvo taksi vozilo 1897. godine [7].



Slika 4 – Prvi kamion sa motornim pogonom (Daimler, 1896.)

1.1.2 Počeci razvoja autobusa

Razvoj autobusa (videti sliku 1.5) vezuje se za početak korišćenja utobusa koje su vukli konji (a – Gdanjsk, Poljska), koji su korišćeni od 1820. do 1830. godine, kada su ih zamenila vozila sa pogonom na paru (b – francuski parni autobus). Električni trolejbusi (c - "Elektromote", Berlin, Nemačka) ušli su u upotrebu od 1882. godine. Prvi autobusi pogonjeni motorima sa unutrašnjim pogonom primenjeni su 1895. godine.



a)

b)

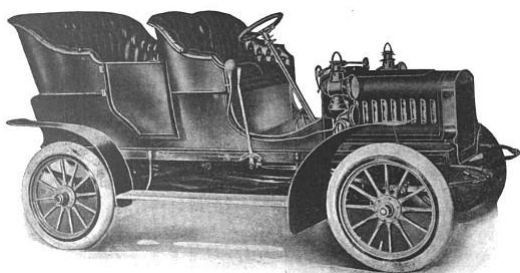
c)

Slika 1.5 – Prvi autobusi pogonjeni snagom konja, pare i električne energije

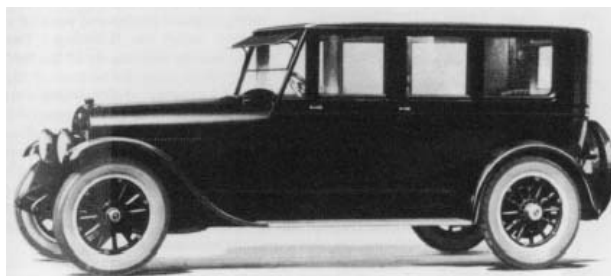
1.2 EVOLUCIJA DRUMSKIH MOTORNIM VOZILA

Od prvih patenata drumskih motornih vozila pa do danas napravljen je veliki tehničko-tehnološki napredak. Progres se odvijao u kontinuitetu, što je ilustrativno prikazano na slikama 1.6, 1.7 i 1.8. Očigledna je evolucija kako u konstruktivnim rešenjima tako i u koncepcijama i tehnologijama primenjenim u proizvodnji automobila, a sve u cilju prilagođavanja motornog vozila potrebama čoveka, odnosno promenama u ljudskim potrebama tokom vremena.

Što je automobil više prilagođavan potrebama čoveka, povećavao se i broj proizvedenih vozila. Omasovljenje proizvodnje omogućilo je sniženje troškova, pa je ovaj proizvod postajao dostupniji sve većem broju ljudi.



a)



b)



c)



d)



e)



f)



g)

- a) Auburn C - 1906.g
- b) Lincoln - 1922. g.
- c) Plymouth - 1942. g.
- d) FIAT 1100 - 1962. g.
- e) Renault 9 - 1982.g.
- f) Toyota Corolla - 2002.g.
- g) Audi A6 - 2012.g.

Slika 1.6: Evolucija putničkog automobila



b)



c)



d)



e)

- a) Ford TT – 1926.g.
- b) Chevy – 1946.g.
- c) Scania-Vabis – 1966.g.
- d) Volvo N12 - 1986.g
- e) Volvo FH16 - 2011.g.

Slika 1.7: Evolucija teretnog automobila



a)



b)



c)



d)



e)



f)

a) Gray's Harbor Automobile - 1902.g.
d) Comair Leyland RTC - 1965

b) Ford Gilford 1929.g.
e) Volvo 1986

c) Ford - 1942
f) MAN - 2011

Slika 1.8: Evolucija automobila za skupni prevoz putnika

2. DEFINICIJE VOZILA I PODELE

2.1 KLASIFIKACIJA DRUMSKIH MOTORNIH VOZILA PREMA SRPS

SRPS je oznaka za standarde i srodne dokumente koje donosi Institut za standardizaciju Srbije, to je skraćenica kojom počinju oznake ovih dokumenata.

Prema SRPS M.N0.001* pod opštim pojmom **vozila**, podrazumevaju se kopnena mobilna sredstva, sposobna da se kreću:

- drumovima (drumska vozila),
- šinama (šinska vozila),
- terenu (građevinske samohode mašine, mašine unutrašnjeg transporta)
- poljoprivredna vozila i mašine (traktori, kombajni i slična)
- borbena vozila (samohodni topovi, tenkovi, oklopni transporteri i slična)

Ova definicija istovremeno vrši podelu vozila prema tehničkim i eksploatacionim karakteristikama [3] .

Svrha drumskih vozila definiše njihovu konstrukciju, opremu i uređaje, te se shodno tome i unatar gore navedenih grupa i podgrupa mogu izvršiti dalje podele.

Podela drumskih vozila:

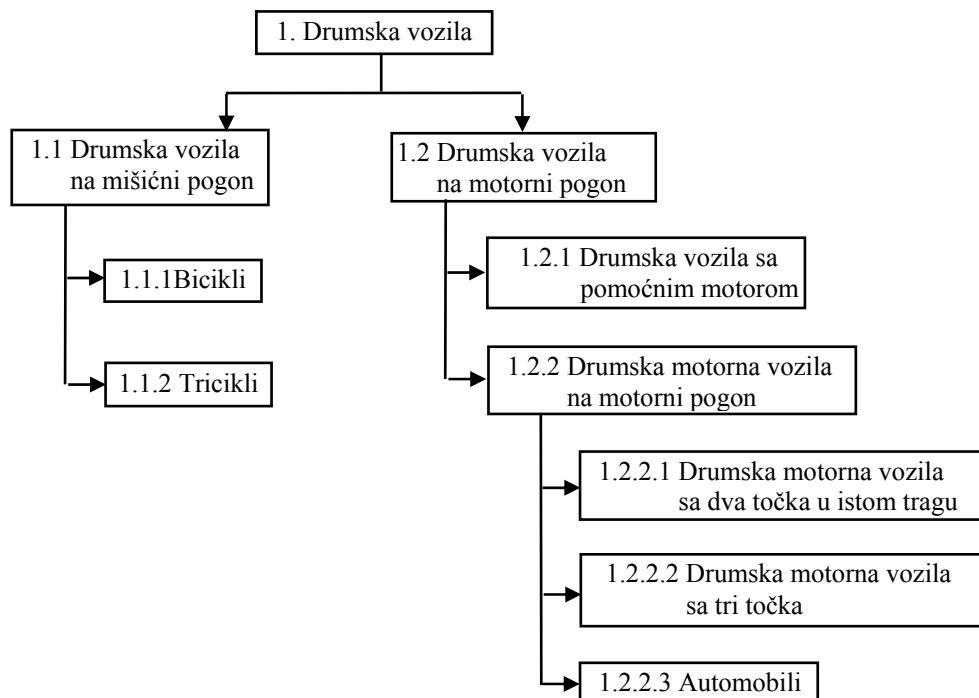
• **prema vrsti ostvarivanja pogona:**

- vozila na mišićni pogon
- vozila na motorni pogon, sa sledećim podgrupama:
 - vozila sa pomoćnim motorom
 - drumska motorna vozila
- priključna vozila, koja sadrže sledeće podgrupe:
 - prikolice
 - poluprikolice
- skupovi ili spregovi vozila (vučni vozovi)
- zaprežna vozila

• **prema nameni:**

- vozila za prevoz lica i/ili robe (putnički i teretni automobili, tegljači, autobusi)
- radna vozila
- specijalna vozila
- vozila unutrašnjeg transporta (na primer viljuškari, vozila prema posebnim namenama u unutrašnjem transportu)
- vojna vozila (borbena i ne borbena vozila)

Prema SRPS NO. 010 klasifikacija i definicije drumskih vozila zasnovane su na razlikama u konstrukciji i karakteristikama ovih vozila. Ove razlike opredeljuju vrste pogona, hodne sisteme, uređaje, opremu i nadgradnju u vezi sa namenom. Klasifikacija je ilustrovana šemom na slici 2.1.



Slika 2.1 – Šematski prikaz klasifikacije drumskih vozila

Automobili {1.2.2.3}*

Automobili su drumska motorna vozila sa najmanje četiri točka. Prema konstrukciji i nameni, a samim tim i po opremi namenjeni su za prevoz:

- tereta i/ili putnika (teretna, putnička ili kombinovana - kombi vozila)
- samo određenih tereta (specijalni automobili)
- za vršenje određenih radova (radni automobili)
- za vuču priključnih vozila (vučni automobili)

Prema načinu razvođenja pogona na točkove, dalje se ova podgrupa razvrstava u podvrste:

- automobili normalne prohodnosti sa pogonom tipa 4x2; 6x2; 6x4; 8x2; 8x4
- automobili povišene prohodnosti sa pogonom tipa 4x4; 6x6; 8x8, uobičajeno nazvani terenski automobili.

Svaka od gore navedenih grupa automobila može dalje da se podeli u podgrupe.







***Napomena:** broj u velikoj zagradi predstavlja šifru grupe, odnosno podgrupe iz standarda SRPS NO. 010

Automobili za prevoz putnika {1.2.2.3.1}




Ova vrsta vozila se dalje standardom razvrstava u podvrste. U ovu grupu vozila za prevoz putnika svrstavaju se i autobusi, kao posebna podgrupa (podgrupa 1.2.2.3.1.2), koji se pak dalje razvrstavaju u male, međugradske, turističke, specijalne autobuse, zglobne autobuse i trolejbuse.

Putnički automobil {1.2.2.3.1.1}

Putnički automobil je motorno vozilo koje je po konstrukciji i opremi namenjeno za transport najviše 9 lica uključujući i vozača i njegovog prtljaga. Prema obliku karoserije razvrstavaju se na otvorene i zavorene i na način kako je prikazano na slikama 2.2 i 2.3. Putnički automobil može da bude korišćen za vuču odgovarajuće prikolice u skladu sa važećim zakonskim propisima.

	Limuzina je automobil sa četvoro bočnih vrata i prtljažnim prostorom odvojenim od putničkog prostora
	Produžena limuzina je luksuzni automobil ili "salon" vozilo, sa značajno povećanim međuosovinskim rastojanjem od uobičajenog.
	Kupe je posebno stilizovana verzija automobila, sa dvoja bočna vrata i sa dva sedišta napred + dva sedišta pozadi za povremene putnike ili decu.
	Karavan je porodični automobil koga karakteriše (za tu klasu) uobičajena zapremina putničkog i velika zapremina prtljažnog prostora.
	Višenamenski zatvoreni putnički automobil namenjen kako kretanju po putevima, tako i po neravnim terenima.
	Specijalni zatvoreni putnički automobil namenjen na primer, za otrebe policije ili za prevoz bolesnika ili za druge specijalne namene.

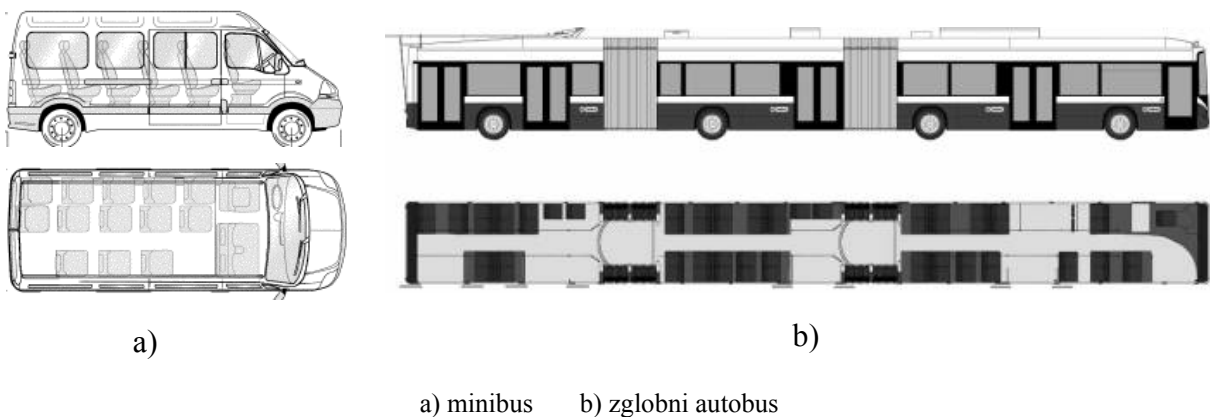
Slika 2.2 – Zatvoreni putnički automobili

	<p>Limuzina kabriolet je otvoreni putnički automobil čija je konstrukcija izvedena iz modela limuzina. Automobil je „otvoren“ jer postoji mogućnost spuštanja krova.</p>
	<p>Kupe kabriolet je putnički automobil čija je konstrukcija izvedena iz modela Kupe, tako što je ostvarena mogućnost „spuštanja“ krova</p>
	<p>Višenamensko otvoreno vozilo je putnički automobil namenjen za kretanje po putevima neravnim terenima, sa mogućnošću otvaranja (krov je od specijalnog platna koje se može spustiti).</p>

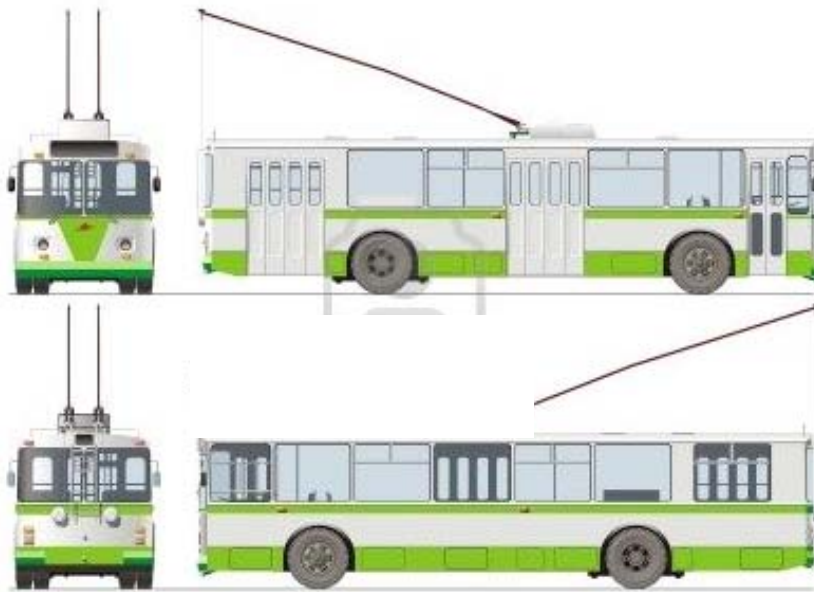
Slika 2.3 – Primeri otvorenih putničkih automobila

Automobili za skupni prevoz putnika {1.2.2.3.1.2}

To je automobil za prevoz putnika sa više od 9 sedišta uključujući i sedište vozača. Ovde razlikujemo mali autobus (minibus) sa najviše 17 sedišta uključujući i vozača, gradski autobus, međugradski autobus, turistički autobus specijalni autobus i trolejbus (videti slike 2.4 i 2.5). Ovoj grupi pripadaju i zglobni autobusi (gradski i prigradski) i zglobni trolejbusi.



Slika 2.4 – Primeri automobila za skupni prevoz putnika



Slika 2.5 – Primer trolejbusa

Automobili za prevoz tereta {1.2.2.3.3}

Ova vrsta vozila se dalje standardom razvrstava u podvrste prema obliku karoserije i vrsti tereta (otvoreni ili zatvoreni tovarni sanduk, furgon, platforma za kontejnere, damperi i slično...). Ukoliko je tovarni prostor namenjen prevozu određenih tereta takvi teretni automobili se nazivaju specijalnim automobilima (hladnjača, cisterna, mešalica za beton, odvoz smeća, automobil radionica i slično, videti sliku 2.6). Ova podgrupa vozila nije ograničena, s obzirom da su specijalni tereti takođe ne ograničeni po nameni.

Automobili za vuču priključnih vozila (tegljači) {1.2.2.3.4}

Ova podgrupa se dalje razvrstava u normalne tegljače opremljene vučnim sedlima za vuču poluprikolica (1.2.2.3.4.1) i specijalne tegljače (1.2.2.3.4.2), opremljene poteznicom i dodatim teretom radi povećanja adhezije sile, namenjenih vuči velikih i vangabaritnih tereta.



a) hladnjača



b) Skup tegljača sa specijalnom poluprikolicom - cisternom

Slika 2.6 - Primeri automobila za prevoz tereta i vuču priključnih vozila

Automobili za vršenje rada {1.2.2.3.5}

Ova grupa vozila obuhvata automobile specijalne konstrukcije koja ima specijalnu opremu i /ili uređaje za vršenje određenog rada (automobil dizalica, vatrogasna vozila, automobili cisterne za pranje ulica, automobil čistač snega, kompresorski ili elektro agregati i slična). Ova grupa vozila nije ograničena s obzirom da su specijalni uređaji i oprema na vozilima ne ograničeni po nameni. Shodno standardu SRPS M.NO.010 svaka grupa i podgrupe vozila imaju svoj poseban klasifikacioni broj.

Drumska priključna vozila {1.3}

Ovom podvrstom su obuhvaćena drumska vozila bez motornog pogona, koja su po konstrukciji uređajima i opremi sposobna da se priključe za vučno vozilo i namenjena su prevozu lica i/ili tereta ili vršenju određenog rada. Podela ove vrste vozila je mnogobrojna s obzirom da je konstrukcija istih, uređaji i oprema koja se može nalaziti na njima neograničena, na primer:

Prikolice {1.3.1}

Prikolice, sa jednom, dve ili više osovina, konstruisana tako da samo delom svoje mase opterećuju vučno vozilo. Ova vrsta vozila se dalje razvrstava u podvrste prikolica putničkih i prikolice teretnih automobila, autobusa, specijalne prikolice za prevoz tereta i prikolice za vršenje rada.

Poluprikolice {1.3.2}

Poluprikolice, kojima se podrazumevaju vozila sa jednom, dve ili više zadnjih osovina (dakle bez prednje- upravljajuće osovine) i sa više tragova, konstruisana tako da samo svojim prednjim delom opterećuju vučno vozilo posredstvom specijalnog vučnog sedla, preko koga se znatan deo mase poluprikolice prenosi na vučno vozilo - tegljač. Ova vrsta vozila se dalje razvrstava u poluprikolice putničkih i teretnih automobila, specijalne poluprikolice za prevoz tereta i poluprikolice za vršenje rada.

Specijalna priključna vozila {1.3.3}

Specijalna priključna vozila, koja obuhvataju prikolice i poluprikolice specijalne konstrukcije, namenjena specijalnim transportnim namenama (niskonoseće platforme, spratne platforme. U ovu podvrstu razvrstavaju se i traktorske jednoosovinske prikolice, mada to nije decidirano navedeno standardom.

Drumski skupovi (spregovi) vozila {1.4}

Drumski skupovi (spregovi) vozila, koja podrazumevaju sastav motornog i priključnog vozila, koji u saobraćaju na putevima učestvuju kao jedna celina (spreg motocikla sa prikolicom, spreg putničkog automobila i lake prikolice, skup autobusa (spreg autobusa i autobuske

prikolice koja prevozi putnike ili teret), skup teretnog automobila (spreg teretnog automobila i prikolice), skup tegljača (spreg vučnog vozila i poluprikolice klasične i specijalne namene)



Slika 2.7 - Teretni automobil sa prikolicom



Slika 2.8 - Skup turističkog autobusa i putničke prikolice

Drumska zaprežna vozila {1.5}

Ova vrsta vozila podrazumeva skup zaprežne životinje i zaprežnog vozila sa jednom ili dve osovine, namenjeno prevozu lica i/ili tereta.

2.2 PODELA VOZILA PREMA ZAKONU O BEZBEDNOSTI SAOBRAĆAJA NA PUTEVIMA

Zakonom o bezbednosti saobraćaja na putevima definisano je značenje izraza, kako je dalje navedeno [8]. Takođe, istim Zakonom predviđeno je da bližu podelu motornih i priključnih vozila propisuje ministar nadležan za poslove saobraćaja, što je učinjeno donošenjem Pravilnika o podeli motornih i priključnih vozila i tehničkim uslovima za vozila u saobraćaju na putevima. Ovim Pravilnikom propisana je podela motornih i priključnih vozila, uslovi koje moraju da ispunjavaju vozila u saobraćaju na putu u pogledu dimenzija, tehničkih uslova i uređaja, sklopova i opreme i tehničkih normativa, kao i način, vreme posedovanja i korišćenja zimske opreme na vozilu u saobraćaju na putevima [9].

Prema navedenom Zakonu, pojmovi imaju sledeća značenja:

Motorno vozilo je vozilo koje se pokreće snagom sopstvenog motora, koje je po konstrukciji, uređajima, sklopovima i opremi namenjeno i osposobljeno za prevoz lica, odnosno stvari, za obavljanje radova, odnosno za vuču priključnog vozila, osim šinskih vozila.

Dalja podela je prema vrsti, tako da se sva motorna vozila dele na:

Moped je motorno vozilo sa dva točka čija najveća konstruktivna brzina, bez obzira na način prenosa, ne prelazi 45 km/h, pri čemu radna zapremina motora, kada vozilo ima motor sa unutrašnjim sagorevanjem ne prelazi 50 cm³, ili sa motorom čija najveća trajna nominalna snaga ne prelazi 4 kW kada vozilo ima električni pogon,

Laki tricikl je motorno vozilo sa tri točka čija najveća konstruktivna brzina, bez obzira na način prenosa, ne prelazi 45 km/h, pri čemu radna zapremina motora, kada vozilo ima motor sa unutrašnjim sagorevanjem sa pogonom na benzin, ne prelazi 50 cm³, ili čija najveća efektivna snaga motora ne prelazi 4 kW kada vozilo ima motor sa unutrašnjim sagorevanjem sa drugom vrstom pogonskog goriva ili čija najveća trajna nominalna snaga motora ne prelazi 4 kW kada vozilo ima električni pogon.

Motocikl je motorno vozilo sa dva točka ili sa tri točka asimetrično raspoređena u odnosu na srednju podužnu ravan vozila (motocikl sa bočnim sedištem), čija najveća konstruktivna brzina, bez obzira na način prenosa, prelazi 45 km/h, ili sa motorom čija radna zapremina motora kada vozilo ima motor sa unutrašnjim sagorevanjem prelazi 50 cm³, ili sa motorom čija najveća trajna nominalna snaga prelazi 4 kW kada vozilo ima električni pogon,

Teški tricikl je motorno vozilo sa tri točka, simetrično raspoređenih u odnosu na srednju podužnu ravan vozila, čija najveća konstruktivna brzina, bez obzira na način prenosa, prelazi 45 km/h, ili sa motorom čija radna zapremina motora kada vozilo ima motor sa unutrašnjim sagorevanjem sa pogonom na benzin prelazi 50 cm³, ili čija najveća efektivna snaga motora prelazi 4 kW kada vozilo ima motor sa unutrašnjim sagorevanjem sa drugom vrstom pogonskog goriva ili čija najveća trajna nominalna snaga motora prelazi 4 kW kada vozilo ima električni pogon,

Laki četvorocikl je motorno vozilo sa četiri točka, čija masa ne prelazi 350 kg, što ne uključuje masu baterija vozila sa električnim pogonom, čija najveća konstruktivna brzina, bez obzira na način prenosa, ne prelazi 45 km/h, pri čemu radna zapremina motora, kada vozilo ima motor sa unutrašnjim sagorevanjem sa pogonom na benzin, ne prelazi 50 cm³, ili čija najveća efektivna snaga motora ne prelazi 4 kW kada vozilo ima motor sa unutrašnjim sagorevanjem sa drugom vrstom pogonskog goriva ili čija najveća trajna nominalna snaga motora ne prelazi 4 kW kada vozilo ima električni pogon.

Teški četvorocikl je motorno vozilo sa četiri točka, osim lakog četvorocikla, čija masa ne prelazi 400 kg, odnosno 550 kg za teretna vozila, što ne uključuje masu baterija vozila sa električnim pogonom, i čija najveća efektivna snaga, odnosno najveća trajna nominalna snaga motora ne prelazi 15 kW

Vozilo za prevoz putnika je motorno vozilo prvenstveno namenjeno za prevoz lica, čija je masa veća od 400 kg, i čija najveća efektivna snaga, odnosno najveća trajna nominalna snaga motora je veća od 15 kW.

Putničko vozilo je vozilo za prevoz putnika koje ima najviše devet mesta za sedenje uključujući i mesto za sedenje vozača.

Autobus je vozilo za prevoz putnika koje ima više od devet mesta za sedenje uključujući i mesto za sedenje vozača.

Trolejbus je autobus koji se preko provodnika napaja električnom energijom.

Teretno vozilo je motorno vozilo sa najmanje četiri točka, koje je namenjeno za prevoz tereta, odnosno vršenje rada na način da se vozilom ne može prevoziti nikakav drugi teret, odnosno vuču priključnih vozila, čija je masa veća od 550 kg, i čija najveća efektivna snaga, odnosno najveća trajna nominalna snaga motora je veća od 15 kW.

Skup vozila je sastav vučnog vozila i priključnog, odnosno priključnih vozila, koji u saobraćaju na putu učestvuje kao jedna celina.

Turistički voz je skup vozila koji čine vučno vozilo i priključna vozila, namenjen za prevoz putnika u parkovima, hotelsko-turističkim i sličnim naseljima, na površini na kojoj se ne obavlja saobraćaj i putu na kome se saobraćaj obavlja u turističke svrhe i čija najveća konstruktivna brzina kretanja ne prelazi 25 km/h.

Radna mašina je motorno vozilo koje je prvenstveno namenjeno za izvođenje određenih radova (kombajn, valjak, grejder, utovarivač, rovokopač, buldožer, viljuškar i sl.) i čija najveća konstruktivna brzina kretanja ne prelazi 45 km/h.

Traktor je motorno vozilo koje ima najmanje dve osovine i koje je prvenstveno namenjeno za vučenje, guranje, nošenje ili pogon izmenjivih priključaka za izvođenje prvenstveno poljoprivrednih, šumskih ili drugih radova i za vuču priključnih vozila za traktor,

Motokultivator je motorno vozilo koje se sastoji iz pogonskoupravljačkog i tovarnog dela, koji su konstruktivno razdvojeni, a u saobraćaju na putu učestvuju isključivo kao jedna celina, čiji pogonski deo prema konstrukciji, uređajima, sklopovima i opremi je namenjen i osposobljen za guranje, vučenje, nošenje ili pogon izmenljivih priključaka za izvođenje poljoprivrednih radova, čija najveća konstrukcijska brzina nije veća od 30 km/h i čija snaga motora nije veća od 12 kW.

Priključno vozilo je vozilo koje je po konstrukciji, uređajima, sklopovima i opremi namenjeno i osposobljeno da bude vučeno od drugog vozila, a služi za prevoz putnika, odnosno stvari, odnosno za obavljanje radova.

Priključno vozilo za traktor je priključno vozilo koje je namenjeno da bude vučeno isključivo od strane traktora.

Priključak za izvođenje radova je izmenljivo oruđe koje služi obavljanju poljoprivrednih, šumskih ili drugih radova, i koje se u svrhu izvođenja radova postavlja ili priključuje na motorno vozilo.

Vojno vozilo je svako borbena i neborbena vozilo i drugo vozilo koje je registrovano po posebnim propisima ministarstva nadležnog za poslove odbrane, kao i svako drugo propisno obeleženo vozilo dok se, po osnovu izvršavanja materijalne obaveze, nalazi na korišćenju u jedinicama i ustanovama ministarstva nadležnog za poslove odbrane i Vojske Srbije.

2.3 KLASIFIKACIJA I OZNAČAVANJE VOZILA PREMA BROJU OSOVINA I POGONSKIH TOČKOVA

Podela vozila prema broju osovina u principu vrši se kod terenskih, teretnih automobila i automobila specijalne namene. Međutim kod putničkih automobila, uobičajena konstrukcija je sa jednom upravljajućom osovinom i jednom zadnjom osovinom, bez obzira da li je prednja ili zadnja osovina pogonska.

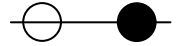
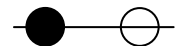
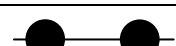
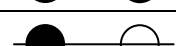
Standard SRPS M N0.010 posebno ne definiše način razvođenja pogona na točkove, te se stoga u praksi radi bližeg objašnjenja svrhe i namene putničkih i teretnih automobila podela vrši sa aspekta prohodnosti. Ova vrsta vozila se razvrstava u podvrste: dvoosovinska, troosovinska, četvoroosovinska i višeosovinska vozila. Takođe i sa aspekta prohodnosti vozila, odnosno mogućnosti savlađivanja terena, automobili se dele na sledeći način [3]:

- automobili normalne prohodnosti sa pogonom tipa 4x2; 6x2; 6x4; 8x2; 8x4
- automobili povišene prohodnosti sa pogonom tipa 4x4; 6x6; 8x8, koji se uobičajeno nazivaju terenski automobili.

U tabeli 2.1 prikazan je razmeštaj osovina i pogona za dvoosovinska vozila, u tabeli 2.2 za troosovinska vozila, a u tabeli 2.3 za četvoroosovinska vozila. Tabela 2.4 prikazuje razmeštaj osovina i pogona specijalnih i dizaličnih vozila, tabela 2.5 konstruktivna rešenja razmeštaja slogova kod višeosovinskih vozila, dok je u tabeli 2.6 dat razmeštaj osovina specijalnih samohodnih vozila i prikolica.

U navedenim tabelama, u koloni "Pogonski tip točkova" prvi broj označava ukupan broj točkova vozila a drugi broj predstavlja broj pogonskih točkova, pri čemu se udvojeni točkovi ne računaju kao posebni, već samo kao točak povećane nosivosti. Tako na primer oznaka 6 x 4 predstavlja automobil sa ukupno 6 točkova (najčešće jedna prednja - upravljajuća osovina i dve zadnje osovine), kod koga su svi zadnji točkovi pogonski.

Tabela 2.1 - Dvoosovinska vozila razmeštaj osovina i pogona

Raspored osovina	Pogonski tip točkova	Formula upravljajućih osovina	Formula rasporeda pogona	Namena i prohodnost
	4 x 2	1 – 0	02	Vozila normalne prohodnosti
	4 x 2	1 – 0	10	Vozila normalne prohodnosti
	4 x 4	1 – 0	12	Vozila povišene i visoke prohodnosti
	4 x 2	0 – 1	10	Sporohodna vozila i vozila unutrašnjeg transporta



Slika 2.9 Teretni dvoosovinski automobil visoke prohodnosti

Tabela 2.2 Troosovinska vozila - razmeštaj osovina i pogona

Raspored osovina	Pogonski tip točkova	Raspored osovina	Formula upravljajućih osovina	Formula rasporeda pogona	Namena i prohodnost
	6 x 4	1 - 2	1 - 00	023	Vozila normalne i povišene prohodnosti
	6 x 2	1 - 2	1 - 00	020	Vozila normalne prohodnosti
	6 x 6	1 - 2	1 - 00	023	Vozila visoke prohodnosti
	6 x 6	1 - 1 - 1	1 - 2 - 0	123	Vozila visoke prohodnosti
	6 x 6	1 - 1 - 1	1 - 0 - 3	123	Vozila visoke prohodnosti
	6 x 6	2 - 1	12 - 0	123	Vozila specijalne namene



Slika 2.10 - Teretni troosovinski automobil visoke prohodnosti



Slika 2.11 - Terenski višenamenski troosovinski automobil visoke prohodnosti

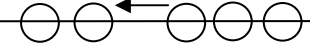
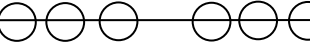
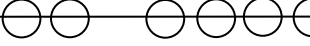
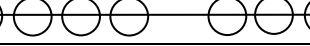
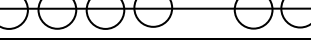
Tabela 2.3 - Četvoroosovinska vozila - razmeštaj osovina i pogona

Raspored osovina	Pogonski tip točkova	Raspored osovina	Formula upravljujućih osovina	Formula rasporeda pogona	Namena i prohodnost
	8 x 4	2 - 2	12 - 00	0034	Vozila normalne prohodnosti
	8 x 6	2 - 2	12 - 00	1034	Vozila povišene prohodnosti
	8 x 8	2 - 2	12 - 00	1234	Vozila visoke prohodnosti
	8 x 4	1 - 1 - 1 - 1	1 - 2 - 0 - 0	1234	Vozila visoke prohodnosti
	8 x 8	1 - 1 - 1 - 1	1 - 0 - 0 - 4	1234	Vozila visoke prohodnosti
	8 x 8	1 - 2 - 1	1 - 00 - 1	1234	Vozila visoke prohodnosti
	8 x 8	1 - 1 - 2	1 - 2 - 00	1234	Vozila visoke prohodnosti



Slika 2.12 – Teretni automobil normalne prohodnosti

Tabela 2.4 - Razmeštaj osovina i pogona specijalnih i dizaličnih vozila

Raspored osovina	Pogonski tip točkova	Raspored osovina	Formula upravljujućih osovina	Formula rasporeda pogona	Namena i prohodnost
	10 x 6	2 - 3	12 - 300	10045	Vozila povišene prohodnosti
	12 x 6	3 - 3	123 - 000	000456	Vozila visoke prohodnosti
	12 x 6	2 - 4	12 - 3006	000456	Vozila povišene prohodnosti
	14 x 8	4 - 3	1234 - 007	1204500	Vozila povišene prohodnosti
	16 x 8	5 - 3	12340 - 678	00305670	Vozila povišene prohodnosti



Slika 2.13 - Specijalno dizalično vozilo

Tabela 2.5 - Konstruktivna rešenja razmeštaja slogova kod višeosovinskih vozila

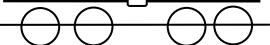
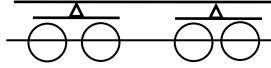
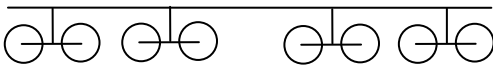
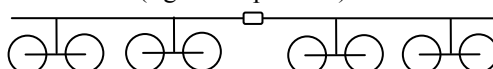

Raspored osovina	Broj slobode kretanja	Formula točkova	Formula upravljujućih slogova
(Prikolični tip) 	Jedna u horizontalnoj ravni Jedna u vertikalnoj ravni	6 x 6 8 x 8	1 - 0 - 0 1 - 0 - 3 12 - 00
(Slogovi sa pojedinačnim sedlima) 	2 ili 3	8 x 8 16x16	12 - 34 1200 - 5600

Tabela 2.6 - Razmeštaj osovina specijalnih samohodnih vozila i prikolica

Raspored osovina	Namena i prohodnost
(Ravnomerni raspored osovina) 	Specijalna vozila povišene prohodnosti i specijalne prikolice
(Zglobni tip vozila) 	Specijalna vozila povišene prohodnosti i specijalne prikolice
(Ravnomerni raspored osovina vozila sa vučno - nosećim sedlima) 	Specijalna vozila povišene prohodnosti i specijalne prikolice

2.4 PODELA VOZILA PREMA PRAVILNIKU EVROPSKE UNIJE

Prema Direktivi Evropske unije vozila su podeljena u 6 kategorija (vrsta) označenim slovnno M, N, O, L, G i T i podkategorijama označenim brojevima [10]:

Putnička vozila (M1), koja osim sedišta vozača imaju najviše još 8 sedišta (U ovu kategoriju vozila najčešće spadaju i "automobili za stanovanje i/ili kampovanje"

Putnička vozila (M2), koja osim sedišta vozača imaju više od 8 sedišta, čija ukupna masa nije veća od 5 t.

Putnička vozila (M3), koja osim sedišta vozača sadrže više od 8 sedišta, čija ukupna masa prelazi 5 t.

Teretna vozila (N1), čija ukupna masa nije veća od 5 t

Teretna vozila (N2), čija ukupna masa prelazi 5 t, ali nije veća od 12 t

Teretna vozila (N3), čija ukupna masa prelazi 12 t

Prikolice (O1), čija ukupna masa nije veća od 0,75 t

Prikolice (O2), čija ukupna masa prelazi 0,75 t, ali nije veća od 3,5 t

Prikolice (O3), čija ukupna masa prelazi 3,5 t, ali nije veća od 10 t

Prikolice (O4), čija ukupna masa prelazi 10 t

Mopedi i skuteri (L1): Motorna vozila na dva točka, konstrukcione brzine do 45 km/h, bez obzira na način pogona i/ili radne zapremine motora SUS do 50 cm³.

Laki tricikli (L2): Motorna vozila na tri točka bez obzira na raspored istih, konstrukcione brzine do 45 km/h, bez obzira na način pogona i/ili radne zapremine motora SUS do 50 cm³.

Motocikl (L3): Motorna vozila na dva točka, konstrukcione brzine veće od 45 km/h, bez obzira na način pogona i/ili radne zapremine motora SUS veće od 50 cm³.

Asimetrični tricikl (L4): Motorna vozila na tri točka asimetrično postavljena u odnosu na uzdužnu osu vozila (motocikli sa bočnom prikolicom), konstrukcione brzine veće od 45 km/h, bez obzira na način pogona i /ili radne zapremine motora SUS veće od 50 cm³.

Teški tricikl (L5): Motorna vozila na tri točka simetrično postavljena u odnosu na uzdužnu osu vozila, konstrukcione brzine veće od 45 km/h, bez obzira na način pogona i/ili radne zapremine motora veće od 50 cm³.

Laki četvorocikl (L6): Motorna vozila na četiri točka, čija neto masa ne prelazi 350 kg, što ne uključuje masu baterija za vozila na elektropogon, konstrukcione brzine do 45 km/h, a koja imaju motor: motor SUS radne zapremine do 50 cm³ sa pogonom na benzin ili motor SUS radne zapremine čija neto snaga ne prelazi 4 kW sa pogonom na druga goriva ili čija neto snaga ne prelazi 4 kW sa elektromotornim pogonom.

Teški četvorocikl (L7): Motorna vozila na četiri točka, koja ne odgovaraju uslovima iz L6, čija neto masa ne prelazi 400 kg, odnosno 550 kg za teretni kvadricikl, što ne uključuje masu baterija za vozila na elektropogon i čija neto snaga motora ne prelazi 15 kW.

Terenska vozila (G): Vozila kategorija M i N opremljena za upotrebu u terenskim uslovima.

Traktori (T): Prema direktivi EU u ovu kategoriju spadaju traktori svih vrsta (točkaši i guseničari) namenjeni radovima u poljoprivredi i šumarstvu

3. POGONSKI AGREGATI

Pogonski agregat je uređaj koji daje vučnu silu i pogonsku snagu vozilu. Uređaj koji preobražava neku vrstu energije u mehanički rad naziva se motor.

U pogledu načina korišćenja energije, motori koji se koriste kao pogonski agregati vozila dele se u dve osnovne grupe:

- motori koji vrše transformaciju neke vrste energije u mehanički rad i
- motori koji koriste akumuliranu energiju.

Uzimajući u obzir činjenicu koji se motori danas koriste za pogon vozila i trendove koji ukazuju na buduća kretanja u ovoj oblasti, pogonski agregati mogu se razvrstati u sledeće grupe:

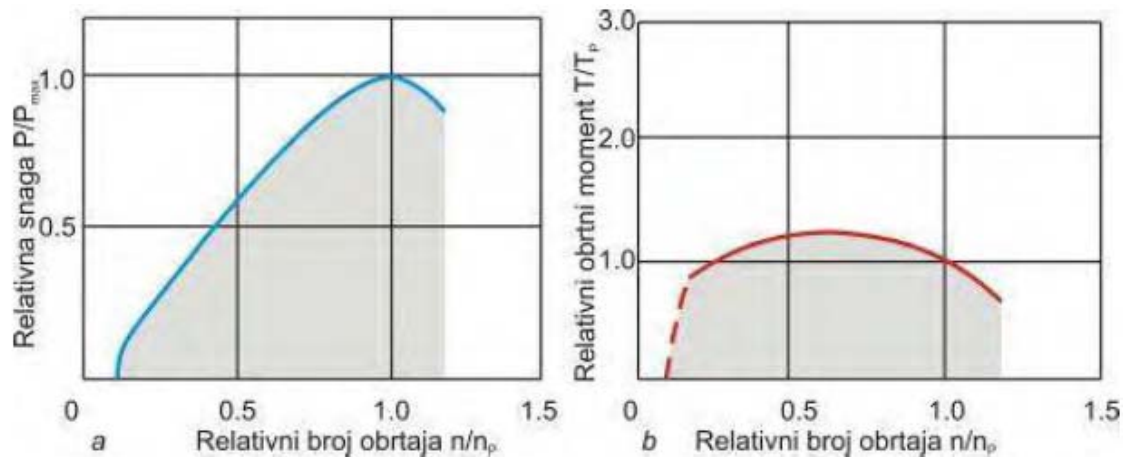
- Toplotni motori sa unutrašnjim sagorevanjem:
 - klipni motori sa aksijalnim klipovima (klipni motori SUS),
 - klipni motori sa rotacionim klipovima, tako zvani Vankelovi (Wankel) motori,
 - gasne turbine.
- Toplotni motori sa spoljašnjim sagorevanjem (Stirlig) motor
- Elektro motori:
 - baterijski elektro pogon,
 - elektro pogon sa gorivim ćelijama,
- Hibridni pogoni

3.1 TOPLOTNI MOTORI SA UNUTRAŠNjim SAGOREVANJEM

3.1.1 Klipni motor sa aksijalnim klipovima (klipni motori SUS)

Pronalaskom klipnih motora SUS krajem XIX. veka, koji su radili sa prethodnim sabijanjem smeše, a potom i patentiranjem dizel motora, započet je period njihovog intenzivnog korišćenja u svim domenima transporta. Stalnim usavršavanjem ovih motora, kako po opremi i konstrukciji tako i po efektivnom stepenu korisnosti, stiglo se do stadijuma da savremeni, serijski proizvedeni motori za drumska vozila, imaju stepen korisnosti od oko (35 do 45) %, zavisno od vrste i veličine motora. po Karnoovom (Sidi Carnot) zakonu, stepen korisnosti toplotnih motora, ne može da bude veći od 63 – 65 % [3].

Ostale značajne karakteristike klipnih motora SUS, kao što su niska cena, relativno mali gabarit, visoka specifična snaga, ekonomična eksploatacija, povoljan radni vek kao i mogućnost povoljnog rešavanja uskladištenja potrebnom energijom u vozilu, a potom i snabdevanja preko razvijene putne infrastrukture, toliko su izražene, da je motor SUS, počevši od početka dvadesetog veka pa do danas, dominantna pogonska mašina u motornim vozilima.

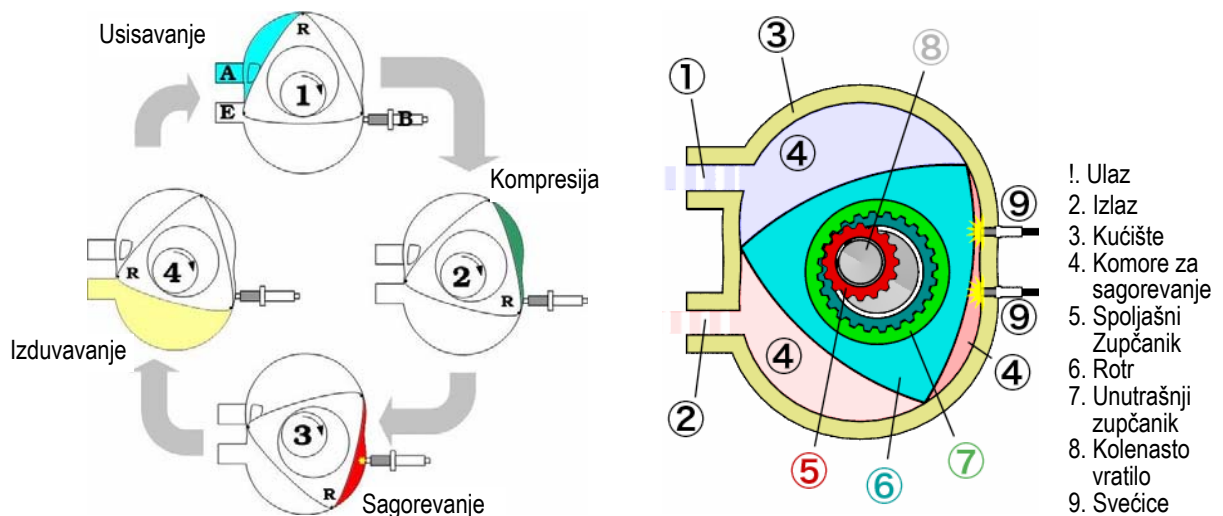


Slika 3.1 - Tipična vučna karakteristika Oto motora

3.1.2 Klipni motori sa rotacionim klipovima (Vankelov motor)

Vankelov motor predstavlja tip motora sa unutrašnjim sagorevanjem, bez klipova, koji transformiše pritisak u rotaciono kretanje. Sva četiri koraka karakteristična za motore sa unutrašnjim sagorevanjem (ubrizgavanje, sabijanje i paljenje goriva i naknadno izbacivanje gasova) se vrše u kućištu ovalnog oblika u čijem „centru“ se nalazi rotor u obliku relooovog trougla. Ovakav dizajn čini motor kompaktnim, manjim i značajno lakšim u odnosu na standardne motore sa unutrašnjim sagorevanjem, pri čemu uravnoteženo isporučuje snagu i to pri velikom broju obrtaja.

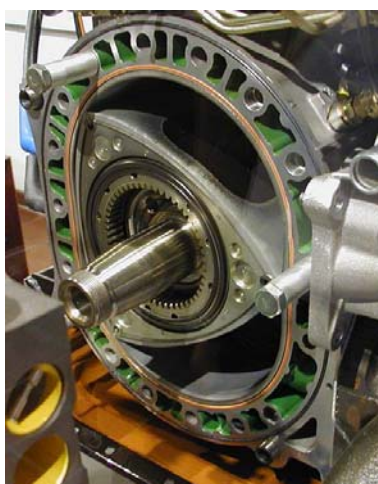
Četvorotaktni motori sa klipovima izvrše jedno sagorevanje goriva po cilindru na svake dve rotacije kolenastog vratila dok svaka komora za sagorevanje (komora odgovara jednom klipju) u Vankelovom motoru izvrši jedno sagorevanje na jednu rotaciju rotora (rotor odgovara kolenastom vratilu). Dakle, kod Vankelovog motora dok rotor izvrši jednu rotaciju izvrše se tri sagoravanja. Na slici 3.2 prikazan je princip rada ovog motora, pri čemu treba reći da se označeni proces odvija i sa druge dve strane klipa. Ovo za posledicu ima da Vankelov motora daje veću snagu od motora sa klipovima slične redne zapremine [11].



Slika 3.2 - Princip rada Vankel motora

Vankelovi motori mogu da rade na većem broju obrtaja od odgovarajućih motora sa klipovima usled toga što oni nemaju delove koji rade u takvim režimima da dolazi do zamora materijala odnosno delove koji su pod velikim opterećenjem kao što je to slučaj kod standardnih motora (kolenasto vratilo, veze između vratila i klipova), pa se zbog toga koriste u trkačkim motorima rade i na brzinama od 10000 min^{-1} .

Osnovni nedostatak Vankelovih motora je povećana potrošnja goriva. Međutim, u najnovijem modelu ove vrste motora 'Rensis' ovaj problem je rešen nizom konstrukcijskih unapređenja. Sada motor pri radu troši izvesne količine ulja pa korisnici ovih motora moraju periodično da dodaju male količine ulja u motor. Ali i pored ovog dodatnog izdatka Vankelovi motori su sada znatno ekonomičniji.



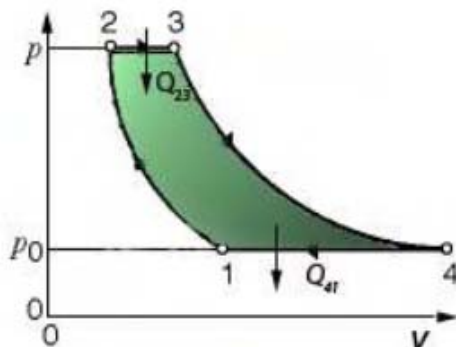
Slika 3.3 - Vankelov motor



Slika 3.4 - Mazda RX-8, sportski automobil sa Vankelovim motorom

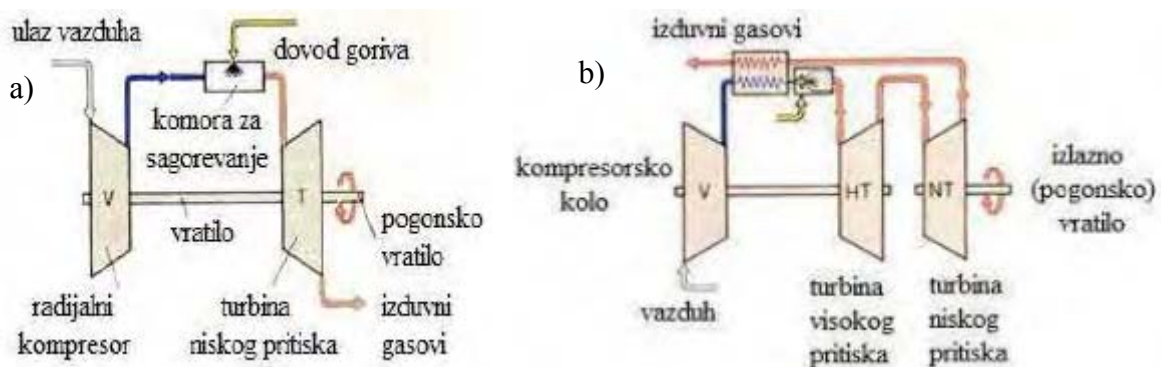
3.1.3 Gasna turbina

Gasna turbina, spada u grupu toplotnih motora sa unutrašnjim sagorevanjem stoga što se kao radni medijum koriste sagoreli gasovi, a takođe ima sva četiri procesa (usisavanje, sabijanje, sagorevanje i ekspanzija i izduvavanje), kao i klasičan motor unutrašnjeg sagorevanja, samo što se svi procesi odvijaju jednovremeno, ali na različitim mestima. Rad gasnih turbina se zasniva na termodinamičkom Džulovom (Joule) odnosno Brajtonovom (Brayton) ciklusu, slika 3.5 (1 - 2 adijabatsko sabijanje; 2 - 3 izobarsko dovođenje toplote; 3 - 4 adijabatsko širenje; 4 - 1 izobarsko odvođenje toplote).



Slika 3.5 - Radni proces gasne turbine

U primeni su gasne turbine sa jednim vratilom i sa dva vratila (slika 3.6). Kod obe vrste gasno turbinskih motora gorivo kontinualno sagoreva u komori za sagorevanje, u koju se dovodi sabijeni vazduh iz radijalnih kompresora, koji atmosferski vazduh sabija do pritiska od oko 4 bar, pri čemu isti dostiže temperaturu od oko 230 °C. Ovako zagrejani vazduh za sagorevanje se u međuhladjaku pre ulaska u komoru za sagorevanje hladi do oko 100 °C kako bi se povećala gustina, a potom odvodi do višestepenih kompresorskih kola visokog pritiska, odakle izlazi sa pritiskom od oko 16 bar i temperaturom od 330 °C. Iz kola visokog pritiska vazduh se sprovodi kroz rekuperator, gde se dogreva do temperature od oko 540 °C i tek tako zagrejan uvodi u komoru za sagorevanje, tako da izlazni gasovi dostižu temperaturu od oko 1100 °C i pritisak 4 do 5 bar. Upravo stoga što se sagorevanje odvija uvek sa viškom vazduha, izdurni gasovi imaju znatno manje štetnih izdurnih komponentata od klasičnih klipnih motora SUS.



a) gasna turbina sa jednim vratilom b) gasna turbina sa dva vratila
Slika 6 - Šema funkcionisanja gasne turbine

Dalji princip rada se razlikuje kod jednoosovinskih od dvosovinskih turbina. Kod jednoosovinske turbine na jednom vratilu su spregnuta oba kola - turbinsko i kompresorsko. Vreli izdurni gasovi (temperatura do 950 °C) ulaze u turbinsko kolo, u kome se transformiše toplotna energija u mehanički rad – obrtanje kola, koji se delimično troši na pogon kompresora, a jasno, veći deo snage je pogonska snaga koja se izlaznim vratilom odvodi do “korisnika snage”.

Kod dvoosovinskog gasno turbinskog motora, radno i kompresorsko vratilo su razdvojeni i imaju svoja turbinska kola. Vreli izdurni gasovi iz komore za sagorevanje sprovodnim aparatom (sistem cevovoda) odvede se prvo na kompresorsko kolo, koje stoga spada u grupu turbinskih kola visokog pritiska, predajući jedan deo svoje energije radijalnom kompresoru. Iz turbinskog kola visokog pritiska isti gasovi se odvede u turbinsko kolo niskog pritiska, koje pogoni izlazno - radno vratilo. Stoga se vrlo često niskopritisno turbinsko kolo naziva radnim turbinskim kolom, koje se obrće veoma visokim brojem obrtaja (čak i do 30.000 min^{-1}).

Prednosti gasne turbine su: povoljne ekološke karakteristike (potpuno sagorevanje goriva bez NO i CO); mogućnost korišćenja različitih goriva različitog energetskog potencijala; vrlo ravnomeran i miran rad kao posledica kontinualnog procesa sagorevanja i dobre uravnoteženosti obrtnih masa; dug radni vek; manja masa od motora SUS iste snage; nepotrebno hlađenje tečnošću; veća pouzdanost u eksploataciji [3].

Glavni nedostaci su: visoka cena proizvodnje; visoka specifična potrošnja goriva (manji stepen korisnosti); nepovoljne karakteristike na malim brojevima obrtaja i pri prelaznim režimima; visoka redukcija do pogonskih točkova; visoka buka i veliki protok vazduha; visoka toplotna zaštita i zaštita od visokih tonova, koja povećava gabarit; nemoguće kočenje motorom; kašnjenje ubrzanja odnosno odziva na komandu; velika potrošnja vazduha koja uzrokuje velike prečistače i dimenzije cevovoda, koji takođe povećavaju gabarit.

Zbog navedenih nedostataka, još uvek se vrše eksperimentisanja sa gasnom turbinom kao pogonskim agregatom vozila i za sada njena primena na vozilima ostaje na nivou pojedinačnih pokušaja sa maloserijskom proizvodnjom kod teških vozila.

Na slici 3.7 prikazan je jedan konceptualni model putničkog automobila čiji je pogonski agregat gasna turbina, a na slici 3.8 dato je konceptualno vozilo Volvo ECT (Environmental Concept Truck), čiji je pogon realizovan, takođe sa gasnom turbinom.



Slika 3.7 – Vozilo sa gasnom turbinom (Jaguar C-X75)



Slika 3.8 – Kamion sa gasnom turbinom (Volvo ECT)

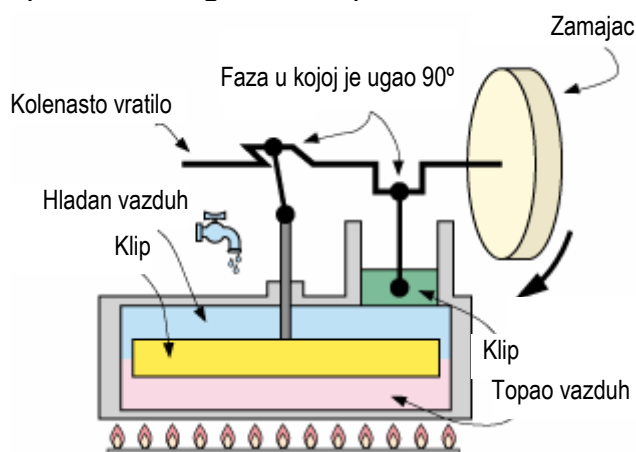
3.2 TOPLOTNI MOTORI SA SPOLJAŠNIM SAGOREVANJEM (STIRLIG) MOTOR

Stirling motor je klipni motor sa spoljnim sagorevanjem i zagrevanjem zidova cilindra. Radni medijum u cilindrima je vazduh ili neki drugi gas. Na jednoj strani se radni medijum zagrevanjem širi dok se na drugoj strani ohlađen skuplja. Radi razlike u pritiscima klipovi naizmenično idu zajedno i udaljuju se. Klipovi su spojeni kolenastim vratilom (videti sliku 3.9) ili romboidnim mehanizmom koji njihovo kretanje pretvara u rotaciju. Na taj način ovaj motor toplotnu energiju pretvara u mehanički rad. Sagorevanje se dešava izvan cilindra, tako da nema eksplozija smeše u cilindrima te je motor potpuno tih.

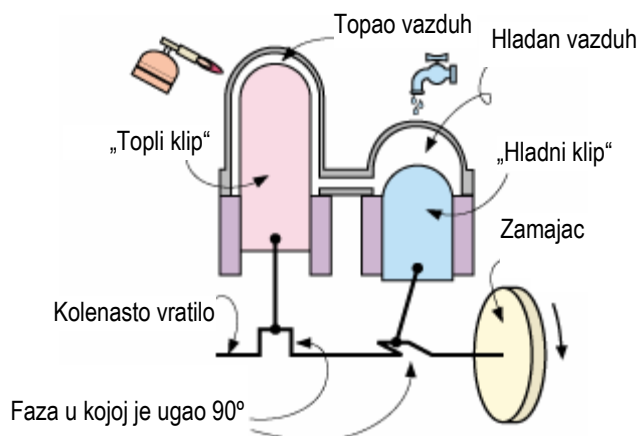
Kao što je uobičajeno za toplotne mašine, radni ciklus Stirling motora sastoji se od kompresije hladnog gasa, zagrevanja gasa, ekspanzije vrućeg gasa i na kraju hlađenja radnog gasa pre ponovne kompresije.

Glavne prednosti ovog motora su: tih rad; nema emisije u atmosferu iz radnih cilindara; visoka efektivnost, za zagrevanje se mogu koristiti razni gasovi i druga goriva; jednostavni za održavanje.

Osnovni nedostaci Stirlingovog motora su: cena, odnosno troškovi izrade, još uvek nisu konkurentni motorima sa unutrašnjim sagorevanjem, nisu prihvaćeni (nisu dovoljno poznati) javnosti; transfer toplote zahteva glomaznu aparaturu.



Slika 3.9 - Princip rada Stirling-ovog motora tip „MM-1 Coffe Cup“ [12]



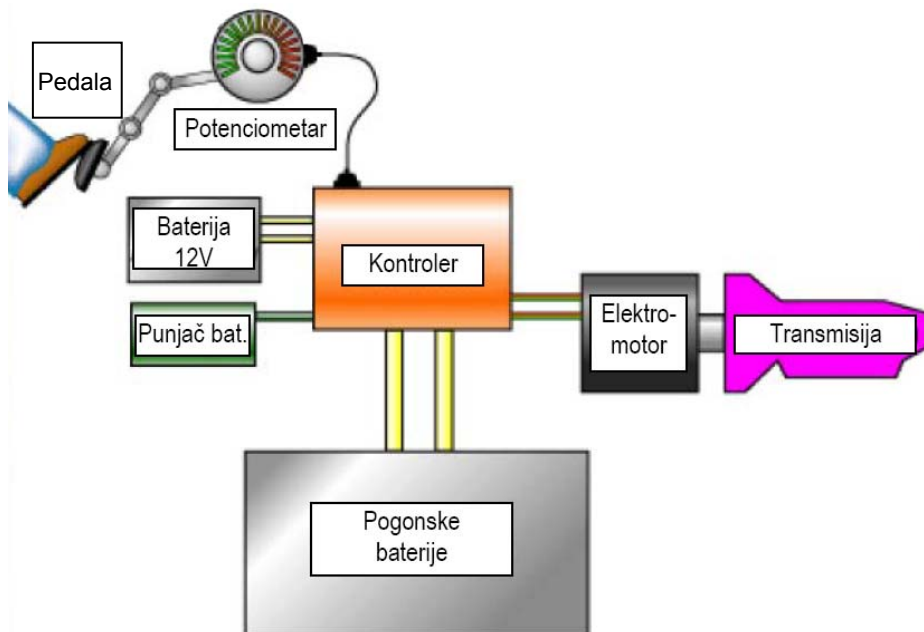
Slika 3.10 - Princip rada Stirling-ovog motora tip „Two Piston“ [12]

3.3 ELEKTRO MOTORI

3.3.1 Baterijski elektro pogon

Vozila sa ovom vrstom pogona poznata su po skraćenici BEV (Battery Electric Vehicle). Šema tipičnog baterijskog elektropogona prikazana je na slici 3.11. Pogonske baterije se pune iz eksterne električne mreže preko odgovarajućeg adaptera (ispravljača). Regulisanje napona i uključivanja elektromotora obezbeđeno je kontrolerom. Elektromotor, koji se napaja baterijama predaje moment i obrtno kretanje točkovima preko transmisije.

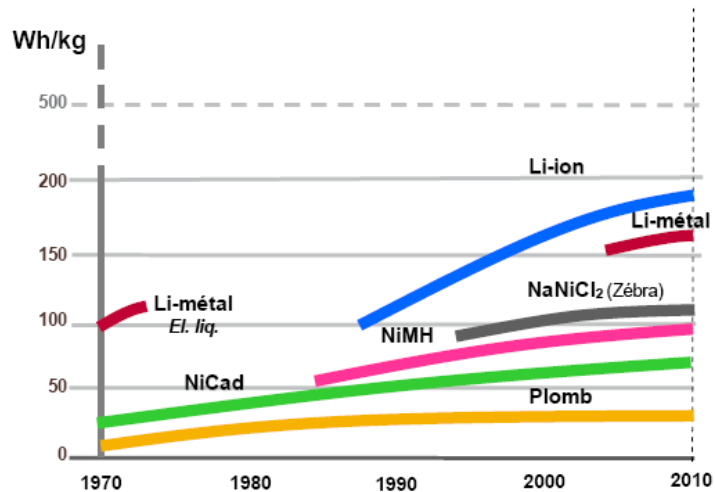
Rasprostranjenost upotrebe BEV u najvećoj meri zavisi od napretka u tehnologiji baterija. Aktuelna ciljna kategorija baterija u razvoju jeste litijum jonska (Li-ion). Litijum je metal sa najvećim negativnim potencijalom i najnižom atomskom težinom. Obezbeđuje najbolje performanse vozila (ubrzanje, radius). Punjenje i pražnjenje je brže nego kod olovnih (Pb) i nikl metal hidridnih (NiMH) baterija. Manje su zapremina (tipično 40%) i težine (50%) od NiMH. Ekološki podobnije u odnosu na baterije bazirane na niklu i olovu. Sadrže do tri puta više energije po jedinici težine i zapremine od konvencionalnih olovnih i nikl metal hidridnih baterija. Na slici 3.12 prikazana je evolucija razvoja baterija za BEV. Očigledno je da su litijum-jonske baterije trenutno dominantne jer ostvaruju najveću količinu energije u odnosu na jedinicu mase.



Slika 3.11 - Šema čisto baterijskog električnog pogona automobila (BEV)

Kao i kod drugih pogona, vozila sa baterijskim elektromotorom imaju svoje prednosti i nedostatke. Značajne pogodnosti su u tome što BEV ne proizvode toksične izduvne gasove, odnosno imaju nultu emisiju izduvnih gasova (Zero Emission Vehicle - ZEV standard). Globalna emisija BEV je niža skoro za 70% od konvencionalnih pogona (motora SUS). Ipak, BEV se dopunjuju električnom energijom koju proizvode električne centrale, a koje emituju razne zagađivače vazduha. BEV su dosta skuplja od vozila sa motorima SUS zbog cene

baterija, ali se viša cena vozila kompenzuje nižim troškovima u eksploataciji (održavanje + električna energija), koji iznose oko $1/3$ troškova pogona tečnim gorivima. BEV nude dobar kvalitet u vožnji u pogledu vozivosti i performansi, ali je autonomija kretanja (dužina pređenog puta sa jednim punjenjem baterija) limitirana i trenutno se uobičajeno kreće do 150 km.



Slika 3.12 - Evolucija baterija za elektro-automobile

Jedan od veoma inventivnih proizvođača BEV je Tesla motors iz Kalifornije (SAD). Model Tesla S iz 2010. godine, čija serijska proizvodnja treba da započne 2012. godine, ima autonomiju kretanja, zavisno od verzije vozila, od: 260 km (bazni model), 370 km ili čak 480 km. Ubrzanje od 0 do 97 km/h je $5,6$ sekundi [13].



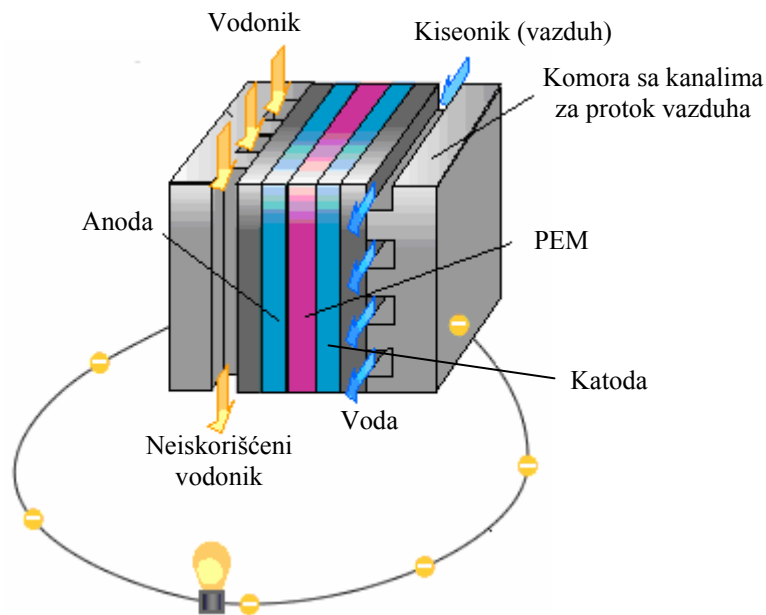
Slika 3.13 - Model Tesla S (2010. godina)

3.3.2 Elektro motori sa gorivim ćelijama

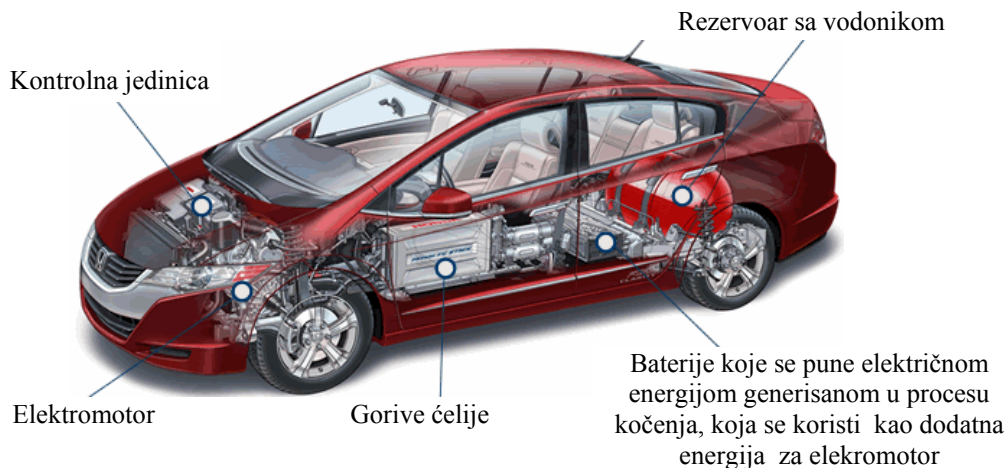
Primena gorivih ćelija u pogonskom agregatu podrazumeva vodonik kao gorivo. Prve gorive ćelije razvio je Velški fizičar Vilijem Grou (William Grove) 1839. godine. Prvi put su gorive ćelije komercijalno upotrebljene tek u svemirskom programu NASA. Od tada, gorive ćelije se primenjuju u različitim vrstama aplikacija, uključujući i automobile.

Na slici 3.14 prikazan je princip rada gorive ćelije. Vodonik, koji je u ovom slučaju gorivo, prolazi kroz komoru sa kanalima sa strane anode, dok kiseonik iz vazduha struji kroz komoru sa kanalima na strani katode. Anoda koja je izrađena od platine izaziva reakciju kojom se atomi vodonika dele na pozitivne jone (protone) i negativne (elektrone). Obe vrste jona privlači katoda, međutim polimerna elektrolitska membrana (PEM – Polimer Electrolyte Membrane) omogućava samo pozitivno naelektrisanim jonima da prođu kroz nju do katode. Zbog toga su elektroni „primorani“ da se kreću spoljnim krugovima, stvarajući tako električnu struju. Elektroni i pozitivni joni vodonika sa kiseonikom prelaze na katodi u formu vode, koja izlazi iz ćelije [14].

Konverzija vodonika u elektricitet u gorivoj ćeliji teoretski je moguća maksimalno u količini od 50-60%, dok je u praksi taj procenat znatno niži i kreće se o opsegu 25 – 30%.

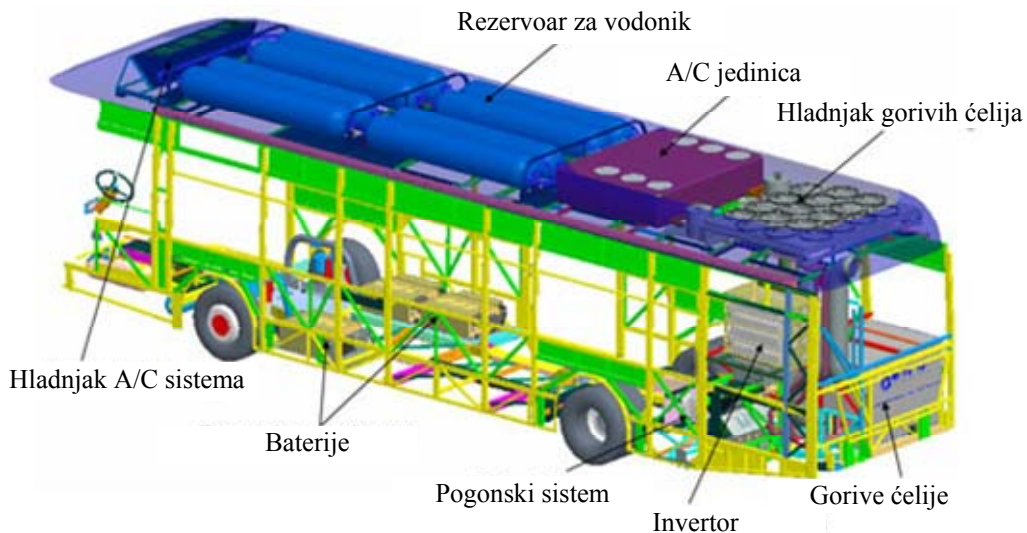


Slika - 3.14 Princip rada gorive ćelije.



Slika 3.15 - Aplikacija pogonskog agregata sa gorivim ćelijama na putničkom automobilu

U nastojanju da se razviju tržišno prihvatljivi automobili sa pogonom na elektromotor koji se napaja strujom iz gorivih ćelija, mnoge poznate kompanije ulažu značajne napore i dosta novca. Na slici 3.15 prikazana je aplikacija agregata sa gorivim ćelijama na putničkom automobilu. Već se mogu videti eksperimentalno urađeni i izloženi autobusi sa ovom vrstom pogona (slika 3.16). Na primer, kanadska firma BC Transit očekuje da bi se uvođenjem autobusa sa pogonskim agregatom na gorive ćelije, potrošnja goriva mogla smanjiti na 28 litara vodonika na 100 km u odnosu na sadašnju potrošnju dizela od 52 l/100km.



Slika 3.16 - Aplikacija pogonskog agregata sa gorivim ćelijama na autobusu

3.4 HIBRIDNI POGONI

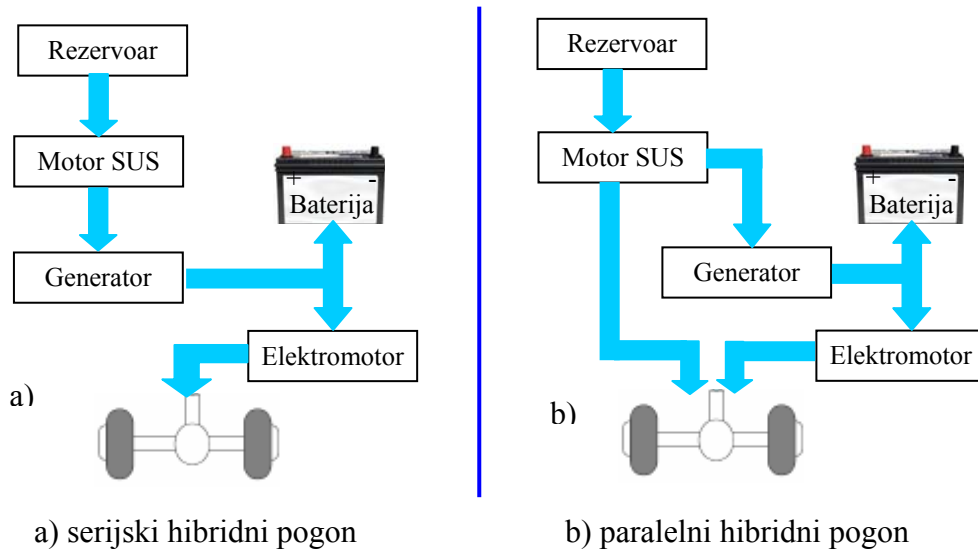
Hibridni pogon je naziv koji označava pokretanje vozila pomoću nekoliko različitih izvora energije. Prednosti hibridnog pogona su nizak nivo buke, niska emisija izduvnih gasova i visok stepen korisnosti. Glavni nedostaci su: visoka cena vozila, veća masa vozila u odnosu na ista sa klasičnim pogonima i manji prtljažni, odnosno tovarni prostor.

3.4.1 Hibridno električno vozilo (HEV)

Vozila sa ovom vrstom pogona (HEV- Hybrid Electric Vehicle) najčešće imaju kombinaciju elektromotora i SUS motora. Dakle, koncept hibridnog automobila predstavlja jedno vozilo sa dva motora. Svaki od motora radi prema potrebi odnosno zavisno od uslova vožnje u kojem se nalazi automobil, dok postoje trenuci kada su oba motora u funkciji. Ovakav koncept omogućava uštedu energije uz značajno manje zagađenje životne sredine.

Na slici 3.17 prikazana je šema pogona HEV na kojoj su date dve verzije izvođenja. Vozilo sa serijskim hibridnim pogonom u gradskoj vožnji, ili pri vožnji konstantnom brzinom pokreće se elektromotorom, koji se pri tome snabdeva električnom energijom iz baterija. Za to vreme motor SUS pokreće generator, koji napaja električnom energijom elektromotor, dok se viškom električne energije pune baterije. Dakle, vučni moment pogonski točkovi dobijaju od elektromotora i u ovoj varijanti SUS motor nije aktivan (njegova spojnica je isključena). Za razliku od ove verzije, kod paralelnog hibridnog pogona vučni moment obezbeđuje ili

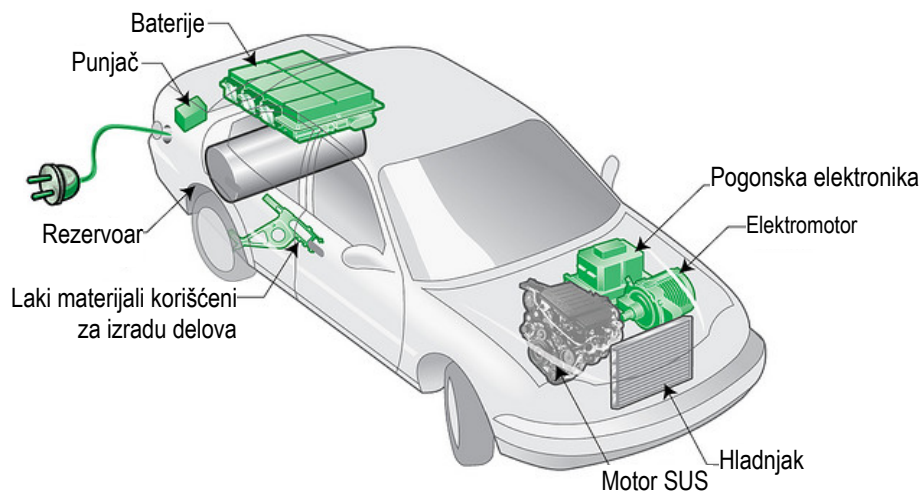
motor SUS ili elektromotor. Motor SUS, takođe, pokreće generator koji električnom energijom napaja elektromotor, a viškom se pune baterije. U slučaju većeg opterećenja ili pri vožnji na većoj udaljenosti, paralelni hibridni pogon podrazumeva da će vučni moment davati motor SUS. Tada se preko generatora dopunjuju baterije, a takođe i pri kočenju, kada se električna energija dobija od inercione energije vozila.



Slika 3.17 - Šema hibridnog pogona

3.4.2 Plug-in hibridno električno vozilo (PHEV)

Plug-in hibridna električnih vozila (PHEV) koriste baterije koje se pune priključivanjem utikača na spoljni izvor električne energije (na normalnu zidnu električnu utičnicu). Ostale komponente su iste kao kod drugih električnih pogona. Danas se PHEV najviše koriste kao putnički automobili, ali ima i komercijalnih vozila i kombija, komunalnih kamiona, autobusa, motocikala, skutera i vojnih vozila. Na slici 3.18 prikazan je raspored karakterističnih agregata kod PHEV.

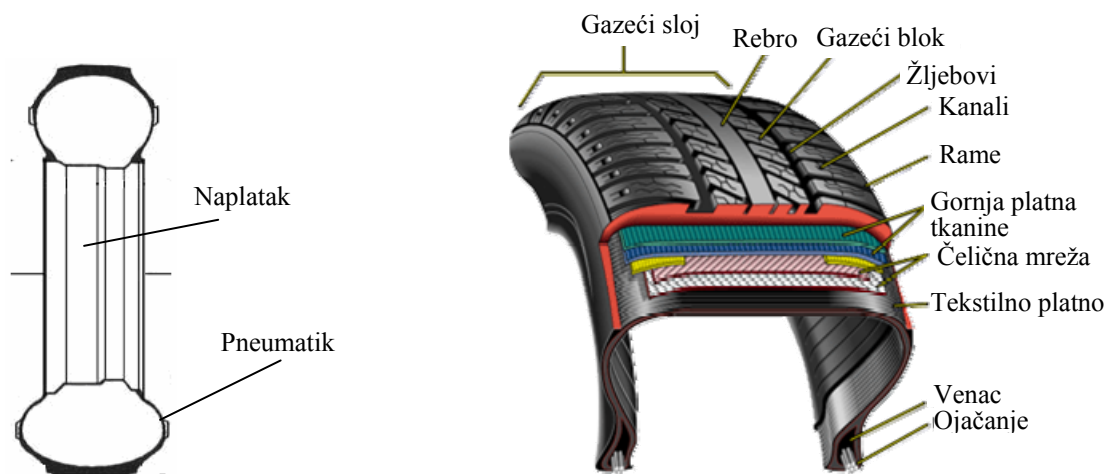


Slika 3.18 – Raspored agregata kod Plug-in hibridnog vozila

4. KOTRLJANJE TOČKA AUTOMOBILA

4.1 OSNOVNI POJMOVI

Točak automobila predstavlja sklop naplatka i pneumatika (slika 4.1). Pod pneumatikom se podrazumeva spoljšanja i unutrašnja guma, ili, kod savremenih konstrukcija, primenjenim na putničkim automobilima, samo spoljašnja guma, koja se puni vazduhom. Naplatak se izrađuje od čeličnog lima ili livene aluminijumske legure, dok se za izradu pneumatika (koji se sastoji od više slojeva – slika 4.2) osim gume, koriste i drugi materijali.



Slika 4.1 - Točak automobila

Slika 4.2 – Pneumatik

Točak automobila je elastičan u svim pravcima: radijalnom, tangencijalnom i bočnom. S obzirom na elastičnost točka u radijalnom pravcu razlikujemo sledeće poluprečnike točka:

a) Nominalni ili nezavisni poluprečnik (r_n) definisan je na osnovu nominalnih dimenzija točka, a računa se prema izrazu:

$$r_n = \frac{d}{2} + h \quad (4.1)$$

gde su, d — prečnik oboda naplatka i h — visina profila pneumatika.

b) Slobodni poluprečnik (r_o) definiše se na osnovu maksimalnog obima točka koji se ne obrće (O) i na koji ne dejstvuju sile:

$$r_o = \frac{O}{2\pi} \quad (4.2)$$

c) Statički poluprečnik (r_s) je rastojanje od ose točka do podloge pri čemu je točak nepokretan i opterećen radijalnom reakcijom. Taj poluprečnik iznosi:

$$r_s = \frac{d}{2} + h(1 - \lambda) \quad (4.3)$$

gde je λ - koeficijent radijalne deformacije pneumatika pod opterećenjem u odnosu na nominalnu visinu profila.

d) Dinamički poluprečnik (r_d) je rastojanje od ose točka do podloge kad se isti kotrlja. Na točak tada deluju sve ili neke od sila: radijalna, obimna i bočna.

d) Poluprečnik kotrljanja (r_f) je zamišljeni poluprečnik onog krutog točka koji ima istu brzinu obrtanja i translatornu brzinu kotrljanja sa stvarnim točkom automobila:

$$r_f = \frac{V}{\omega_T} = \frac{S}{2\pi n_T} \quad (4.4)$$

Ovde su:

V – translatorna brzina točka; ω_T – ugaona brzina točka; n_T – broj obrtaja u jedinici vremena; S – put točka u jedinici vremena.

Elastična svojstva automobilskog točka imaju veliki uticaj na ponašanje automobila u vožnji. Krutost točka predstavlja odnos priraštaja opterećenja i deformacije koja je tim priraštajem izazvana, naime ona zavisi od materijala i konstrukcije gume i pritiska vazduha u njoj. Takođe su od uticaja tvrdoća podloge i brzina opterećivanja (direktno zavisna od brzine vozila).

4.2 MEHANIKA KOTRLJANJA TOČKA

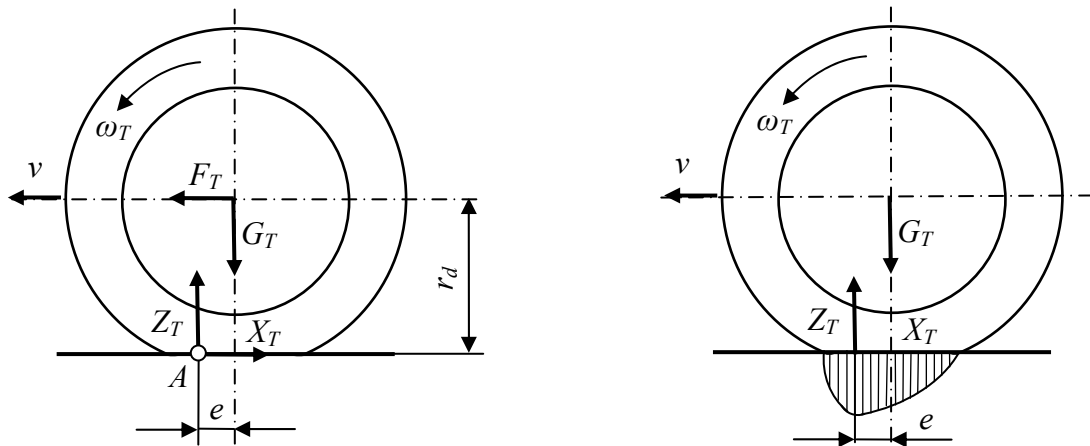
Kada su deformacije tla zanemarljivo male u odnosu na deformacije točka, reč je o kotrljanju točka po apsolutno tvrdom putu. Upravo ovaj slučaj ima najveću važnost za proučavanje mehanike kretanja automobila, jer se deformacije savremenih automobilskih puteva mogu zanemariti u odnosu na deformacije točka. Dalja razmatranja u ovom odeljku imaju za pretpostavku navedeni slučaj kotrljanja točka.

4.2.1 Kotrljanje gonjenog točka

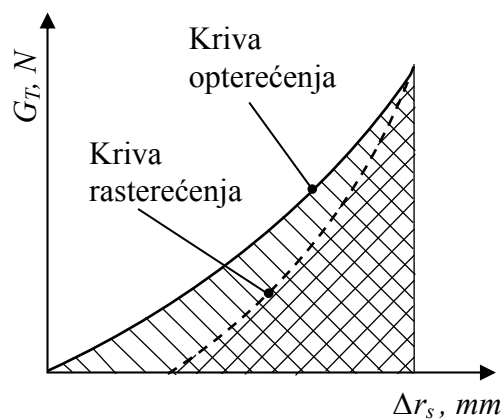
Kada se gonjeni točak kotrlja po putu pod dejstvom sile F_T koja deluje na osovinu točka (sila kojom vozilo povlači točak), izložen je dejstvu sile težine vozila koja deluje preko tog jednog posmatranog točka - G_T (videti sliku 4.3). Pretpostavljeno je da je kretanje ravnomerno. Komponente reakcije tla su Z_T - usmerene upravno na tlo suprotno od G_T i X_T - u ravni tla u suprotnom smeru od kretanja. Napadna tačka (A) reakcije tla pomerena je u smeru kretanja na rastojanje „a“. Ovo iz razloga što se pri kotrljanju elastičnog točka delovi gazećeg sloja točka dvojako ponašaju: jedni ulaze u kontakt sa putem a drugi izlaze. Delovi gazećeg sloja koji ulaze u kontakt sa putem sabijaju se, dok se delovi koji izlaze šire. Pri deformaciji gume pojavljuje se histerezis, što znači da je veći rad utrošen na sabijanje od povraćenog rada pri širenju. Unutrašnje trenje u materijalu pneumatika zavisno je od osobina i vrste materijala kao i od konstrukcije pneumatika. Uopšte, sve vrste deformacija pneumatika

izazivaju unutrašnje trenje. Usled pojave unutrašnjeg trenja imamo gubitak energije. Materijal od koga su izrađeni pneumatici nije apsolutno elastičan usled čega dolazi do pojave histereziisa (videti sliku 4.4).

Iz navedenih razloga (zbog histereziisa) dijagram raspodele pritiska je nesimetričan - sa napadnom tačkom rezultujuće sile reakcije tla - pomerenim u smeru kotrljanja točka. Jasno je da su sile G_T i Z_T po apsolutnim vrednostima međusobno jednake.



Slika 4.3 – Kotrljanje gonjenog točka



Slika 4.4 – Pojava histereziisa

Sile Z_T i G_T obrazuju spreg čiji je moment $Z_T \cdot e$. Tangencijalna reakcija X_T jednaka je po apsolutnoj vrednosti sili F_T .

Ako sa φ označimo koeficijent prijanjanja između gume i puta onda se tangencijalna reakcija može menjati u rasponu od 0 do $Z_T \cdot \varphi$.

$$0 \leq X_T \leq Z_T \cdot \varphi \quad (4.5)$$

Iz uslova ravnoteže točka sledi:

$$F_T \cdot r_d = X_T \cdot r_d = Z_T \cdot e \quad (4.6)$$

$$F_T = X_T = Z_T \cdot \frac{e}{r_d} \quad (4.7)$$

Na osnovu 6 proizilazi da gurajuća sila F_T zajedno sa silom trenja X_T obrazuje spreg sila, čiji se moment uravnotežava sa momentom otpora pri kotrljanju:

$$M_f = Z_T \cdot e \quad (4.8)$$

Sada se izraz 7 može napisati u obliku:

$$F_T = R_f = \frac{M_f}{r_d} = Z_T \cdot \frac{e}{r_d} = Z_T \cdot f = G_T \cdot f \quad (4.9)$$

ili:

$$R_f = G_T \cdot f \quad (4.10)$$

Fiktivna sila R_f u izrazu 4.9 predstavlja otpor pri kotrljanju ili otpor kotrljanju. Sila R_f , po apsolutnoj vrednosti jednaka sili F_T , direktno je proporcionalna vertikalnom opterećenju (G_T) i odnosu $e/r_d = f$, koji se naziva koeficijent otpora kotrljanju.

Na osnovu izraza 5 i 7 sledi:

$$Z_T \cdot \frac{e}{r_d} \leq Z_T \cdot \varphi$$

odnosno:

$$f \leq \varphi \quad (4.11)$$

4.2.2 Kotrljanje pogonskog točka

Pod dejstvom dovedenog - pogonskog momenta M_T i radijalnog opterećenja točka G_T pojavljuju se reakcije tla X_T i Z_T koje obrazuju momente $X_T \cdot r_d$ i $Z_T \cdot a$ koji se uravnotežavaju sa pogonskim momentom (videti sliku 4.5). Na osovini točka pojavljuje se reakcija R_T (sila kojom vozilo zadržava točak) u horizontalnom pravcu jednaka po apsolutnoj vrednosti sa tangencijalnom reakcijom tla, X_T ali suprotnog smera.

$$\sum M = 0 \Rightarrow M_T - X_T \cdot r_d - Z_T \cdot a = 0 \quad (4.12)$$

$$M_T = X_T \cdot r_d + Z_T \cdot e \quad (4.13)$$

$$X_T = \frac{M_T}{r_d} - Z_T \cdot f = \frac{M_T}{r_d} - G_T \cdot f \quad (4.14)$$

Odnos M_T/r_d predstavlja obimnu silu pogonskog točka, koja je obeležena sa F_T .

Kada se uzme u obzir izraz br. 4.10 i uvrsti u izraz 4.14 dobija se:

$$X_T = F_T - R_f \quad (4.15)$$

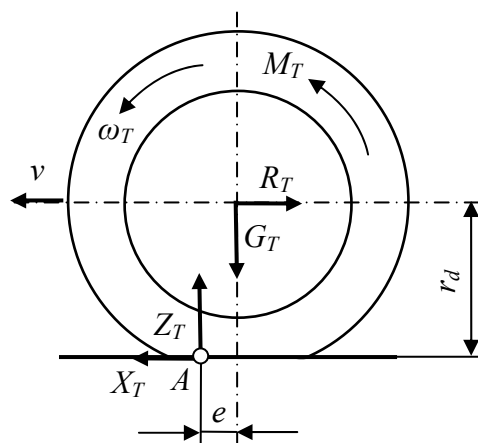
Koristeći izraz 4.5 može se utvrditi uslov pri kome je moguće kotrljanje točka (bez klizanja):

$$X_T \leq Z_T \cdot \varphi \quad (4.16)$$

Ako s u izraz 4.15 unese izraz 4.14 dobija se:

$$\frac{M_T}{r_d} - Z_T \cdot f \leq Z_T \cdot \varphi, \text{ odnosno:}$$

$$\frac{M_T}{r_d} = F_T \leq Z_T(\varphi + f) \quad (4.17)$$



Slika 4.5 – Kotrljanje pogonskog točka

Na osnovu izraza 4.17 očigledno je:

$$F_{T_{max}} = Z_T(\varphi + f) \quad (4.18)$$

Za male brzine automobila (do 60 km/h) koeficijent otpora kotrljanju (f) je mala veličina u odnosu na koeficijent prijanjanja (φ) i može se zanemariti, pa bi se iz izraza 4.18 „uklonilo“ f , što bi bio slučaj koji odgovara kotrljanju krutog točka po krutoj podlozi.

4.2.3 Kotrljanje kočenog točka

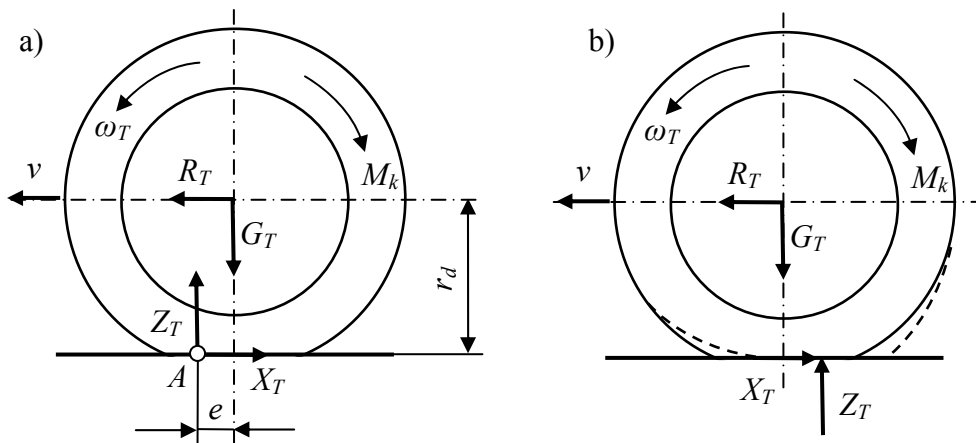
Na slici 4.6 prikazan je točak koji se koči momentom kočenja $M_k = - M_T$. Sa promenom znaka dovedenom momentu menja se smer reakcijama u horizontalnom pravcu.

Veličina momenta M_k može da se menja od 0 do neke minimalne, negativne vrednosti koja odgovara početku proklizavanja kočenog točka.

$$\sum M = 0 \Rightarrow M_k - X_T \cdot r_d + Z_T \cdot e = 0 \quad (4.19)$$

$$X_T = \frac{M_k}{r_d} + Z_T \cdot f = \frac{M_k}{r_d} + G_T \cdot f \quad (4.20)$$

Iz izraza 4.20 sledi da je tangencijalna reakcija kočenog točka jednaka odnosu kočnog momenta i dinamičkog radijusa točka, uvećanom za vrednost otpora kotrljanja.



Slika 4.6 – Kotrljanje kočenog točka

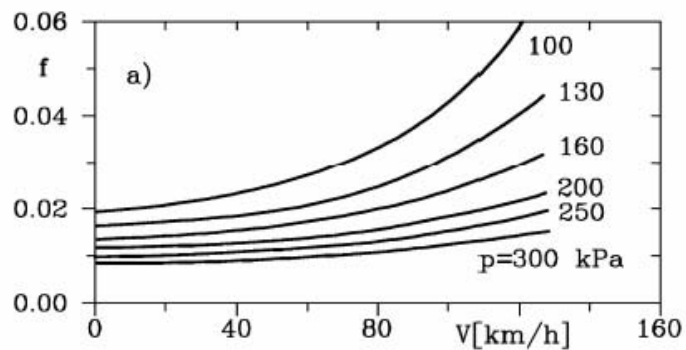
Iz izraza 4.20 vidi se da se sa povećanjem momenta kočenja M_k , povećava apsolutna vrednost tangencijalne reakcije X_T koja prouzrokuje smanjenje kraka „ e “. Pri izrazito velikom momentu kočenja, rezultujuća normalna reakcija tla može da deluje i na nekom rastojanju „ e “ iza poprečne ravni simetrije točka (slika 4.6b)

4.2.4 Koeficijent otpora kotrljanju f

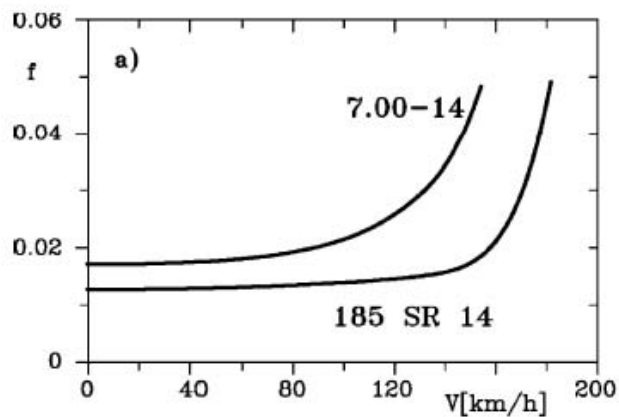
U slučaju kotrljanja točka pri kome bi se deformisali i točak i tlo, pri takvim deformacijama trošio bi se rad na trenje između točka i tla, kao i na unutrašnje trenje u materijalu pneumatika i tla. Ukoliko se radi o savremenom putu sa „tvrdim“ pokrivačem utrošeni rad pri deformaciji tla je zanemarljivo mali u odnosu na utrošeni rad pri deformaciji elastičnog točka. Koeficijent otpora kotrljanju zavisi od velikog broja faktora. Na primer, ovaj koeficijent zavisi od površinskog klizanja, ali i od pojave histerezisa, o čemu je već bilo reči. Kako je $f = e/r_d$, očigledno je da će se koeficijent otpora kotrljanju smanjivati sa povećavanjem poluprečnika točka.

Koeficijent otpora kotrljanja zavisi od više različitih uticaja. Na primer, zavisi od pritiska u pneumatiku. Viši pritisak znači da će deformacija pneumatika biti manja a time i otpor kotrljanju (slika 4.7). Sa slike 4.8 vidi se da je otpor kotrljanju skoro konstantan pri manjim brzinama (do oko 60 km/h) a da zatim naglo raste sa povećanjem brzine. Šta

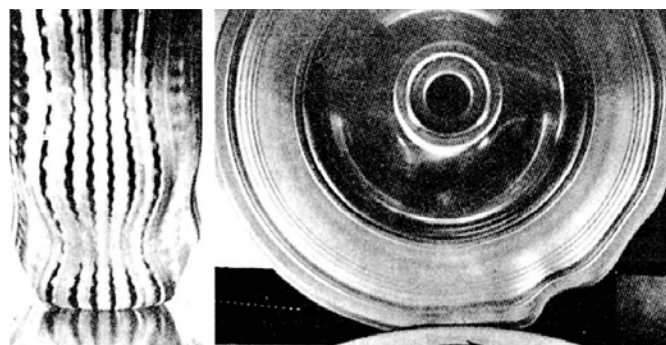
ograničava maksimalnu brzinu kretanja za određeni pneumatik? Na slici 4.9 prikazano je formiranje stojećeg deformacijskog talasa koji dovodi do razaranja pneumatika. Pri neodgovarajućim pritiscima može doći do pregrevanja i devulkanizacije zbog pretvaranja deformacijskog rada u toplotu [15].



Slika 4.7 - Uticaj pritiska na otpor kotrljanju [15]



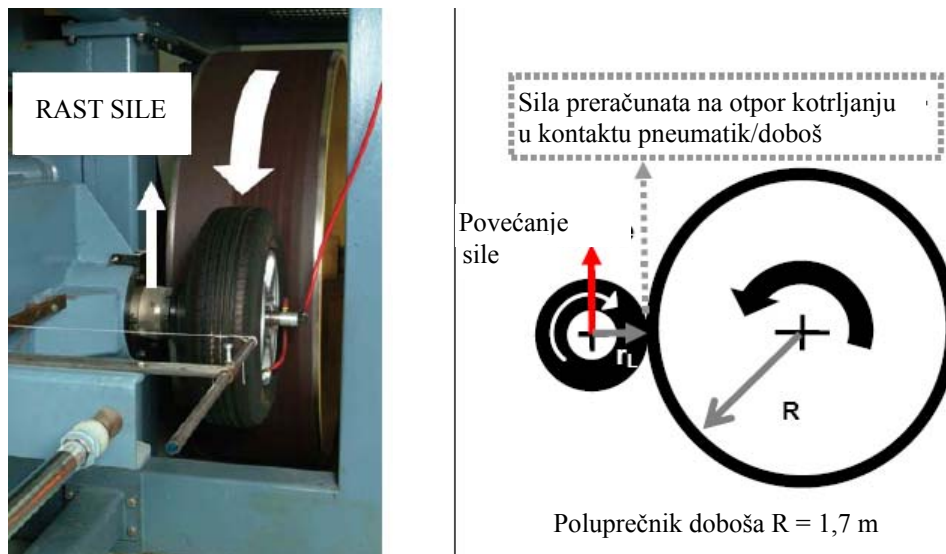
Slika 4.8 - Uticaj brzine vozila na otpor kotrljanju [15]



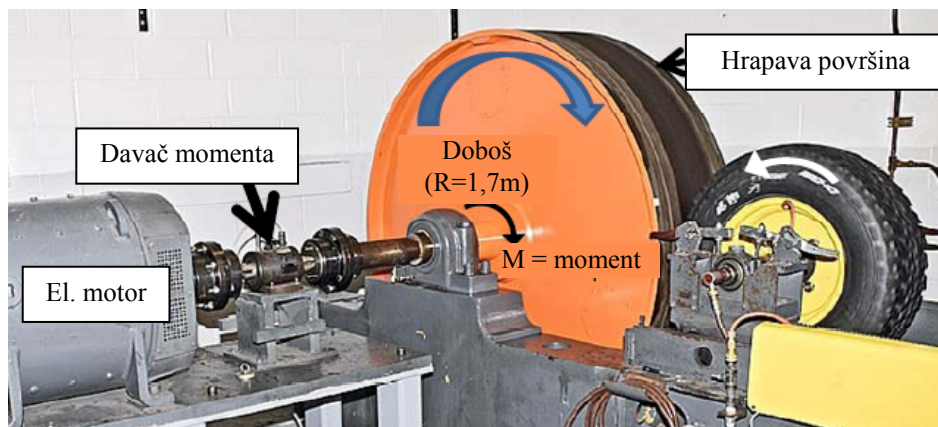
Slika 4.9 - Stojeći deformacijski talas pneumatika [15]

Koeficijent otpora kotrljanju može se eksperimentalno utvrditi korišćenjem različitih eksperimentalnih metoda. Ovde su kao primer date dve ilustracije. Na slici 4.10 prikazan je

uređaj za određivanje otpora kotrljanju preračunavanjem promene sile, a na slici 4.11 dat je uređaj kod koga se koristi metod preračunavanja momenta [16].



Slika 4.10 - Uređaj za testiranje „metodom sile“



Slika 4.11 - Uređaj za testiranje „metodom momenta“

U opštem slučaju možemo pretpostaviti da je koeficijent otpora pri kotrljanju točka automobila funkcija brzine v u obliku polinoma „n-tog“ reda:

$$f = f_0 + f_1 \cdot v + f_2 \cdot v^2 + \dots + f_n \cdot v^n \quad (4.21)$$

Sa povećanjem opterećenja na točak uvećava se koeficijent f jer se povećavaju deformacije pneumatika i puta. Međutim ako opterećenje pneumatika ne prekoračuje - dopušteno prema fabričkim propisima, a pri tome odabrani pritisak vazduha odgovara opterećenju može se opterećenje zanemariti.

Takođe, za dobre puteve može se koristiti empirijski izraz:

$$f = \frac{0,019}{\sqrt[3]{p}} + \frac{0,00245}{\sqrt{p}} \left(\frac{v}{100} \right)^2 + \frac{0,0042}{\sqrt[3]{p^4}} \left(\frac{v}{100} \right)^3 \quad (4.22)$$

gde je p , bar – pritisak vazduha u pneumatiku ($1 \text{ bar} = 105 \text{ Pa}$).

Na osnovu tabele 1 može se videti da na koeficijent f_0 ima uticaj vrsta i stanje pokrivača na putu. Praktičnu primenu ima izraz :

$$f = f_0 \cdot (1 + a \cdot v^2) \quad (4.23)$$

f_0 - koeficijent otpora pri kotrljanju, koji se odnosi na brzine do 60 km/h, dat je u tabeli 4.1 u zavisnosti od podloge;

a - konstanta, približno jednaka $(4 \text{ do } 5) \cdot 10^{-5}$;

v – brzina kretanja u km/h

Tabela 4.1 – Vrednosti koeficijenta f_0 , [17]

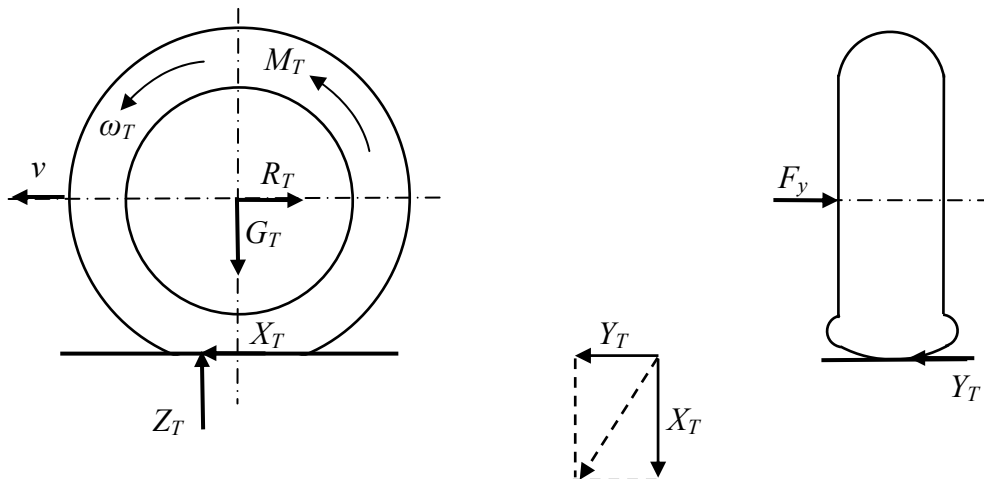
Asfalt (odličan)	0,010-0,018
Asfalt (prosečan)	0,018-0,020
Asfalt (loš)	0,020-0,023
Beton (odličan)	0,011-0,020
Beton (loš)	0,020-0,030
Makadam (odličan)	0,013-0,018
Makadam (prosečan)	0,018-0,023
Makadam (loš)	0,023-0,040
Zemljani put (utaban)	0,025-0,035
Zemljani put (prosečan)	0,050-0,080
Zemljani put (loš, blato)	0,160-0,200
Pesak (vlažan)	0,150-0,300
Strnjika	0,080-0,100
Oranica	0,120-0,180
Potje pripremljeno za setvu	0,160-0,180
Utaban put u snegu	0,030-0,040

4.2.5 Koeficijent prijanjanja φ

Ukoliko imamo slučaj pogonskog točka na koji deluje bočna sila F_Y , tada će mo usled pogonskog momenta u ravni tla imati reakciju X_T , a usled desjtva bočne sile pojaviće se bočna reakcija tla Y_T ($F_Y = Y_T$), takođe u ravni tla.

Rezultujuća reakcija nalazi se takođe u ravni tla, a njen intenzitet iznosi: $\sqrt{X_T^2 + Y_T^2}$.
Maksimalna moguća rezultujuća reakcija u ravni tla određena je proizvodom $Z_T \cdot \varphi$ (odnosno $G_T \cdot \varphi$), naime:

$$Z_T \cdot \varphi = \sqrt{(X_T^2 + Y_T^2)_{max}} \quad (4.24)$$



Slika 4.12 - Pogonski točak na koji deluje bočna sila

Kad veličina rezultujuće reakcije dostigne vrednost $Z_T \cdot \varphi$ pojavljuje se klizanje točka. Do klizanja ne dolazi ako je ispunjen uslov:

$$\sqrt{X_T^2 + Y_T^2} < Z_T \cdot \varphi \quad (4.25)$$

Na osnovu izraza (4.25) možemo da definišemo koeficijent prijanjanja kao odnos između rezultujuće maksimalne reakcije u ravni tla pri kojoj počinje klizanje i radijalne reakcije tla:

$$\varphi = \frac{\sqrt{(X_T^2 + Y_T^2)_{max}}}{Z_T} \quad (4.26)$$

Za slučaj da je $Y_T = 0$ rezultujuća maksimalna reakcija tla postaje X_{Tmax} , maksimalna tangencijalna reakcija, pa je koeficijent prijanjanja odnos između ove i normalne (radijalne) reakcije tla.

Definicija koeficijenta prijanjanja odgovara onoj u Mehanici koja govori o koeficijentu trenja pri klizanju između dva kruta tela (trenja prvoga reda). Stoga se često smatra da su koeficijent prijanjanja i koeficijent trenja pri klizanju isti pojmovi i da su pod istim uslovima međusobno iste veličine. Ovakvo shvatanje je blisko stvarnosti, naročito kada se radi o tvrdim podlogama (beton, kamen). U Mehanici se razlikuju statički koeficijent trenja klizanja i koeficijent trenja klizanja pri kretanju, odnosno koeficijent kinetičkog trenja. I ovde važe analogne zakonitosti, naime koeficijent prijanjanja pri određenom delimičnom klizanju dostiže svoju maksimalnu vrednost (φ_{max}), pri potpunom klizanju svoju manju vrednost (φ). Stoga se može uslovno razlikovati „statički“ i „dinamički“ koeficijent prijanjanja.

Za razliku od pojave trenja pri klizanju u ostalim granama mašinstva (npr. rukavac i klizno ležište) gde se teži da se trenje svede na najmanju meru, ovde imamo obrnut slučaj: težimo da koeficijent prijanjanja između točka i puta bude što veći. Prijanjanje između točkova automobila i podloge omogućava prenošenje obimne-pogonske sile i kretanje automobila. Pri tome automobil drži željeni pravac bez posebnih uređaja za vođenje točkova (što nije slučaj

kod šinskih vozila). Sa povećanjem koeficijenta prianjanja povećava se stabilnost vožnje, jer se u svakom momentu može obezbediti dodatna reakcija u ravni tla kojom bi se uravnotežila eventualna poremećajna sila.

Uzajamno tangencijalno dejstvo točka i podloge uslovljeno je:

- trenjem između gume i površine podloge (trenje prvog reda);
- dubinom ukopavanja točka u tlo;
- suprotstavljanjem pomeranju elemenata podloge.

Trenje između gume i površine podloge ima presudan uticaj na veličinu koeficijenta prianjanja ako je podloga tvrda. Međutim, kod mekane podloge važniji su elementi: dubina ukopavanja točka u tlo, što istovremeno govori o normalnom opterećenju točka, kao i suprotstavljanje pomeranju elemenata podloge.

Veličina koeficijenta prianjanja zavisi od velikog broja faktora, kao što su: vrsta, stanje i oblik puta, materijal i konstrukcija pneumatika, brzina vožnje, temperatura puta i pneumatika, karakter kotrljanja (bez klizanja, sa klizanjem, u prisustvu bočne sile) itd. Koeficijent prianjanja nije u potpunosti isti kod klizanja točka unapred, unazad, bočno sa ili bez kotrljanja, međutim, radi se o neznatnim razlikama koje se u praktičnim tretiranjima problema mogu zanemariti. U tabeli 4.2 date su neke vrednosti koeficijenta prianjanja. za različite materijale i stanje puteva, prema izvoru [18].

Tabela 4.2 – Koeficijent prianjanja, [18]

Površina puta	Koeficijent prianjanja, φ
Beton – suv	0,88 – 1,00
Beton - mokar	0,50 – 0,61
Asfalt - suv	0,87 – 0,99
Asfalt - mokar	0,77 – 0,93
Sabijeni sneg	0,35 – 0,45
Led	0,22 – 0,41

5. RASPODELA TEŽINE I POLOŽAJ TEŽIŠTA

5.1 RASPODELA TEŽINA

Vozilo predstavlja složen mehanički sistem koji se sastoji od više celina, opterećen ne samo sopstvenim težinama, već i težinama putnika i tereta koji prevozi. Svaki od pomenutih subjekata ima sopstveno težište, tako da jedinstveno težište vozila zapravo predstavlja mesto delovanja rezultante svih pojedinih sila težine, koje se određuje prema pravilima statike.

Ponašanja vozila na putu, upravljanje, njegove performanse, ali i ponašanje u toku saobraćane nezgode, značajno su povezani sa položajem težišta vozila. Stoga proizvođači automobila u fazi razvoja vrše merenja, ali se ovi podaci najčešće odnose na prazno vozilo sa poznatim rasporedom opterećenja. Međutim, tokom korišćenja vozila raspored masa po osnovu položaja putnika i tereta može biti promenljiv. Shodno tome, kada se opterećenje vozila menja, dolazi i do promene položaja njegovog težišta. Stoga proizvođači uzimaju tu činjenicu u obzir i vrše brojna složena putna ispitivanja i provere [19]. Kod putničkih vozila, masa putnika odnosno tereta u odnosu na masu vozila je obično takva da se promena položaja težišta pri promeni opterećenja može zanemariti, što nije slučaj kod teretnih vozila, gde su razlike u masi praznog i opterećenog vozila znatne [20].

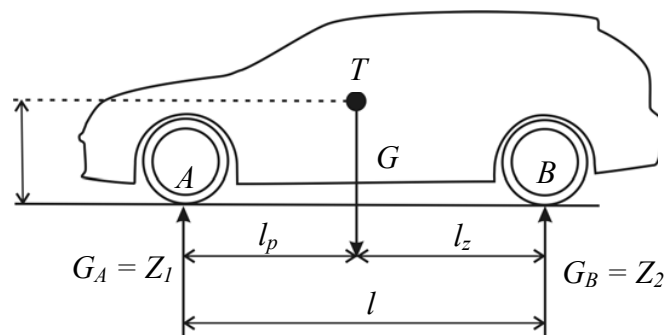
Prema tome, položaj težišta vozila predstavlja jednu od bitnih konstruktivnih karakteristika vozila s obzirom da ova konstruktivna karakteristika ima veliki uticaj na vučne karakteristike i stabilnost kretanja vozila. U fazi projektovanja vozila, konstruktori pokušavaju da postavljanjem pojedinih agregata i sklopova, rasporede težinu tako da težište vozila bude u podužnoj ravni simetrije vozila. Po sklapanju prototipa, jedna od prvih postupaka ispitivanja je i određivanje položaja težišta. Velika odstupanja položaja težišta od ravni simetrije nisu dozvoljena, tako da se mora izvršiti bolji razmeštaj agregata i sklopova sve dotle dok se ne dobije neznatna "ekscentričnost". U daljem tekstu prikazana je raspodela težine vozila sa 4 točka

Za vozilo na horizontalnoj podlozi (slika 5.1), izrazi momenata za začke B i A su:

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow Z_1 \cdot l - G \cdot l_z = 0 \Rightarrow Z_1 = \frac{G \cdot l_z}{l} = G_A \quad (5.1)$$

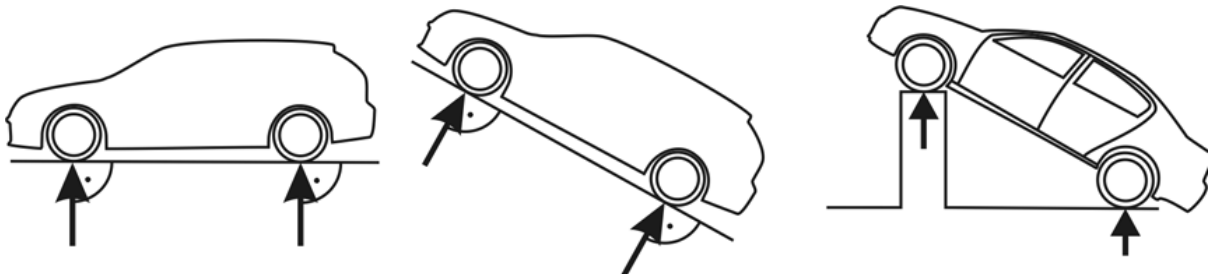
$$\sum M_A = 0 \Rightarrow Z_2 \cdot l - G \cdot l_p = 0 \Rightarrow Z_2 = \frac{G \cdot l_p}{l} = G_B \quad (5.2)$$

Oznake G_A i G_B su korišćene za normalne statičke reakcije tla.



Slika 5.1 – Reakcije na horizontalnom tlu

Osovinske reakcije su po svojoj prirodi uvek normalne na podlogu, slika 5.2.

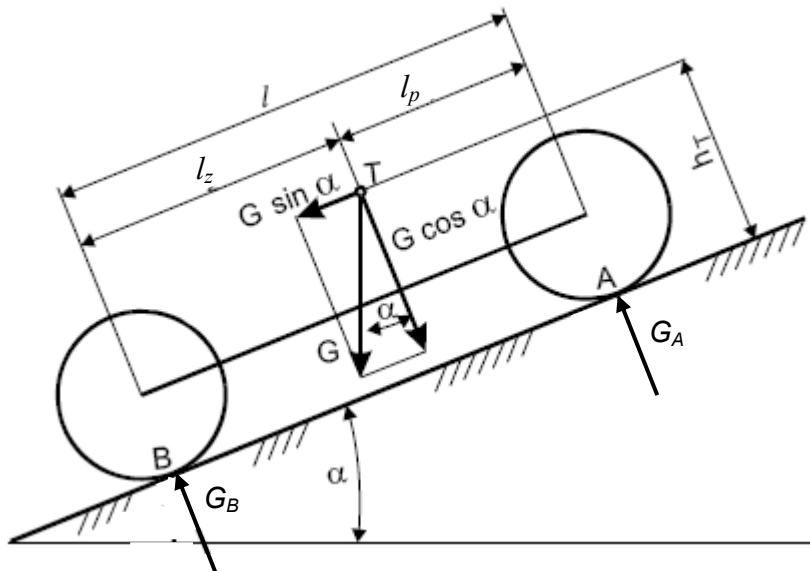


Slika 5.2 - Pravac dejstva osovinskih reakcija

Za vozilo sa četiri točka ukočeno na usponu pod uglom α , na slici 5.3, na osnovu jednačina momenata za tačke A i B reakcije tla G_A i G_B su:

$$G_A = \frac{G \cdot l_z}{l} \cos \alpha - \frac{G \cdot h_T}{i} \sin \alpha \quad (5.3)$$

$$G_B = \frac{G \cdot l_p}{l} \cos \alpha + \frac{G \cdot h_T}{l} \sin \alpha \quad (5.4)$$



Slika 5.3 – Vozilo ukočeno na usponu pod uglom α

Komponenta $G \sin \alpha$ uravnotežava se sa silom prijanjanja:

$$G \sin \alpha = G \varphi \cos \alpha = K \quad (5.5)$$

U slučaju da je $\alpha = 0$ dobijaju se vrednosti iz izraza 5.1 i 5.2.

5.2 ODREĐIVANJE KOORDINATA TEŽIŠTA

Za slučaj klasičnog vozila (dve osovine, 4 točka), na osnovu izraza 5.1 i 5.2 dobijaju se sledeće relacije:

$$\frac{l_p}{l_z} = \frac{G_B}{G_A}; \quad l_p = \frac{G_B}{G} \cdot l; \quad l_z = \frac{G_A}{G} \cdot l \quad (5.6)$$

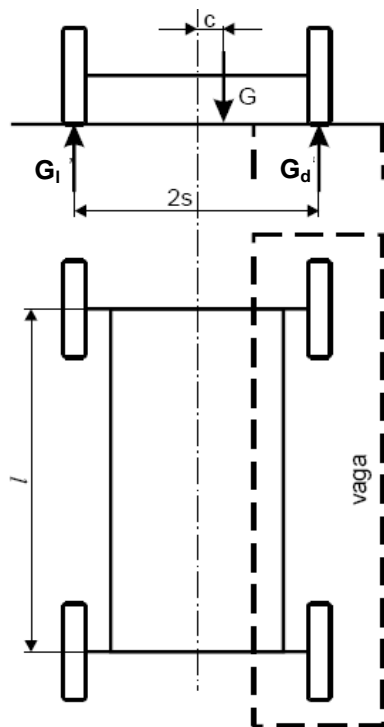
Veličine „ l_p “ i „ l_z “ nazivaju se produžne koordinate težišta. Te koordinate se mogu najjednostavnije odrediti merenjem težina G_A , G_B i G automobila koji je postavljen na horizontalnoj ravni. Pri tome se prednji deo, zadnji deo, odnosno ceo automobil oslanja na vagu koja je u nivou horizontalnog tla. Treća koordinata „ c “, određuje se, takođe, merenjem težina prema slici 5.4. Vozilo se jednom stranom oslanja na horizontalnu podlogu dok mu je druga strana na vagi. Na taj način se određuju statičke reakcije tla koje deluju na leve (G_l) i desne (G_d) točkove automobila.

Iz momentne jednačine:

$$G_d \cdot 2 \cdot s - G(s + c) = 0 \quad (5.7)$$

sledi ekscentričnost težišta od ose simetrije:

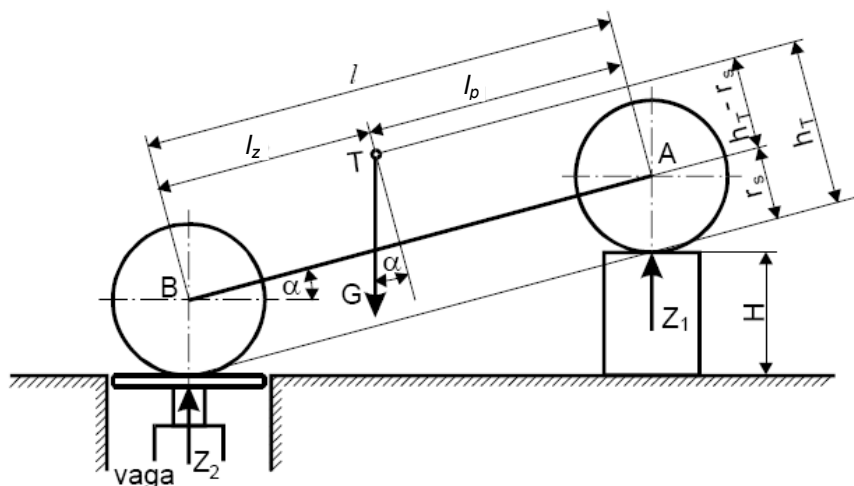
$$c = \left(2 \cdot \frac{G_d}{G} - 1 \right) \cdot s \quad (5.8)$$



Slika 5.4 - Skica za određivanje poprečnih koordinata težišta

U fazi projektovanja automobila raspoređuju se pojedini sklopovi tako da se težišna ravan poklapa sa podužnom ravni simetrije automobila ($c = 0$). Na prototipu automobila obavezno se proverava položaj poprečne koordinate težišta. Ukoliko postoji znatnije odstupanje potrebno je izvršiti odgovarajuće izmene u konstrukciji automobila.

Određivanje visine težišta h_T iznad horizontalne podloge obično se vrši merenjem jednog dela automobila (prednjeg ili zadnjeg), pri podizanju drugog. Automobil se jednim svojim krajem naveze na vagu koja čini deo horizontalne, podloge a drugi deo se oslanja na horizontalnu podlogu. Sada se „blokira“ ogibljenje, pa se deo koji je van vage podigne na određenu visinu H koja može lako da se izmeri. Na slici 5.5 prikazano je merenje kada su podignuti prednji točkovi.



Slika 5.4 – Merenje reakcije zadnje osovine vozila na usponu pomoću vage

Na prikazanoj slici sa l_p označeno je rastojanje prednje osovine od težišta, a sa l_z rastojanje ot težišta do osovine zadnjeg točka.

Iz uslova ravnoteže u odnosu na prednju osovinu (A) imamo:

$$G \cdot l_p \cos \alpha + G \cdot (h_T - r_s) \sin \alpha - Z_2 \cdot l \cdot \cos \alpha = 0 \quad (5.9)$$

Ovde su:

α - ugao nagiba automobila prema horizontalnoj podlozi;

h_T – visina težišta kada se automobil nalazi na horizontalnoj podlozi;

r_s – statički poluprečnik točka;

Z_2 – radijalna reakcija tla na zadnje točkove, koja se meri vagom.

Kako je na osnovu izraza 5.6 $l_p = (G_B/G) \cdot l$, onda se zamenom u izraz 5.9 i deljenjem tog izraza sa $\cos \alpha$ dobija:

$$G_B \cdot l + G (h_T - r_s) \operatorname{tg} \alpha - Z_2 \cdot l = 0 \quad (5.10)$$

Odavde je:

$$h_T = r_s + \frac{l}{G} \frac{Z_2 - G_B}{\operatorname{tg} \alpha}, \text{ ili} \quad (5.11)$$

$$h_T = r_s + l_p \cdot \left(\frac{Z_2}{G_B} \right) \operatorname{ctg} \alpha \quad (5.12)$$

6. SILE OTPORA PRI KRETANJU AUTOMOBILA

U najopštijem slučaju sile otpora koje djeluju na vozilo u kretanju mogu se podeliti na unutrašnje i spoljašnje sile otpora. Pod unutrašnjim silama otpora podrazumavaju se sve sile koje djeluju pri prenosu snage od motora do točka, kako inercione tako i sile trenja elemenata transmisije. Stoga se ove sile otpora i zovu unutrašnjim silama. Njihovo dejstvo se može sa dovoljnom tačnošću aproksimirati stepenom korisnosti transmisije, tako daće se u daljem razmatranju uzimati kao efektivna sila vuče, ona koja se dobija na pogonskim točkovima vozila.

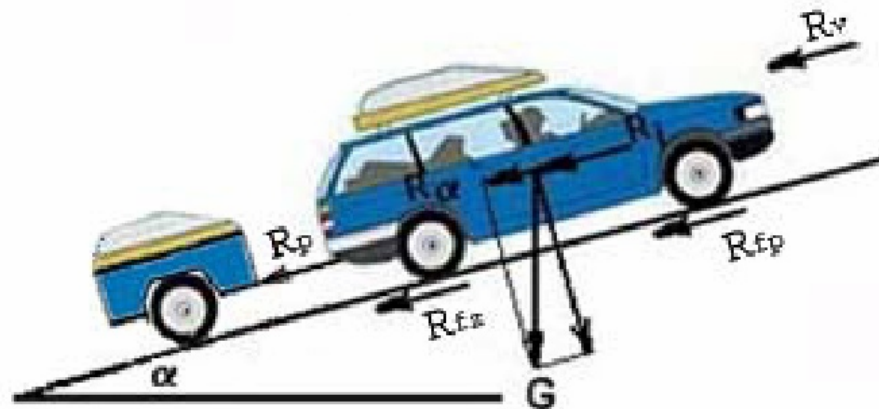
Spoljašnje sile otpora se mogu podeliti na:

- Sile otpora pri kretanju vozila iz mesta
- Sile otpora pri stacionarnom i nestacionarnom kretanju

Sile otpora pri kretanju vozila iz stanja mirovanja (pokretanje vozila iz mesta) zavise od stanja kolovoza, pneumatika i mase vozila, a potiču od plastičnih i elastičnih deformacija podloge, elastičnih deformacija točkova i inercionih sila kao sile otpora ubrzanju. U principu ove sile se ne uzimaju pri proračunu ukupnih sila kao otpori kretanju, s obzirom da su sile pri kretanju vozila na višim brzinama sile vetra otpora uvek više, dok su pri mirovanju iste jednaki nuli. Sile i momenti otpora pokretanju vozila iz mesta su posebno važni kod proračuna spojnice, pogotovu kod teretnih i vučnih vozila.

Ukoliko se kao opšti slučaj pretpostavi kretanje vozila ustaljenom brzinom, na usponu i ukoliko to vozilo vuče prikolicu, onda će se njegovom kretanju suprotstavljati sledeće sile otpora:

- sile otpora pri kotrljanju R_f
- sile otpora vazduha R_v
- sile otpora pri usponu R_α
- otpor inercijalnih sila R_i
- sila otpora vuče prikolice R_p



Slika 6.1 - Sile otpora koje djeluju na vozilo u kretanju

6.1 SILA OTPORA PRI KOTRLJANJU, R_f

Prilikom razmatranja kotrljanja elastičnog točka po tvrdoj podlozi (poglavlje 4.) zaključeno je da se aktivnoj sili, koja prouzrokuje kotrljanje, suprotstavlja sila otpora kotrljanju koja je rezultat pojedinačno angažovanih sila na savlađivanju otpora usled:

- unutrašnjeg trenja u gumi (pri deformacijama),
- klizanja elemenata gume po površini kotrljanja,
- prilepljivanja gume o površinu kotrljanja itd.

Ukupna sila otpora pri kotrljanju točkova automobila po horizontalnom tlu je:

$$R_f = f \cdot \Sigma Z_T = f \cdot G \quad (6.1)$$

Za kretanje automobila na usponu, ukupni otpor pri kotrljanju:

$$R_f = f \cdot G \cos \alpha \quad (6.2)$$

gde je proizvod $G \cos \alpha$ jednak zbiru normalnih reakcija tla koje dejstvuju na točkove automobila. Očigledno je da se sa povećanjem ugla nagiba podloge smanjuje sila otpora pri kotrljanju.

Koeficijent otpora pri kotrljanju u izrazima (6.1) i (6.2) dogovorno obuhvata i druge gubitke koji su vezani za kretanje automobila, a pomenuti su na početku ovog poglavlja (trenje u ležištima, razne drugi unutrašnji otpori i sl.), kao i gubici usled neravnina puta, trenja kod vučenog vozila i dr.

6.2 SILA OTPORA VAZDUHA, R_v

Otpori vazduha, odnosno vetra zauzimaju značajno mesto, tako da se u današnje vreme obliku vozila, odnosno aerodinamičnosti posvećuje posebna pažnja, kao jednom od značajnih faktora koji utiču na potrošnju goriva i dinamičko ponašanje vozila na putu. Posebna pažnja se takođe posvećuje i konstrukciji oblika bočnih površina, s obzirom da sila bočnog vetra ne dejstvuje u težište površine, već u metacentar iste, tako da od međusobnog položaja težišta vozila i metacentra bočne površine, dosta zavisi kakvaće biti stabilnost vozila na bočni vetar

Pravac sile otpora vazduha zavisi takođe i od pravca prirodnog strujanja vazduha odnosno pravca vetra. Intezitet rezultujuće brzine vazdušne struje iznosi:

$$v_v = \sqrt{v^2 + w^2 + 2vw \cos \tau} \quad (6.3)$$

gde su:

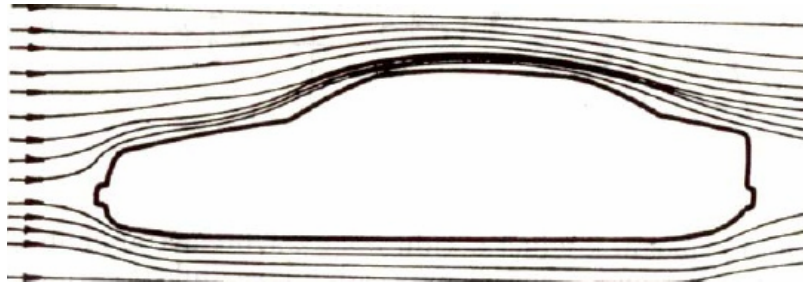
- v [m/s]; [km/h] brzina kretanja vozila
- w [m/s]; [km/h] brzina vetra
- τ [°] - ugao koga zaklapa smer vetra sa smerom kretanja vozila

- ukoliko vetar duva u "čelo", to jest $\tau = 0^\circ$, rezultujuća brzina $v_v = v + w$
- kada je vetar „u leđa“, tada je $\tau = 180^\circ$, rezultujuća brzina $v_v = v - w$
- za bočni vetar, $\tau = 90^\circ$, odnosno $\tau = 270^\circ$, $v_v = \sqrt{v^2 \pm w^2}$

U opštem slučaju ukupan otpor vazduha može da se подели na:

- Čeonu silu otpora vazduha koja iznosi oko 65% od ukupne sile otpora vazduha;
- Otpor površinskog trenja (tangencijalni otpor), koji nastaje usled trenja čestica vazduha o bočne površine vozila, koji čini oko 10% od ukupnog otpora vazduha;
- Otpor prostrujavanja, kao komponenta otpora usled prolaska vazduha kroz unutrašnjost vozila (sistem za provetravanje, prolazak kroz hladnjak motora i slično), koji iznosi oko 10% od ukupnog otpora vazduha i
- Otpor diskontinuiteta površine vozila (prekidne zone površine vozila), koji iznosi oko 15% od ukupnog otpora vazduha.

Upravo iz ovih razloga, u procesu konstruisanja vozila se velika važnost pridaje obliku odnosno aerodinamičnosti vozila (slika 6.2 i slika 6.3).



Slika 6.2 – Laminarno opstrujavanje profila vozila



Slika 6.3 – Simulacija opstrujavanja profila vozila

U stvarnosti prekidne zone utiču na javljanje vrtloga iz tih površina, koje pored povećanja otpora kretanju, povećavaju i buku vozila (slika 6.4).



Slika 6.4 - Tok strujnica u tri karakteristična oblika

Matematički izraz kojim se izračunava otpor vazduha pri kretanju vozila ima sledeći izraz:

$$R_v = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot (v \pm w)^n \quad (6.4)$$

gde su:

c_x [-] - faktor aerodinamičnosti,

ρ [kg/m^3] - gustina vazduha,

A [m^2] - čeona površina vozila (površina projekcije čeone površine na upravnu ravan)

v ; w [m/s]; [km/h] - rezultujuća brzina vozila odnosno vetra,

n [-] - eksponent koji zavisi od brzine (za dozvučne brzine $n = 2$),

Smenom "konstantnih" koeficijenata u izrazu 4 koeficijentom otpora vazduha:

$$K = c_x \cdot \frac{\rho}{2}, \left[\frac{N \cdot s^2}{m^4} \right] \quad (6.5)$$

dobija se najčešće korišćeni izraz:

$$R_v = K \cdot A \cdot (v \pm w)^2 \text{ kada se brzina vozila i vetra izražava u } [m / s] \quad (6.6)$$

odnosno:

$$R_v = K \cdot A \cdot \frac{(v \pm w)^2}{13} \text{ kada je brzina vozila i vetra data u } [km / h] \quad (6.7)$$

Za slučajeve, kada se temperatura (T) i pritisak vazduha (B) razlikuju od normalnih vrednosti ($p = 1015mbar$, $t = 20^\circ C$), koristi se korigovani izraz za gustinu vazduha:

$$\rho = 1,25 \cdot \frac{B}{1015} \cdot \frac{293}{T} \quad (6.8)$$

Najčešće veličine čeonih površina vozila se uzimaju prema tabeli 6.1, ili se izračunavaju iz približnog izraza:

- za putnička vozila: $A = 0,78 \cdot b \cdot h [m^2]$

- za teretna vozila i autobuse: $A = (0,96 - 1,1) \cdot h \cdot s_p [m^2]$

ili $A = 0,9 \cdot h \cdot b [m^2]$

gde su:

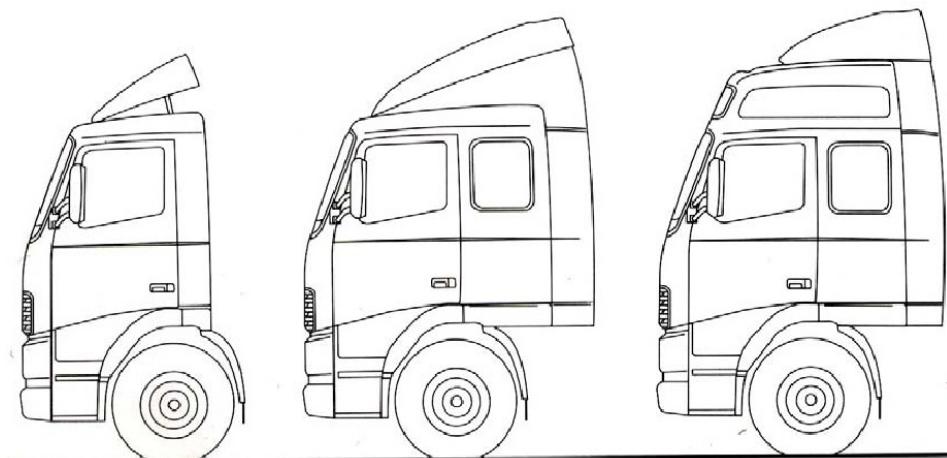
b - širina vozila

h - visina vozila

s_p - prednji trag vozila

Tabela 6.1 - Čeona površina vozila i koeficijent otpora

Vrsta vozila	Čeona površina $A [m^2]$	Koeficijent otpora vazduha $K [Ns^2/m^4]$
Zatvoreni putnički automobil		
- Radna zapremina motora do 1000 cm ³	1,4 - 2,0	0,15 - 0,3
preko 1000 cm ³	2,0 - 2,8	
- Otvorena putnička	1,5 - 2,0	
- Sportska	1,0 - 1,3	
Teretna vozila	3 - 6	0,5 - 0,7
Autobusi	4 - 6,5	0,25 - 0,5



Slika 6.5 - Krovni spojleri kamiona, radi sniženja otpora vazduha

Kada je u pitanju izračunavanje sile otpora vazduha vučnog voza, odnosno teretnog vozila ili autobusa sa prikolicom, praksa je pokazala da se ukupna sila vazduha, u odnosu na vučno vozilo povećava za 25% do 30%, tako da se sila otpora vučnog voza (R_{vv}) računa kao:

$$R_{vv} = (1,25 - 1,3) \cdot R_v \quad (6.9)$$

Koeficijent aerodinamičnosti vozila (c_x) je takođe veoma uticajna veličina, koja može tačno da se odredi samo ispitivanjem u aerodinamičnom tunelu. Uticajne veličina na istu su mnogobrojne, počev od globalnog oblika karoserija, pa do uticaja raznih promena oblika i prekidnih zona strujanja, otvora za prostrujavanje vazduha i sličnog. Ispitivanja su pokazala da i pojedini spoljni elementi kao retrovizori, brisači stakalačak i antene radio prijemnika imaju znatnog uticaja na ukupan koeficijent aerodinamičnosti i pojavu buke i šumova kod vozila.

S obzirom da je koeficijent aerodinamičnosti jedan od direktnih uticajnih parametar na veličinu sile otpora vazduha, time isti uzima i direktnog učešća u ukupnoj potrošnji goriva vozila, odnosno ekonomičnosti vozila. Praktični primeri provere su na primer pokazali da se stavljanjem klasičnih krovnih nosača prtljaga, potrošnja goriva povećava za 15 do 20%. Upravo to je i razlog svečešćoj primeni specijalnih krovnih nosača i lepo oblikovanih krovnih "sanduka", a kod kamiona i putničkih automobila koji vuku kamp prikolicu i upotreba krovnih spojlera.

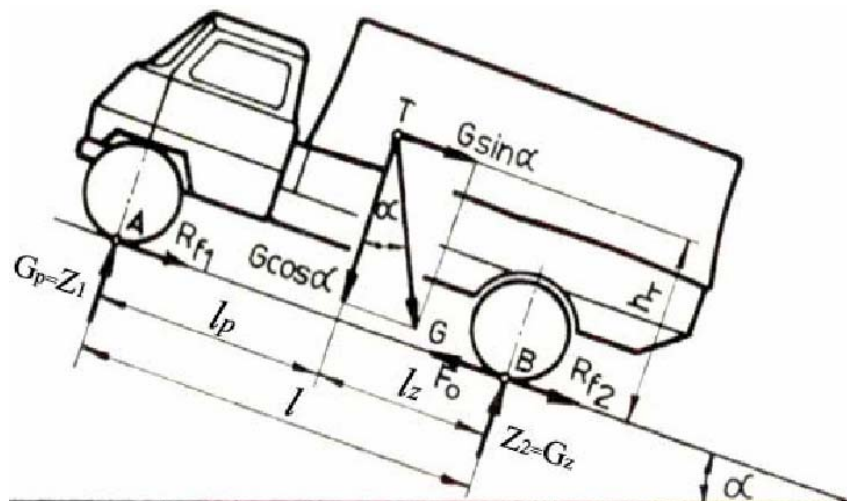
Kod savremenih putničkih vozila koeficijent aerodinamičnosti se kreće u granicama $c_x = 0,25$ do $0,4$ pri čemu niže vrednosti važe za sportska i lepo oblikovana vozila. Za kamione ovaj faktor se kreće u dosta širokim granicama i obično je ne manji od $0,5$. Za autobuse ovaj koeficijent je takođe dosta visok, ali obično niži nego za kamione.

Treba istaći da je proces doterivanje oblika karoserije, odnosno dovođenje koeficijenta aerodinamičnosti na dovoljno nisku vrednost, veoma dugotrajan i skup, tako da je isti, ekonomski gledano, isplativ samo kod visokih serija automobila. Primera radi, jedan uobičajen aerodinamički tunel, za ispitivanje vozila u prirodnom obliku, ima snagu ventilatora i do 2000 kW , pri čemu brzina strujanja vazduha u njemu je jednaka planiranoj maksimalnoj brzini vozila. Međutim, kod tunela u kojima se ispituju umanjeni modeli (na primer $1:10$), potrebno je da se obezbedi da brzina strujanja vazduha bude čak 1200 km/h (dakle, viša od brzine zvuka) i ako je maksimalna brzina realnog vozila planirana samo do 120 km/h . Ovo sledi iz uslova da Reynoldsovi brojevi strujanja vazduha kod vozila prirodne veličine i modela vozila budu jednaki, što se postiže tek kada je brzina strujanja vazduha oko modela (grubo računato) onoliko puta veća koliko je model umanjen od prirodne veličine [3].

6.3 SILA OTPORA KRETANJA NA USPONU, R_α

Prilikom izračunavanja sile otpora vozilu usled uspona, potrebno je silu težine vozila, koja deluje iz težišta, razložiti na komponente - jedna u pravcu upravnom na podlogu i drugu paralelnoj sa podlogom (slika 6.6). Upravo ta sila, koja je paralelna sa podlogom predstavlja otpor vozila na usponu, odnosno, s obzirom da se za male uglove može uzeti da je $\sin \alpha \approx \text{tga}$:

$$R_\alpha = G \cdot \sin \alpha \approx G \cdot \text{tga} \quad (6.10)$$



Slika 6.6 - Razlaganje sile težine na usponu

Uzimajući da je $\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{l} = p$ sledi:

$$R_{\alpha} \approx G \cdot p, \text{ odnosno } R_{\alpha} \approx G \cdot \frac{p\%}{100} \quad (6.11)$$

gde je „p“ nagib puta izražen u procentima.

Za vozila sa prikolicom, ukupan otpor usled kretanja na usponu jednak je zbiru otpora za vučno vozilo i za prikolicu.

Kako otpor uspona i otpor kotrljanja zavise od težine vozila i karakteristika puta (koeficijenta otpora kotrljanju i ugla uspona), može da se postavi jednakost ukupnih sila otpora puta kao:

$$R_u = R_f + R_{\alpha} = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha \quad (6.12)$$

Kako je već rečeno, za male uglove: $\cos \alpha = 1$ i $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha \approx p$ (za uglove do 10° greške praktino nema), pa sledi da je ukupan otpor puta:

$$R_u = R_f + R_{\alpha} = G \cdot (f + p) = G \cdot u \quad (6.13)$$

gde je zbir koeficijenata $(f + p)$ izražen koeficijentom „u“.

Smanjivanje otpora puta je stalni trend proizvođača vozila ali i putogradnje i ogleda se u stalnoj težnji da se pri izgradnji puteva usponi smanje gradnjom mostova, prosecanjem ili gradnjom tunela tako i u konstrukciji vozila gde je težnja da se smanji masa vozila upotrebom lakih metala, plastike i kompozitnih struktura.

Tabela 6.2 Vrednosti funkcija $\sin \alpha$ i $p = \operatorname{tg} \alpha$ [21]

α°	$\sin \alpha$	$p = \operatorname{tg} \alpha$	α°	$\sin \alpha$	$p = \operatorname{tg} \alpha$	α°	$\sin \alpha$	$p = \operatorname{tg} \alpha$
0,5	0,009	0,009	15,5	0,267	0,277	30,5	0,507	0,589
1,0	0,017	0,017	16,0	0,276	0,287	31,0	0,515	0,601
1,5	0,026	0,026	16,5	0,248	0,296	31,5	0,522	0,613
2,0	0,035	0,035	17,0	0,292	0,306	32,0	0,530	0,625
2,5	0,044	0,044	17,5	0,301	0,315	32,5	0,537	0,637
3,0	0,052	0,052	18,0	0,309	0,325	33,0	0,545	0,649
3,5	0,061	0,061	18,5	0,317	0,335	33,5	0,552	0,662
4,0	0,070	0,070	19,0	0,326	0,344	34,0	0,559	0,675
4,5	0,078	0,079	19,5	0,334	0,354	34,5	0,566	0,687
5,0	0,087	0,087	20,0	0,342	0,364	35,0	0,573	0,700
5,5	0,096	0,096	20,5	0,350	0,374	35,5	0,581	0,713
6,0	0,104	0,105	21,0	0,358	0,384	36,0	0,588	0,726
6,5	0,113	0,114	21,5	0,366	0,394	36,5	0,595	0,740
7,0	0,122	0,123	22,0	0,375	0,404	37,0	0,602	0,754
7,5	0,131	0,132	22,5	0,383	0,414	37,5	0,609	0,767
8,0	0,139	0,140	23,0	0,391	0,424	38,0	0,616	0,781
8,5	0,148	0,149	23,5	0,399	0,435	38,5	0,623	0,795
9,0	0,156	0,158	24,0	0,407	0,445	39,0	0,629	0,810
9,5	0,165	0,167	34,5	0,415	0,456	39,5	0,636	0,824
10,0	0,174	0,176	25,0	0,423	0,466	40,0	0,643	0,839
10,5	0,182	0,185	25,5	0,430	0,477	40,5	0,649	0,854
11,0	0,191	0,194	26,0	0,438	0,488	41,0	0,656	0,869
11,5	0,199	0,203	26,5	0,446	0,498	41,5	0,663	0,885
12,0	0,208	0,212	27,0	0,454	0,509	42,0	0,669	0,900
12,5	0,216	0,222	27,5	0,462	0,521	42,5	0,676	0,916
13,0	0,225	0,231	28,0	0,469	0,532	43,0	0,682	0,932
13,5	0,233	0,240	28,5	0,477	0,543	43,5	0,688	0,949
14,0	0,242	0,249	29,0	0,485	0,554	44,0	0,695	0,966
14,5	0,250	0,259	29,5	0,492	0,566	44,5	0,701	0,983
15,0	0,259	0,268	30,0	0,500	0,577	45,0	0,707	1,000

6.4 OTPOR KRETANJU PRIKOLICE, R_p

Uobičajeno je u proračunu otpora da se otpor kretanju prikolice smatra otporom kretanju celog vozila. Ovo proizilazi uz činjenice da u izrazima, koji važe za otpore kotrljanju i otpore na usponu, član G treba zameniti zbirom težine vučnog vozila i težine prikolice, dok kod otpora ubrzanju, odnosno inercionim silama, član „ m ”, kojim se definiše masa, treba uzeti kao zbir masa vučnog vozila i prikolice. Ukupan otpor vazduha teretnih vozila sa prikolicom povećava se za oko 25 do 30%, dok je za putnička vozila, koja vuku lake prikolice, otpor vazduha znatno manji i ne prelazi 10 do 15 %, zavisno od veličine prikoice i oblika poklopca iste. Naravno, za slučajeve vuče kamp prikolice putničkim automobilom, gde je čeona površina prikolice veća od čeone površine vozila, a masa prikolice čak i bliska masi vozila, ukupan otpor vozila se povećava za oko 25 do 30% u odnosu na otpor samog vozila (kao za teretno vozilo). Izuzetno u slučajevima kretanja tegljača, odnosno specijalnih vučnih vozila koji vuku posebne terete, otpori kretanju vučenog vozila se posebno računaju i dodaju se vučnom vozilu kao sila na poteznici.

6.5 OTPOR INERCIONIH SILA, R_i

Prilikom ubrzanog ili usporenog kretanja vozila, kao posledica drugog Njutnovog zakona, javlja se sila otpora ubrzanju, odnosno usporenju, poznata kao „inerciona sila“, čije je dejstvo iz težišta vozila. Ova sila ima smer uvek suprotan od smera kretanja vozila. U procesu ubrzanja/usporenja potrebno je ubrzati/usporeti kako translatorene tako i rotacione mase. U tom procesu masa automobila (m) dobija translatorno, dok sistem zamajac-točkovi rotaciono ubrzanje/usporenje. Usled toga, ukupna inerciona sila je zbir sila nastalih od ovih dveju masa:

$$R_i = R_i' + R_i'' \quad (6.14)$$

Ovde su:

R_i' - potrebne sile za jednoliko translatorno ubrzavanje mase automobila,

R_i'' - potrebne sile za jednoliko rotaciono ubrzavanje obrtnih masa automobila.

Otpor usled translatornog ubrzavanja mase automobila je:

$$R_i = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a \quad (6.15)$$

gde su:

m – masa automobila;

a – ubrzanje pri translatornom kretanju automobila

Kako je $R_i' \gg R_i''$, to se ukupni otpor usled dejstva inercionih sila skraćeno može prikazati sledećim izrazom:

$$R_i = R_i' \cdot \delta = \frac{G}{g} \cdot a \cdot \delta \quad (6.16)$$

$$R_i = R_{iT} + R_{iO}$$

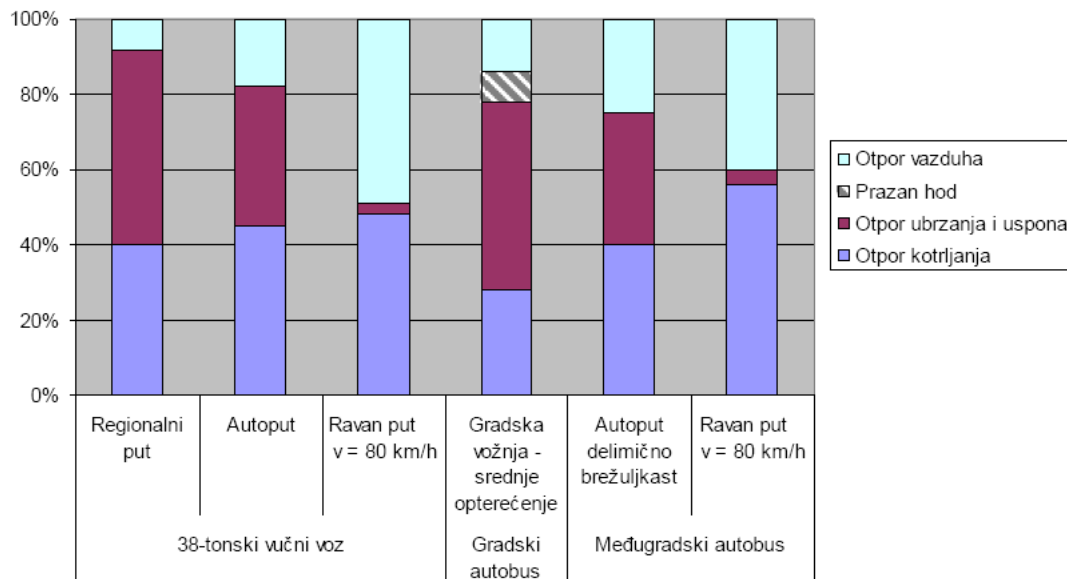
gde su:

$R_{iT}, [N]$ - sile otpora ubrzanja translatornih masa:

$$R_{iT} = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a \quad (6.15)$$

$R_{iO}, [N]$ - sile otpora ubrzanja obrtnih masa.

Na slici 6.7, kao primer, prikazan je udeo pojedinih otpora na potrošnju goriva pri kretanju vozila



Slika 7 - Udeo pojedinih otpora na potrošnju goriva pri kretanju [3]

7. DINAMČKE REAKCIJE TLA

Prilikom kretanja vozila, na točkove istog, dejstvuju sile reakcije tla, koje svoje dejstvo, zavisno od toga da li je kretanje pravolinijsko ili po nekoj krivolinijskoj putanji, ispoljavaju u sva tri pravca:

- horizontalne ili tangencijalne sile na mestu kontakta sa podlogom X_i
- vertikalne Z_i
- bočne Y_i

Klasični automobil sa dve osovine imao bi sledeće reakcije tla:

- na prednjoj osovini X_1, Y_1 i Z_1 ,
- na zadnjoj osovini X_2, Y_2 i Z_2 .

Svaka od navedenih reakcija predstavlja zbir reakcija pojedinačnih točkova, tako da je, na primer: $X_1 = X_1' + X_1''$, pri čemu se najčešće pretpostavlja da se reakcija tla podjednako raspodeljuje *na levi* (') i *desni* (") točak.

Navedene sile nastaju kao reakcije tla na dejstvo sila od strane vozila:

- težina vozila G
- vučna sila na točku F_o (obimna sila), nastala kao posledica dovedenog vučnog obrtnog momenta na pogonske točkove:

$$F_o = \frac{M_o}{r_d} \quad (7.1)$$

- spoljašne sile koje dejstvuju na vozilo, opisane u poglavlju 6.

- Otpor kotrljanju R_f
- Sila otpora vetra R_v
- Inerciona sila R_i
- Otpor prikolice R_p
- Otpor uspona R_α

Od napred navedenih sila, sila otpora kotrljanju dejstvuje u ravni tla, tako da nema posebnog uticaja na optrećenje osovina.

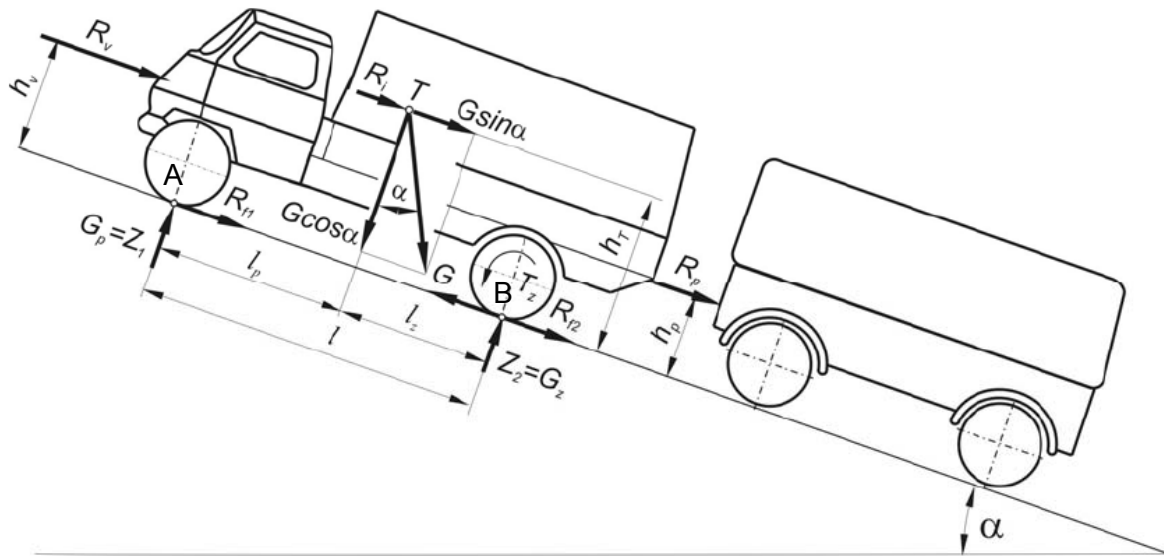
Na osnovu slike 7.1 sledi da su sile i momenti koji dejstvuju na vozilo:

- u pravcu kretanja vozila:

$$F_o = R_{f1} + R_{f2} + R_v + R_i + G \sin \alpha + R_p \quad (7.2)$$

- u pravcu normalnom na tlo:

$$G \cos \alpha = Z_1 + Z_2 \quad (7.3)$$



Slika 7.1 - Dinamičke sile koje djeluju na vozilo u kretanju

Suma momenta za tačku oslonca prednjih točkova (A):

$$Z_2 \cdot l - G \cdot l_p \cdot \cos \alpha - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha - R_i \cdot h_T - R_v \cdot h_v - R_p \cdot h_p = 0 \quad (7.4)$$

Suma momenata za tačku oslonca zadnjih točkova (B):

$$Z_1 \cdot l - G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_v \cdot h_v + R_p \cdot h_p = 0 \quad (7.5)$$

gde su:

h_v – visina težišta čelone površine automobila (visina napadne tačke otpora vazduha R_v)

h_p – visina na kojoj je postavljena vučna spojka – poteznica (tačka dejstva sile R_p)

Na osnovu izraza 7.4 i 7.5 sledi da su normalne dinamičke reakcije tla:

$$Z_1 = \frac{G \cdot l_z \cdot \cos \alpha - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha - R_i \cdot h_T - R_v \cdot h_v - R_p \cdot h_p}{l} \quad (7.6)$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot l_p \cdot \cos \alpha - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_v \cdot h_v + R_p \cdot h_p}{l} \quad (7.7)$$

Uvođenjem uprošćenja, da su visine metacentra h_v i visina poteznice h_p približno jednake visini težišta ($h_T \approx h_v \approx h_p$), kao i izraz 7.2, sledi da su normalne sile otpora tla na točkove:

$$\text{- na prednju osovinu: } Z_1 = \frac{l_z}{l} G \cos \alpha - \frac{h_T}{l} (F_o - R_f) \quad (7.8)$$

$$\text{- na zadnju osovinu: } Z_2 = \frac{l_p}{l} G \cos \alpha - \frac{h_T}{l} (F_o - R_f) \quad (7.9)$$

7.1 NAJVEĆE VUČNE SILE NA TOČKOVIMA I REAKCIJE TLA

7.1.1 Pogon zadnjim točkovima

Maksimalna tangencijalna reakcija pogonskih točkova može da dostigne vrednost:

$$F_0 \approx X_2 \approx Z_2 \cdot \varphi \quad (7.10)$$

Zamenom ove vrednosti u izraz (7.9) dobija se:

$$Z_2 (l - h_T \cdot \varphi) = G \cdot l_p \cdot \cos \alpha - R_f h_T \quad (7.11)$$

Kako je $R_f = G f \cos \alpha$, to se sređivanjem izraza (7.11) dobija:

$$Z_2 = \frac{G(l_p - h_T \cdot f) \cos \alpha}{l - h_T \cdot \varphi} \quad (7.12)$$

Koristeći izraz 7.3 dobija se:

$$Z_1 = \frac{G[l_z - h_T \cdot (\varphi - f)] \cdot \cos \alpha}{l - h_T \cdot \varphi} \quad (7.13)$$

Zamenom u 10 dobija se izraz za maksimalnu pogonsku silu na zadnjim točkovima:

$$(F_{o2})_{max} = \varphi \frac{G(l_p - h_T \cdot f) \cos \alpha}{l - h_T \cdot \varphi} \quad (7.14)$$

7.1.2 Pogon prednjim točkovima

Analogno prethodnim analizama dobija se:

$$Z_1 = \frac{G \cdot (l_z + h_T \cdot f) \cdot \cos \alpha}{l + h_T \cdot \varphi} \quad (7.15)$$

$$Z_1 = \frac{G[l_p - h_T \cdot (\varphi - f)] \cdot \cos \alpha}{l + h_T \cdot \varphi} \quad (7.16)$$

Sada je maksimalna pogonska sila:

$$(F_{o1})_{max} = \varphi \frac{G(l_z + h_T \cdot f) \cos \alpha}{l + h_T \cdot \varphi} \quad (7.17)$$

7.1.3 Pogon na sva četiri točka

Očigledno je da ukupna vučna sila sa pogonom na svim točkovima, može da iznosi:

$$(F_{o4})_{max} = \varphi \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (7.18)$$

S obzirom da parametri φ i f zavise od stanja kolovoza, a reakcije tla od koordinata težišta (l_p , l_z , h_T), očigledno je da se odnos vučnih sila prednjih i zadnjih točkova nalazi direktno kao odnos:

$$\frac{F_{o1}}{F_{o2}} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{l_z}{l_p} \quad (7.19)$$

7.2 GRANIČNE VREDNOSTI KRETANJA

Granične vrednosti kretanja vozila mogu da se posmatraju sa dva aspekta:

- da li ugrađeni motor može da razvije dovoljnu snagu za savlađivanje otpora kretanju i
- koje su maksimalne vrednosti vrednosti vučnih sila sa aspekta prenošenja istih od točka na kolovoz, odnosno koja je najveća atheziona sila koja može da se ostvari na kontaktu točka i kolovoza.

Oba ova aspekta, za granične uslove kretanja, rešavaju se još u fazi razvoja vozila, pre početka njegove proizvodnje. Kasnije, u fazi eksploatacije i održavanja istog, ukoliko je potrebno da se izvrši zamena motora, motorom različite snage ili drugog proizvođača, ili se izvrši rekonstrukcija nadgradnje za druge namene, kada se menjaju gabariti težište vozila, granični uslovi kretanja se menjaju. Upravo iz tih razloga razmotrićemo neke od njih. Za privredne svrhe od značaja su granične vrednosti uspona, brzine i najveće mase prikolice koju vozilo može da vuče na usponu i to sve sa aspekta mogućih athezionih sila, uz pretpostavku da je snaga motora dovoljna da savlada sve otpore kretanju. Određivanje maksimalnog ubrzanja, a potom puta i vremena ubrzanja ima više teorijski karakter.

7.2.1 Maksimalna vrednost uspona

Realna pretpostavka je da će savlađivanje najvećeg uspona da se vrši bez ubzavanja vozila na njemu i relativno malom brzinom, tako da su otpori sila inercije i vetra zanemarljivi, odnosno $R_i \approx R_v \approx 0$. Stoga ostaje da su sile otpora kretanju samo otpor uspona $R_\alpha = G \cdot \sin \alpha$ i otpor kotrljanju $R_f = G \cdot f \cdot \cos \alpha$. Drugim rečima, ove sile bi trebalo da svlada najveća moguća atheziona sila na pogonskim točkovima.

7.2.1.1 Pogon zadnjim točkovima

Sila kojom treba da se savladaju prepostavljeni otpori je najveća vučna sila na zadnjim točkovima, data izrazom 7.14, odnosno:

$$(F_{o2})_{max} = \varphi \frac{G(l_p - h_T \cdot f) \cos \alpha}{l - h_T \cdot \varphi} = G \sin \alpha + Gf \cos \alpha \quad (7.20)$$

Deljenjem (7.20) sa $\cos \alpha$, sledi najveći uspon u procentima, s obzirom da je $\text{tg} \alpha = p/100$, sledi da je:

$$\text{tg} \alpha = \varphi \frac{l_p - h_T \cdot f}{l - h_T \cdot \varphi} - f \quad \rightarrow \quad p[\%] = 100 \frac{\varphi \cdot l_p - l \cdot f}{l - h_T \cdot \varphi} \quad (7.21)$$

7.2.1.2 Pogon prednjim točkovima

Istom analizom kao u 7.2.2, sledi:

$$(F_{o2})_{max} = \varphi \frac{G(l_z + h_T \cdot f) \cos \alpha}{l + h_T \cdot \varphi} = G \sin \alpha + Gf \cos \alpha \quad (7.22)$$

odnosno:

$$\text{tg} \alpha = \varphi \frac{l_z + h_T \cdot f}{l + h_T \cdot \varphi} - f \quad \rightarrow \quad p[\%] = 100 \frac{\varphi \cdot l_z - l \cdot f}{l + h_T \cdot \varphi} \quad (7.23)$$

7.2.1.3 Pogon svim točkovima

Uslov ravnoteže svih sila u pravcu kretanja vozila daje:

$$(F_{o4})_{max} = \varphi \cdot G \cdot \cos \alpha = G \cdot \sin \alpha + G \cdot f \cdot \cos \alpha \quad (7.24)$$

odnosno:

$$\text{tg} \alpha = \varphi - f \quad \rightarrow \quad p[\%] = 100(\varphi - f) \quad (7.25)$$

Kako se iz prethodnih izraza vidi, ostvarivanje najviše vučne sile na točkovima, pa time i mogućnost savlađivanja uspona uslovljeno je konstruktivnim parametrima vozila: međuosovinskim rastojanjem l , odstojanjem težišta od prednje odnosno zadnje osovine l_p i l_z , visine težišta h_T , ali i parametrima tla, pre svega koeficijenta prijanjanja φ . Za jednake koeficijente prijanjanja, jedini uticajni parametri su šema rasporeda pogona i konstruktivni parametri, osim za slučaj pogona na svim točkovima, kada je jedini odgraničavajući faktor koeficijent prijanjanja točka na tlo.

Sa aspekta sprega vozila, mogućnost savlađivanja je znatno umanjena s obzirom da je masa koja se kreće na usponu povećana masom prikolice, a da se pri tome težina prijanjanja nije promenila, odnosno atheziona sila je ostala nepromenjena. U tom slučaju povoljnije karakteristike daje tegljač sa poluprikolicom, kod koga se deo težine poluprikolice prenosi na pogonske točkove tegljača, čime se atheziona sila povećava.

Sa aspekta kolovoza, očigledno je da koeficijent prijanjanja ima bitnu funkciju. Međutim, praksa je pokazala da pored koeficijenta prijanjanja značajnu ulogu imaju i drugi parametri koji se ne vide u navedenim izrazima, a to su „površina otiska“ pneumatika na kolovoz, pa time i specifični pritisak vozila na tlo, kao i veličina i oblik šara na pneumatiku.

7.2.2 Maksimalna moguća brzina vozila

Pri određivanju maksimalne moguće brzine vozila koristiće se i dalje obrasci dobijeni u prethodnom odeljku, međutim uslovi pri kojima se ostvaruje kretanje sa takvom brzinom su različiti od do sada tretiranih. Naime, prilikom kretanja maksimalnom mogućom brzinom, prepostavka je da se vozilo kreće po ravnom kolovozu, tako da nema otpora usponu $R_a = 0$ i da motor nema više „raspoloživog viška snage“, tako da će se smatrati da nema ubrzanja, odnosno otpor inercije je $R_i = 0$. Drugim rečima sva raspoloživa vučna sila se troši na savlađivanje otpora vetra i otpora kotrljanju. Uz pretpostavku da nema ni prirodnog vetra, to jest da je $w = 0$, slede da su sile otpora $R_v = K \cdot A \cdot v^2$ i $R_f = G \cdot f$.

Za različite slučajeve rasporeda pogonskih točkova, određuje se:

7.2.2.1 Pogon prednjim točkovima

$$(F_{o1})_{max} = \varphi \frac{G(l_z + h_T \cdot f) \cos \alpha}{l + h_T \cdot \varphi} = K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot f \quad (7.26)$$

Iz prethodnog izraza može se izračunati maksimalna brzina:

$$v_{max} = \sqrt{\frac{G(\varphi \cdot l_z - l \cdot f)}{K \cdot A(l + h_T \cdot \varphi)}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (7.27)$$

7.2.2.2 Pogon zadnjim točkovima

$$(F_{o2})_{max} = \varphi \frac{G(l_p - h_T \cdot f) \cos \alpha}{l - h_T \cdot \varphi} = K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot f \quad (7.28)$$

Na osnovu izraza (7.27):

$$v_{max} = \sqrt{\frac{G(\varphi \cdot l_p - l \cdot f)}{K \cdot A(l - h_T \cdot \varphi)}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (7.29)$$

Za slučaj poređenja dva vozila istih karakteristika koje se odnose na silu vetra ($K_1 \approx K_2$ i $A_1 \approx A_2$), kod kojih su sile težine na prednjim i zadnjim točkovima jednake (težište vozila na sredini), veću maksimalnu brzinu može da postigne vozilo kod koga su visina težišta i visina čeonog metacentra više, s obzirom da se tada postižu veće athezione sile na zadnjim točkovima zbog većeg opterećenja zadnjih točkova i rasterećenja prednjih. Isto tako, za slučaj jednog vozila, kome je samo različit raspored pogona, veću brzinu može da postigne vozilo sa pogonom na zadnju osovinu.

7.2.2.3 Pogon svim točkovima

Uzimjući u obzir da se vozilo kreće po ravnom putu, odnosno da je $\alpha = 0^\circ$, tj. da je $\cos \alpha = 1$, sledi:

$$(F_{o4})_{max} = \varphi \cdot G = K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot f \quad (7.30)$$

$$v_{max} = \sqrt{\frac{G(\varphi - f)}{K \cdot A}} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (7.31)$$

7.2.3 Maksimalno moguće ubrzanje

Iz prakse je poznato da se maksimalno ubrzanje postiže na ravnom kolovozu pri polasku iz mesta, odnosno uopšte kada su sile optora vetra i uspona zanemarljive, to jest kada su $R_v \approx 0$ i $R_\alpha \approx 0$. Za takve uslove maksimalna ubrzanja su:

7.2.3.1 Pogon prednjim točkovima

$$(F_{o1})_{max} = \varphi \frac{G(l_z + h_T \cdot f) \cos \alpha}{l + h_T \cdot \varphi} = \frac{G}{g} \cdot a \cdot \delta + G \cdot f \quad (7.32)$$

$$a_{max} = \frac{g(l_z \cdot \varphi - f \cdot l)}{l + h_T \cdot \varphi} \quad \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (7.33)$$

7.2.3.2 Pogon zadnjim točkovima

$$(F_{o2})_{max} = \varphi \frac{G(l_p - h_T \cdot f) \cos \alpha}{l - h_T \cdot \varphi} = \frac{G}{g} \cdot a \cdot \delta + G \cdot f \quad (7.34)$$

$$a_{max} = \frac{g(l_p \cdot \varphi - f \cdot l)}{l - h_T \cdot \varphi} \quad \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (7.35)$$

7.2.3.3 Pogon svim točkovima

$$(F_{o4})_{max} = \varphi \cdot G = \frac{G}{g} \cdot a \cdot \delta + G \cdot f \quad (7.36)$$

$$a_{max} = \frac{g}{\delta} (\varphi - f) \quad \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (7.37)$$

7.3 SPREG VOZILA (VUČNI VOZ)

Kako je već napred rečeno, pod skupom vozila podrazumevaju se dva ili više vozila koja su međusobno povezana. Na primer tegljač i poluprikolica ili vučno vozilo i prikolica. Činjenica je da je sa aspekta ostvarenja maksimalno mogućih vučnih sila, nepovoljniji slučaj kretanja vučnog vozila i prikolice s obzirom da poluprikolica delom svoje težine opterećuje tegljač i time povećava athezionu silu. Za osnovnu analizu uzimamo pretpostavku je da je poteznica prikolice na visini koja je različita od visine težišta, to jest $h_T \neq h_p$. Kako će se kasnije pokazati, poteznica nikada nebi trebalo da bude na visini većoj od visine težišta, s obzirom da tada, svojim dejstvom, rasterećuje prednju osovinu, čime upravljivost vozila može da bude narušena. Najniže opterećenje prednje (upravljajuće osovine) propisuje proizvođač. Kada su u pitanju traktori i uopšte vozila predviđena za vuču drugih, visina poteznice uvek mora da bude na manjoj visini od težišta. Uzimajući u anlizu maksimalne vrednosti prikolice, pretpostavka je da će se vučni voz kretati malom brzinom, tako da se otpor vetra zanemaruje, odnosno ($R_v \approx 0$).

Ravnoteža svih sila se postiže kada je:

$$F_o = R_\alpha + R_f + R_i + R_p = G \cdot \sin \alpha + G \cdot f \cdot \cos \alpha + \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot a + R_p \quad (7.38)$$

U daljoj analizi, uprošćenja radi, usvojiće se da je koeficijent obrtnih masa $\delta \approx 1$.

Ukupan otpor prikolice je:

$$R_p = G_p \sin \alpha + G_p \cdot f \cdot \cos \alpha + \frac{G_p}{g} \cdot a \quad (7.39)$$

U izrazu 7.39, sa G_p označena je težina prikolice.

U analizu, radi lakšeg daljeg računanja, uvodi se koeficijent težina „ k “, koji se ima kao odnos težina prikolice i vučnog vozila:

$$k = \frac{G_p}{G} \rightarrow G_p = k \cdot G \quad (7.40)$$

Uvođenjem izraza za „ k “ i vrednosti otpora prikolice R_p , date izrazom (7.39) u izraz (7.38), sledi:

$$F_o = G \cdot (1+k) \cdot \sin \alpha + G \cdot f \cdot (1+k) \cdot \cos \alpha + \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot (1+k) \quad (7.41)$$

odnosno ukupna vučna sila i otpor prikolice bi mogli da se napišu kao:

$$F_o = G \cdot (1+k) \cdot \left(\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha + \frac{a}{g} \right) \quad (7.42)$$

$$R_p = G \cdot k \cdot \left(\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha + \frac{a}{g} \right) \quad (7.43)$$

odnosno:

$$F_o = \frac{l+k}{k} R_p \quad \text{i} \quad R_p = \frac{k}{l+k} F_o \quad (7.44)$$

Na osnovu slike 7.1 i pretpostavku da je $R_v \approx 0$, momentne jednačine za zadnju i prednju osovinu bi bile:

$$Z_2 \cdot l - G l_p \cdot \cos \alpha - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha - R_i \cdot h_T - R_p \cdot h_p = 0 \quad (7.45)$$

$$Z_1 \cdot l - G l_z \cdot \cos \alpha + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_p \cdot h_p = 0 \quad (7.46)$$

i uz malu transformaciju jednačine (7.38) na oblik $F_o - R_f - R_p = R_i + G \sin \alpha$, sledi:

$$Z_1 = \frac{G \cdot l_z \cdot \cos \alpha - h_T \cdot (F_o - R_f - R_p) - R_p \cdot h_p}{l} \quad (7.47)$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot l_p \cdot \cos \alpha + h_T \cdot (F_o - R_f - R_p) + R_p \cdot h_p}{l} \quad (7.48)$$

Zamenom izraza za otpor prikolice R_p i uvođenjem koeficijenta težine k u izraze (7.47) i (7.48) dobijaju se otpori tla kao:

$$Z_1 = \frac{G \cdot l_z \cdot \cos \alpha - F_o \cdot \frac{h_T + k \cdot h_p}{l+k} + R_f \cdot h_T}{l} \quad (7.49)$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot l_p \cdot \cos \alpha - F_o \cdot \frac{h_T + k \cdot h_p}{l+k} - R_f \cdot h_T}{l} \quad (7.50)$$

Kako je već rečeno, dinamičke reakcije tla na osovine vučnog vozila se menjaju kada vozilo ima priključenu prikolicu u odnosu na slučaj kada je vozilo bez prikolice. Uz to uticaj prikolice je utoliko manji ukoliko je visina poteznice h_p niža. Kako je već rečeno, ni u kom slučaju se ne dozvoljava da visina poteznice bude viša od visine težišta [3].

7.4 BOČNE REAKCIJE TLA

Posmatrajmo automobil (slika 7.2) koji se kreće po krugu poluprečnika R na poprečno nagnutom putu. Kretanje je jednoliko ubrzano, ugao poprečnog nagiba puta je β .

Pretpostavljamo da nema bočnog vetra, da se obimna sila ravnomerno i podjednako prenosi na oba pogonska točka. Dalje zanemarujemo bočnu elastičnost pneumatika.

Na vozilo dejstvuju sile i momenti:

G - sila težine;

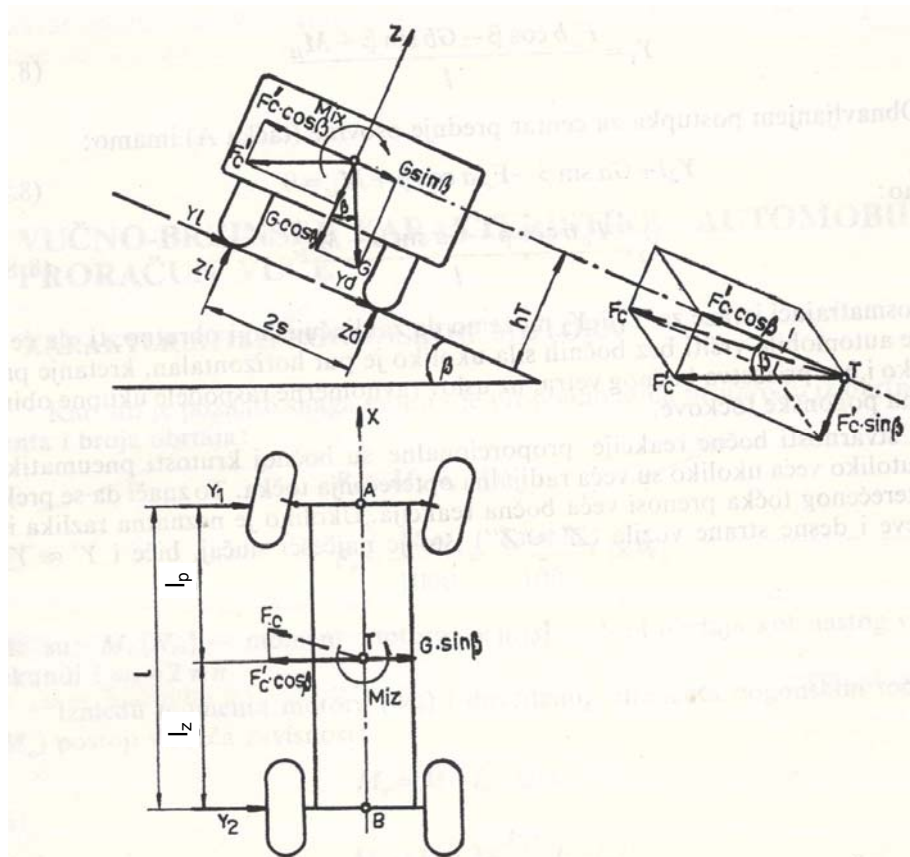
F_c - centrifugalna sila;

M_{ix} - inercioni moment oko podužne „x“ ose usled ubrzanog obrtanja delova motora (zamajac, spojka, itd.);

M_{iz} - inercioni moment oko „z“ ose usled ubrzanog zaokretanja automobila.

Inercioni moment oko „z“ ose može se sračunati prema izrazu:

$$M_{iz} = J \frac{d\omega}{dt} = \frac{G}{g} \cdot \rho_z^2 \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (7.51)$$



Slika 7.2 – Određivanje bočnih reakcija tla

Iz uslova dinamičke ravnoteže u odnosu na osu koja prolazi kroz leve točkove, pod pretpostavkom da je ista paralelna sa podužnom osom automobila, dobija se:

$$2Z'' \cdot s + F'_c \cdot h_T \cdot \cos \beta - F'_c \cdot s \cdot \sin \beta - G \cdot s \cdot \cos \beta - G \cdot h_T \cdot \sin \beta - M_{ix} = 0 \quad (7.52)$$

$$Z'' = \frac{G \cdot s \cdot \cos \beta + G \cdot h_T \cdot \sin \beta + F'_c \cdot s \cdot \sin \beta - F'_c h_T \cos \beta + M_{ix}}{2s} \quad (7.53)$$

Analogno dobijamo, za uslov dinamičke ravnoteže automobila za osu koja prolazi kroz tačku oslanjanja desnih točkova, ukupnu reakciju levih točkova:

$$Z' = \frac{G \cdot s \cdot \cos \beta + G \cdot h_T \cdot \sin \beta + F'_c \cdot s \cdot \sin \beta + F'_c h_T \cos \beta - M_{ix}}{2s} \quad (7.54)$$

U izrazima (7.53) i (7.54) pisano je F_c umesto F'_c . U stvari je:

$$F'_c = F_c \cos \Delta \approx F_c = \frac{G v^2}{g R}, \quad (7.55)$$

jer je ugao Δ vrlo mali pa je $\cos \Delta \approx 1$.

Iz uslova dinamičke ravnoteže u odnosu na centar zadnje osovine automobila (tačka B) sledi:

$$Y_1 + G \cdot l_z \cdot \sin \beta - F'_c \cdot l_z \cdot \cos \beta - M_{iz} = 0 \quad (7.56)$$

Odavde je koristeći odnos (7.55):

$$Y_1 = \frac{F_c \cdot l_z \cdot \cos \beta - G \cdot l_z \cdot \sin \beta + M_{iz}}{l} \quad (7.57)$$

Ponavljanjem postupka za centar prednje osovine (tačka A) imamo:

$$Y_2 \cdot l + G \cdot l_p \cdot \sin \beta - F'_c \cdot l_p \cdot \cos \beta + M_{iz} = 0 \quad (7.58)$$

odnosno:

$$Y_2 = \frac{F_c \cdot l_p \cdot \cos \beta - G \cdot l_p \cdot \sin \beta - M_{iz}}{l} \quad (7.59)$$

Posmatrajući izraze za Y_1 i Y_2 može se zaključiti i to da će se kretanje automobila vršiti bez bočnih sila ukoliko je put horizontalan, kretanje pravolinijsko i bez prisustva bočnog vetra, uz uslov ravnomerne raspodele ukupne obimne sile na pogonske točkove. U stvarnosti su bočne reakcije proporcionalne bočnoj krutosti pneumatika koja je utoliko veća ukoliko su veća radijalna opterećenja točka. To znači da se preko više opterećenog točka prenosi veća bočna reakcija. Ukoliko je neznatna razlika između leve i desne strane vozila ($Z' \approx Z''$), što je najčešći slučaj, biće i $Y' \approx Y''$.

8. VUČNO-DINAMIČKE KARAKTERISTIKE AUTOMOBILA

8.1 KARAKTERISTIKE POGONSKOG MOTORA

Analiza otpora kretanja dovodi do podatka o veličini obimne tj. vučne sile koju je potrebno realizovati na pogonskom točku da bi bio ostvaren određeni režim kretanja. Sa druge strane, da bi se znalo kolika je raspoloživa vučna sila, odnosno ona koju je realno moguće realizovati, potrebno je poznavati performanse pogonskog motora i karakteristike transmisije putem koje se snaga motora prenosi na pogonske točkove.

Zadatak motora je odavanje obrtnog momenta, odnosno snage, pri nekom broju obrtaja. Na osnovu definicije pojma snage, snaga motora je jednaka proizvodu obrtnog momenta koji motor savlađuje i ugaone brzine pri kojoj se savladavanje tog obrtnog momenta vrši, odnosno:

$$P_e = M_e \cdot \omega_e \quad [W]; \quad \omega_e = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (8.1)$$

gde su:

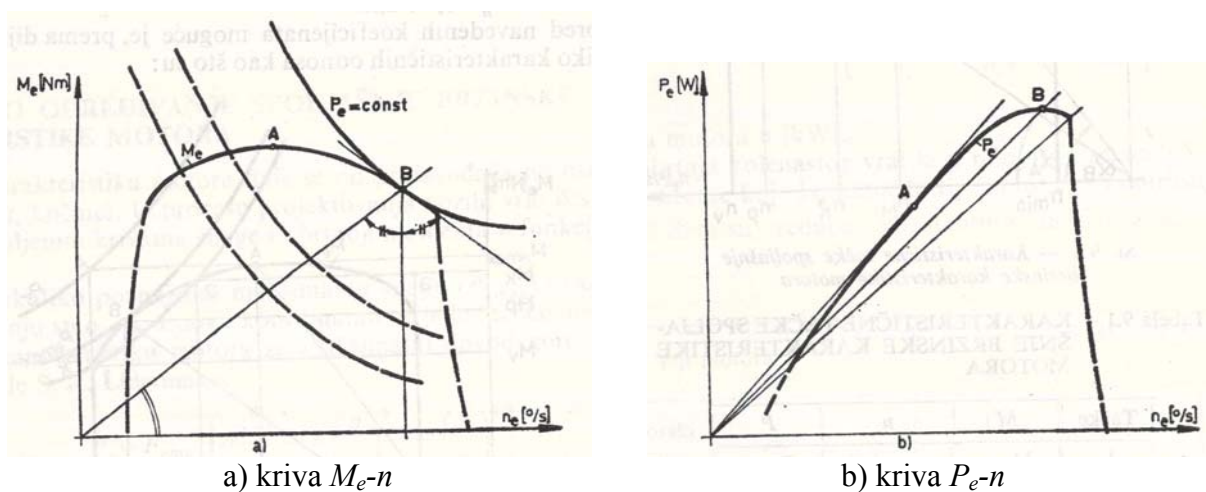
$P_e [W]$ – snaga motora

$M_e [Nm]$ – moment motora;

$n [s^{-1}]$ – broj obrtaja kolenastog vratila

Očigledno je da bi idealan motor za vozilo trebalo da daje konstantnu snagu za ceo interval broja obrtaja, odnosno proizvod $M \cdot n$ trebalo bi da bude konstantan, pa bi idealna kriva snage bila hiperbola u dijagramu $M_e - n$. S obzorom da karakteristika motora sa unutrašnjim sagorevanjem znatno odstupa od idealne hiperbole primenjuje se menjač koji vrši dalje pretvaranje u željenom pravcu [21].

Sa slike 8.1 uočavaju se dve karakteristične tačke: *A* u kojoj motor razvija najveći moment (M_{emax}) pri n_m broju obrtaja; tačka *B* u kojoj motor razvija maksimalnu snagu P_{emax} pri n_p broju obrtaja. Često se koriste i druge karakteristične tačke za ocenjivanje pogodnosti motora.



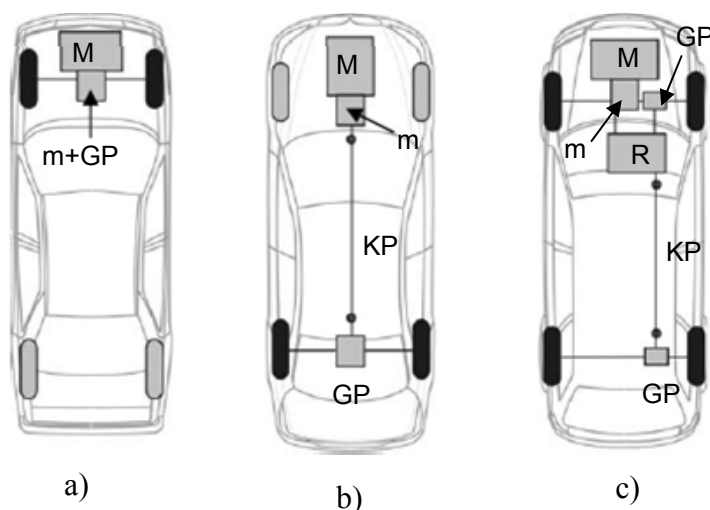
Slika 8.1 – Karakteristične krive motora

8.2 PRENOŠENJE SNAGE NA POGONSKE TOČKOVE

Za prenos snage od motora do pogonskih točkova koristi se sistem mehaničkih prenosnika, odnosno transmisija. Osnovni zadatak transmisije je, osim prenosa snage, u opštem slučaju i transformacijanjenih parametara. Transformacija parametara snage je neophodna kad god izlazni parametri snage pogonskog motora, ili bar jedan od njih, nisu pogodni za direktno prenošenje na pogonski točak. Na primer, broj obrtaja pogonskog motora, koji se u eksploataciji najčešće kreće u dijapazonu od približno $2000 - 4000 \text{ o/min}$ previše je velik za pogonski točak, pa se zbog toga mora smanjiti. Ovo smanjenje vrši u okviru transmisije, pri čemu, na osnovu zakonitosti $M \cdot n = \text{const}$ istom prilikom mora doći i do povećanja obrtnog momenta u istoj razmeri. Prenošnje snage kroz transmisiju podrazumeva i – neželjene ali neminovne – energetske gubitke.

8.2.1 Osnovni elementi transmisije

Prikazana je šema tri najčešće primenjivana koncepta transmisije putničkih vozila, slika 8.2.



M – motor, m – menjač, GP – glavni prenosnik, KP – kardanski prenosnik, R – razvodnik snage
a) motor napred, pogon na prednjim točkovima, b) motor napred, pogon na zadnjim točkovima,
c) motor napred, pogon na sva četiri točka

Slika 8.2 - Osnovne koncepcije transmisije putničkih vozila

Transmisiju vozila, u najopštijem slučaju, čine sledeći elementi:

- Spojnica – prenosi snagu pogonskog motora na transmisiju; nema transformacije parametara snage niti energetske gubitke (osim u režimu klizanja!);
- Menjački prenosnik – vrši transformaciju broja obrtaja i momenta motora radi prilagođavanja vučnih karakteristika vozila trenutnim uslovima eksploatacije; raspolaže većim brojem stepeni prenosa radi mogućnosti realizacije što šireg dijapazona uslova kretanja vozila; kod pojedinih vrsta vozila (teretna vozila, traktori...) može postojati više od jednog menjačkog prenosnika;
- Kardanski prenosnik (kardansko vratilo sa kardanskim zglobovima) – vrši prenos snage između udaljenih ili međusobno relativno pokretnih komponenta

transmisije bez transformacije parametara; energetski gubici su u opštem slučaju mali, ponekad zanemarljivi;

- Razvodnik snage (samo kod vozila sa pogonom na više od jedne osovine) – razvodi snagu pogonskog motora na dve ili više pogonskih osovina; po pravilu se vrši transformacija parametara snage, često uz mogućnost promene prenosnog odnosa;
- Bočni reduktor (kamioni, autobusi, traktori); element za transformaciju parametara snage čije uvođenje je uslovljeno konstruktivnim i eksploatacionim parametrima vozila;
- Glavni prenosnik – vrši završnu transformaciju broja obrtaja i momenta; razvodi snagu na pogonske točkove jedne osovine.

8.2.2 Mehanički stepen korisnosti transmisije

Prilikom prenosa snage neminovno dolazi do njenih gubitaka. Ovi energetski gubici u transmisiji nastaju jer se moraju savladati unutrašnji otpori kretanju elemenata, koji potiču od kulonovog iviskoznog trenja pri relativnom kretanju pojedinih elemenata (ležajevi, zupčanici, zglobovi, zaptivači, mazivo...). Prema zakonu o održanju energije, energija se ne može izgubiti, već se samo transformiše iz jednog obilka u drugi. Odnos ukupno raspoložive snage na pogonskim točkovima (P_o) prema ukupno predatoj, izlaznoj, snazi motora (P_e) predstavlja mehanički stepen korisnosti transmisije η_{TR} :

$$\eta_{TR} = \frac{P_o}{P_e} = \frac{P_e - P_r}{P_e} < 1 \quad (8.2)$$

Ovde je P_r snaga utrošena na trenju u celokupnoj transmisiji.

Ukupni stepen korisnosti transmisije kao celine računa se kao proizvod stepena korisnosti svih njenih komponenata u kojima nastaju gubici. Tako je za slučajeve prikazane na slici 8.2:

$$\begin{aligned} \text{a) } \eta_{TR} &= \eta_m \cdot \eta_{GP}; \\ \text{b) } \eta_{TR} &= \eta_m \cdot \eta_{KP} \cdot \eta_{GP} \\ \text{c) } \eta_{TR} &= \eta_m \cdot \eta_{KP} \cdot \eta_{GP}^2 \cdot \eta_R \end{aligned} \quad (8.3)$$

U izrazima (8.3) oznake imaju sledeća značenja:

η_m - mehanički stepen korisnosti menjača

η_{KP} - mehanički stepen korisnosti kardanskog prenosnika;

η_{GP} - mehanički stepen korisnosti glavnog prenosnika

η_R - mehanički stepen korisnosti razvodnika snage

Primeri za tipične vrednosti stepena korisnosti pojedinih komponenata transmisije:

- menjač: $\eta_m = 0,94 \div 0,98$
- kardanski prenosnik: $\eta_{KP} = 0,98 \div 1,00$

- glavni prenosnik: $\eta_{GP} = 0,94 \div 0,98$
- razvodnik snage: $\eta_R = 0,96 \div 0,98$

8.3 VUČNI BILANS AUTOMOBILA

Vučna sila na točkovima, kojom se savlađuju svi otpori tokom kretanja vozila, nastaje kada se točku saopšti obrtni moment preko transmisije (slika 8.3). Ona predstavlja ukupnu obimnu silu svih pogonskih točkova. Određuje se na sledeći način:

$$F_o = \frac{M_T}{r_d} \quad (8.4)$$

$$M_T = M_e \cdot i_m \cdot i_{GP} \cdot \eta_{TR} \quad (8.5)$$

$$F_o = \frac{M_e \cdot i_m \cdot i_{GP} \cdot \eta_{TR}}{r_d} \quad (8.6)$$

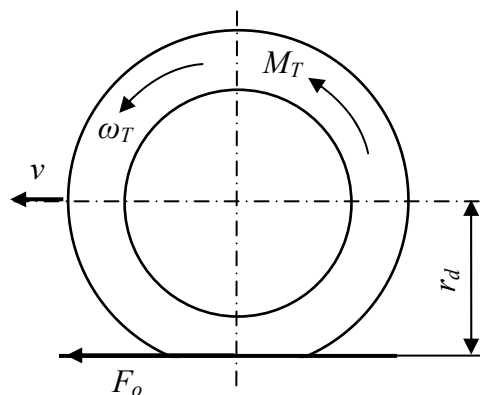
U prethodnim izrazom novoupotrebijene oznake su::

M_T - moment na točku;

i_m - prenosni odnos menjača;

i_{GP} - prenosni odnos glavnog prenosnika;

η_{TR} - stepen iskorišćenja transmisije



Slika 8.3 – Vučna sila i moment točka

Pod vučnim bilansom sila podrazumeva se zbir svih sila otpora koje dejstvuju na vozilo u kretanju, odnosno zbir: sile otpora kotrljanju R_f , otpora vetra R_v , otpora uspona R_α , otpora inercionih sila R_i i sile na poteznici R_p , kojom se zamenjuju sile otpora koje dejstvuju na prikolicu. Drugim rečima, vučna sila na točkovima mora da bude jednaka zbiru svih sila otpora. Prema tome, jednačina kretanja vozila u kondenzovanom obliku glasi:

$$F_o = \Sigma R \quad (8.7)$$

ili:

$$F_o = R_f + R_v \pm R_\alpha \pm R_i + R_p \quad (8.8)$$

Sile otpora uspona i inercionih sila mogu da imaju promenljivi predznak, te je sila otpora uspona pozitivna ukoliko je vozilo na usponu a negativna kada je na nizbrdici. Isto tako, inerciona sila je pozitivna prilikom ubrzanja a negativna je prilikom kočenja. Vučna sila na točkovima, kojom se savlađuju gore navedeni otpori, predstavlja zbir vučnih sila na svim pogonskim točkovima, a dobija se od motora uz redukciju u transmisiji, odnosno:

Ako sile otpora na desnoj strani izraza (8.8) napišemo u proširenom obliku, sledi:

$$F_o = G \cdot f \cdot \cos \alpha + \frac{K \cdot A \cdot v^2}{13} \pm G \cdot \sin \alpha \pm \frac{G}{g} \cdot \left(1 + \frac{g}{G} \frac{J_z \cdot i_m^2 \cdot i_{GP}^2}{r_d^2} \eta_{TR} + \frac{g}{G} \frac{J_T}{r_d^2} \right) \cdot a + R_p \quad (8.9)$$

Koristeći izraz za obimnu silu (8.8) i uvodeći koeficijent obrtnih masa δ , dobija se:

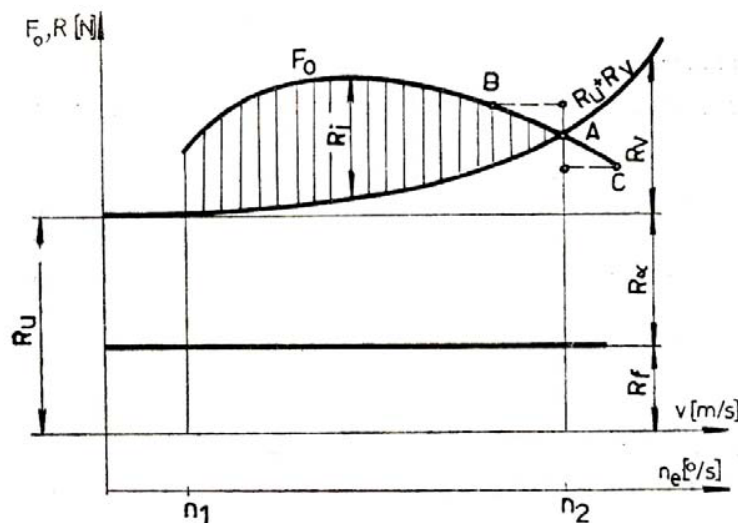
$$\frac{M_e \cdot i_m \cdot i_{GP} \cdot \eta_{TR}}{r_d} = G \cdot (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) + \frac{K \cdot A \cdot v^2}{13} \cdot \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot a + R_p \quad (8.10)$$

Jednačina (8.10) naziva se obično jednačina vučnog bilansa automobila. Na osnovu ove jednačine može se odrediti veličina ukupne vučne sile F_o , koja je potrebna za savlađivanje određenih otpora, odnosno njenom analizom može se zaključiti kako se vučna sila raspodeljuje na savlađivanje pojedinih otpora pri kretanju. Izraz (8.10) se koristi pri ocenjivanju vučno-brzinskih karakteristika automobila, ili pri upoređenju dva automobila.

8.4 VUČNO-BRZINSKA KARAKTERISTIKA AUTOMOBILA

Vučno-brzinska karakteristika predstavlja raspoloživu vučnu silu na točku u zavisnosti od brzine kretanja vozila.

Na slici 8.4 prikazan je grafički vučni bilans automobila koji čini sastavni deo grafoanalitičke metode koja se najčešće primenjuje. Prikazane krive pokazuju karakter pojedinih otpora i vučne sile u funkciji od brzine automobila i nazivaju se dijagram vučnog bilansa automobila. Grafički prikazana samo sila vuče u funkciji od brzine naziva se dijagram vučno-brzinske karakteristike.



Slika 8.4 - Dijagram vučnog bilansa automobila

Za ocenu vučno-brzinskih karakteristika automobila koristi se veliki broj parametara, kao što su:

- maksimalna brzina;
- maksimalno ubrzanje;
- put i vreme ubrzavanja;
- maksimalni uspon;
- veličina vučne sile, itd.

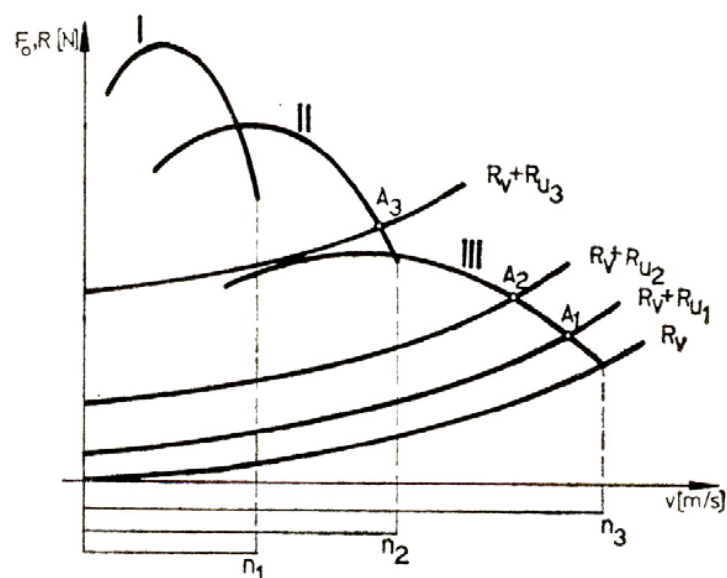
Za definisanje vučno brzinskih karakteristika automobila osnovno je odrediti vučnu silu, F_0 u funkciji od brzine kretanja automobila. Ta zavisnost se može pronaći ispitivanjem automobila, ili se može utvrditi proračunom, čisto analitički, ili grafoanalitički polazeći od poznatih elemenata: spoljne brzinske karakteristike motora, prenosnih odnosa menjača i glavnog prenosnika kao i drugih parametara automobila.

Za svaki stepen prenosa u menjaču, jasno je da sledi različita vučna sila na točkovima, ali i različita brzina automobila, koja direktno zavisi od trenutnog broja obrtaja motora. Brzina vozila se izračunava prema izrazu:

$$v = \frac{2 \cdot r_d \cdot \pi \cdot n \cdot 3,6}{60 \cdot i_m \cdot i_{GP}} = 0,377 \cdot \frac{r_d \cdot n}{i_m \cdot i_{GP}} \quad \left[\frac{km}{h} \right] \quad (8.11)$$

gde su: n [min^{-1}] – broj obrtaja motora i r_d [m]

U izrazu (8.11) uzeto je u obzir da je dinamički poluprečnik točka r_d približno jednak poluprečniku kotrljanja točka r_f , koji se dobija kao odnos stvarne obimne brzine točka prema ugaonoj brzini $r_f = v/\omega_t$. Drugim rečima, svesno je izvršena aproksimacija, uzimjući da točak nema nikakvog proklizavanja, te je njegova obimna brzina jednaka translatornoj brzini vozila. Na slici 8.5, kao primer, dat je vučni bilans automobila sa trostepenim menjačem. Ispod ose za brzinu ucrtane su još tri ose n_1 , n_2 i n_3 . Početne i krajnje tačke na tim osama odgovaraju brojevima obrtaja motora n_{min} i n_{max} . Očigledno je da je maksimalna moguća brzina u prvom stepenu prenosa $(v_{max})_1$, u drugom stepenu prenosa $(v_{max})_2$, odnosno $(v_{max})_3$ u trećem stepenu prenosa. Pri tome sve ove brzine postižu se maksimalnim brojem obrtaja kolenastog vratila.



Slika 8.5 - Dijagram vučnog bilansa automobila sa trostepenim menjačem

Vučna sila je najveća u najnižem (prvom) stepenu prenosa a najmanja u najvišem stepenu prenosa (u ovom konkretnom slučaju).

Ako se posmatra slika 8.4 na kojoj su ucrtani pojedinačno i kumulativno svi otpori za slučaj kretanja automobila konstantnom brzinom, može se navesti i sledeće:

Koeficijent otpora pri kotrljanju obično se uzima nešto uvećan, $f = 1,5$, $f_o = const$ pa se pri kotrljanju zadržava konstantan otpor za uobičajene brzine automobila (do 150 km/h).

Otpor usled nagiba (R_α) je konstantan za sve brzine kretanja automobila. Na taj način može se smatrati da i ukupan otpor puta ($R_u = R_f + R_\alpha$) ne zavisi od brzine.

Otpor vazduha (R_v) raste sa kvadratom brzine.

Pri kretanju automobila bilo kojom konstantnom brzinom u intervalu (v_{min} , v_{max}) potrebna vučna sila jednaka je svim otporima pri kretanju:

$$F_{ov} = R_f + R_\alpha + R_v = R_u + R_v \quad (8.12)$$

Međutim, ordinate prikazane krive vučne sile, F_o , dobivene su na osnovu spoljašnje brzinske karakteristike motora i odgovaraju maksimalno mogućim vrednostima vučne sile za pun dovod goriva motoru. Razlika ordinata može se koristiti za ubrzavanje automobila:

$$F_o - F_{ov} = F_o - (R_u + R_v) = R_i \quad (8.13)$$

U konkretnom slučaju, prema slici 8.4, za sve konstante brzine kretanja koriste se parcijalne karakteristike motora koje daju na pogonskim tačkovima vučnu silu F_{ov} prema jednačini (8.12). Izvučeni delovi ordinata na slici 8.4 predstavljaju razlike ordinata maksimalne moguće vučne sile pri punom dovodu goriva i potrebne vučne sile za kretanje automobila konstantnom brzinom. Sve do presečne tačke A u svakom momentu kretanja konstantnom brzinom postoji razlika $F_o - F_{ov} = R_i$ koja predstavlja rezervu vučne sile i koja se pri posmatranoj brzini može koristiti za ubrzavanje automobila. Sa povećavanjem brzine razlika ordinata se sve više smanjuje pa i intenzitet mogućeg ubrzanja automobila. U tački A ukupan otpor dostiže vrednost maksimalne moguće vučne sile, F_o , pri tome je $F_o - F_{ov} = 0$, pa dalje ubrzavanje automobila nije moguće. Apscisa presečne tačke A predstavlja maksimalnu moguću brzinu automobila (v_{max}) za date drumske uslove. S obzirom na karakter krive vučne sile, svako slučajno povećanje ukupnog otpora puta, na primer usled nailaska automobila na neravninu puta, smanjuje brzinu kretanja da bi se ponovo uspostavila ravnoteža vučne sile sa ukupnim otporom pri kretanju (tačka B). Važi i obrnuto (tačka C). Na si. 8.5 ucrtana su tri različita otpora pri kretanju, za tri različite vrednosti ukupnog otpora puta. Očigledne su promene maksimalne brzine (apscise presečnih tačaka A_1 , A_2 , A_3). Takođe je jasno da se, na primer, otpor $R_v + R_{u3}$ može savladati drugim stepenom prenosa menjača.

8.5 DINAMIČKA KARAKTERISTIKA VOZILA

Analizom sila otpora vuče jasno se zaključuje da na sve otpore osim otpora vazduha proporcionalno utiče masa automobila. Samim tim veća masa direktno znači i veće otpore. Isto tako veća čeon površina vozila daje direktno i veće otpore vazduha, što znači da dva vozila, čak i pod uslovima da su im jednaki motori i transmisije, neće imati ista dinamička

svojstva ukoliko su im mase i čeonne površine različite. Ovu činjenicu je zapazio ruski akademik Čudakov i u praksu uveo novi pojam, takozvanu **dinamičku karakteristiku vozila**, koju je definisao kao

$$D = \frac{F_o - R_v}{G} = \frac{R_f + R_\alpha + R_i}{G} = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + a \cdot \frac{\delta}{g} \quad (8.14)$$

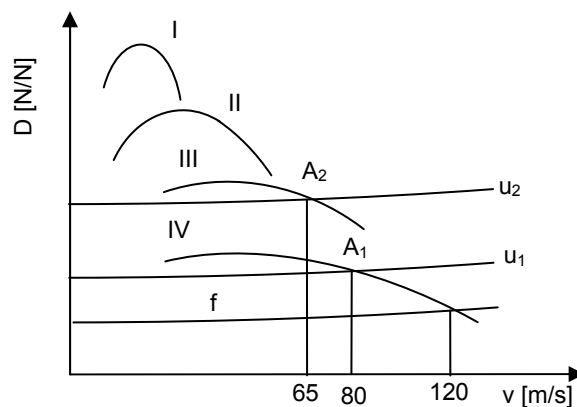
Za male uglove $\sin \alpha \approx \operatorname{tga}$ i $\cos \alpha \approx 1$, tako da se može uzeti da je:

$$D = f + p + a \cdot \frac{\delta}{g} \quad (8.15)$$

odnosno za slučaj jednolikog kretanja, bez ubrzanja, sledi da je $D = u$.

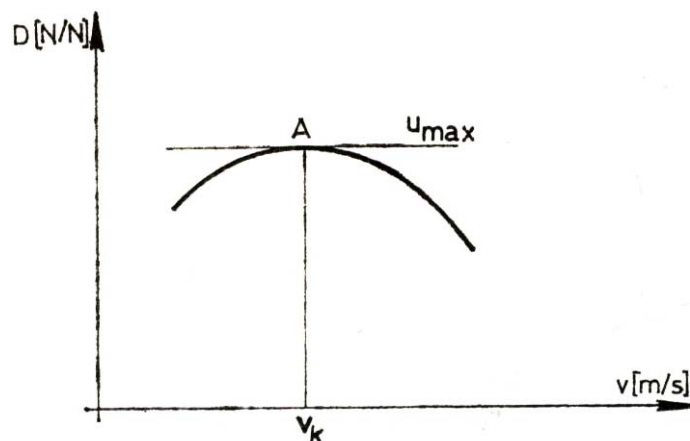
Ideja se svodi na formiranje nove veličine (D) koja bi u sebi već sadržala uticaj otpora vazduha (R_v) i težinu automobila uz korišćenje činjenice da su svi otpori, izuzev otpora vazduha, proporcionalni težini automobila. U suštini radi se o korišćenju vučnog bilansa uz odgovarajuću transformaciju, tako da se ravnotežno stanje pri kretanju automobila prikazuje ravnotežom koeficijenta, a ne ravnotežom sila kao što je to slučaj kod vučnog bilansa. Na slici 8.6 dat je dijagram dinamičke karakteristike automobila čiji menjač ima četiri stepena prenosa.

Ukoliko ukupni koeficijent otpora puta ima konkretnu vrednost u_1 , automobil će moći da razvije u IV stepenu prenosa maksimalnu brzinu $(v_{max})_4 = 80 \text{ [km/h]}$ (presečna tačka A_1 na slici 8.6). Za neki drugi ukupni koeficijent otpora puta, u_2 , vozač je prinuđen da koristi III stepen prenosa da bi postigao maksimalnu brzinu $(v_{max})_3 = 65 \text{ km/h}$.



Slika 8.6 – Dijagram dinamičke karakteristike vozila sa četvorostepenim menjačem

Svaka konkretna vrednost u_1 definiše tačno određene uslove puta. Maksimalni dinamički faktor u svakom stepenu prenosa određuje istovremeno najveći ukupni koeficijent otpora puta (u_{1max}) koji se može savladati pri ravnomernom kretanju automobila određenom brzinom. Tu brzinu obeležavamo sa v_k i nazivamo je **kritična brzina** (videti sliku 8.7).



Slika 8.7 - Dinamička karakteristika i kritična brzina vozila

Kretanje brzinom većom od kritične karakteriše relativno brzo vraćanje u ravnotežnu brzinu pri nekom slučajnom poremaćaju spoljnih otpora, te se takvo područje i naziva područjem **stabilnog kretanja**. Brzine kretanja manje od kritične karakteriše češća reakcija vozača za promenom stepeni prenosa s obzirom da mali poremaćaji u spoljnim otporima izaziva veću promenu brzini kretanja vozila. To područje se stoga naziva područje **nestabilnog kretanja**.

8.5.1 Maksimalni uspon

Maksimalni uspon koji automobil može da savlada određuje se iz izraza:

$$D = u = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha = f \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} + \sin \alpha \quad (8.16)$$

Pri savlađivanju maksimalnog uspona, brzina kretanja je konstantna. Oslobođanjem korena dobija se kvadratna jednačina:

$$(1 + f^2) \sin^2 \alpha - 2D \sin \alpha + (D^2 - f^2) = 0 \quad (8.17)$$

Odavde je:

$$\sin \alpha = \frac{D \pm f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2} \quad (8.18)$$

S obzirom na prirodu problema i značenje koeficijenata D i F uzima se rešenje sa znakom "-" ispred korena, pa je:

$$\sin \alpha = \frac{D - f \sqrt{1 + f^2 - D^2}}{1 + f^2} \quad (8.19)$$

S obzirom da je:

$$1 > D > f \quad (8.20)$$

koren ima realnu i pozitivnu vrednost.

Pored izložene metode, za izračunavanje maksimalnog uspona često se koristi i približni izraz koji se dobija tako što se u izrazu (8.16) zameni $\cos\alpha \approx 1$ i $\sin\alpha \approx tg\alpha$ pa se dobija:

$$D = u \approx f + tg \alpha \quad (8.21)$$

Sledi da je:

$$(tg \alpha)_{max} \approx D_{max} - f \quad (8.22)$$

8.5.2 Određivanje maksimalne brzine

Maksimalna brzina predstavlja jedan od osnovnih parametara dinamičnosti automobila. Određuje se analitički, grafoanalitički i eksperimentalno. Uzima se da je put horizontalan i u odličnom stanju. Analitički se određuje na osnovu izraza:

$$v_{max} = 0,377 \cdot \frac{r_d \cdot n_{max}}{i_m \cdot i_{GP}} [km/h] \quad (8.23)$$

Za i_m se uzima najmanja vrednost iz niza stepena prenosa menjača; to je prenosni odnos najvišeg stepena prenosa. Pretpostavka je da nema klizanja i da je $r_f = r_d$.

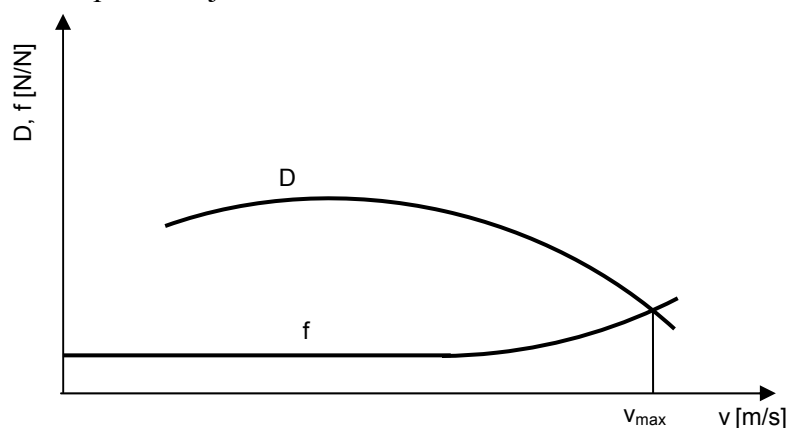
Ovako sračunata brzina predstavlja moguću maksimalnu brzinu s obzirom na kinematske odnose. Postojanje eventualnog viška vučne sile pri ovoj brzini ne bi moglo da se iskoristi za postizanje veće brzine, već za savlađivanje većih otpora puta pri istoj brzini. U tom slučaju sračunata brzina predstavlja istovremeno i maksimalnu brzinu automobila.

Grafo-analitički određuje se na osnovu dijagrama dinamičke karakteristike automobila kada se u isti unese koeficijent otpora kotrljanja u funkciji od brzine.

Presečna tačka krive koeficijenta otpora kotrljanja sa krivom dinamičke karakteristike automobila za najviši stepen prenosa menjača određuje svojom apscisom maksimalnu brzinu kretanja automobila, v_{max} . Za taj slučaj imamo:

$$D = f \quad (8.24)$$

Ovom metodom dobijenu maksimalnu brzinu treba uporediti sa sračunatom prema izrazu (8.23). Manja vrednost predstavlja maksimalnu brzinu automobila.



Slika 8.8 – Grafoanalitičko određivanje maksimalne brzine

Eksperimentalno određivanje maksimalne brzine automobila vrši se na delu puta sa asfaltno-betonskim pokrivačem u odličnom stanju. Put treba da je prav, horizontalan, bez ikakve prepreke u dužini od 3-5 km. Maksimalna brzina treba da se održi na dužini od 1 km puta pri čemu se štopericom meri vreme t , u sekundama. Tada je:

$$v_{max} = \frac{3,6 \cdot 1000}{t} = \frac{3600}{t} \left[\frac{km}{h} \right] \quad (8.25)$$

8.5.3 Određivanje ubrzanja automobila

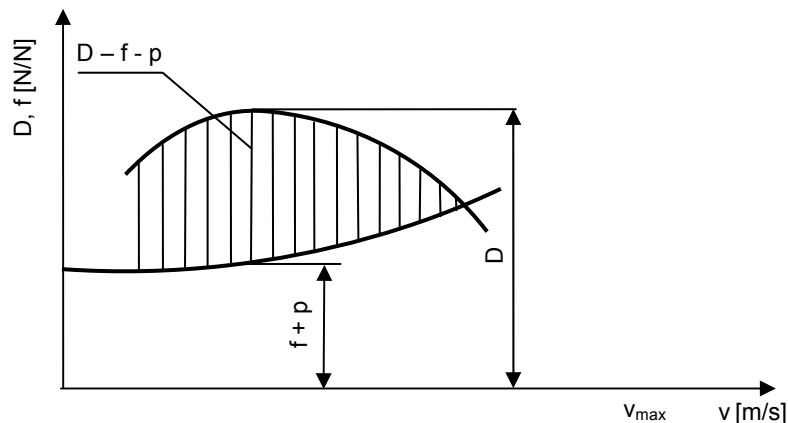
Na osnovu poznate jednakosti:

$$D = f + p + \frac{\delta}{g} \cdot a \quad (8.26)$$

sledi:

$$a = (D - f - p) \cdot \frac{g}{\delta} \quad (8.27)$$

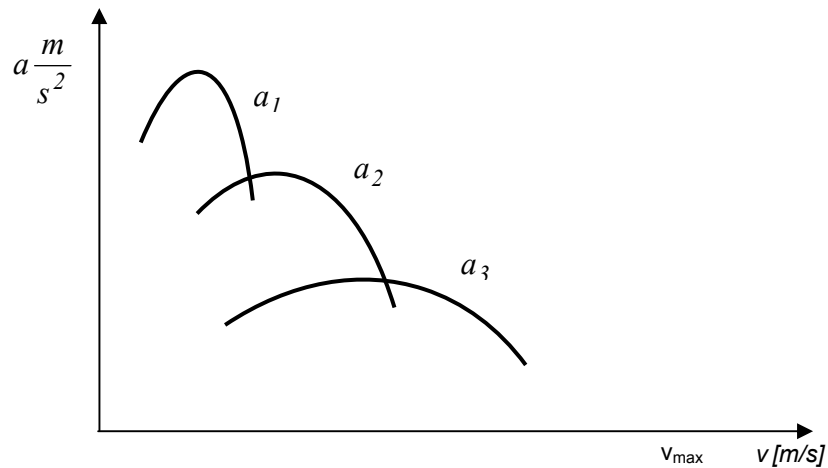
Kao što se sa si. 8.9 vidi veličina $(D - f - p)$ predstavlja razliku ordinata dinamičkog faktora i koeficijenta otpora puta $(f + p)$. Za različite vrednosti brzina dati su odsecci ovih razlika. Množenjem tih veličina sa koeficijentom g/δ dobijamo vrednosti za ubrzanja za izabrane brzine kretanja automobila u određenim stepenima prenosa.



Slika 8.9 – Određivanje veličine $(D - f - p)$

Karakter krivih zavisnosti ubrzanja od brzine dat je na si. 8.10 za slučaj primene menjača sa 3 stepena prenosa. Sa slike se vidi da te krive imaju sličan tok kao i krive dinamičke karakteristike; međutim, može da se desi, a u zavisnosti od promene koeficijenta δ , da kriva ubrzanja u prvom stepenu prenosa, na primer, padne ispod krive ubrzanja u drugom stepenu prenosa.

Maksimalna ubrzanja u pojedinim stepenima prenosa određuju se na horizontalnom putu u odličnom stanju ($p = 0$).



Slika 8.10 – Krive ubrzanja za automobil sa trostepenim menjačem

8.5.4 Određivanje vremena i puta ubrzanja

Vreme i put ubrzanja predstavljaju elemente sa kojima se ocenjuje proces ubrzanja. Za automobil kome je potrebno kraće vreme za ubrzanje u određenom intervalu brzina (na primer od 20 do 80 km/h) kaže se da je »življi« od drugog automobila kome je potrebno duže vreme. Takođe je neobično važno poznavanje pređenog puta na kome se postiže povećanje brzine u određenom intervalu brzina.

8.5.4.1 Određivanje vremena ubrzanja

Polazi se od poznatog izraza za ubrzanje:

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (8.28)$$

odakle je:

$$dt = \frac{dv}{a} \quad (8.29)$$

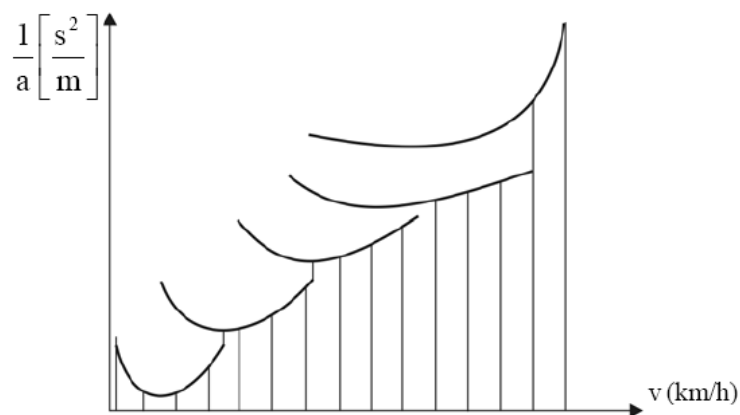
Beskonačno malom priraštaju brzine odgovara beskonačno malo vreme dt ; za određivanje konačnog vremena u kome se brzina promeni od v_0 do v_n treba izvršiti integraljenje diferencijalne jednačine:

$$\int_0^t dt = \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{a} \quad (8.30)$$

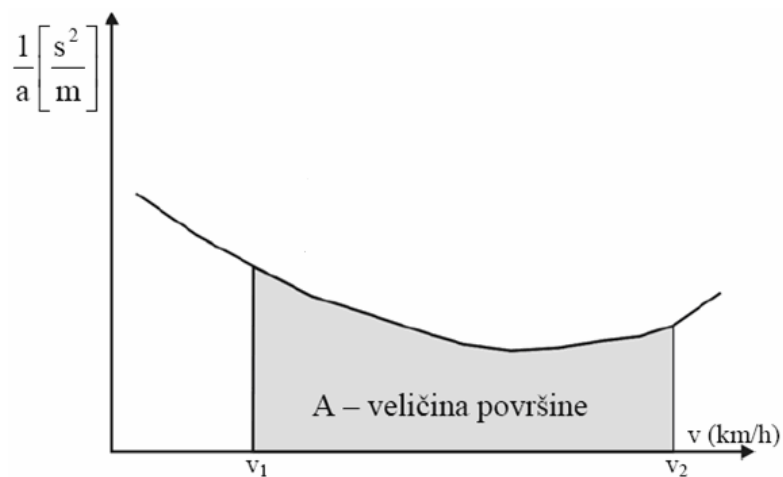
S obzirom da se obično ne raspolaže analitičkim izrazom za $a = f(v)$, ne može se direktno sračunati integral na desnoj strani jednačine (8.30) pa se koristi metoda grafičkog integriranja. Postupak određivanja vremena ubrzanja predstavlja grafoanalitičku metodu.

Na osnovu dijagrama zavisnosti ubrzanja od brzine kretanja (slika 8.9) može se formirati kriva recipročnih vrednosti ubrzanja ($\frac{1}{a}$) u funkciji od brzine (v). Karakter ovako formiranih krivih dat je na slici 8.11. Vrednost određenog integrala u praksi se izračunava približno, neposrednim približnim izračunavanjem veličine površine ispod krive na osnovu geometrije. Uobičajen postupak je podela površine na niz podintervala (slika 8.11), čije se površine radi lakšeg izračunavanja aproksimiraju trapezima.

Pri praktičnim izračunavanjima treba imati u vidu da je podintegralna funkcija u navedenom izrazu za određivanje vremena ubrzanja (zaleta) definisana za osnovne jedinice, tj. brzina je u $[m/s]$. Kada se izračunavanje površine ispod krive recipročnog ubrzanja vrši za slučaj da je brzina data u $[km/h]$, što je uobičajen pristup, vrednost određenog integrala je potrebno još podeliti sa 3,6, slika 8.12.



Slika 8.11– Dijagram recipročnih ubrzanja



Slika 8.12- Primer grafičke integracije: vreme ubrzanja od brzine v_1 do brzine v_2 proporcionalno je površini A

$$t = \frac{A}{3,6} [s]; \quad \text{za } v [km/h] \quad (8.31)$$

8.5.4.2 Određivanje puta ubrzavanja

Put ubrzavanja se takođe određuje grafičkom integracijom, približnim računanjem površine ispod krive $v = v(t)$:

$$v = \frac{ds}{dt} \Rightarrow ds = v \cdot dt \Rightarrow s = \int_0^t v \cdot dt \quad (8.32)$$

$$\text{Za } v \text{ u [km/h] je: } s = \frac{A}{3,6} \quad (8.33)$$

8.5.5 Potrošnja goriva

Za savladavanje otpora kretanja pri nekoj brzini, pogonskom točku je potrebno dovesti odgovarajuću snagu (opšti izraz za snagu je: $P = F \cdot v$). Dovođenje snage u toku određenog vremenskog perioda znači potrošnju određene energije na realizaciju te snage ($P = \frac{dE}{dt} \Rightarrow E = \int P \cdot dt$). Kao primarni izvor energije služi pogonsko gorivo, čija se unutrašnja energija u motoru transformiše u mehaničku, koju motor dalje stavlja na raspolaganje vozilu za savladavanje otpora kretanja. Potrošnja goriva na nekoj deonici puta zavisi stoga pre svega od ukupne energije potrebne za savladavanje otpora kretanja na toj deonici. S obzirom na prirodu otpora, ova ukupna energija dalje zavisi od parametara vozila i podloge, njihovih međusobnih interakcija i uslova u kojima se vozilo kreće, što sve skupa obuhvata:

- aerodinamičke parametre vozila (c_w, A) i dejstvo vetra;
- brzinu kretanja i njene promene u toku vremena;
- masu (merodavna za otpor inercije, u šta treba uključiti i momente inercije rotacionih elemenata) odnosno težinu vozila (merodavnu za otpore uspona i kotrljanja)
- koeficijent otpora kotrljanja
- uzdužni nagib puta

Za neku određenu količinu energije potrebne za savladavanje otpora na posmatranoj deonici, na potrošnju goriva iskazanu u jedinici mase ili zapremine po jedinici puta utiču parametri motora (stepen korisnosti tj. njemu obrnuto srazmerna specifična efektivna potrošnja goriva), kao i parametri samog goriva (toplotna moć, gustina).

Stepen korisnosti motora predstavlja odnos između izlazne i ulazne energije motora. Izlazna energija je ona koja se troši na vršenje mehaničkog rada potrebnog za savladavanje otpora kretanja vozila i unutrašnjih otpora transmisije. Ulazna energija je energija dovedena motoru putem potrošenog goriva.

Toplotna moć i gustina goriva daju podatke o količini goriva (iskazanoj u jedinici mase ili zapremine) koja je potrebna da se motoru „dopremi“ potrebna ulazna energija.

Pored nabrojanih pokazatelja, na potrošnju goriva značajan uticaj imaju i parametri transmisije:

- stepen korisnosti, zbog potrošnje energije na savladavanje unutrašnjih gubitaka;
- prenosni odnos, od koga zavisi da li će motor raditi na režimu manjeg ili većeg stepena korisnosti (odn. veće ili manje specifične efektivne potrošnje goriva)

Na osnovu navedenog može se zaključiti da je potrošnja goriva određena kroz:

- ukupnu energiju potrebnu za kretanje vozila na nekoj deonici (uzimajući u obzir i unutrašnje otpore i gubitke transmisije) i stepen korisnosti motora, što određuje ukupnu energiju koju motoru treba dovesti kroz gorivo;
- toplotnu moć i specifičnu težinu goriva, koje na osnovu ukupne energije koju motor dobija od goriva određuju masu ili zapreminu goriva potrošenog za dovođenje te energije motoru.

8.6 BILANS SNAGE AUTOMOBILA

Analogno vučnom bilansu, može se napisati izraz za snagu dovedenu na točkove vozila:

$$P_o = \eta_{TR} \cdot P_e = P_f + P_\alpha + P_v + P_i \quad (8.34)$$

gde je P_e snaga motora.

Prethodni izraz govori da je u svakom momentu dovedena snaga pogonskim točkovima jednaka ukupno potrebnoj snazi za savladavanje svih otpora pri kretanju. Izraz (8.34) predstavlja **bilans snage automobila**.

Poznata je veza između snage i sile koja deluje na telo u pokretu:

$$P = \frac{R \cdot v}{100} \quad [kW] \quad (8.35)$$

Ovde je $[R]$ sila u $[N]$ a v brzina u $[m/s]$.

Na osnovu izraza (8.35) mogu se napisati izrazi za snage potrebne za savlađivanje pojedinih otpora:

$$P_f = \frac{R_f \cdot v}{1000} = \frac{G \cdot f \cdot \cos \alpha \cdot v}{1000}$$

$$P_\alpha = \frac{R_\alpha \cdot v}{1000} = \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot v}{1000} \quad (8.36)$$

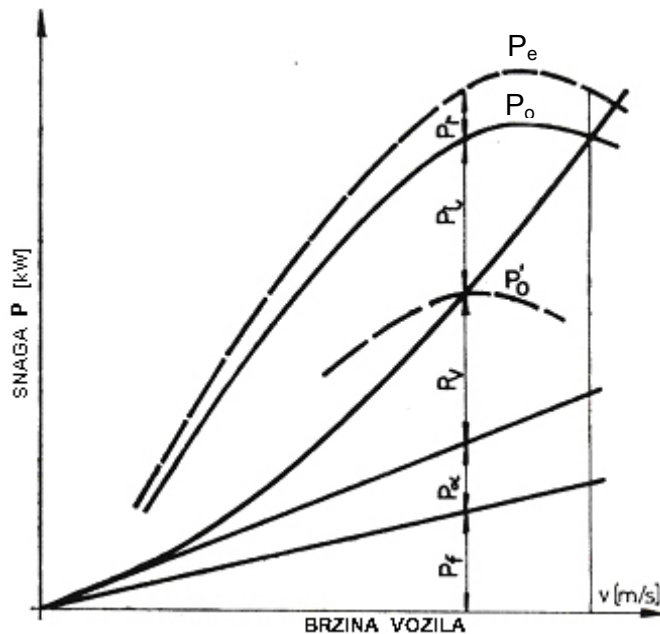
$$P_v = \frac{R_v \cdot v}{1000} = \frac{KA \cdot v^3}{1000}$$

$$P_i = \frac{R_i \cdot v}{1000} = \frac{\frac{\delta}{g} G \cdot a \cdot v}{1000}$$

Sada se izraz (8.36) može napisati u proširenom obliku:

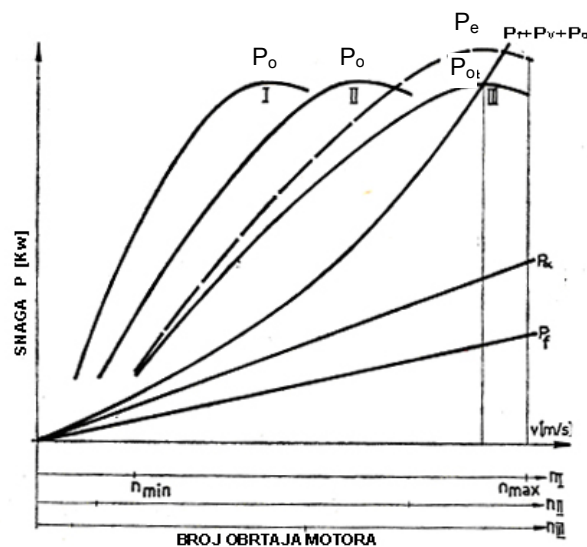
$$P_o = \frac{G \cdot f \cdot \cos \alpha \cdot v}{1000} + \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot v}{1000} + \frac{KA \cdot v^3}{1000} + \frac{\delta}{g} G \cdot a \cdot v \quad (8.37)$$

Ako grafički prikazemo veličine potrebnih snaga za savlađivanje otpora, kao i snagu na pogonskim točkovima, koja se dobija množenjem ordinata snage P_e sa ukupnim stepenom iskorišćenja transmisije η_{TR} , dobićemo dijagram snage ili dijagram bilansa snage automobila, kako je prikazano na slici 8.13.



Slika 8.13 – Dijagram bilansa snage automobila

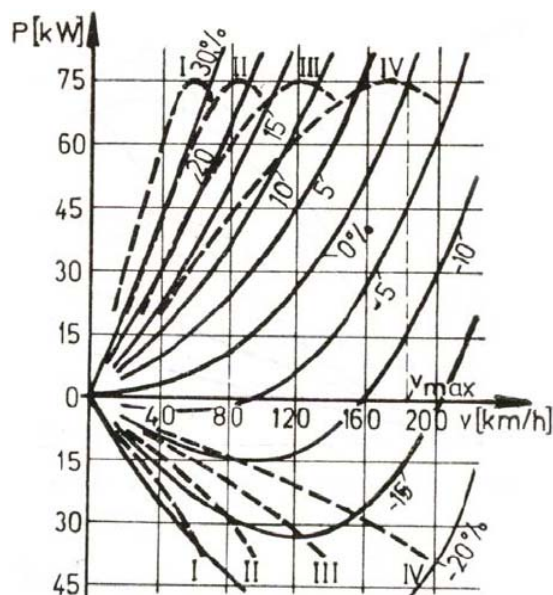
Na slici 8.14 prikazan je dijagram snage automobila sa trostepenim menjačem. Ordinate pojedinih tačaka krive P_o međusobno su jednake za sve stepene prenosa pri odgovarajućim režimima rada motora, uz pretpostavku da η_{TR} ima istu vrednost za sve stepene prenosa.



Slika 8.14 – Bilans snage automobila sa trostepenim menjačem

Za jedan konkretan putnički automobil, čiji je bilans snage dat na slici 8.15 može da se očitati, da motor predmetnog vozila ima efektivnu snagu od oko 75 kW , da na ravnom putu postiže maksimalnu brzinu od oko 185 km/h (u četvrtom stepenu prenosa), a da „uz pomoć“ nizbrdice od 5% , može da postigne brzinu i od oko 200 km/h . Takođe se očitava da uspon od 10% može da bude savladan kada je menjač u trećem stepenu prenosa, a najviši uspon koji može da bude savladan u prvom stepenu prenosa iznosi oko 30% .

Kao što je prikazano na konkretnom dijagramu, u dijagramu bilansa snage mogu (mada nisu uobičajene) da budu ucrtane i karakteristike vozila na nizbrdici (dijagram ispod apscise), tako da se tada očitavaju karakteristike koje vozilo ima pri kočenju motorom. U predmetnom slučaju se vidi da se kočenjem samo motorom, na nizbrdici od 10% , stabilnom brzinom (bez daljeg ubrzavanja) vozilo može da se „spušta“ sa oko 80 km/h u četvrtom stepenu prenosa, odnosno da se ista brzina ima i u drugom stepenu prenosa, ali na nizbrdici od 15% . Dijagrami bilansa snage motora su posebno važni kod teretnih automobila, kod kojih se uobičajeno još ucrtavaju u karakteristike sa različitim opterećenjima kamiona odnosno vučnog voza.



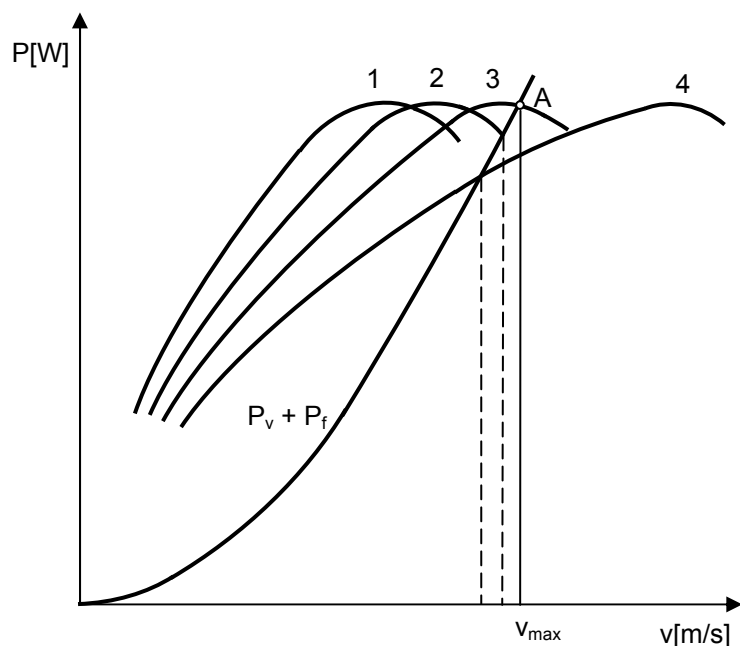
Slika 8.15 – Bilans snage automobila sa četvorostepenim menjačem

8.7 IZBOR PRENSNOG ODNOSA GLAVNOG PRENSNIKA

U analizi uticaja prenosnog odnosa glavnog prenosnika (i_{GP}) na vučne osobine automobila zanemaruje se uticaj menjača izborom direktnog stepena prenosa menjača:

$$i_m = i_d = 1 \quad (8.38)$$

Na slici 8.16 nacrtane su krve snage, $P_o = P_e \cdot \eta_{TR}$, za različite vrednosti prenosnih odnosa i_{GP1} , i_{GP2} , i_{GP3} , i_{GP4} . Takođe, ucrtana je kriva snage otpora puta ($P_f + P_v$), za slučaj kretanja automobila po horizontalnom putu. Obično se pri ovakvim analizama predpostavlja dobar put ($f = 0,02$). Iz dijagrama je očigledno da je najveća brzina za presečnu tačku A. Ta tačka je definisana presekom krive snage ukupnog otpora puta sa maksimalnom snagom na pogonskim točkovima.



Slika 8.16 – Bilans snage automobila za $i_{GP} = i_{GP1}, i_{GP2}, i_{GP3}, i_{GP4}$

Samo jedna kriva snage na pogonskim točkovima prolazi kroz tačku *A*. To je griva koja je definisana prenosnim odnosom i_{GP3} (u ovom slučaju, koji se razmatra). Ostalim prenosnim odnosima ($i_{GP1}, i_{GP2}, i_{GP4}$) odgovaraju krive pogonske snage čije presečne tačke sa krivom ukupnog otpora puta imaju manje apsise a pri tome je iskorišćenje snage nepotpuno. Ukoliko bi prenosni odnos bio veći od i_{GP3} (na primer, i_{GP1} ili i_{GP2}) imali bi smo pri nekim manjim brzinama veću rezervu snage koja bi mogla da se koristi za povećanje maksimalnog ubrzanja, skraćanje vremena i puta ubrzanja, itd. **Pri tome sa malim povećanjem prenosnog odnosa glavnog prenosa dobija se znatno u dinamičnosti vozila uz neznatno smanjenje maksimalne brzine.** Otuda uopšteni zaključak: **Prenosni odnos glavnog prenosa nema veliki uticaj na maksimalnu brzinu automobila, jer manja promena odnosa i_{GP} , bilo u kom pravcu, minimalno menja maksimalnu brzinu automobila.**

Ovakav zaključak daje mogućnost da se više ili manje odstupi od dobijenog prenosnog odnosa i_{GP} na napred opisani način ukoliko se želi dati prednost drugim parametrima dinamičnosti automobila.

Prenosni odnos i_{GP} može se odrediti na osnovu maksimalne brzine i analitički. Maksimalna brzina se računa iz izraza:

$$10^3 \cdot \eta_{TR} \cdot P_{e_{max}} = G \cdot f \cdot v + W \cdot v^3 \quad (W = K \cdot A) \quad (8.39)$$

U prethodno izrazu su sve veličine poznate izuzev brzine. Jednačina ima oblik:

$$v^3 + av^2 + b = 0 \quad (8.40)$$

gde su:

$$a = \frac{G \cdot f}{W}; \quad b = \frac{10^3 \cdot \eta_{TR} \cdot P_{e_{max}}}{W}; \quad v = v_{max}$$

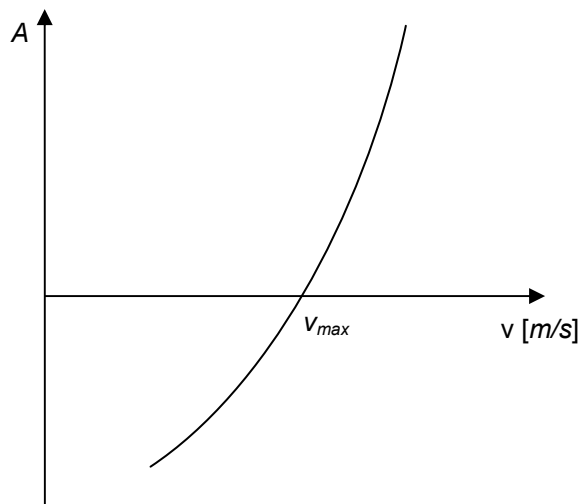
Takav oblik jednačine trećeg stepena rešava se pomoću Kardanove formule:

$$v = \sqrt[3]{-\frac{b}{2} + \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{3}\right)^3}} + \sqrt[3]{-\frac{b}{2} - \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{3}\right)^3}} \quad (8.41)$$

Jednčina (8.40) može se rešiti i grafički. Pretpostavljeno je da je:

$$v^3 + av^2 + b = A \quad (8.42)$$

Sada se crta tačka po tačka krive $A = f(v)$ pa presečna tačka te krive sa apscisom (v) daje rešenje za v_{max} (slika 8.17).



Slika 8.17 – Grafičko rešavanje jednačine (8.40)

Na osnovu izračunate maksimalne brzine računa se prenosni odnos i_{GP} :

$$i_{GP} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot n_p}{v_{max}}; \quad n_p [1/s] \quad (8.43)$$

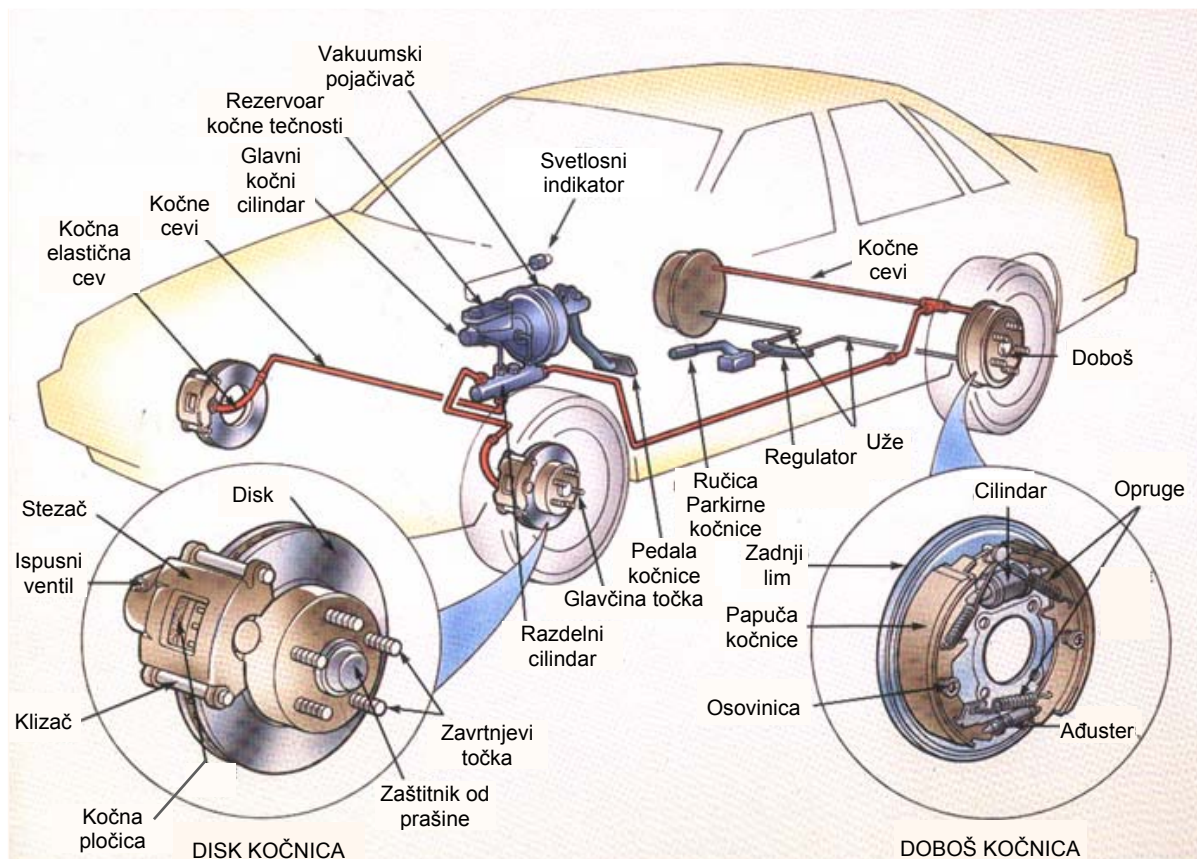
9. KOČENJE AUTOMOBILA

9.1 PRETHODNA RAZMATRANJA

Kočenje automobila je proces kojim se vrši sa ciljem da se vozilo uspori ili zaustavi. Uređaj kojim se vrši kočenje je u stvari ceo niz elemenata i posebnih uređaja, tako da svi ukupno čine sistem za prinudno smanjenje brzine odnosno kočenje. Ukoliko na vozilo dejstvuje neka propulzivna pogonska sila, kočenje može da bude i pri konstantnoj brzini, na primer kočenje na nizbrdici gde je gravitaciona sila ustvari ta propulzivna pogonska sila. Sistem za kočenje je ujedno i uređaj bezbednosti vozila, tako da se kočne osobine vozila mogu da posmatraju i sa tog aspekta. Vozilo u pokretu ima izvesnu kinetičku energiju, tako da je proces kočenja praćen promenama niza energetskih i dinamičkih karakteristika, koje se vrše po određenim zakonitostima.

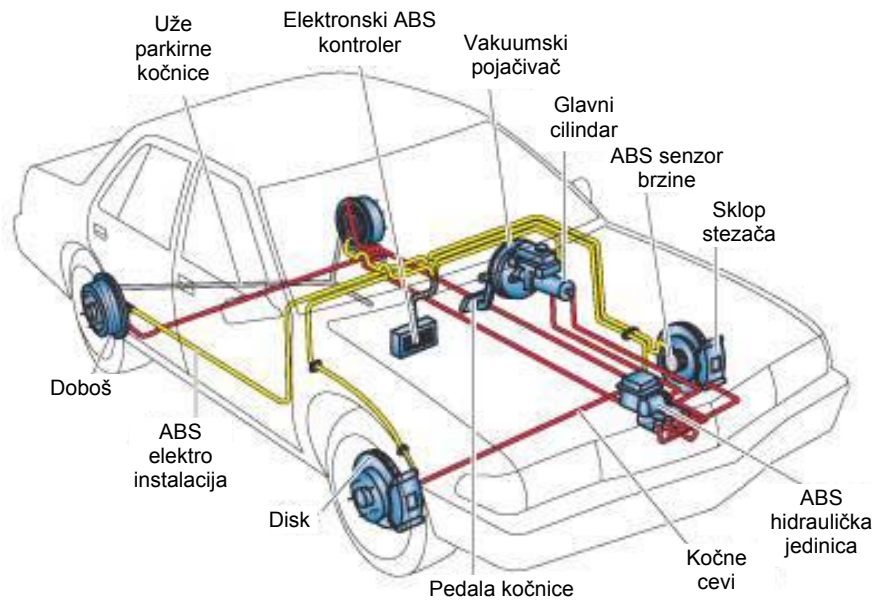
Brzina automobila u određenim uslovima saobraćaja, pa i maksimalna brzina na otvorenom putu, zavisi od efikasnosti uređaja za kočenje. Vozilo sa boljim efektom uređaja za kočenje može da razvija u eksploataciji veće srednje brzine kretanja; stoga kočne osobine možemo da smatramo delom ukupnih dinamičkih osobina vozila.

Na slici 9.1, kao primer, prikazan je jedan od ubobičajenih - „klasičnih“ kočnih sistema putničkog automobila.



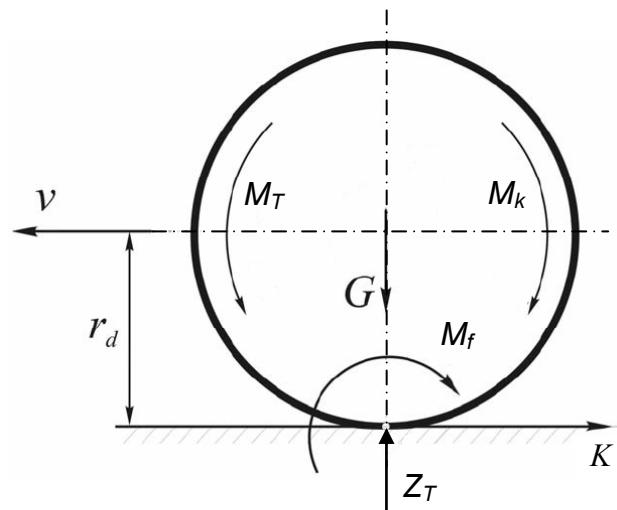
Slika 9.1 – Hidraulični kočni sistem putničkog automobila

Na slici 9.2 prikazan je hidraulični kočni sistem putničkog automobila sa integrisanim ABS-om (ABS - anti-lock braking system). Zadatak ABS je da spreči proklizavanje točkova prilikom naglog kočenja vozila.



Slika 9.2 – ABS u kočnom sistemu putničkog automobila

Usled pritiska kočnih obloga pločica ili papuča na disk, odnosno doboš, pojavljuje se moment sile trenja, odnosno moment kočenja, M_k , koji prouzrokuje tangencijalnu reakciju tla, K , sa suprotnim smerom od smera kretanja. Ta reakcija predstavlja kočnu silu (videti sliku 9.3). Osim toga, na točak deluje moment otpora kotrljanju, M_f .



Slika 9.3 – Momenti i sile na točku pri kočenju

Za slučaj pogonskog točka motor predaje preko poluosovine moment M_T :

$$M_T = \sum J \frac{d\omega}{dt} - M_r \quad (9.1)$$

gde su:

$\sum J \frac{d\omega}{dt}$ - inercioni moment svih obrtnih delova vezanih za poluosovinu točka;

Inercioni moment deluje u pravcu kretanja.

M_r – moment usled trenja u mehanizmima transmisije, uglavnom u motoru, redukovan na pogonski točak.

Koristeći sliku 9.3 može se napisati jednačina ravnoteže momenata:

$$K \cdot r_d = M_k - M_T + M_f \quad (9.2)$$

Ako se uzme u obzir izraz 9.1, sledi da je:

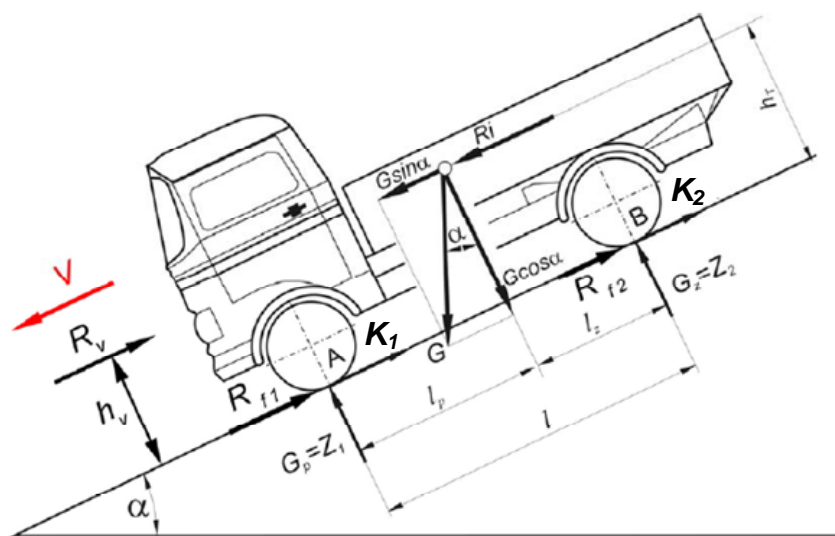
$$K \cdot r_d = M_k + M_f - \sum J \frac{d\omega}{dt} + M_r \quad (9.3)$$

Kako je moment inercije svih obrtnih masa $\sum J \frac{d\omega}{dt}$, jasno sledi i činjenica da pored sopstvenog momenta inercije masa J , zamah zavisi i od promene ugaone brzine $d\omega/dt$. Kod laganog kočenja promena ugaone brzine $d\omega/dt$ je relativno mala, tako da se spojnica pri kočenju ne mora isključivati. Međutim kod naglog kočenja, gde je promena ugaone brzine $d\omega/dt$ velika, radi smanjivanja uticaja obrtnih masa, te time i smanjenja ukupnog momenta kočenja, potrebno je spojnicom isključiti uticaj zamaha obrtnih masa. Imajući u vidu navedeno i uz pretpostavku da je moment trenja neznatan $M_r \approx 0$, iz jednačine 9.2 sledi da je moment horizontalne sile $K \cdot r_d = M_k + M_f$. Očigledno je, da za maksimalnu tangencijalnu reakciju, maksimalnu kočnu silu važi odnos:

$$(K)_{max} = \varphi \cdot Z_T \quad (9.4)$$

9.2 MAKSIMALNE VREDNOSTI SILE KOČENJA

Kao i kod proučavanja vučnih karakteristika vozila, da bi se našle granične vrednosti sila kočenja, potrebno je prethodno pronaći vrednosti otpora tla po osovina.



Slika 9.4 - Dinamičke sile koje deluju na vozilo u kretanju

Postavljanjem jednačine ravnoteže momenata za tačku A sledi:

$$Z_2 \cdot l - G \cdot l_p \cdot \cos \alpha \pm G \cdot h_T \cdot \sin \alpha - R_i \cdot h_T - R_v \cdot h_v = 0 \quad (9.5)$$

odnosno iz ravnoteže momenata za tačku B sledi:

$$Z_1 \cdot l - G \cdot l_z \cdot \cos \alpha \pm G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_v \cdot h_v = 0 \quad (9.6)$$

Uprošćavajući jednačine pretpostavkom da je $h_T = h_v$ sledi:

$$\text{za prednju osovinu: } Z_1 = \frac{G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + h_T (R_i - R_v \pm G \cdot \sin \alpha)}{l} \quad (9.7)$$

$$\text{za zadnju osovinu: } Z_2 = \frac{G \cdot l_p \cdot \cos \alpha + h_T (R_i - R_v \pm G \cdot \sin \alpha)}{l} \quad (9.8)$$

Zavisno od vrste vozila u praksi je moguće kočenje samo točkovima prednje osovine, točkovima samo zadnje osovine ili kočenje svim točkovima. Kod savremenih vozila svih klasa osim O_1 i manjih traktora iz klase T, u primeni je kočenje svim točkovima.

Za slučaj potpunog iskorišćenja koeficijenta prijanjanja sledi da je za različite moguće slučajeve pri kočenju:

9.2.1 Kočenje samo prednjim točkovima

Kako je maksimalna sila kočenja jednaka adhezionoj sili za kočne točkove, to jest $K_{1max} = Z_1 \cdot \varphi$ to unošenjem izraza (9.7) i sređivanjem, sledi:

$$K = K_1 = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_z + h_T \cdot f}{l - h_T \cdot \varphi} \quad (9.9)$$

9.2.2 Kočenje samo zadnjim točkovima

Već je rečeno da je $K_{2max} = Z_2 \cdot \varphi$ pa unošenjem izraza (9.8) i sređivanjem, sledi:

$$K = K_2 = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_p - h_T \cdot f}{l + h_T \cdot \varphi} \quad (9.10)$$

9.2.3 Kočenje svim točkovima

Kako je već napred rečeno maksimalna sila kočenja je jednaka adhezionoj sili za sve kočne točkove, to jest:

$$K_{1max} = K_1 + K_2 = \varphi \cdot (Z_1 + Z_2) = G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \quad (9.11)$$

odnosno **sile kočenja po osovina:**

$$K_1 = G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_z + h_T \cdot (\varphi + f)}{l} \quad (9.12)$$

$$K_2 = G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_p - h_T \cdot (\varphi + f)}{l} \quad (9.13)$$

Iz izraza proizilazi da sile kočenja na prednjim i zadnjim točkovima međusobno nisu jednake, tako da je kod proučavanja dinamike kočenja, posebno značajno pronaći odnos kočnih sila po osovinama, odnosno:

$$\frac{K_1}{K_2} = \frac{l_z + h_T \cdot (\varphi + f)}{l_p - h_T \cdot (\varphi + f)} \quad (9.14)$$

Ako se uzme da je koeficijent raspodele sila kočenja β_k , odnosno $\frac{K_1}{K} = \beta_k$ sledi da su:

$$K_1 = K \cdot (\beta_k) \quad \text{i} \quad K_2 = K \cdot (1 - \beta_k) \quad (9.15)$$

tako da je odnos sila kočenja:

$$\frac{K_1}{K_2} = \frac{l_z + h_T \cdot (\varphi + f)}{l_p - h_T \cdot (\varphi + f)} = \frac{\beta_k}{1 - \beta_k} \quad (9.16)$$

Sledi da je koeficijent raspodele sile kočenja:

$$\beta_k = \frac{l_z + h_T \cdot (\varphi + f)}{l_p} \quad (9.17)$$

Za realan slučaj, kada je koeficijent prijanjanja višestruko veći od koeficijenta kotrljanja ($\varphi \gg f$), sledi:

$$\beta_k = \frac{l_z + h_T \cdot \varphi}{l} \quad \text{i} \quad 1 - \beta_k = \frac{l_p - h_T \cdot \varphi}{l} \quad (9.18)$$

tako da su u tom slučaju sile kočenja po osovinama, u odnosu na ukupnu silu kočenja:

$$K_1 = K \cdot \frac{l_z + h_T \cdot \varphi}{l} \quad \text{i} \quad K_2 = K \cdot \frac{l_p - h_T \cdot \varphi}{l} \quad (9.19)$$

Očigledno je da je sila kočenja na točkovima prednje osovine veća od sila kočenja na točkovima zadnje osovine, pa proizilazi i činjenica da se kod projektovanja vozila posebno vodi briga o raspodeli sila kočenja po osovinama, odnosno o veličini kočnog momenta koje kočnice moraju da proizvedu. Na savremenim motornim vozilima po pravilu uvek kočnice prednjih točkova ostvaruju veću silu kočenja nego kočnice na zadnjim točkovima.

9.3 ODREĐIVANJE MAKSIMALNOG USPORENJA

U idealnom slučaju, na ravnom putu i bez vetra ($R_a = R_v = 0$), kada se zanemare svi otpori koji potpomažu bržem zaustavljanju, preostaje jedino sila kočenja kojom treba savladati silu inercije. Njoj, u izvesnoj meri, potpomaže sila otpora kotrljanju, Drugim rečima:

$$R_i = \frac{G}{g} \cdot a \cdot \delta = K + R_f \quad (9.20)$$

Za slučaj **kočenja samo prednjim točkovima**:

$$K = K_1 = Z_1 \cdot \varphi \rightarrow \frac{G}{g} \cdot a \cdot \delta = K_1 + R_f = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_z + h_T \cdot f}{l - h_T \cdot \varphi} + G \cdot f \quad (9.21)$$

Pošto je pretpostavljeno da je $\alpha = 0$, odnosno $\cos \alpha = 1$, sledi da je maksimalno usporenje:

$$a_p = \frac{g}{\delta} \cdot \frac{(l_z \cdot \varphi + l \cdot f)}{(l - h_T \cdot \varphi)} \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (9.22)$$

Za slučaj **kočenja samo zadnjim točkovima**

$$K = K_2 = Z_2 \cdot \varphi \rightarrow \frac{G}{g} \cdot a \cdot \delta = K_2 + R_f = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_p - h_T \cdot f}{l + h_T \cdot \varphi} + G \cdot f \quad (9.23)$$

Uz pretpostavku da je $\cos \alpha = 1$, sledi da je maksimalno usporenje za kočenje zadnjim točkovima:

$$a_z = \frac{g}{\delta} \cdot \frac{(l_p \cdot \varphi + l \cdot f)}{(l - h_T \cdot \varphi)} \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (9.24)$$

Za slučaj **kočenja svim točkovima**, što je slučaj kod svih savremenih vozila (čak zakonska obaveza proizvođačima vozila):

$$\frac{G}{g} \cdot a \cdot \delta = G \cdot (\varphi + f) \rightarrow K = K_1 + K_2 = G (\varphi + f) \quad (9.25)$$

odnosno maksimalno usporenje iznosi:

$$a = \frac{g}{\delta} (\varphi + f) \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (9.26)$$

Iz prethodnih izraza se vidi da čak ni u idealnim uslovima, nije moguće postići veće usporenje od g , odnosno od $9,81 \text{ m/s}^2$.

Očigledno je da obrtne mase vozila, u jednačini (9.26) uzete preko koeficijenta “ δ ” smanjuju maksimalno usporenje, samim tim što je vrednost $\delta \geq 1$, te sledi da ih je, radi kraćeg zaustavnog puta, potrebno izuzeti, što se postiže isključivanjem spojnice. Drugim rečima, **prilikom intenzivnih kočenja poželjno je, čak potrebno, isključiti spojnicu.**

Kvalitet kočnica u praksi je najlakše proveriti poređenjem sila kočinja svih točkova, koje se postižu na ispitnim valjcima. U ovom slučaju posredno se ispituje kvalitet kočnica, uvođenjem takozvanog **kočnog koeficijenta**, koji je zakonom propisan u zavisnosti od vrste vozila. Za idealizirani slučaj, kada jedino silom kočenja treba savladati silu inercije, sledi da je kočni koeficijent k_k :

$$k_k = \frac{K}{G} = \frac{m \cdot a}{m \cdot g} = \frac{a}{g} \quad (9.27)$$

Sada se može konstatovati da je kočni koeficijent u stvari količnik ukupno ostvarene kočne sile prema težini vozila, odnosno, odnos ostvarenog usporenja prema ubrzanju zemljine teže, izražene u procentima.

Ova vrsta ispitivanja se sprovodi na ispitnim valjcima, znači u uslovima statičkog ispitivanja. Uslovi ispitivanja propisani su Zakonom o bezbednosti u saobraćaju [8].

9.4 PROCES KOČENJA – VREME I PUT KOČENJA

Da bi se utvrdili parametri ponašanja kočenog vozila neophodno je odrediti vrednosti puta koje vozilo pređe u procesu kočenja do zaustavljanja (put kočenja) i vreme potrebno za ostvarenje potpunog zaustavljanja vozila (vreme kočenja).

Iz opšte jednačine za bilans sila, prema slici 9.4, sledi da je:

$$\Sigma R = 0 \rightarrow R_v + R_f + R_\alpha + K = \Sigma R + K = R_i \quad (9.28)$$

Poznato je da su vrednosti sila otpora:

$$\text{Inerciona sila:} \quad R_i = \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \delta$$

$$\text{Otpor vetra:} \quad R_v = K \cdot A \cdot v^2$$

$$\text{Otpor kotrljanju:} \quad R_f = G \cdot f \cdot \cos \alpha$$

$$\text{Otpor uspona:} \quad R_\alpha = \pm G \cdot \sin \alpha$$

Maksimalna sila kočenja pri kočenju svim točkovima jednaka je najvišoj mogućoj atehzionoj sili, to jest $K_{max} = G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha$, tako da sada iz bilansa sila sledi:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{G \cdot \delta} (K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha + \xi \cdot G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha) \quad (9.29)$$

pri čemu je uzeto da: znak „+“ znači kočenje na uzbrdici, a

znak „-“ znači kočenje na nizbrdici

Koeficijent “ ξ ” predstavlja odnos između stvarne i maksimalne sile kočenja:

$$\xi = \frac{K}{K_{max}} \quad (9.30)$$

pri čemu je:

$\xi = 1$ za intenzivno kočenje, kada se i ostvaruje maksimalna sila kočenja

$\xi < 1$ za prikočivanje radi usporenja kretanja

9.4.1 Vreme kočenja

Vreme kočenja računa se iz izraza:

$$dt = \frac{G \cdot \delta}{g} \cdot \frac{dv}{(K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha + \xi \cdot G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha)} \quad (9.31)$$

odnosno integraljenjem se dobija:

$$t_k = \frac{\delta}{g} \int_{v_2}^{v_1} \frac{dv}{\left(\frac{K \cdot A \cdot v^2}{G} + f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha + \xi \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \right)} \quad (9.32)$$

pri čemu su: v_1 - brzina na početku kočenja

v_2 - brzina na kraju kočenja

Za slučaj da je kočenje na ravnom putu ($\alpha = 0$), do potpunog zaustavljanja ($v_2 = 0$), i da je $R_v = 0$, sledi rešenje integrala:

$$t_k = \frac{\delta \cdot v_1}{g \cdot (\varphi + f)} = \frac{v_1}{a} \quad (9.33)$$

odnosno za maksimalno usporenje

$$t_{kmin} \approx \frac{v_1}{10 \cdot \varphi} \quad (9.34)$$

9.4.2 Put kočenja

Uvođenjem transformacije jednačine (9.31)

$$a = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{dS}{dS} = \frac{dv}{dS} \cdot \frac{dS}{dt} = v \frac{dv}{dS} \quad (9.35)$$

sledi:

$$a = \frac{dv}{dt} = dS = \frac{g}{G \cdot \delta} (K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha + \xi \cdot G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha) = v \frac{dv}{dS} \quad (9.36)$$

Integraljenjem gornje jednačine dobija se:

$$S_k = \frac{\delta \cdot v_1}{g \cdot v_2} \int \frac{v dv}{\left(\frac{K \cdot A \cdot v^2}{G} + f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha + \xi \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \right)} \quad (9.37)$$

odnosno:

$$S_k = \frac{\delta \cdot G}{2 \cdot g \cdot K \cdot A} \ln \frac{K \cdot A \cdot v_1^2 = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha = \varphi \cdot \cos \alpha}{K \cdot A \cdot v_2^2 = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha = \varphi \cdot \cos \alpha} \quad (9.38)$$

Za slučaj za slučaj da je kočenje na ravnom putu ($\alpha = 0$) i da je $Rv = 0$, rešenje je:

$$S_k = \frac{1}{\delta} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g \cdot (\varphi + f)} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot a_{max}} \quad (9.39)$$

Uz pretpostavku da je kočenje do potpunog zaustavljanja ($v_2 = 0$) i da je spojnica isključena ($\delta = 1$), sledi da je minimalni put kočenja - takozvani "trag kočenja":

$$S_{kmin} = \frac{v_1^2}{2 \cdot a_{max}} \quad (9.40)$$

Iz navedenog izraza proizilazi da **put (trag) kočenja ne zavisi od mase vozila**. Istraživanja rađena u tom pravcu su pokazala da put kočenja ipak zavisi od mase vozila i da se povećava u granicama 10 do 15 % od teorijski sračunate vrednosti prema izrazu (9.40).

9.5 STVARNI PARAMETRI PROCESA KOČENJA

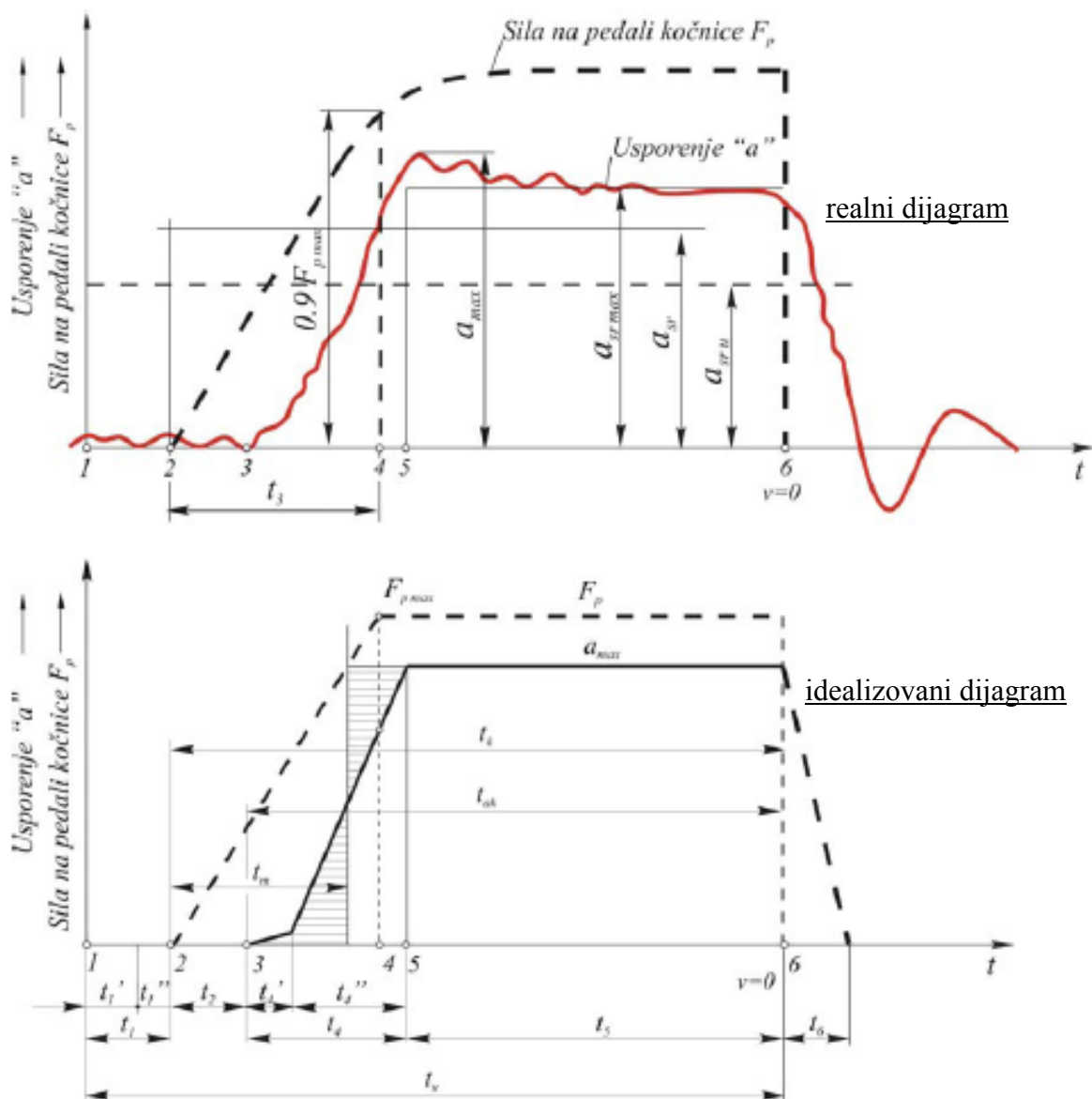
U prethodnim razmatranjima dosta parametra je je idealizovano i učinjeno je više pretpostavki kako bi se jednačine uprostile za rešavanje. Međutim, proces kočenja ima utvrđeni redosled postupaka za koje je potrebno vreme. Potrebno je uzeti u obzir i parametre koji zavise od mogućnosti i psihičkog stanja vozača, mogućnosti samog sistema za kočenje i slično, tako da se stvarne veličine vremena i puta kočenja razlikuju od teorijski sračunatih. Realno snimljeni dijagrami procesa kočenja prikazuju i stvarnu sliku i parametre u tom procesu.

9.5.1 Stvarno vreme kočenja

Na slici 9.5 dat je realan dijagram snimljen u procesu kočenja i idealizirani dijagram radi dalje analize. Na samom dijagramu jasno mogu da se uoče vremena t_1 do t_6 , u kojima se

proces kočenja odvija, kao i promena usporenja u tom procesu. Trenutno usporenje (usporenje u jednom trenutku) praktično nije moguće, a nije ni poželjno sa gledišta bezbednosti i udobnosti vozača i putnika.

Vreme t_1 , prikazano na uprošćenom - idealizovanom dijagramu (prikazan kao donji dijagram na slici 9.5), predstavlja vreme reakcije vozača od početka opažanja i shvatanja situacije da je potrebno kočenje. Daljim rasčlanjivanjem ovog vremena mogu da se razlikuju vremena t_1' (vreme opažanja i shvatanja vozača da treba da koči) i vreme t_1'' , koje predstavlja takozvano motorno vreme vozača (premeštanje noge vozača na pedalu kočnice). Vreme t_1 je individualno i za prosečne vozače kreće se u granicama 0,6 do 0,8 sekundi. Ispitivanja su pokazala da svega 10% ispitanika ima vreme reakcije 0,4 sekundi ili čak i manje. Utvrđeno je da je kod jednog broja vozača, kao i kod umornih vozača i onih koji voze pod uticajem alkohola ovo vreme značajno duže i kreće se do 1,5 sekundi [3].



Slika 9.5 - Realni i idealizovani parametri u procesu kočenja

Vreme t_2 predstavlja vreme reakcije sistema za kočenje, takozvano vreme odziva kočnog sistema (savlađivanje praznog hoda komandi, unutrašnjeg trenja, elastične deformacije cevovoda, konačnost brzine talasa porasta pritiska i sličnog). U ovom vremenu sila u sistemu za kočenje tek počinje da raste, ali još uvek nema vidljivog usporenja vozila (videti sliku 9.5 – realni dijagram).

U zavisnosti od vrste kočionog sistema, ovo vreme se kreće u granicama:

$t_2 = 0.03$ do $0,05$ sekundi za vozila sa hidrauličnim sistemom prenosa;

$t_2 = 0.2$ do $0,5$ sekundi za vozila sa vazdušnim sistemom prenosa;

Tek na kraju vremena t_2 (tačka 3 na dijagramu) usporenje vozila postaje vidljivo i na dijagramu se odslikava porastom usporenja.

Vreme t_3 predstavlja vreme aktiviranja komande. Zbog relativno sporog postizanja maksimuma komandne sile, ovo vreme se ocenjuje kada se postigne 90% maksimalne komandne sile kočenja (sila na pedali kočnice). I ovo vreme je individualno i kreće se u granicama $0,15$ do $0,8$ sekundi. Ispitivanja su pokazala da 90% vozača ima ovo vreme oko $0,4$ sekunde.

Vreme t_4 predstavlja vreme potrebno za postizanje maksimalnog usporenja vozila. Ovo vreme se može rasčlaniti na vremena t_4' (vreme završnog odziva kočnog sistema, koje može i da se zanemari) i vreme t_4'' koje predstavlja takozvano vreme aktivnog usporenja. Najčešće se smatra da je $t_4 \approx t_4''$ i da ovo vreme iznosi:

$t_4 = 0.2$ do $1,0$ sekund za vozila sa hidrauličnim sistemom prenosa;

$t_4 = 2,0$ do $2,5$ sekundi za vozila sa vazdušnim sistemom prenosa
(veća vremena odgovaraju vučnim vozovima).

Vreme t_5 predstavlja vreme aktivnog dejstva maksimalne sile kočenja sa približno maksimalnom silom na pedali kočnice. Ovo vreme je različito i zavisi od uzroka kočenja odnosno intenziteta kočenja i samim tim držanja maksimalne sile na pedali kočnice. U slučaju intenzivnog kočenja, tek u tački 6 vozač prestaje sa dejstvom na komandu (sila F_p pada na nulu), ali se usporenje nastavlja.

Vreme t_6 je vreme takozvanog zaostajanja ili otkočivanja i zavisi od sistema za kočenje. Poželjno je da ovo vreme bude što kraće kako bi kočenje bilo potpuno kontrolisano. Ovo vreme iznosi:

$t_6 = 0.2$ do $0,3$ sekundi za vozila sa hidrauličnim sistemom prenosa

$t_6 = 1,5$ do $2,5$ sekundi za vozila sa vazdušnim sistemom prenosa
(veća vremena odgovaraju vučnim vozovima).

Ukupno vreme zaustavljanja je zbir vremena:

$$t_u = t_1 + t_2 + t_4 + t_5 \quad (9.41)$$

dok je vreme aktivnog dejstva kočne sile

$$t_{ak} = t_4 + t_5 \quad (9.42)$$

i sastoji se od vremena reagovanja vozača, reagovanja kočnog sistema vozila i vremena dejstva maksimalne kočne sile.

Ukoliko se vremenu aktivnog kočenja doda i vreme odziva kočnog sistema, t_2 , sledi **vreme stvarnog kočenja**, to jest vreme od početka dejstvovanja na komandu kočenja do zaustavljanja vozila:

$$t_k = t_2 + t_4 + t_5 = t_{ak} + t_2 \quad (9.43)$$

Sa aspekta kočnog sistema, **vreme reagovanja i aktiviranja kočnog sistema** je:

$$t_m = t_2 + t_4 + \frac{t_4}{2} \approx t_2 + \frac{t_4}{2} \quad (9.44)$$

Kao posebno značajan parametar kočnog sistema ovo vreme spada u grupu ispitivanih performansi kočnog sistema. Naime, maksimum ovog vremena je definisan međunarodnim propisima za ispitivanje kočnica vozila (pravilnik ECE 13). Samim tim podleže ispitivanju saobraznosti sa propisima (takozvana homologaciona ispitivanja). Zbog stišljivosti vazduha, pritisak kod vazdušnih sistema prenosa se relativno sporo prenosi, što može da doprinese znatnom zakašnjenju odziva kočnog sistema. Propisima je utvrđeno da od početka dejstvovanja na komandu kočnog sistema (početak pritiska na pedalu kočnice), odnosno od trenutka kada pritisak u najudaljenijem kočnom cilindru postigne 10% svoje maksimalne vrednosti, pa do trenutka kada ovaj pritisak postigne 75% maksimalne vrednosti, ne sme da protekne više od 0,6 sekundi. Na sličan način se zahteva da vreme odziva vazdušnog mehanizma prikolice bude najviše 0,4 sekundi, s tim da odziv odgovarajućeg dela mehanizma na vučnom vozilu (tegljaču) tada može da iznosi najviše 0,2 sekunde.

Shodno ovako definisanim vremenima reakcija sistema kočenja, postoje i različite definicije **srednjeg usporenja** (srednje maksimalno usporenje, srednje usporenje i ukupno srednje usporenje).

Srednje maksimalno usporenje a_{srmax} odnosi se na vreme aktivnog dejstva maksimalne sile kočenja (t_5) i za njega se u uprošćenom (idealizovano) dijagramu (slika 9.5) pretpostavlja da je konstantno.

Srednje usporenje a_{sr} odnosi se na ukupno vreme kočenja t_k .

Ukupno srednje usporenje a_{usr} se odnosi na ukupno vreme zaustavljanja.

U praksi se najviše koriste definicije srednjeg maksimalnog i ukupnog srednjeg usporenja, češće nazvanog srednje usporenje.

9.5.2 Stvarni put kočenja

Opisani proces kočenja pokazuje da se tokom vremena u procesu značajno menjaju sile kočenja, pa time i usporenje vozila. Analiza ovih promena je prikazana na slikama 9.6 i 9.7 na kojima se vide promene brzine vozila i pređenog puta u procesu kočenja.

Kako je prikazano na dijagramu na slici 9.6, koji odgovara realnom stanju, tokom vremena t_1 (vreme reakcije vozača od početka opažanja i shvatanja situacije da je potrebno kočenje) i vremena t_2 (vreme reakcije sistema za kočenje, odnosno vreme odziva kočionog

sistema), vozilo ima brzinu koju je imalo na samom početku kočenja, drugim rečima ta brzina kretanja vozila je konstantna. U tom vremenskom intervalu vozilo pređe put:

$$S_1 = v_1 \cdot (t_1 + t_2) \quad (9.45)$$

Tek po isteku vremena reakcije kočnog sistema otpočinje usporenje vozila, koje traje do postizanja maksimalnog usporenja vozila. To vreme je na dijagramu definisano kao vreme t_4 . Promena usporenja u ovom vremenskom intervalu ($0 \leq t \leq t_4$) se menja prema zakonitosti:

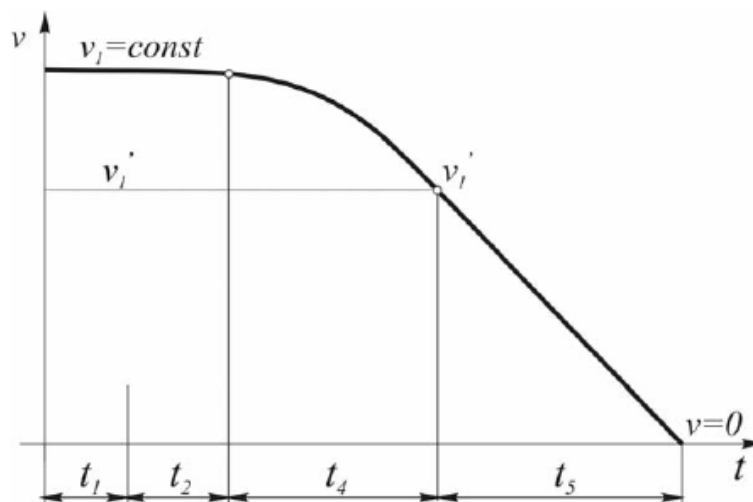
$$a = \frac{a_{max}}{t_4} \cdot t \quad (9.46)$$

Shodno promeni usporenja menja se i brzina vozila prema zakonitosti:

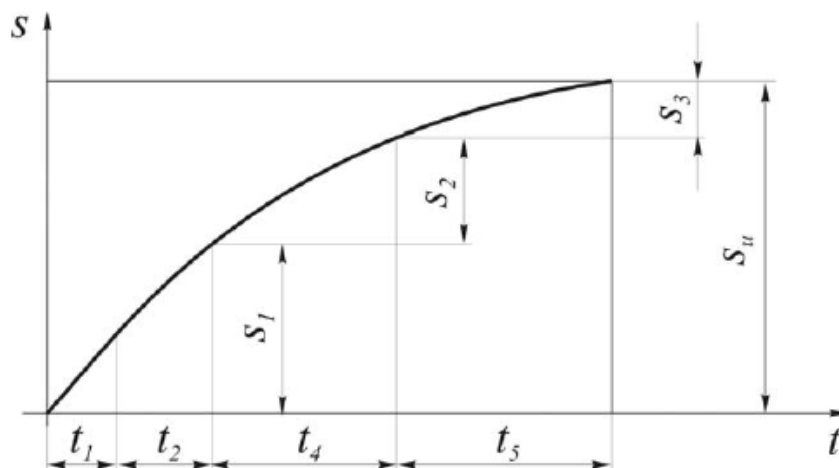
$$v = v_1 - \int_0^t \frac{a_{max}}{t_4} t dt = v_1 - \frac{a_{max}}{2 \cdot t_4} \cdot t^2 \quad (9.47)$$

čime se i put kočenja za vreme protoka vremena t_2 menja prema sličnom zakonu:

$$S_2 = \int_0^t v dt = v_1 \cdot t_4 - \frac{a_{max}}{6} \cdot t_4^2 \quad (9.48)$$



Slika 9.6 – Promena brzine vozila u procesu kočenja



Slika 9.7 – Promena puta vozila u procesu kočenja

Posle postizanja maksimalne sile kočenja u vremenskom intervalu t_5 , nastaje i period maksimalnog usporenja a_{max} u kome je brzina vozila jednoliko opadajuća do zaustavljanja vozila ($v = 0$) i menja se prema zakonu:

$$v = v_1' - a_{max} \cdot t \quad (9.49)$$

gde je brzina vozila v_1' krajnja brzina na isteku vremenskog perioda t_4 , odnosno početna brzina na početku perioda t_5 i iznosi:

$$v_1' = v_1 - \frac{a_{max}}{2} \cdot t_4 \quad (9.50)$$

Vreme potrebno da se vozilo potpuno zaustavi, na dijagramu definisano kao vreme t_5 , dobija se uzimajući brzinu v_1' kao početnu, odnosno

$$t_5 = \frac{v_1'}{a_{max}} = \frac{v_1}{a_{max}} - \frac{t_4}{2} \quad (9.51)$$

Na osnovu početne brzine v_1' dobija se put, definisan kao S_3 , koga vozilo pređe u vremenskom intervalu t_5 :

$$S_3 = \int_0^{t_5} v \cdot dt = v_1' \cdot t_5 - \frac{a_{max}}{2} \cdot t_5^2 = \frac{v_1'^2}{2 \cdot a_{max}} \quad (9.52)$$

što može da se prikaže u rasčlanjenom obliku:

$$S_3 = \frac{1}{2 \cdot a_{max}} \left[v_1'^2 + \frac{a_{max}^2}{4} \cdot t_4^2 - v_1 \cdot a_{max} \cdot t_4 \right] \quad (9.53)$$

Na osnovu svih puteva $\sum_1^3 S_i$ pređenih u vremenskim intervalima t_1 do t_4 nalazi se ukupan put u toku celog procesa kočenja - do zaustavljanja vozila, u obliku:

$$S_u = S_1 + S_2 + S_3 = v_1 \cdot \left(t_1 + t_2 + \frac{t_4}{2} \right) + \frac{v_1^2}{2 \cdot a_{max}} - \frac{a_{max}}{24} \cdot t_4^2 \quad (9.54)$$

Zanemarivanjem poslednjeg člana kao veoma malog, daje konačan oblik jednačine za pređeni put u procesu kočenja:

$$S_u = S_1 + S_2 + S_3 = v_1 \cdot \left(t_1 + t_2 + \frac{t_4}{2} \right) + \frac{v_1^2}{2 \cdot a_{max}} \quad (9.55)$$

Izračunati put S_u naziva se **zaustavni put vozila** i očigledno predstavlja zbir puteva koje vozilo prešlo u fazi reagovanja vozača (tako zvana psihička sekunda), odziva kočnog sistema i pređenog puta koji se vrši sa maksimalnim usporenjem.

Put za vreme psihičke sekunde $S_l = v_l \cdot t_l$ (9.56)

Put kočenja (“trag kočenja”) $S_k = S_2 + S_3 = v_l \cdot \left(t_2 + \frac{t_4}{2} \right) + \frac{v_l^2}{2 \cdot a_{max}}$ (9.57)

Izraz “trag točenja” predstavlja potiče od tragova koje pneumatici blokiranih točkova ostavljaju na putu pri intezivnom kočenju. Danas je taj izraz skoro sasvim prevaziđen jer većina savremenih automobila imaju uređaj koji sprečava blokiranje točkova (ABS uređaj), ali se još uvek može naći u literaturi.

Kada se iz izraza (53) isključi član koji definiše put pređen za vreme “psihičke sekunde” (9.56) dobija se vrednost **puta kočenja** (9.57), koja **predstavlja samo jednu od faza ispitivanja vozila pri homologacionim ispitivanjima**, a na osnovu zahteva međunarodnog pravlnika ECE 13, koga mora da zadovolje kočni uređaji vozila za korišćenje u javnom saobraćaju. Prema navedenom pravilniku, maksimalna vrednost zaustavnog puta je:

$$S_{max} = A \cdot v_l + \frac{v_l^2}{B} \quad [m] \quad (9.58)$$

v_l [km/h] - početna brzina vozila pri ispitivanju (prema ECE 13 ne manja od 80 km/h)

Očigledno je da koeficijent A predstavlja zbir vremena $t_2 + \frac{t_4}{2}$, dok koeficijent B definiše dvostruku vrednost maksimalnog usporenja. Koeficijenti A i B su različiti, u zavisnosti od vrste vozila, kao što je prikazano u tabeli 9.1.

Tabela 9.1 - Vrednosti koeficijenata pri ispitivanju vozila

Vrsta vozila	Koeficijenti	
	A	B
Laka putnička	0,1	150
Dostavna	0,15	130
Teretna	0,15	115

10. STABILNOST AUTOMOBILA

Pod stabilnošću vozila, u suštini se podrazumeva njegova sposobnost da se kreće zadržavajući svoj smer kretanja bez obzira na dejstvo spoljnih sila. U tom smislu može da se govori o stabilnosti sa aspekta:

- prevrtanja
- proklizavanja (poprečna)
- dejstva centrifugalne sile pri vožnji u krivini
- uticaja sile bočnog vetra

10.1 PODUŽNA STABILNOST

Pod podužnom stabilnošću podrazumeva se sposobnost kretanja vozila bez proklizavanja i klizanja na usponu kao i prevrtanja oko prednje ili zadnje osovine.

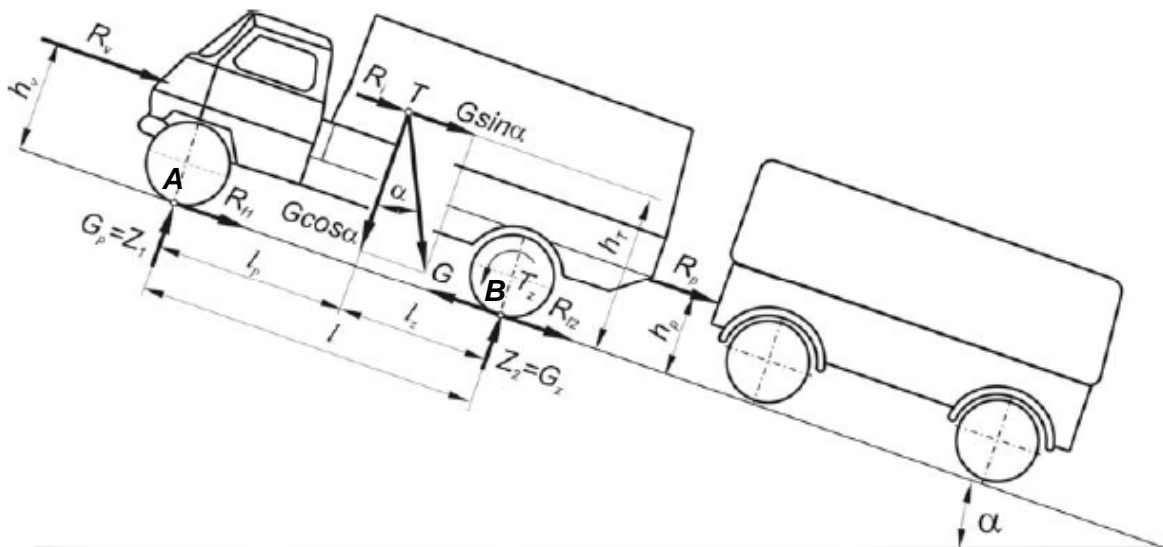
10.1.1 Prevrtanje oko zadnje osovine

Ovakav slučaj prevrtanja savremenih drumskih vozila je više teorijskog karaktera, s obzirom da su uslovi, koje treba da ispuni vozilo da se ne bi prevrnulo oko zadnje osovine, skoro uvek zadovoljeni, kako će se kasnije videti. Teorijski gledano, prevrtanje oko zadnje osovine će nastupiti kada se ispuni uslov da se prednja osovina potpuno rastereti, odnosno da je:

$$Z_1 \leq 0 \quad (10.1)$$

Iz jednačine ravnoteže sila za tačku oslonca zadnje osovine (tačka B – videti sliku 10.1) sledi:

$$Z_1 \cdot l - G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + G \cdot h_T \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_v \cdot h_v + R_p h_p = 0 \quad (10.2)$$



Slika 10.1 - Spoljne i dinamičke sile na vozilo pri kretanju na uzbrdici

odnosno, da bi se vozilo prevrnulo oko zadnje osovine

$$G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_v \cdot h_v + R_p h_p \leq 0 \quad (10.3)$$

S obzirom da u praktičnim uslovima pri kretanju na usponu, na kome može da dođe do prevrtanja, nema ubrzanja i da je brzina kretanja vrlo mala, izraz (10.3) se pojednostavljuje uzimajući da je $R_i = R_v = 0$, tako da se dobija:

$$G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_p \cdot h_p \leq 0 \quad (10.4)$$

Uzimajući da je otpor prikolice $R_p = G_p \cdot \sin \alpha$, uz zanemarivanje otpora kotrljanja prikolice R_f , koji je na maksimalnim usponima zanemarljivo mali u odnosu na otpor uspona, dobija se maksimalan (kritičan) uspon, koji vozilo sa prikolicom može da savlada na granici prevrtanja:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \frac{l_z}{h_T + h_p \cdot \frac{G_p}{G}} \quad (10.5)$$

Za slučaj vozila bez prikolice:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \frac{l_z}{h_T}, \text{ odnosno } h_T \geq \frac{l_z}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (10.6)$$

Prevrtanje oko zadnje osovine bi nastupilo za slučaj da visina težišta bude viša ili bar jednaka rastojanju težišta do zadnje osovine, što je kod vozila praktično nemoguće. Na primer, za uspon od 100%, $\operatorname{tg} \alpha = 1$, ($\alpha = 45^\circ$). Kako je čak i kod putničkih terenskih vozila skoro uvek $h_T < l_z$, sledi da praktično na drumovima, za savremena vozila, ne može da dođe do prevrtanja oko zadnje osovine. Međutim, u praksi je zabeleženo dosta primera prevrtanja traktora oko zadnje osovine u više različitih prilika. Uzrok ovim nesrećama, najčešće tragičnim, je uvek isti – poteznica prikolice ili vučnog užeta bila je priključena na traktor nestručno, na visini većoj od visine težišta ili čak visine ose zadnje osovine od tla. Prilikom izvlačenja balvana ili čupanja panjeva, neuki ljudi priključe uže dosta visoko, tako da najčešće već na samom polasku ili pri trzaju traktora, dođe do prevrtanja unazad, pogotovu kada se to čini traktorima sa malim međuosovinskim rastojanjem, koji su obično male mase. Nije redak slučaj u selima, da se čak improvizovane poteznice traktora nestručno priključuju radi vuče prikolice ili tereta. S obzirom da je najčešći slučaj vuče prikolice koja je lakša od traktora i obično na manjim usponima, do prevrtanja nije dolazilo. Međutim, kada se pri prevozu teških tereta na šumskim putevima ili stazama, kačenje prikolice za traktor učine na poteznicu, priključenu za traktor na visokom mestu, nesreća je tada obično neminovna. Da do prevrtanja oko zadnje osovine ne bi došlo, poteznica na vučno vozilo uvek treba da bude priključena na visinu koja je ispod visine težišta [3].

$$h_p \leq h_T \quad (10.7)$$

Za traktore ta visina treba da bude najviše do visine glavčina zadnjih točkova.

10.1.1.1 Maksimalni uspon sa gledišta proklizavanja vozila

Kretanjem vozila na usponu, u slučajevima smanjenog koeficijenta prljanja između točkova i kolovoza, može da nastupi proklizavanje, kada maksimalne vučne sile na pogonskim točkovima budu veće od adhezione sile između pogonskih točkova i tla, to jest da je $G \cdot \sin \alpha \leq F_o$. U takvim slučajevima dolazi do obrtanja pogonskih točkova u mestu. U ekstremnim uslovima može da nastupi slučaj čistog klizanja na uzbrdici, kada je veća sila otpora uspona od adhezione sile na točkovima, odnosno kada je $G \sin \alpha \geq G \cos \alpha \cdot \varphi$. U tim uslovima vozilo počinje da kliza unazad, dakle pre prevrtanja, s obzirom da je ranije konstatovano, da je prevrtanje oko zadnje osovine praktično nemoguće. Slučajevi proklizavanja točkova mogu da se posmatraju sa aspekta rasporeda pogonskih točkova [3].

Pogon zadnjim točkovima

Da bi došlo do klizanja vozila niz brdo, treba da bude zadovoljen uslov, da su otpori kretanja veći od adhezione sile, odnosno:

$$F_{o2} \leq Z_2 \cdot \varphi \leq (G + G_p) \cdot \sin \alpha \quad (10.8)$$

uz realne uslove, da se vozilo uz uspon kreće malom brzinom, da nema ubrzanja i da praktično nema otpora vetra, to jest da je $R_i = R_v = 0$.

Uzimajući da je reakcija tla jednaka sili koja pada na točkove, za zadnje pogonske točkove $Z_2 = G_2$, iz jednačina sledi:

$$(G + G_p) \cdot \sin \alpha \geq \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot (l_p - f \cdot h_T) - R_p \cdot (h_T - h_p)}{l - h_T \cdot \varphi} \quad (10.9)$$

S obzirom da je sila otpora prikolice jednaka $R_p = G_p \cdot \sin \alpha$ i zanemarujući koeficijent otpora kotrljanju "f" kao mali u odnosu na ostale članove, sledi da je ugao uspona " α_k ", kada nastupa klizanje:

$$\operatorname{tg} \alpha_k \geq \frac{l_p \cdot \varphi}{(l - \varphi \cdot h_T) + (l - \varphi \cdot h_p) \cdot k} \quad (10.10)$$

Da bi proklizavanje točkova ili klizanje vozila niz brdo nastupilo pre prevrtanja oko zadnje osovine, treba, dakle da bude ispunjen uslov:

$$\frac{l_p \cdot \varphi}{(l - \varphi \cdot h_T) + (l - \varphi \cdot h_p) \cdot k} \leq \frac{l_z}{h_T + k \cdot h_p} \quad (10.11)$$

Sređivanjem gornjeg izraza, uzimajući da je $h_T \approx h_p$, dobija se da bi koeficijent prljanja trebalo da je:

$$\varphi \leq \frac{l_z(1+k)}{h_T(1+k)} \leq \frac{l_z}{h_T} \quad (10.12)$$

što je skoro uvek ispunjeno, s obzirom da je skoro uvek $l_z > h_T$, a tim pre kada je $h_T > h_p$, što je kod pravilno postavljenih poteznica takođe uvek ispunjeno.

Prema tome, **maksimalni uspon je uvek ograničen proklizavanjem pogonskih točkova i nikada ne može da dođe do prevrtanja oko zadnje osovine** [3].

Pogon prednjim točkovima

Na usponu se smanjuje normalna reakcija tla na prednjim točkovima, usled čega je i ateziona sila na njima uvek manja, što znači da će prvo nastupiti proklizavanje prednjih (pogonskih) točkova. Drugim rečima i u ovom slučaju maksimalan uspon je ograničen proklizavanjem točkova.

Pogon na svim točkovima

Slično prethodnim analizama, sledi da će proklizavanje točkova nastupiti kada je ateziona sila točkovi - tlo manja od sila otpora, odnosno kada je:

$$(G + G_p) \cdot \sin \alpha \geq G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \quad (10.13)$$

odnosno proklizavanje će nastupiti na usponu od:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \frac{\varphi}{1+k} \quad (10.14)$$

te se stoga i smatra graničnim usponom.

Proklizavanje će da nastupi pre prevrtanja, kada je:

$$\frac{\varphi}{1+k} \leq \frac{l_z}{h_T + k \cdot h_p} \quad \text{za slučaj da je } h_T \approx h_p: \quad \varphi \leq \frac{l_z}{h_T} \quad (10.15)$$

što je skoro uvek ispunjeno, s obzirom da je skoro uvek $l_z > h_T$, tim pre, kada je $h_T > h_p$, što je kod pravilno postavljenih poteznica takođe uvek ispunjeno.

Konačan zaključak je da će kod “solo” vozila i vučnih vozova, **maksimalni uspon uvek da bude ograničen proklizavanjem pogonskih točkova i nikada ne može da dođe do prevrtanja oko zadnje osovine** [3].

10.1.1.2 Stabilnost vozila sa gledišta upravljivosti

Na osnovu napred prikazanog proizilazi da sa gledišta podužne stabilnosti, može da se govori samo o graničnim slučajevim uspona, kada dolazi do proklizavanja vozila. U principu, kod svih vozila **maksimalni uspon je uvek ograničen proklizavanjem pogonskih točkova i nikada ne može da dođe do prevrtanja oko zadnje osovine.**

U specijalnom slučaju opterećenja vozila dugačkim teretom (recimo balvani), kada je teret duži od dužine platforme kamiona, nastupa slučaj da se težište približava zadnjoj osovini a prednja – upravljajuća osovina se rasterećuje, ponekada i više od minimalno dozvoljenog opterećenja. U takvim slučajevima maksimalni uspon je ograničen upravljivošću vozila.

Sledeći kritični slučaj, koji može da nastupi, odnosi se na vozila sa visokim težištem i velikom čeonom površinom vozila, kada se kreću velikim brzinama na ravnom i horizontalnom putu. Ovakav slučaj nestabilnosti prouzrokovan je dejstvom sile vetra na čeonu površinu, usled koga se prednja osovina rasterećuje.

Za granični slučaj, pretpostavka je da vozilo više nema snage za veća ubrzanja ($a = 0$), uspon je takođe $\alpha = 0$ i pretpostavka je da je otpor kotrljanju zanemarljiv $f = 0$, u odnosu na ostale otpore, pogotovu otpora vetru.

Jasno je da sila vetra dejstvuje u metacentru čeone površine " h_v ".

Teorijska nestabilnost vozila u ovakvim uslovima nastupa kada je reakcija tla na prednju osovину bliska nuli ($Z_1 \leq 0$), mada se za praktične slučajeve nemogućnost dobrog upravljanja vozilom oseti znatno ranije. Za takav slučaj sledi:

$$Z_1 \leq G \cdot \frac{l_z}{l} - \frac{K \cdot A \cdot v^2}{13} \cdot h_v \leq 0 \quad \rightarrow \quad v_{max} \leq 3,6 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot l_z}{K \cdot A \cdot h_v \cdot l}} \quad [km/h] \quad (10.16)$$

Može se zaključiti, da što je veća visina metacentra čeone površine i težište bliže zadnjoj osovini, to je vozilo nestabilnije sa aspekta upravljivosti. Upravo ovome je razlog da su vozila namenjena rekordnim brzinama (na primer formula 1) opremljena spojlerima iznad prednje osovine, kojima je cilj da poveća prionljivost iste za tlo, a čeona površina mala i specijalno oblikovana, kako bi proizvod $K \cdot A \cdot h_v$ bio što manji.

10.1.2 Prevratanje vozila oko prednje osovine

Razmatranje ovakvog slučaja nestabilnosti vozila ima smisla samo u slučaju da se vozilo kreće nizbrdicom i da je vozač iz nekih razloga primoran da intenzivno koči. U takvim slučajevima sila inercije, zbog menjanja smera, rasterećuje zadnju osovину a opterećuje prednju.

Postavljanjem momentne jednačine za tačku oslonca prednje osovine A, sledi:

$$Z_2 \cdot l + R_i \cdot h_T + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha - G \cdot l_p \cdot \cos \alpha = 0 \quad (10.17)$$

Uslov za potpuno rasterećenje zadnje osovine, kada može da dođe do prevrtanja oko prednje osovine nastupa kada je:

$$Z_2 \cdot l \leq G \cdot l_p \cdot \cos \alpha - R_i \cdot h_T - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha \leq 0 \quad (10.18)$$

odnosno

$$G \cdot l_p \cdot \cos \alpha \leq h_T (R_i + G \cdot \sin \alpha) \cdot h_T \quad (10.19)$$

Iz uslova ravnoteže horizontalnih sila $K = Ri + G \cdot \sin \alpha$ i smenom u (10.19) sledi

$$G \cdot l_p \cdot \cos \alpha \leq h_T \cdot K \quad (10.20)$$

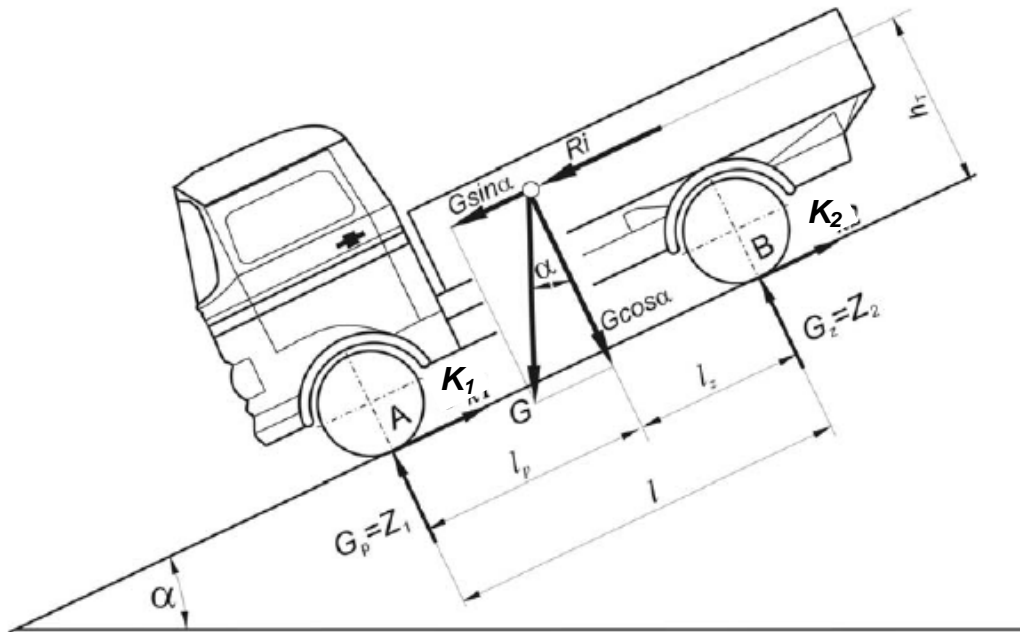
odnosno maksimalni ugao, kada dolazi do prevrtanja je

$$\cos \alpha_{max} \leq \frac{h_T \cdot K}{G \cdot l_p} \leq \cos \alpha_p \quad (10.21)$$

Ukupna vrednost kočne sile iznosi onoliko kolika je ateziona sila u takvom slučaju, odnosno:

$$K_1 + K_2 = K \geq (Z_1 + Z_2) \cdot \varphi, \text{ to jest: } K \geq G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \quad (10.22)$$

odnosno maksimalni ugao, kada dolazi do klizanja je: $\cos \alpha_{max} \leq \frac{K}{G \cdot \varphi} \leq \cos \alpha_k \quad (10.23)$



Slika 10.2 - Spoljne i dinamičke sile pri kretanju vozila na nizbrdici

Do prevrtanja će doći pre pojave klizanja kada je $\cos \alpha_p \geq \cos \alpha_k$, pri čemu su:

$\alpha_p = \alpha_{max}$, kada dolazi do prevrtanja) i

$\alpha_k = \alpha_{max}$, kada dolazi do proklizavanja.

Vrednosti uglova α_k i α_p definisane su nejednačinama (10.21) i (10.23) pa je:

$$\frac{K}{G \cdot \varphi} \geq \frac{K \cdot h_T}{G \cdot l_p}, \text{ odnosno } \frac{l}{\varphi} \geq \frac{h_T}{l_p} \rightarrow \varphi \leq \frac{l_p}{h_T} \quad (10.24)$$

Kako je uslov iz prethodne jednačine najčešće zadovoljen kod vozila, s obzirom da je $l_p > h_T$, a takođe ni koeficijent trenja (prianjanja) nikada ne može da bude 1, praktično prevrtanje oko prednje osovine ima samo teorijski karakter.

10.2 POPREČNA STABILNOST VOZILA

U slučaju poprečne (bočne) stabilnosti, može da se govori o prevrtanju preko točkova leve ili desne strane ili proklizavnju u stranu.

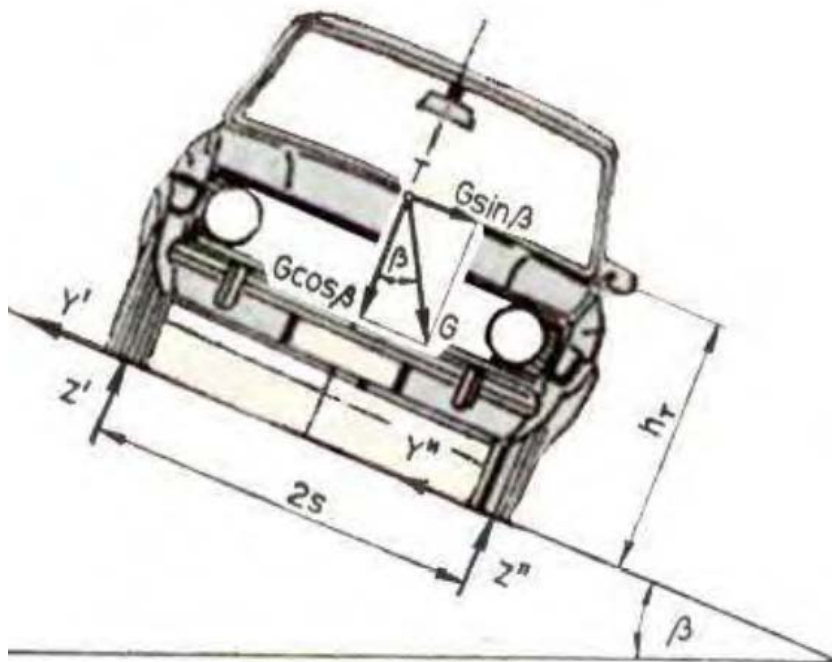
Kada se govori o poprečnoj stabilnosti vozila, u suštini se radi o stabilnosti sa aspekta kretanja u dva slučaja:

- kretanje vozila na putu sa poprečnim nagibom,
- kretanje vozila na ravnom horizontalnom putu u krivini.

I u jednom i u drugom slučaju vozilo može da bude nestabilno sa aspekta poprečnog proklizavanja ili bočnog (poprečnog) prevrtanja.

10.2.1 Kretanje vozila na putu sa poprečnim nagibom

U ovom slučaju sila koja izaziva nestabilnost vozila sa aspekta prevrtanja ili proklizavanja niz stranu, jednaka je komponenti težine $G \cdot \sin\beta$ (slika 10.3).



Slika 10.3 - Sile na poprečno nagnutom vozilu

10.2.2 Prevratanje vozila na putu sa poprečnim nagibom

Iz uslova ravnoteže momenata za desnu stranu vozila prema slici 3 sledi:

$$Z' \cdot 2 \cdot s + G \cdot h_T \cdot \sin\beta - G \cdot s \cdot \cos\beta = 0 \quad (10.25)$$

Slika 10.3 prikazuje celo vozilo kao jednu osovinu u poprečnoj težišnoj ravni, pa reakcije tla Z' i Z'' predstavljaju zbir reakcija koje dejstvuju na leve, odnosno desne točkove.

Prevratanje vozila prema slici 10.3 nastupa kada se levi točkovi potpuno rasterete, odnosno kada je reakcija tla na leve točkove jednaka nuli ($Z' = 0$), to jest kada je:

$$G \cdot s \cdot \cos\beta - G \cdot h_T \cdot \sin\beta \leq Z' \cdot 2 \cdot s \leq 0 \rightarrow \operatorname{tg}\beta_p \geq \frac{s}{h_T} \quad (10.26)$$

Iz navedene jednačine sledi da su stabilnija šira vozila od onih kod kojih je „trag točkova“ uzak. Isto tako sledi i činjenica, da prevrtanje nebi nastupilo ni pod bočnim nagibom od 45° ($\operatorname{tg}\beta_p = 1$) da je neophodno da visina težišta bude manja od polovine „traga“ točkova.

10.2.3 Proklizavanje vozila na putu sa poprečnim nagibom

Da bi klizanje moglo da nastupi, potrebno je da sila atezije između tla i točkova bude manja od komponente sile težine $G \cdot \sin\beta$, odnosno kada je:

$$G \cdot \sin\beta \geq (Y' + Y'')_{\max} \rightarrow G \cdot \sin\beta \geq G \cdot \varphi \cdot \cos\beta \quad (10.27)$$

$$\text{Odnosno kada je: } \operatorname{tg}\beta \geq \varphi \quad (10.28)$$

Da bi proklizavanje nastupilo pre prevrtanja, trebalo bi da je zadovoljen uslova da je:

$$\operatorname{tg}\beta_p \leq \operatorname{tg}\beta_k, \text{ to jest } \varphi \leq \frac{s}{h_T} \quad (10.29)$$

Ispitivanja na vozilima su pokazala da se pogonski i gonjeni točkovi vozila nalaze u različitim uslovima. Kod teretnih vozila uvek je zadnja osovina pogonska, osim kod svetočakaša, te stoga ona (pogonska osovina) uvek prethodno pre prokliza od prednje osovine. Ovo stoga što pogonski točkovi već koriste jedan deo atezione sile kao tangencijalnu reakciju tla, te je ostatak, koji bi se suprotstavio sili koja vuče vozilo niz stranu znatno manji.

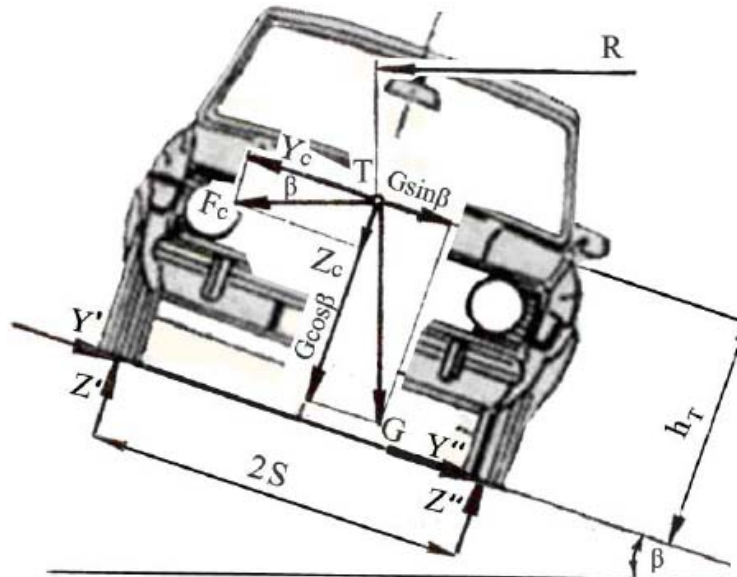
10.2.4 Kretanje vozila na ravnom horizontalnom putu u krivini

Prilikom kretanja vozila na ravnom putu, u krivini, javljaju se centrifugalna sila F_c , koja svojom komponentom Y_c , sa dejstvom iz težišta vozila, ima tendenciju da rasterećuje točkove koji su na unutrašnjoj strani krivine, odnosno za istu vrednost opterećuju „spoljne“ točkove. I u ovakvom slučaju može da se govori o nestabilnosti vozila sa aspekta prevrtanja i sa aspekta proklizavanja u krivini.

10.2.5 Prevrtnanje vozila na ravnom horizontalnom putu u krivini

Veličina centrifugalne sile srazmerna je masi vozila i kvadratu brzine, a obrnuto proporcionalna poluprečniku krivine (R), dakle:

$$F_c = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \quad (10.30)$$



Slika 10.4 - Dejstvo statičkih i dinamičkih sila na vozilo u krivini

Iz jednačine momenata za leve točkove sledi:

$$Z'' \cdot 2 \cdot s - G \cdot h_T \cdot \sin \beta - F_c \cdot s \cdot \sin \beta + F_c \cdot h_T \cdot \cos \beta - G \cdot s \cdot \cos \beta = 0 \quad (10.31)$$

Za slučaj prevrtanja potrebno je da unutrašnji točkovi budu potpuno rasterećeni, to jest da je $Z'' \leq 0$, te unošenjem vrednosti za centrifugalnu silu jednačina (10.31) dobija oblik:

$$g \cdot h_T \cdot \sin \beta + \frac{v^2}{R} \cdot s \cdot \sin \beta - \frac{v^2}{R} \cdot h_T \cdot \cos \beta + g \cdot s \cdot \cos \beta \leq 0 \quad (10.32)$$

Deljenjem prethodne jednačine sa $\cos \beta$ sledi:

$$g \cdot h_T \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{v^2 \cdot s}{R} \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{v^2 \cdot h_T}{R} + g \cdot s \leq 0 \quad (10.33)$$

U konačni oblik jednačine 34 za slučaj prevrtanja vozila kod kolovoza sa nagibom je:

$$\frac{v^2}{R} \geq \frac{s + h_T \cdot \operatorname{tg} \beta}{h_T - s \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot g \quad (10.34)$$

Očigledno je da se sa povećanjem ugla nagiba kolovoza, povećava i brzina stabilnog kretanja vozila.

Da ni pri kojoj brzini kretanja nebi došlo do prevrtanja, potrebno je da izraz (10.34) bude beskonačan, odnosno da je $h_T - s \cdot \operatorname{tg}\beta = 0$, to jest da ugao bočnog nagiba kolovoza bude:

$$\operatorname{tg}\beta \geq \frac{h_T}{s} \quad (10.35)$$

U slučaju kolovoza bez nagiba ($\beta = 0$), da nebi došlo do prevrtanja, potrebno je da brzina bude manja od:

$$\frac{v^2}{R} \leq \frac{s \cdot g}{h_T} \quad \rightarrow \quad v_p \leq \sqrt{\frac{g \cdot s \cdot R}{h_T}} \quad (10.36)$$

10.2.6 Proklizavanje vozila na ravnom horizontalnom putu u krivini

Iz gornje analize jasno proizilazi i zaključak da sa je proklizavanje na ravnom horizontalnom kolovozu kritičniji slučaj od slučaja kada je kolovoz sa nagibom. Da bi došlo do proklizavanja točkova, potrebno je da zbir horizontalnih reakcija tla

$$Y' + Y'' = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta \quad (10.37)$$

bude veći od adhezione sile na kolovoz,

$$(Z' + Z'') \cdot \varphi = Z \cdot \varphi = \varphi \cdot \left(G \cdot \cos \beta + \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot \sin \beta \right) \quad (10.38)$$

to jest $Y' + Y'' \geq Z \cdot \varphi$, odnosno:

$$\frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta \geq \varphi \cdot \left(G \cdot \cos \beta + \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot \sin \beta \right) \quad (10.39)$$

Bočno proklizavanje će nastupiti kada je:

$$\frac{v^2}{R} \geq \frac{g \cdot (\varphi + \operatorname{tg}\beta)}{1 - \varphi \cdot \operatorname{tg}\beta} \quad \rightarrow \quad v_k \geq \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (\varphi + \operatorname{tg}\beta)}{1 - \varphi \cdot \operatorname{tg}\beta}} \quad (10.40)$$

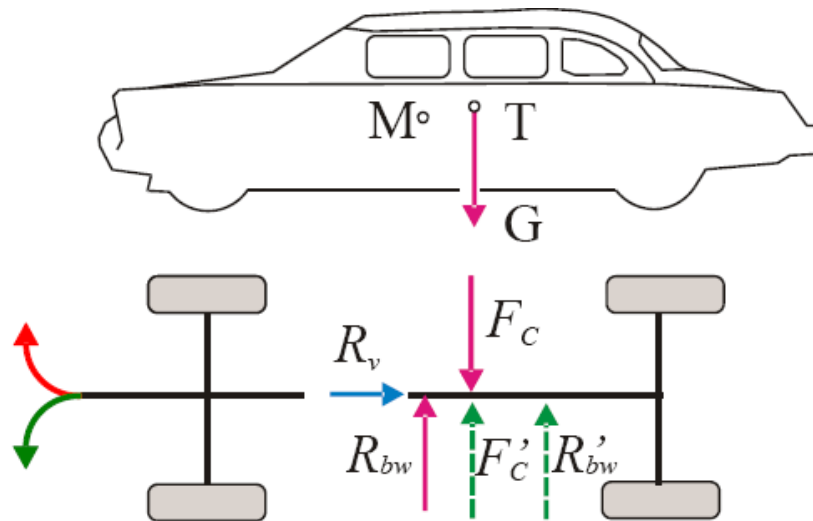
Na horizontalnom putu ($\beta = 0$), klizanje nastaje već kada je:

$$v_k \geq \sqrt{\varphi \cdot g \cdot R} \quad (10.41)$$

Poređenjem izraza (10.36) i (10.41) može da se izvede zaključak da li će proklizavanje na kolovozu bez nagiba da nastupi pre klizanja ili obrnuto. U svakom slučaju **manja brzina kretanja smatra se kritičnom**.

10.2.7 Stabilnost vozila na bočni vetar

Kada se govori o stabilnosti vozila na bočni vetar, misli se pre svega na laka, putnička vozila. Naime činjenica je da podužni oblik vozila i veličina bočne površine ima bitnog uticaja na sposobnost vozila da zadrži pravac kretanja pod uticajem bočnog vetra R_{bw} . Sila vetra (čeonog - R_v i bočnog - R_{bw}) dejstvuju u metacentrima svojih površina “ M ”, čiji se položaj određuje isključivo na osnovu oblika površine na koju vetar dejstvuje, tako da može da bude iznad ili ispod težišta “ T ” (pri čeonom vetru) ili ispred odnosno iza težišta, pri dejstvu bočnog vetra.



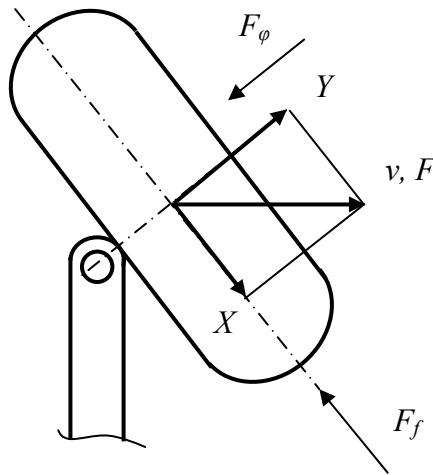
Slika 10.5 – Šema sila pri dejstvu bočnog vetra na vozilo

Dejstvo bočne sile R_{bw} na vozilo uslovljava njegovo skretanje sa pravca i to tako, da kada je metacentar bočne površine ispred težišta vozila (kao na slici 10.5), isto počinje skretanje u pravcu dejstva vetra. Ovo skretanje prouzrokuje centrifugalnu silu F_c , koja dejstvuje u težištu vozila i pritom, sa silom vetra, obrazuje moment, koji još više uvećava tendenciju skretanja sa pravca. Nasuprot napred rečenom, kada je metacentar bočne površine iza težišta vozila, dejstvom bočnog vetra R'_{bw} , vozilo počinje skretanje suprotno od smera dejstva vetra. U ovom slučaju centrifugalna sila F'_c , koja je izazvana skretanjem i sila bočnog vetra R'_{bw} , dejstvuju u istom smeru, stvarajući zbir sila, koji sada teži da smanji skretanje vozila sa smera kretanja. Iz navedenog sledi i zaključak, da manju tendenciju skretanja sa pravca pod dejstvom bočnog vetra imaju vozila čija je bočna površina iza težišta veća od površine ispred, odnosno kada je položaj težišta bliži prednjoj osovini nego zadnjoj. S tim u vezi, vozila tipa “karavan”, su stabilnija na dejstvo bočnog vetra od odgovarajućih njima sličnih tipova vozila oblika “limuzina”.

11. UPRAVLJANJE AUTOMOBILOM

Osnovni kinematski zahtev koji treba da bude ostvaren radi upravljanja vozilom jeste potpuno kotrljanje točkova pri krivolinijskom kretanju automobila uz stabilno držanje zadanog pravca. Način zakretanja automobila pri kretanju na ravnom i tvrdom kolovozu može da se objasni analizom sila koje deluju na upravljački točak, koji pri tome nije i pogonski. Prilikom zakretanja (slika 11.1) na točak deluje gurajuća sila F , koja može da se razloži u dve komponente - sila X , koja deluje u ravni točka i druga, sila Y , koja deluje u pravcu ose točka. Jasno je da će točak krenuti onim smerom u kome je manji otpor kretanju.

Da bi točak krenuo u smeru dejstva sile Y , potrebno je da savlada silu otpora u tom pravcu, a to je sila prijanjanja $F \cdot \varphi = G \cdot \varphi$.



Slika 11.1 - Šema sila koje deluju na točak prilikom zakretanja

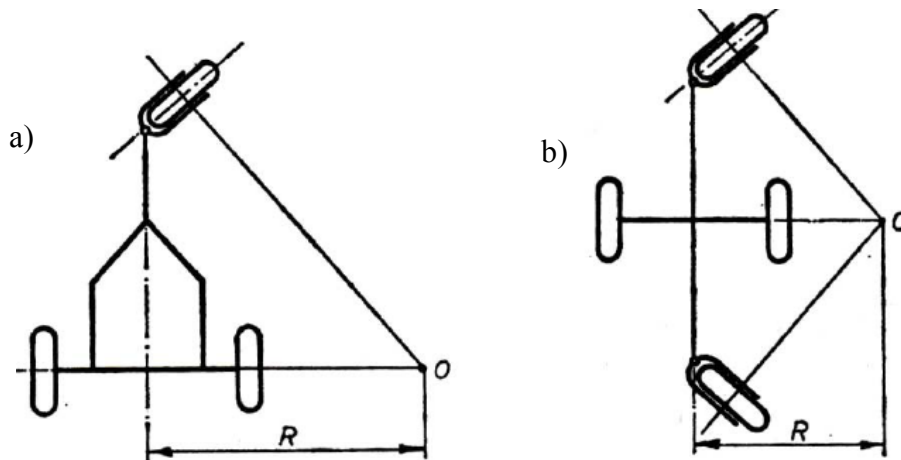
Kako je na tvrdom i ravnom kolovozu koeficijent kotrljanja točka (f) za oko 40 do 50 puta manji od koeficijenta klizanja (prijanjanja) točka (φ), odnosno $f \ll \varphi$, jasno je da će se točak kotrljati vučen silom X u tom smeru. Time se objašnjava zbog čega je pri kretanju vozila po ledu ili blatu, često kretanje vozila u smeru predašnjeg kretanja - po inerciji, a ne u željenom, koje vozač zadaje zakretanjem točka.

11.1 ZAOKRETANJE AUTOMOBILA

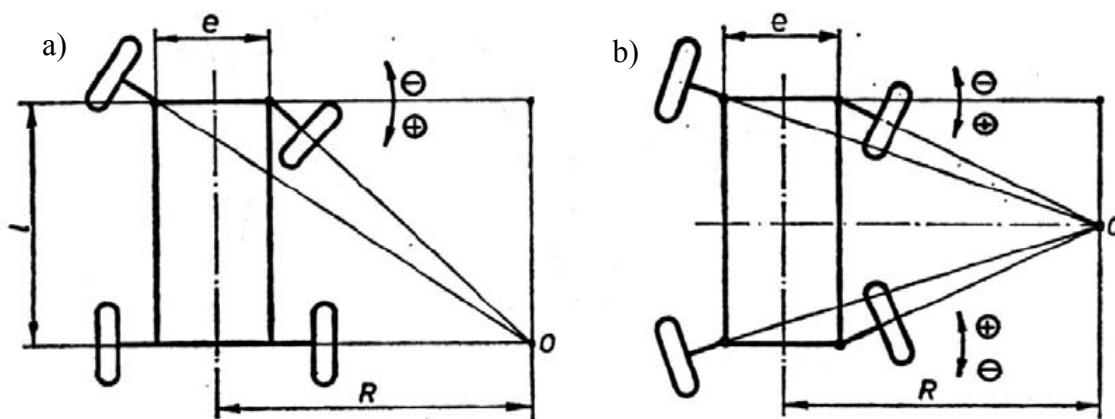
Osnovni kinematski zahtev koji se postavlja pred upravljački mehanizam drumskih vozila je ostvarenje potpunog kotrljanja točkova u krivini, bez proklizavanja ni jednog točka. Ovakav zahtev se ostvaruje samo ukoliko se centri okretanja svih točkova nalaze u jednoj tački - "centru zakretanja", odnosno ukoliko se "produžene ose" svih točkova seku u jednoj tački (tačka O na slikama 11.2 do 11.5). Zavisno od vrste vozila, ovaj uslov može da se ostvari na više načina.

Šema zakretanja data na slici 11.2a, odnosi se na tricikl, a na slici 11.2b na vozilo unutrašnjeg transporta sa malom brzinom kretanja. Šema zakretanja data na slici 11.3a, odnosi se na drumsko dvoosovinsko vozilo, a na slici 11.3b na vozilo sa malom brzinom

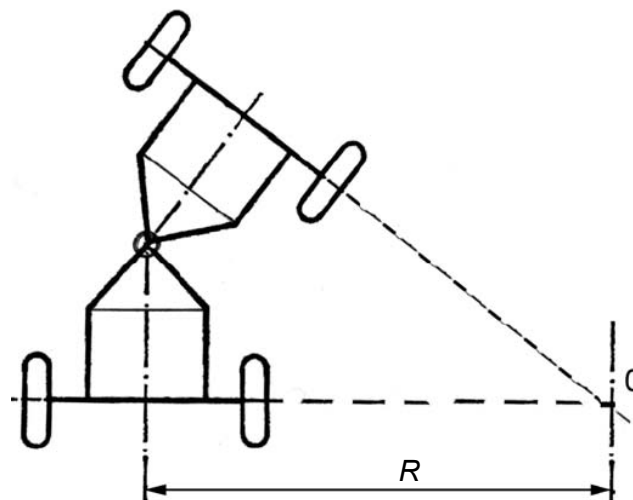
kretanja, namenjeno unutrašnjem transportu ili za radnu mašinu. Zakretanje vozila "prelamanjem", kako je prikazano na slici 11.4 najčešće se koristi kod teških vozila, koja imaju malu brzinu kretanja, kao na primer kod radnih mašina, šumskih traktora i slično [3].



Slika 11.2 - Načini zaokretanja tricikla i vozila unutrašnjeg transporta

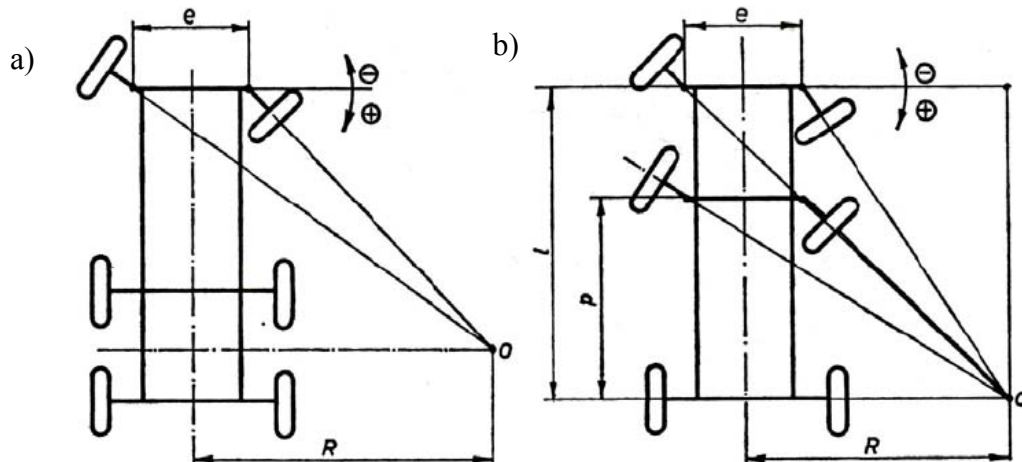


Slika 11.3 - Načini zaokretanja drumskih vozila i vozila unutrašnjeg transporta



Slika 11.4 - Zaokretanje vozila "prelamanjem"

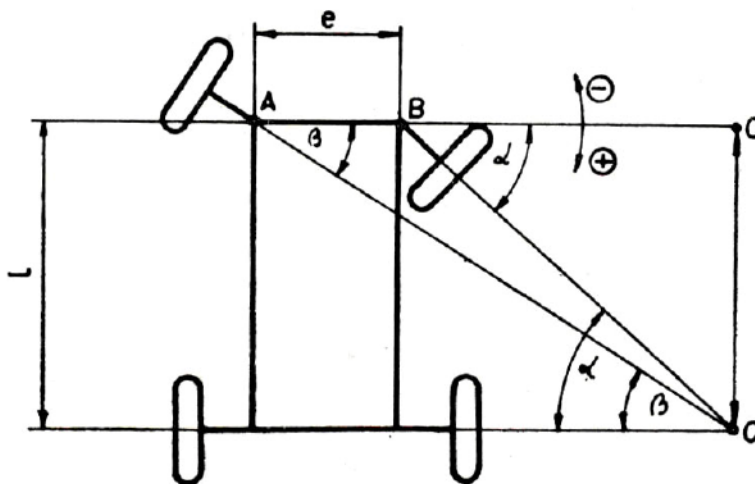
Šema zakretanja data na slici 11.5a, odnose se na drumsko troosovinsko vozilo sa jednom upravljajućom osovinom, dok je na slici 11.5b prikazan upravljajući mehanizam drumskog vozila troosovinskog vozila sa dve upravljajuće osovine.



Slika 11.5 - Načini zaokretanja drumskih višeosovinskih vozila

11.2 TRAPEZ UPRAVLJAČKOG MEHANIZMA

Da bi jedan upravljački mehanizam mogao da zadovolji zahteve zakretanja točkova sa potpunim kotrljanjem istih, neophodno je da se zadovolje odnosi kako je prikazano na slici 11.6 i u narednim izrazima.



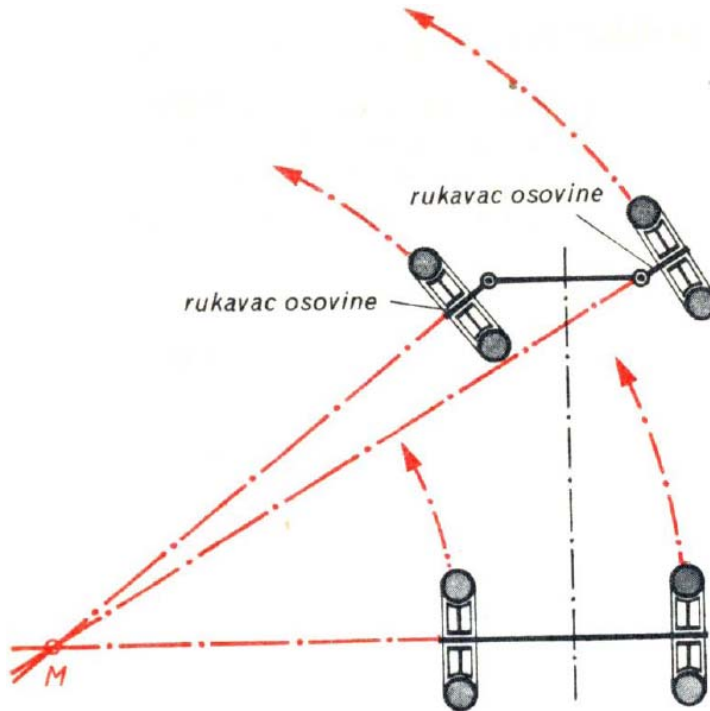
Slika 11.6 - Shema zaokretanja drumskog dvoosovinskog vozila

$$\frac{AC}{CO} = \operatorname{ctg}\beta \quad \frac{BC}{CO} = \operatorname{ctg}\alpha \quad (11.1)$$

Kako je $AC - BC = e$, a $CO = l$

$$\text{Sledi da je } \frac{AC - BC}{CO} = \text{ctg}\beta - \text{ctg}\alpha = \frac{e}{l} = \text{const} \quad (11.2)$$

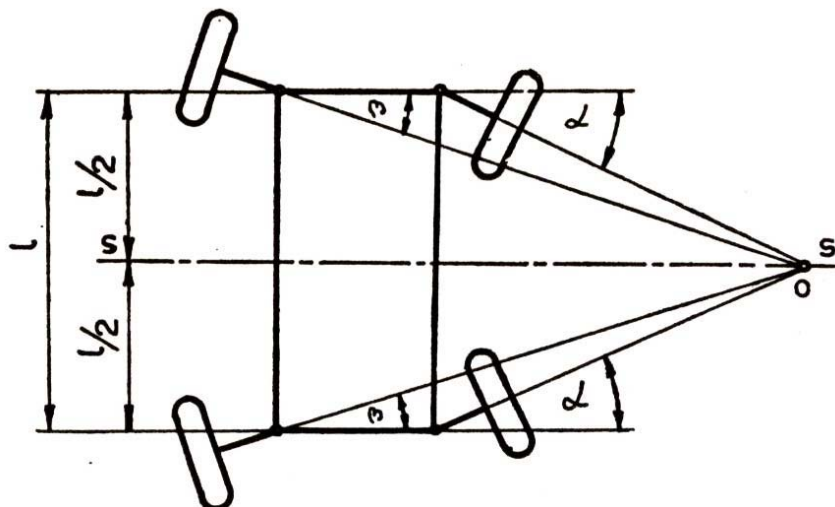
što predstavlja osnovnu zavisnost zakretanja točkova vozila sa jednom upravljajućom osovinom.



Slika 11.7 - Upravljanje prednjim točkovima

Za slučaj vozila sa upravljajuća sva četiri točka (upravljajuća prednja i zadnja osovina), prikazanog na slici 11.8, sličnom analizom dolazi se do zavisnosti:

$$\text{ctg}\beta - \text{ctg}\alpha = \frac{2 \cdot e}{l} = \text{const} \quad (11.3)$$



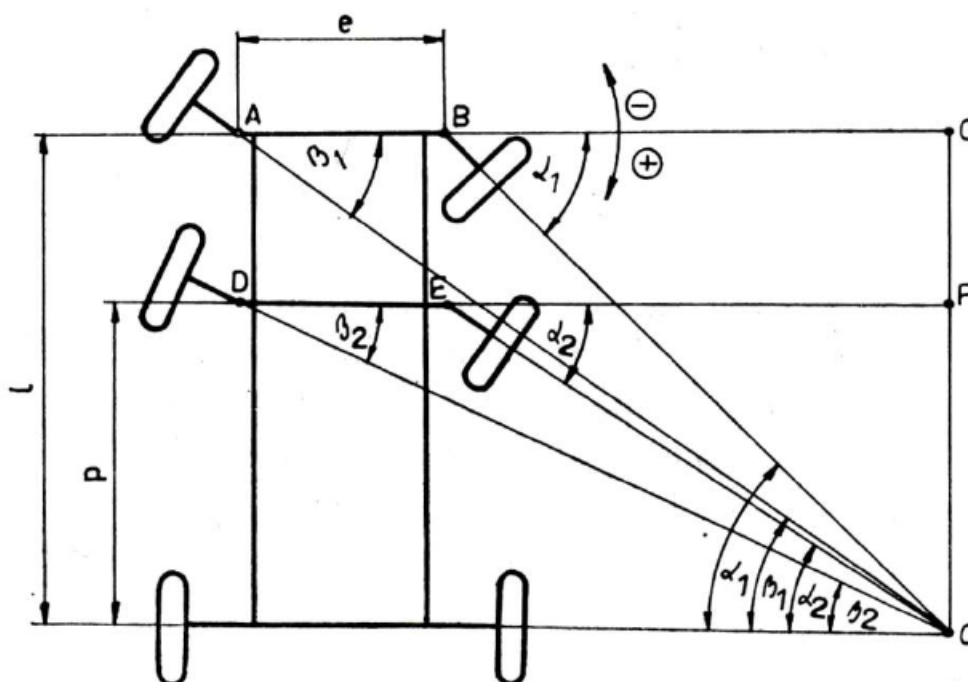
Slika 11.8 - Šema zaokretanja kod upravljanja svim točkovima

Za drumsko vozilo sa dve upravljajuće prednje osovine (slika 11.9) međusobna zavisnost uglova zakretanja točkova po osovina se nalazi i iz jednakosti:

$$\operatorname{ctg}\beta_1 - \operatorname{ctg}\alpha_1 = \frac{e}{l} \quad (11.4)$$

$$\operatorname{ctg}\beta_2 - \operatorname{ctg}\alpha_2 = \frac{e}{p} \quad (11.5)$$

gde su članovi p i l rastojanja upravljajućih osovina od krute zadnje osovine, a član e predstavlja međusobno odstojanje osa osovina rukavca na obema upravljajućim osovina.



Slika 11.9 - Zaokretanje troosovinskog vozila sa dve prednje upravljajuće osovine

Korelacija parametara među upravljajućim osovina može se prikazati izrazima:

$$p \cdot \operatorname{ctg}\alpha_2 = l \cdot \operatorname{ctg}\alpha_1 \quad (11.6)$$

$$p \cdot \operatorname{ctg}\beta_2 = l \cdot \operatorname{ctg}\beta_1 \quad (11.7)$$

Iz izraza (11.7) sledi:

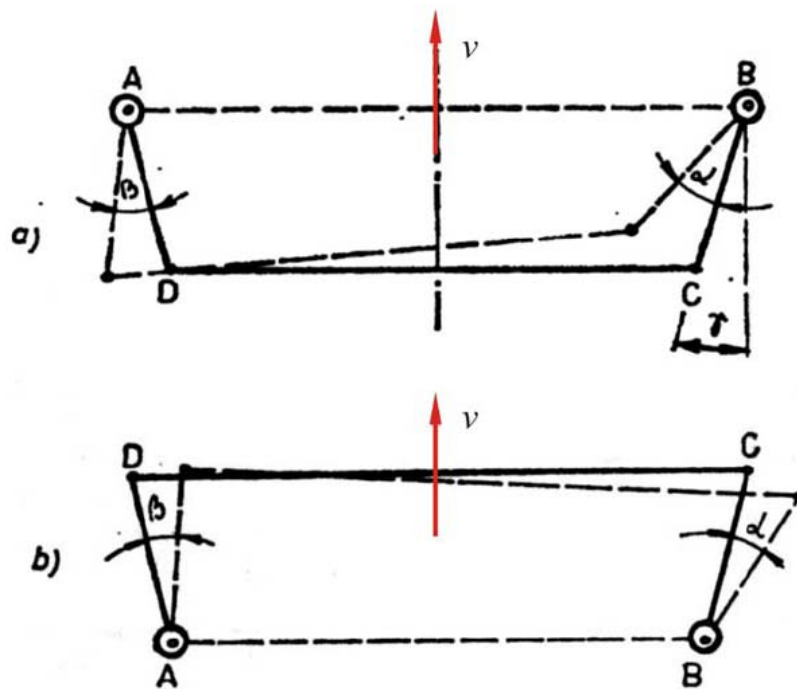
$$\operatorname{ctg}\beta_2 - \operatorname{ctg}\alpha_2 = \frac{e}{p} \rightarrow p \cdot \operatorname{ctg}\beta_2 - p \cdot \operatorname{ctg}\alpha_2 = e \quad (11.8)$$

Zamenom člana $p \cdot \operatorname{ctg}\alpha_2 = l \cdot \operatorname{ctg}\alpha_1$ iz izraza (11.6) u prethodnu jednačinu, sledi međusobna zavisnost između uglova α_1 i β_2 :

$$\frac{p}{l} \cdot \operatorname{ctg}\beta_2 - \operatorname{ctg}\alpha_1 = \frac{e}{l} = \operatorname{const} \quad (11.9)$$

Kod teških teretnih vozila sa četiri osovine od kojih su dve prednje upravljajuće, centar zaokretanja se nalazi u preseku zamišljenih produžetaka rukavaca prednjih upravljajućih točkova i sredine rastojanja između zadnjih osovina. Način izračunavanja zavisnosti zakretanja je identičan kao kod prikazanog primera troosovinskog vozila.

Kod savremenih vozila uobičajena je primena mehanizama za upravljanje čije poluge obrazuju trapez sa prednjom krutom osovinom ili, kod nezavisnog vešanja, sa zamišljenom osom koja spaja tačke prodora A i B osa osovinica rukavca [3].



a) spona ispred osovine b) spona iza osovine

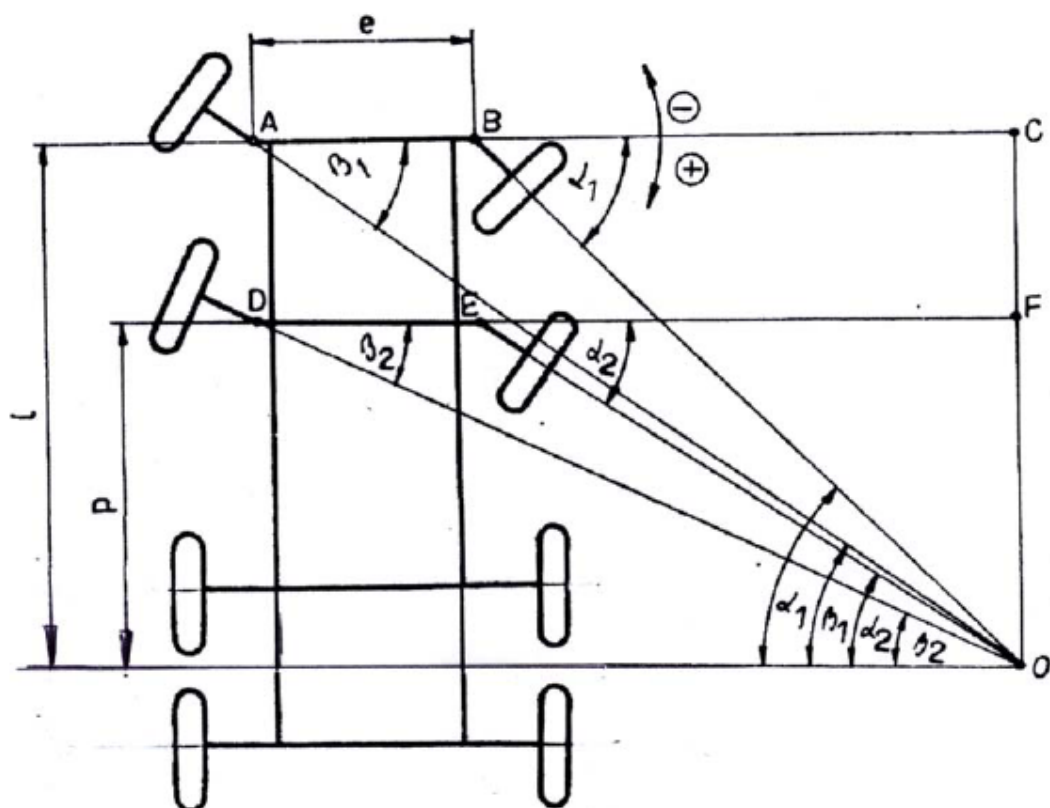
Slika 11.10 - Trapez upravljača

Ovakve zavisnosti, sa potpunom tačnošću, mogu da ostvare kinematski mehanizmi sa najmanje 16 zglobova, što bi sa konstrukcijskog aspekta izazvalo bespotrebne teškoće. Naime i članovi sa svega 4 zgloba daju rezultate sa zadovoljavajućom tačnošću, te se oni i najčešće koriste, kako je prikazano na slici 11.10. Ovakav upravljajući mehanizam zove se "trapez upravljanja" i izvodi se sa sponom ispred (slika 11.10 a) ili iza osovine (slika 11.10 b).

Kod vozila sa više zadnjih osovina, kako bi se sprečilo klizanje točkova i bespotrebno habanje pneumatika zadnjih osovina pri vožnji u krivini ili zaokretanju vozila zbog "izmeštenosti" centra zaokretanja, zadnji točkovi se postavljaju na što je moguće manjem osovinskom odstojanju.

Kod pojedinih vrsta vozila, na primer troosovinskog autobusa, poslednja osovina se postavlja kao "prateća", to jest slobodna za zaokretanje oko svoje vertikalne ose. Ovakvi točkovi se zakreću slobodno, shodno uslovima puta i poluprečniku zaokretanja vozila.

U slučajevima kada je takvo kretanje nepotrebno ili opasno, na primer pri vožnji unazad, zakretanje oko vertikalne ose točkova može da se blokira posebnim uređajem.



Slika 11.11 - Zaokretanje točkova četvoroosovinskog vozila sa dve prednje upravljajuće osovine

11.3 ELEMENTI STABILNOSTI UPRAVLJAJUĆIH TOČKOVA

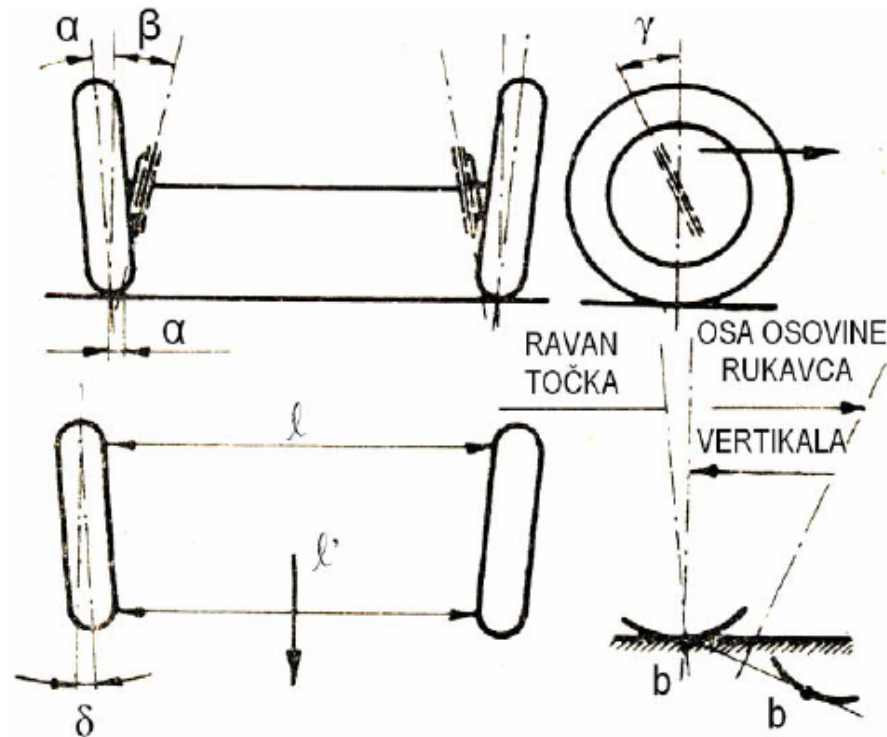
Pored osnovne funkcije - zaokretanje vozila, upravljajući točkovi moraju da poseduju sposobnost da se pri kretanju vozila održavaju u neutralnom položaju, odnosno da zaokrenuti točkovi (namerno ili slučajno) imaju težnju vraćanja u neutralni položaj. Ovakva sposobnost naziva se stabilnošću upravljajućih točkova.

Da ne postoji ovakva sposobnost točkova da održavaju neutralan položaj, zbog postojanja zazora u sistemu, točkovi bi težili da zauzmu neki proizvoljan pravac, shodno uslovima puta. Ovakav način bi zahtevao od vozača stalnu korekciju putanje kretanja, što ni u kom slučaju nebi doprinosilo komforu vožnje i stvaralo bi veliku psihičku napetost vozača. Isto tako, po izlasku iz krivine, vozač nebi mogao da odmah vrati točkove u neutralan položaj zbog nedostatka orijentacije u tom trenutku. Sistem stabilizacije točkova upravo omogućava da se točkovi, po automatizmu, vrata u neutralan položaj.

Da bi upravljajući točkovi imali ovu funkciju stabilizacije, točkovi i osovinica rukavca se postavljaju, pod posebno definisanim uglovima oko osovine oko koje se zakreću. Naime, stabilizacija točkova se obezbeđuje postavljanjem osovinice rukavaca pod izvesnim uglovima u odnosu na vertikalnu osu. Ovi uglovi su (slika 11.12): u poprečnoj ravni ugao " β " i podužnoj ravni (ugao " γ ") [3].

Poprečni nagib osovine β , u stručnoj literaturi još se naziva **ugao podupiranja točka**, ima dvostuku funkciju:

1) da bi se obezbedilo da prodor osovine kroz podlogu ne pada suviše daleko od “centra otiska” točka (kao kada bi osovina bila postavljena vertikalno), već nešto van njega, obezbeđujući na taj način izvesno odstojanje “ a ”, tako zvani “poluprečnik skretanja točka”, koje je neophodan kako bi elementi upravljačkog sistema (zglobovi i spona) stalno bili pod naponom, u stanju istezanja spona, anulirajući na taj način uticaj zazora koji mora da postoji u sistemu. Isto tako, ovo odstojanje ne sme da bude ni previše veliko, kako nebi izazvalo bespotrebno habanje pneumatika zbog klizanja pri zaokretanju.

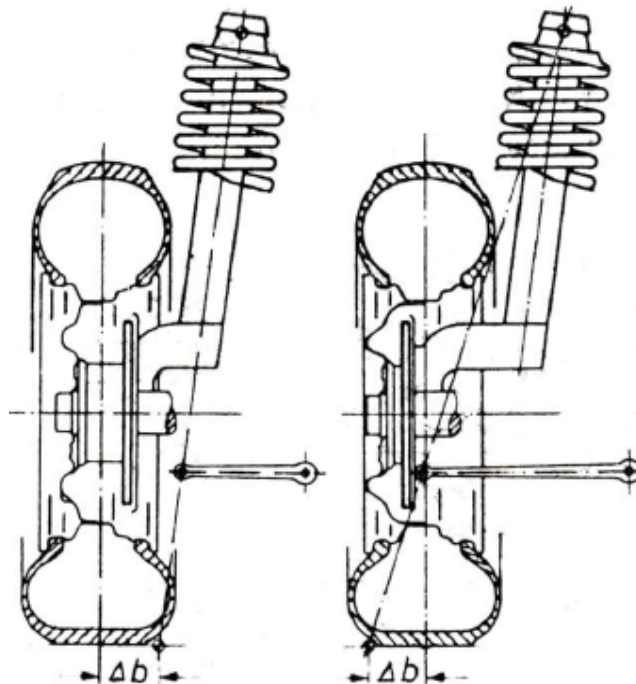


Slika 11.12 - Uglovi stabilizacije prednjih upravljaćih točkova

Za vreme kotrljanja, upravljaćii točkovi su opterećeni silama otpora kotrljanju, koje delujujući na rastojanju a (slika 11.12), stvaraju momente na točkovima (proizvod sile otpora kotrljanja i poluprečnika kotrljanja), koji teže da obrnu točakove oko osovina rukavca. Njihov uticaj se na upravljaču ne oseća, s obzirom da su momenti na levom i desnom točku jednaki, ali suprotnih smerova. Kako momenti nebi bili previše veliki, rastojanje a treba da bude minimalno, usled čega se navedeni ugao β konstruktivno obezbeđuje. Njegova veličina, kod upotrebe dijagonalnih pneumatika, ne prelazi vrednost od 5° .

2) Druga funkcija ugla poprečnog nagiba osovine β je održavanje neutralnog položaja točka. Prilikom zaokretanja točka iz neutralnog položaja oko osovine koja je pod poprečnim nagibom, podiže se točak vozila koji se nalazi na unutrašnjoj strani krivine, dok se točak na spoljnoj strani krivine malo spušta (kao da točak ponire u podlogu), što je uzrokovano pomeranjem tačke kontakta točka sa putom u ravni $b-b$, upravno na osu osovine rukavca (slika 11.12). Ovakavo neravnomerno podizanje vozila je izazvano krutošću podloge,

koja da je meka, omogućila bi da točak na spoljnoj strani krivine "udubi" podlogu. Na taj način i težište vozila se izdiže, stvarajući labilan položaj, usled čega ima stalnu tendenciju vraćanja u "niži" – stabilan položaj.



Slika 11.13 - Položaj osovinice točka kod pozitivnog i negativnog poluprečnika skretanja

Zavisno do toga da li osovina ima prodor unutar točkova ili u spoljnu sredinu, razlikuje se "pozitivan" i "negativan" poluprečnik skretanja (slika 11.13). Negativan poluprečnik (prodor osovinice u spoljašnju sredinu) ima više prednosti (pruža kompaktniju celinu sistema, prednosti prilikom kočenja sa nejednakim silama kočenja prednjih točkova), ali ga je teže ostvariti s obzirom da zahteva veliki nagib osovinice i veću dubinu naplatka točka.



Slika 11.14 - Prednost negativnog položaja osovinice točka prilikom kočenja

Ispitivanja su pokazala da prilikom kočenja, u slučaju da postoji razlika u silama kočenja prednjih točkova, što u principu nije dozvoljeno, negativan poluprečnik skretanja osovinice omogućava bolje zadržavanje pravca kretanja i upravljivost. Kako se sa slike 11.14 vidi, prilikom postojanja razlike u sili kočenja levog i desnog točka, kod pozitivnog položaja

osovinice (pozitivan poluprečnik skretanja) sila inercije i razlika u sili kočenja (ΔK) stvaraju moment, koji još više zanosi vozilo u stranu na kojoj je veća sila kočenja [3].

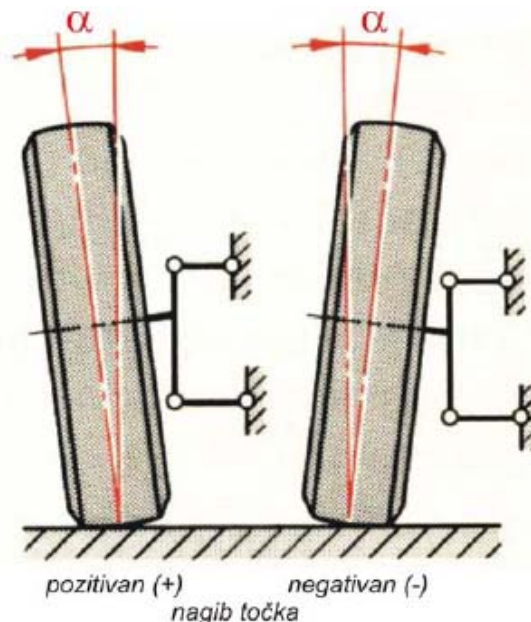
Nasuprot ovome, kod negativnog poluprečnika skretanja, momenti sile inercije i razlike sile kočenja se smanjuju ili poništavaju zbog suprotnosmernosti, te vozilo zadržava pređašnji pravac kretanja.

Kako se vidi sa slika 11.12 i 11.15 ni upravljački točkovi u odnosu na vertikalnu osu nisu postavljeni vertikalno, već su pod nekim uglom α . Ovaj ugao se naziva “**bočni nagib točka**” ili “**zakošenje točka**”.

Osnovni zadatak bočnog nagiba točka, pored uticaja na smanjenje poluprečnika skretanja a , je anuliranje uticaja bočnih zazora u ležajevima točka, koji već iz konstruktivnih razloga mora da postoje.

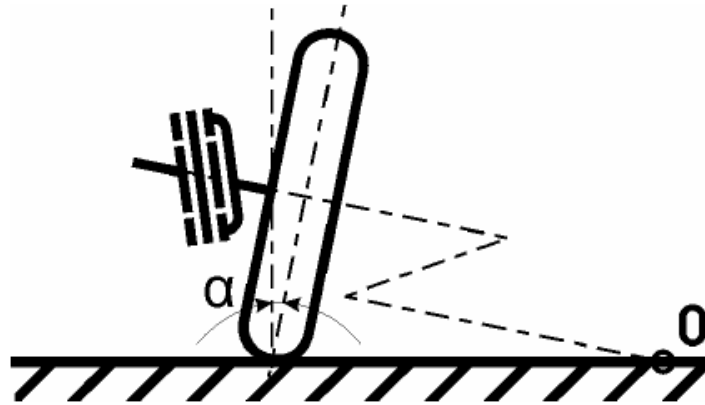
U praksi se koriste takozvani pozitivno i negativno zakošenje. **Pozitivnim zakošenjem** se naziva kada je točak pod nagibom prema spolja (kao na slici) i najčešće upravljajući točkovi vozila imaju pozitivno zakošenje, koje iznosi $+0^{\circ}20'$ do $+1^{\circ}30'$. Odstupanje od preporučenih vrednosti $\pm 30'$ smatra se granicom tolerancije. Pozitivno zakošenje daje u praksi dobro vođenje točkova i mali poluprečnik zaokretanja; ukoliko je veće zakošenje to su manje bočne sile kod vožnji u krivini.

Negativno zakošenje je najčešće prisutno kod zadnjih točkova, kao i kod upravljajućih točkova vozila za velike brzine. Granice zakošenja su $-0^{\circ}30'$ do -2° . Prednost negativnog zakošenja je u tome što poboljšava prolaz vozila u krivinama. U konstrukcijama vešanja točka, gde je konstruktivno predviđeno podešavanje ovog ugla, obično se biraju manje vrednosti.



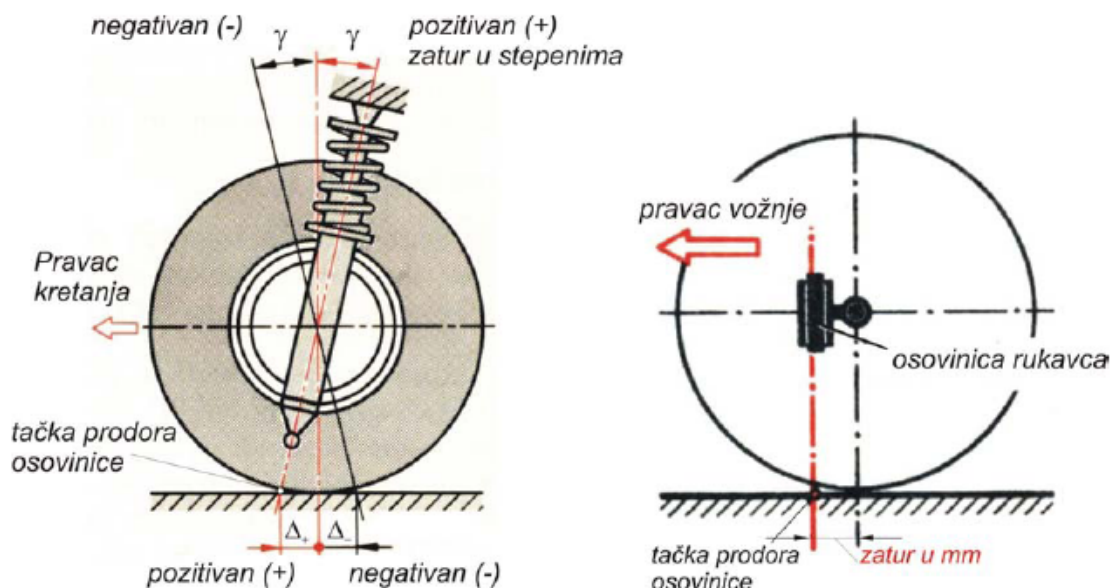
Slika 11.15 - Bočni nagib točka

Sa druge strane, postojanje uglova bočnog nagiba točkova α , izaziva da točkovi imaju težnju kretanja po lukovima, koji se razilaze od vozila (slika 11.16). Da bi se odstranio ovaj nedostatak, praktikuje se “uvlačenje” prednjih krajeva upravljajućih točkova, takozvana “**usmerenost točkova**”, tako da oni nisu postavljeni paralelno sa podužnom osom vozila, već pod takozvanim uglom konvergencije δ prema njoj. Drugim rečima, međusobno odstojanje točkova ispred rukavca l' (gledano u pravcu vožnje) je manje za 1 do 10 mm od odstojanja iza rukavca l (slika 11.12). Veličina uvlačenja točkova zavisi od vrste i konstrukcije vozila.



Slika 11.16 - Šema kotrljanja točka nagnutog prema ravni puta

Kako je već ranije navedeno, osovina rukavca točka u podužnoj ravni točka savremenih vozila takođe ne stoji vertikalno, već pod nekim uglom γ , koji se naziva “**ugao zatura osovine**”. Na taj način, “produžena osa osovine” ima tačku prodora kroz tlo nešto ispred-iza točka. Ovim izmeštanjem tačke “prodora” ispred-iza točka stvara se krak, koji sa bočnim silama, koje se javljaju pri vožnji u krivini ili pri bilo kakvom zaokretanju točka na pravolinijskoj putanji, obrazuju moment koji teži da povрати točkove u neutralan položaj i uz to sprečava pojavu klaćenja točkova oko osovine rukavca, poznatijeg pod pojmom “lepršanje” točkova, kao posledica postojanja zazora u osovnicama. Fizikalnost ovog efekta se postiže time što usled dejstva bočnih sila točkovi su prinuđeni da slede svoj trag [3].



a) Zatur usled zakošenja osovine b) zatur usled izmeštenosti osovine iz centra

Slika 11.17 - Šema zatura osovine točka

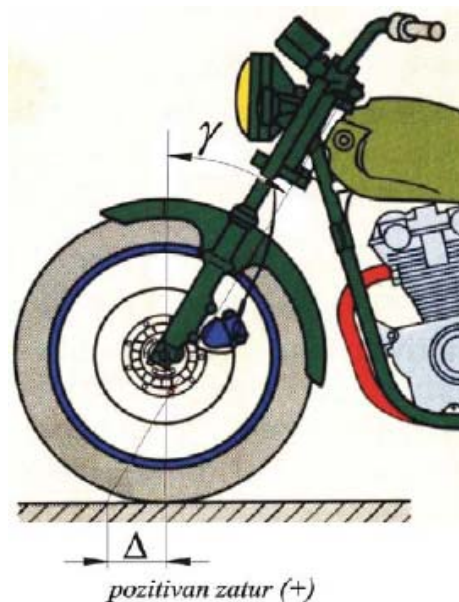
U praksi, kod putničkih i teretnih vozila se koriste takozvani pozitivni i negativni zatur osovina (slika 17a).

Pozitivnim zaturom se naziva kada tačka zamišljenog prodora osovina kroz podlogu pada **ispred** vertikalne ose točka.

Za **negativni zatur** je usvojeno da tačka zamišljenog prodora osovina kroz podlogu pada **iza** vertikalne ose točka.

U principu, kod obe vrste zatura postiže se isti efekt, međutim za putnička vozila sa motorom pozadi, kod kojih je prednja osovina manje opterećena od zadnje, bolji efekt stabilizacije postiže se kada imaju pozitivan zatur nego vozila sa napred postavljenim motorom.

Dakle, zatur točka takođe pripada uglovima stabilizacije, s obzirom da podužno zakošenje osovina izaziva slične povratne sile kao i ugao bočnog nagiba osovina točka.



Slika 11.18 - Šema zatura osovina točka kod motocikla

Ova dva ugla (β i γ) dejstvuju istovremeno, sa tendencijom da točkove vrte u neutralan položaj, odnosno na pravolinijsku putanju. S obzirom da kod izmeštenosti osovina iz centra ispred vertikalne ose točka (slika 11.17b), kao faktor stabilizacije dejstvuju samo sile nastale usled poprečnog nagiba osovina osovina (ugao podupiranja β), ovakva konstrukcija se kod savremenih putničkih vozila više ne primenjuje, ali se nalazi kod teških vozila sa relativno malom brzinom kretanja.

Vrednost ugla zatura osovina se kreće u granicama $0^\circ - 4^\circ$, već zavisno od konstrukcije vozila i pneumatika. Manje vrednosti ugla usvajaju se kod točkova sa dijagonalnim pneumaticima [3].

Zatur osovinice može da bude dat i u milimetrima, pri čemu se tada uzima odstojanje zamišljenog prodora osovinice kroz tlo od vertikalne ose točka.

Kako se iz navedenog zaključuje, konstrukcija pneumatika je takođe od bitnog značaja na faktor stabilizacije točkova i stoga nije dozvoljena zamena pneumatika drugom konstrukcijom (radijalne dijagonalnom ili obrnuto), od one koju je propisao proizvođač.

Da bi se isti efekt postigao i kod motocikla, takođe se primenjuje zatur osovinice točka, na taj način što se osovinica, oko koje se točak sa viljuškom točka zakreće, postavlja iza ose viljuške točka (slika 11.18). Samim tim, kod motocikala, zatur osovinice točka je uvek pozitivan.

Uglove stabilizacije točka bliže opisuje standard SRPS M.N0.012

11.4 Uticaj elastičnosti pneumatika na stabilnost vozila

Savremena vozila, uključujući autobuse i kamione u principu imaju točkove sa radijalnim pneumaticima, koji su veoma elastični i imaju dobru sposobnost održavanja pravca vožnje. Pri niskim pritiscima vazduha u pneumaticima i povećanom opterećenju upravljajućih točkova, ovi pneumatici, zbog svoje elastičnosti, imaju naglašeno povećani otpor ka skretanju sa pravca, što pozitivno utiče na stabilnost vozila, ali istovremeno zahteva veću energiju vozača prilikom željenog zaokretanja automobila. Takav efekt elastičnosti točkova utiče na smanjenje potrebnog zatura osovinice, tako da upravo iz tih razloga, savremena vozila imaju relativno mali ugao zatura a na pojedinim konstrukcijama je skoro i izostavljen. Ovakva konstrukcija rezultuju time da je stabilizacioni moment, kao posledica zatura osovinice smanjen ili lak izostavljen ali se isti nadoknađuje elastičnošću pneumatika. Radi smanjenja napora vozača pri dugim vožnjama, jedan od razloga postavljanja servo upravljačkog mehanizma je upravo i elastičnost točkova [3].

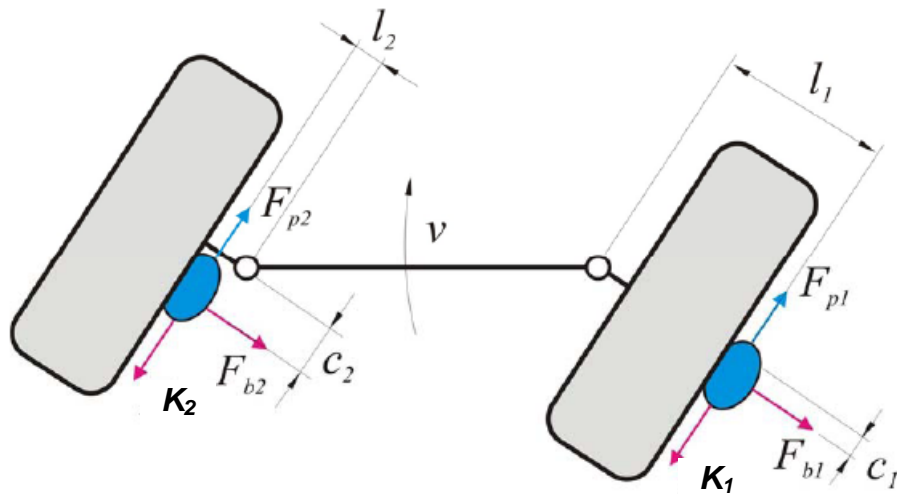
11.5 Uticaj procesa kočenja na stabilnost vozila

U praksi je primećeno da se kočenjem upravljajućih točkova sposobnost vozila da zadrži pravac kretanja znatno menja, odnosno upravljivost vozila se bitno pogoršava. Ovo dolazi stoga što se uticaj ostalih elemenata stabilnosti bitno smanjuje, drugim rečima moment stabilizacije upravljajućih točkova u procesu kočenja se bitno smanjuje. Na slici 11.19 prikazana je uprošćena šema sila i položaja točkova u procesu kočenja u krivini.

Prolaskom vozila kroz krivinu, na isto počinje da dejstvuje centrifugalna sila, koja utiče da se pneumatici točkova elastično deformišu, ostavljajući "otisak" izvan podužne ravni točka. U površinama dodira sa kolovozom, dejstvovaće bočne sile F_{b1} (na desnom točku) i F_{b2} (na levom točku). Ove sile u odnosu na osovinicu rukavca obrazuju moment M_{st} koji iznosi:

$$M_{st} = F_{b1} \cdot c_1 + F_{b2} \cdot c_2 - K_1 \cdot l_1 + K_2 \cdot l_2 \quad (11.10)$$

Krakovi c_1 i c_2 uvek obezbeđuju dobijanje pozitivnog momenta stabilizacije, s obzirom da moment koga stvaraju bočne sile sa ovim krakovima, uvek teži da vrati točkove na pravac.



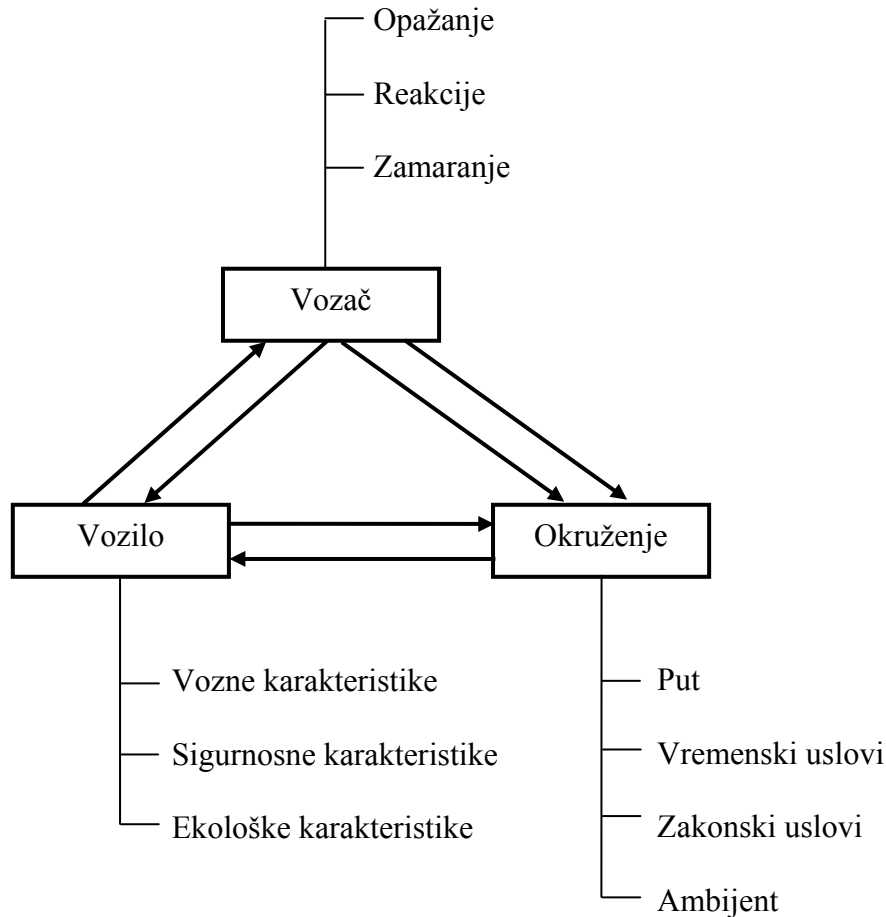
Slika 11.19 - Šema sila koje djeluju na upravljajuće točkove

Kočenjem vozila u krivini, pored navedenih bočnih sila, javljaju se i sile kočenja na upravljajućim točkovima K_1 i K_2 , koje takođe stvaraju momente, od kojih je moment od sile K_2 pozitivan (potpomaže vraćanje točkova na pravac), dok je moment sile K_1 negativan, stoga što još više utiče na zaokretanje točkova. Pri nekim odnosima uglova stabilizacije točkova (ugao zatura osovinice), ugla skretanja i sile kočenja, negativni moment može da bude jednak ili čak veći od pozitivnog, te je tendencija takvog momenta da skrene točkove u stranu zaokretanja. Drugim rečima, moment postaje takav da pogoršava stabilizaciju točkova, te je potrebno upravljačem korigovati putanju (žargonskim rečnikom rečeno - potrebno je „oduzeti upravljač“) [3].

Nasuprot prethodno razmatanom slučaju, kod upravljajućih točkova koji su pogonski (prednja vuča vozila), moment stabilizacije se retko pogoršava, s obzirom da sile vuče F_{p1} i F_{p2} obrazuju momente, čija je suma takva, da uvek vraća točkove na pravac, to jest povećava stabilizaciju točkova. Ovo sledi stoga što je moment vučne sile na „unutrašnjoj strani krivine“ (na gornjoj slici moment $F_{p1} \times l_1$) uvek veći od momenta sile na spoljnoj strani krivine (momenta $F_{p2} \times l_2$). Drugim rečima, kod vozila sa prednjom vučom, moment stabilizacije je uvek pozitivan i moment pogonskih sila uvek vraća točkove na pravac (u žargonu - potrebno je „dodati upravljač“) [3].

12. BEZBEDNOST AUTOMOBILA

Problemi vezani za bezbednost putnika i vozila u saobraćaju su veoma kompleksni. Uprošćeni model sistema čovek-vozilo-okolina, predstavljen je na slici 12.1.



Slika 12.1 - Uprošćeni model vozač-vozilo-okolina

Očigledne su interaktivne veze između vozača vozila i okruženja u kome je i put. Kada je reč o bezbednosti samog vozila, kao složene mašinske konstrukcije, ona se može podeliti na: *aktivnu bezbednost*, *pasivnu bezbednost*, *opštu bezbednost vozila* (zaštita od neovlašćene upotrebe i sl.) i *ekološki kvalitet vozila* (toksična izduvna emisija, buka, radiofrekvencijske smetnje i sl.). S obzirom na namenu ovog užbenika, aspekt bezbednosti biće prikazan kroz razmatranje po navedenim vrstama.

12.1 AKTIVNA BEZBEDNOST AUTOMOBILA

Različiti autori daju različite definicije aktivne i pasivne bezbednosti vozila. Međutim, te razlike u definisanju ovih pojmova nisu suštinske. Pojednostavljeno a prihvatljivo, može se reći da se **aktivna bezbednost vozila** definiše mogućnostima koje to vozilo pruža vozaču da pouzdano i sa što boljom kontrolom upravlja motornim vozilom i na taj način izbegne konfliktne situacije na putu.

Sa gledišta vozila, osnovni elementi aktivne bezbednosti su:

- bezbednost vožnje (mogućnost blagovremenog i pouzdanog upravljanja i kočenja, ubrzanja i sličnog);
- bezbednost upravljanja i rukovanja (pouzdanost sistema: točkovi, kočnice i upravljački sistem);
- uslovna bezbednost (konfor vožnje: udobnost i ergonomija sedišta, buka i oscilacije vozila, provetravanje i klimatizacija)
- blagovremenost opažanja, pod kojom se može da se svrsta oprema za signalizaciju i osvetljavanje, vidno polje, vidljivost kroz vozačko staklo (odmrazavaje, sušenje i brisanje vetrobrana, akustički signali za upozorenje).

12.1.1 Sistemi elektronske kontrole kretanja vozila

Sistemi za automatsku regulaciju kretanja vozila sadrže uređaje kojima sa minimiziranim uticajem vozača omogućava pravilno održavanje stabilnosti kretanja vozila, bez obzira na uslove kolovoza. Očigledan je intezivni tehnološki razvoj kada su ovi sistemi u pitanju, ali uticaj vozača još uvek nije moguće eliminisati. Prema tome, osnovna funkcija takvih sistema je u stvari pomoć vozaču, koja mu omogućava i relativno kasnije reakcije, a da pri tome održi stabilno kretanje vozila.

12.1.1.1 Sistem za onemogućavanje blokiranja točkova (ABS - Anti-lock Braking System)

U poglavlju 9 detaljno su razmatrani proces kočenja i parametri tog procesa. Analizom izraza za maksimalno usporenje može se utvrditi da se maksimalno usporenje postiže u slučaju najveće vrednosti koeficijenta prianjanja. To se ne ostvaruje sa blokiranim točkovima, već pri njihovom proklizavanju u odnosu na frikционе obloge kočnica za oko 20-30%. Iz tog razloga blokiranje točkova prilikom kočenja je nepoželjna pojava. Do nje dolazi kada sila kočenja točka prekorači vrednost sile prianjanja. Put zaustavljanja automobila sa blokiranim točkovima je duži nego kada se oni kotrljaju. Pored toga, blokirani točkovi koji klize po putu ne mogu da prenesu bočnu silu, tako da automobil nije više upravljiv. Sistem koji onemogućavanje blokiranja točkova je ABS, čiji je zadatak da spreči proklizavanje točkova prilikom naglog kočenja vozila, odnosno da omogući vozaču upravljanje prilikom naglog kočenja, a u nekim slučajevima da smanji put kočenja (videti sliku 12.2).

Nedostatak ovog sistema je u tome da u nekim slučajevima sam sistem produžava zaustavni put vozila usled „lažane ugrožene bezbednosti“, koja je uslovljena lošim korišćenjem sistema od strane vozača koji ne razumeju njegov rad i manama u softveru, kao i ograničenjima samog sistema.

Savremeni ABS, slika 12.3, ima induktivni senzor brzine rotacije točka, postavljen na nosač točka, u blizini ozubljenog venca, koji se obrće zajedno sa točkom. Svaki zub zubljenog venca, koji prođe pored senzora, generiše jedan električni impuls u njemu. Pošto je broj zuba ozubljenog venca poznata veličina, senzor faktički daje informaciju o brzini obrtanja točka. Senzor broja obrtaja može da bude ugrađen i u glavni prenosnik, kada on daje informaciju o broju obrtaja izlaznog vratila menjača, koji je proporcionalan broju obrtaja točkova kada se

automobil kreće na pravcu (tada diferencijal ne vrši preraspodelu broja obrtaja na levi i desni točak). Informacija o broju obrtaja točka prenosi se, električnim putem, do upravljačke jedinice ABS-ECU (Anti lock Braking System - Electronic Control Unit). Ona, na osnovu tendencije opadanja broja obrtaja točka (ugaono usporenje točka), po određenom programu, deluje na Elektrohidrauličnu jedinicu. Njenim aktiviranjem vrši se regulacija pritiska u kočnom vodu koji vodi do hidrauličnog cilindra disk kočnice. Kada je ugaono usporenje točka veliko, tada je to znak da točak naginje blokiranju. Da bi se to sprečilo, elektrohidraulična jedinica smanjuje pritisak ulja u kočionom vodu, usled čega opada sila kočenja točka, a time i njegova tendencija prema blokiranju.

Tabela 12.1 – Uticajne veličine na ABS regulaciju

Uticajne veličine	Pojedinačne uticajne veličine
Polazni uticaji	Težina vozila na točku, adhezione veličine točak - kolovoz
Elektronski regulacioni uređaj	Senzori, impulsni prsten, elektronski upravljački uređaj
Ulazni parametri	Broj obrtaja po točku odakle sledi ubrzanje, usporenje, proklizavanje
Veličine ometanja	Uslovi kolovoza, stanje kočnica, težina vozila, stanje točka i pneumatika, veličina točka (nejednaki prečnici točkova)
Uticaj vozača	Sila na pedali kočnice i pritisak u glavnom kočionom cilindru
Podešavana veličina	Pritisak u kočionim cilindrima točkova

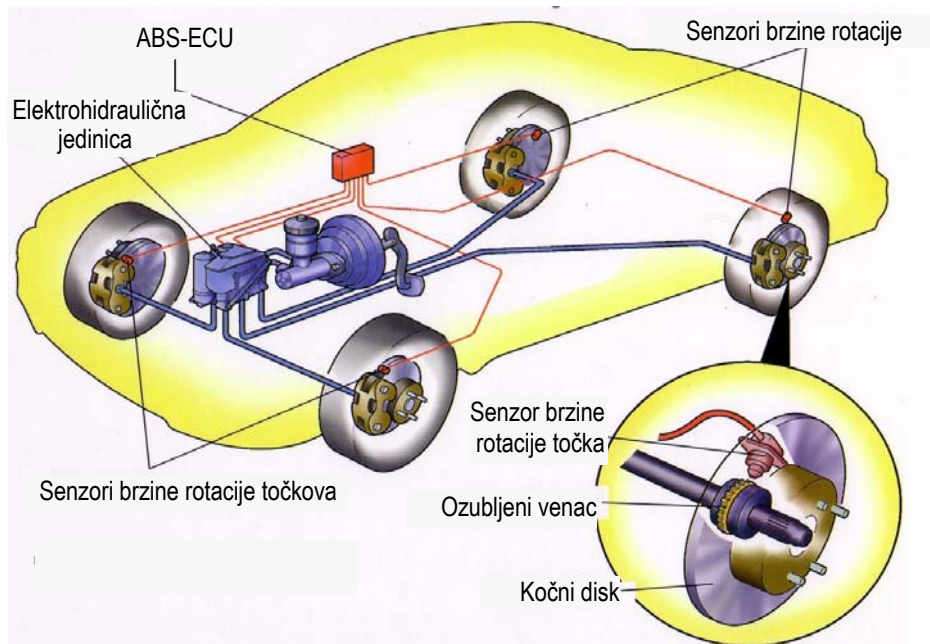


a) ponašanje vozila bez ABS



b) ponašanje vozila sa ABS

Slika 12.2 – Uticaj ABS na ponašanje vozila pri naglom kočenju



Slika 12.3 – Princip funkcionisanja ABS za putničke automobile [ABS]

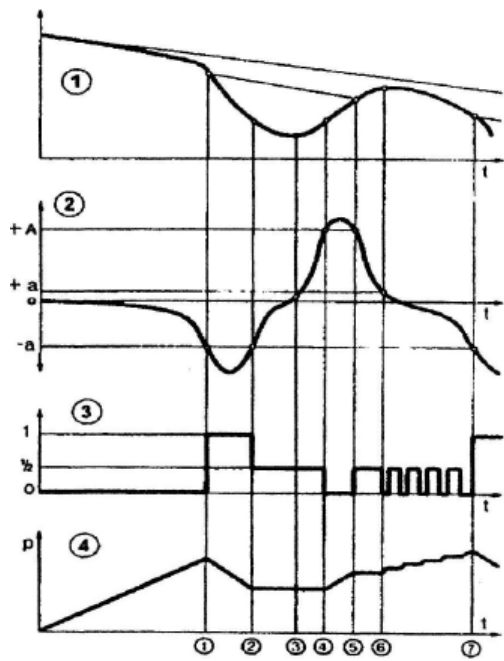
Kada elektrohidraulični ventil preuzme upravljanje pritiskom u kočionom vodu, on istovremeno zatvara dejstvo od glavnog kočnog cilindra, odnosno eliminiše dejstvo vozača na papučicu kočnice. Kada se preko senzora broja obrtaja ustanovi da broj obrtaja točka raste (jer je smanjena sila kočenja), tada sistem reaguje povećanjem pritiska u kočionom vodu, tj. povećanjem sile kočenja. Ovi uzastopni ciklusi povećanja i smanjenja sile kočenja održavaju točak na granici blokiranja, i time obezbeđuju maksimalnu efikasnost. Prema tome, Elektronska upravljačka jedinica pobuđuje elektromagnetske ventile, održavajući ih uvek u jednoj od tri pozicije: a) povećaj pritisak b) održavaj pritisak i c) isključi (anuliraj) pritisak [22]. Dijagramski prikaz procesa regulacije sile kočenja točka dat je na slici 12.4.

Prema broju regulacionih kanala i senzora, postoje više različitih sistema, a najčešće su u primeni:

- četvorokanalna regulacija sa 4 senzora (na svakom točku po jedan) sa dijagonalnom raspodelom sile kočenja;
- trokanalni sistem sa tri ili četiri senzora, pri čemu su oba prednja točka regulisana nezavisnim kanalima, a točkovi zadnje osovine se regulišu jednim kanalom, pri čemu se sila kočenja podešava se prema točku koji ima lošije prijanjanje.

ABS sistem stupa u dejstvo tek sa dejstvom komande vozača na sistem za kočenje. Prilikom proklizavanja točkova bez kočenja ABS sistem je van funkcije. Ispitivanja su pokazala da ABS sistem ima najbolje dejstvo kada proklizavanje, odnosno regulaciju brojeva obrtaja točka reguliše sa proklizavanjem od 8 do 35%.

Prilikom kočenja, može da se desi da neki od točkova blokira, što upravljački uređaj registruje kao veliko "proklizavanje"- veliku razliku u brojevima obrtaja, i tada daje signal pojedinim ventilima kako da "regulišu" pritisak u kočnom sistemu, već prema napred definisanim pozicijama (povećaj pritisak - održavaj pritisak - anuliraj pritisak). Sistem ABS vrši regulaciju sile kočenja sve dok traje dejstvo vozača na kočioni sistem, sa frekvencijom "preračunavanja" od oko 6 do 10 ciklusa u sekundi.

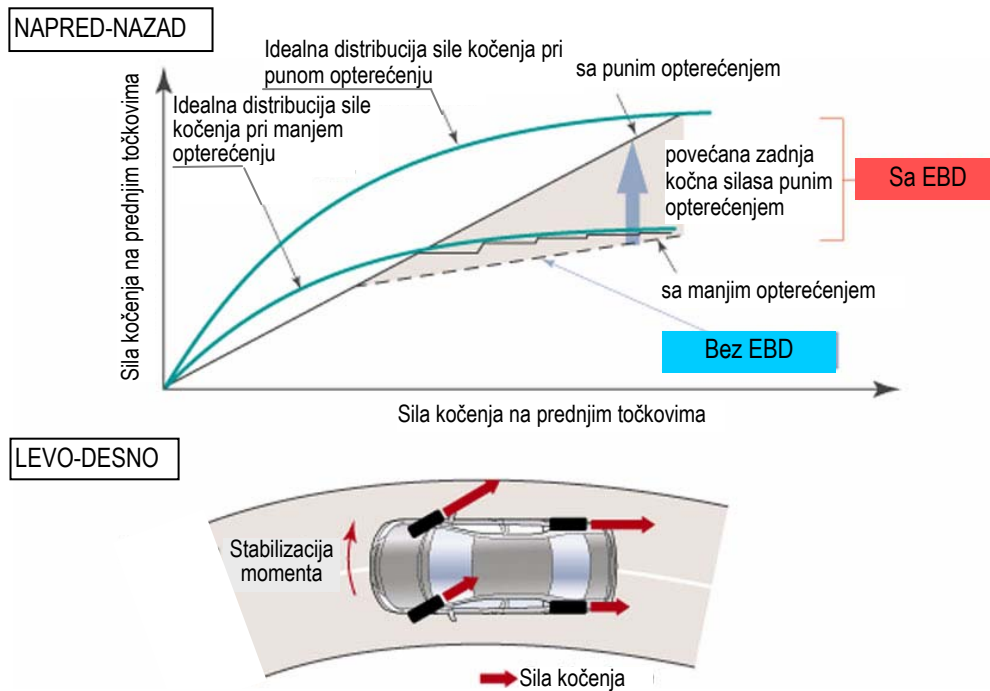


- 1 - Dijagrami ugaone brzine točka
- 2 - Dijagram ugaonog usporjenja (ubrzanja točka),
- 3 - Dijagram komandnog napona za elektrohidraulični ventil,
- 4 - Dijagram pritiska u kočionom cilindru točka

Slika 12.4 - Regulacija sile kočenja točka pomoću ABS

12.1.1.2 Elektronska distribucija sile kočenja (EBD - Electronic Brake Force Distribution)

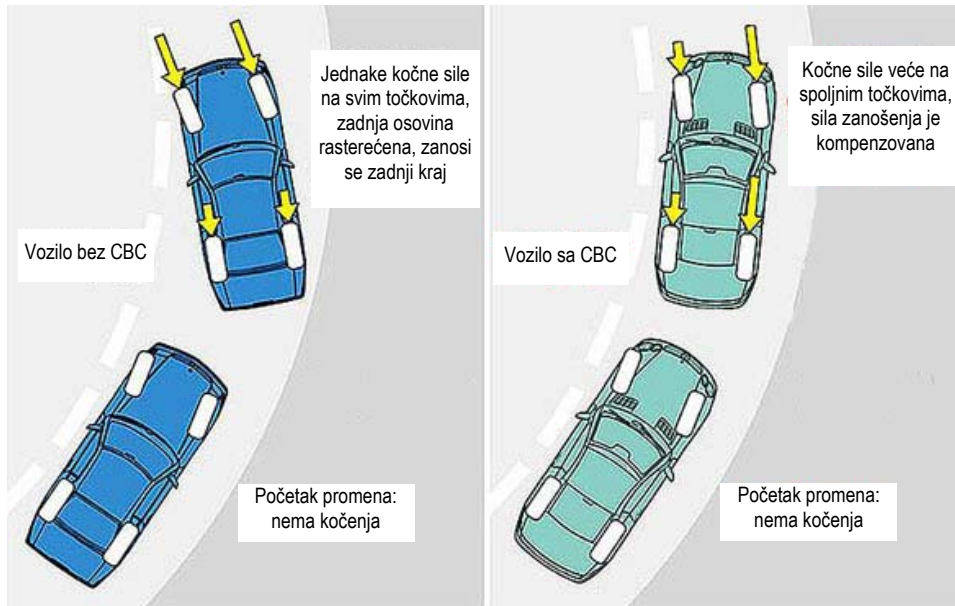
Ovaj sistem predstavlja preduslov za ostale sisteme kontrole, s obzirom da se njime davanjem signala od senzora, preko procesora, do aktuatora direktno reaguje na pravilnu raspodelu sile kočenja na pojedine točkove. Ovim sistemom se sprečava mogućnost blokiranja, a time i klizanja točkova. Naročito je važno to što EBD sistem omogućava korekciju raspodele kočnih sila zavisno od opterećenja vozila (slika 12.5).



Slika 12.5 – Dijagram distribucije sile kočenja (EDB) [23]

12.1.1.3 Elektronska kontrola kočenja u krivini (CBC - Cornering Brake Control)

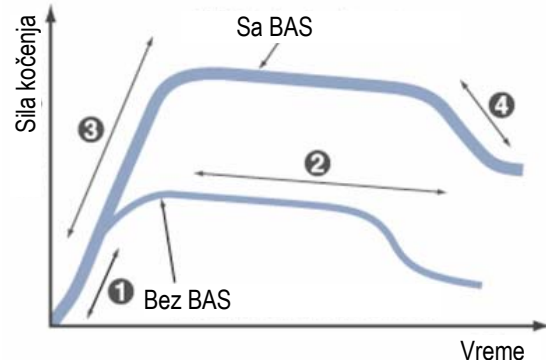
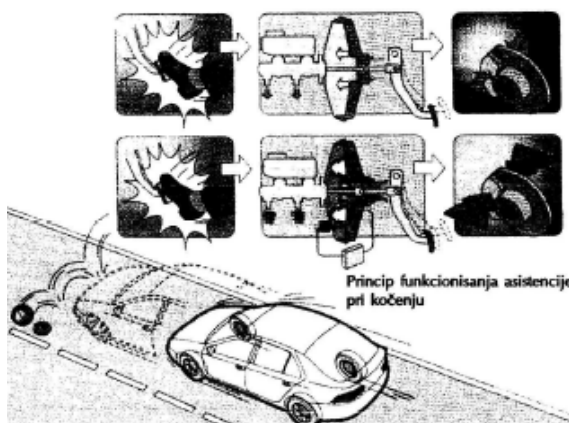
U slučaju prekomernog klizanja točkova pri kočenju u krivini, elektronskom regulacijom se dejstvuje na smanjivanje pritiska u sistemu kočenja unutrašnjeg prednjeg točkaka, čime se zadržava pravilna putanja kretanja vozila kotrljanjem točkova (slika 12.6).



Slika 12.6 – Ponašanje vozila u krivini bez i sa CBC

12.1.1.4 Asistencija pri kočenju (BAS - Brake Assist System)

Ovaj sistem je namenjen za situacije kada je neophodno naglo i intenzivno kočenje (dete istrčava na ulicu, naglo zaustavljanje vozila ispred). Tada nisu dovoljne ni dobre kočnice ni dobri refleksi, pa vozač nije u mogućnosti da iskoristi potpune mogućnosti kočnica. Sistem funkcioniše tako što prepoznaje situaciju naglog kočenja preko davača ubrzanja na pedali, prilikom „paničnog otpuštanja“ pedale gasa. Kada je ubrzanje iznad određene granice sistem aktivira kočioni fluid iz rezervoara pod pritiskom od 180 bar dolazi u glavni kočni cilindar. Tako je brzina porasta pritiska veća pa samim tim i BAS, koji je obavezno deo sistema, pre reaguje i koristi maksimalno raspoloživi koeficijent prijanjanja (slika 12.7).



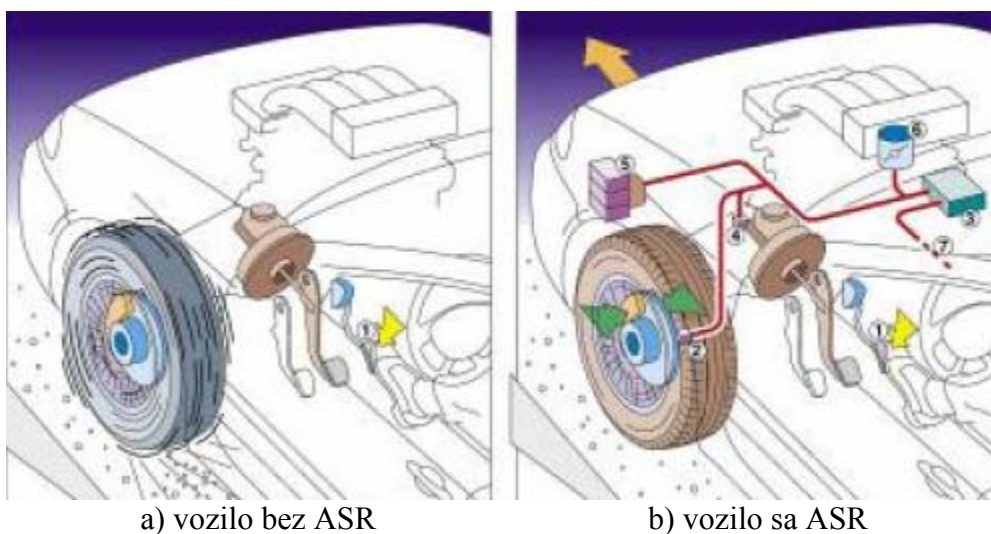
Slika 12.7 - Princip funkcionisanja sistema za asistenciju pri iznenadnom kočenju

12.1.1.5 Sistem za regulaciju proklizavanja pogonskih točkova (ASR - Anti Slip Regulation)

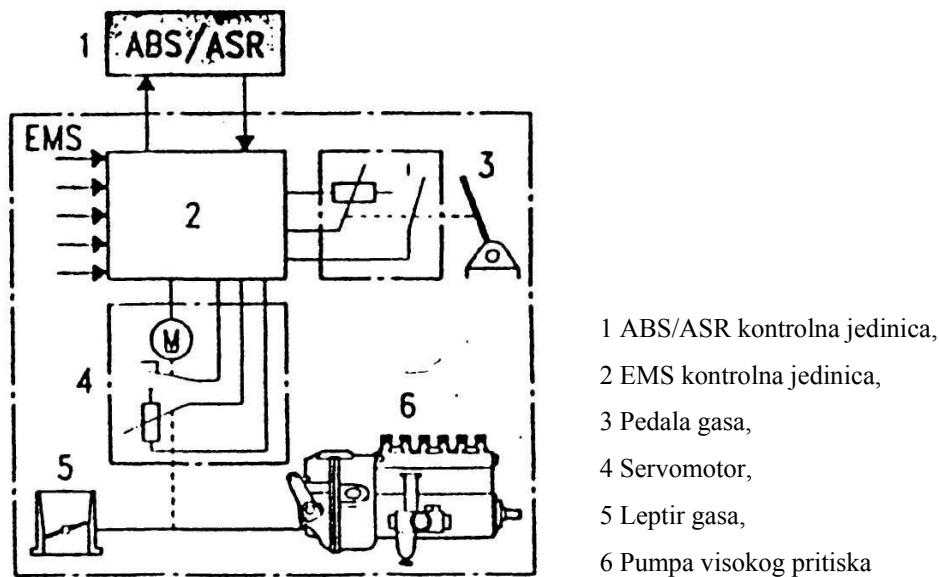
Kritični uslovi vožnje se ne javljaju samo pri kočenju, već se mogu javiti kada pogonski točak proklizava pri polasku i ubrzavanju (posebno na klizavom kolovozu) ili u krivinama. Ovakve situacije obično preoptereće vozača i prouzrokuju da vozač reaguje nepravilno (videti sliku 12.8).

Ovi problemi su rešeni sa kontrolom proklizavanja (ASR), koja kao dodatak ABS-a, primarno ima zadatak da rastereti vozača i obezbedi stabilnost i upravljivost vozila tokom ubrzavanja. U tom smislu, ukoliko točak pokazuje tendenciju da proklizava, ASR trenutno prilagođava obrtni moment motora obrtnom momentu koji može da prenese točak na podlogu u datom trenutku. Kombinacija ABS i ASR sistema povećava bezbednost i omogućava dvostruku upotrebu komponenti.

EMS (Engine Management System) ili elektronski akcelerator ili "vožnja preko žice" zamenjuje mehaničku vezu između pedale gasa i leptira gasa kod benzinskog motora ili pedale gasa i kontrolne poluge kod pumpe visokog pritiska kod dizel motora, tako da ASR može da utiče na ubrzavanje vozila. EMS kontrola provodi komande od ASR sa integrisanim MSR (regulacija vučnog momenta motora – Motor Schlepptomment Regelung) koje imaju prioritet u odnosu na postupke vozača. Pozicija pedale gasa se konvertuje u električni signal pomoću senzora ugla pedale gasa. Računajući unapred isprogramirane promenljive i signale sa drugih senzora (davači temperature, broja obrtaja motora), ovaj signal se konvertuje u EMS jedinici u ulazni napon za električni servo motor koji pokreće leptir gasa i kao povratnu informaciju daje trenutni položaj leptira (slika 12.9). ASR reguliše proklizavanje pogonskih točkova na optimalnu vrednost u deliću sekunde. ASR obezbeđuje sledeće: poboljšava uslove prenosa snage i održava kotrljanje točkova; poboljšava voznu sigurnost u uslovima kada je pogonska sila na točkovima veća od adhezije; automatski podešava raspodelu momenta uslovima bez proklizavanja; daje informaciju vozaču o postizanju dinamičkih graničnih uslova prijanjanja [22].



Slika 12.8 - Uticaj ASR na ponašanje vozila



Slika 12.9 - EMS kontrola za ASR

12.1.1.6 Elektronski stabilizacijski program (ESP - Electronic Stability Program)

Elektronski stabilizacijski program (ESP) može se sresti i pod nazivom Elektronska kontrola stabilnosti (ESC - Electronic Stability Control). ESP povećava kontrolu nad vozilom u graničnim voznim situacijama, na primer prebrzi ulazak u krivinu. ESP proširuje funkciju ABS-a, zapravo objedinjuje sistem programa ABS, ASR i dinamičke stabilnosti vozila i smanjuje opasnost od zanošenja vozila na svim vrstama podloge.

Za optimalno praćenje stabilnosti vozila ne interveniše se samo preko kočnog sistema već i preko upravljanja motorom ubrzavanjem pogonskih točkova.

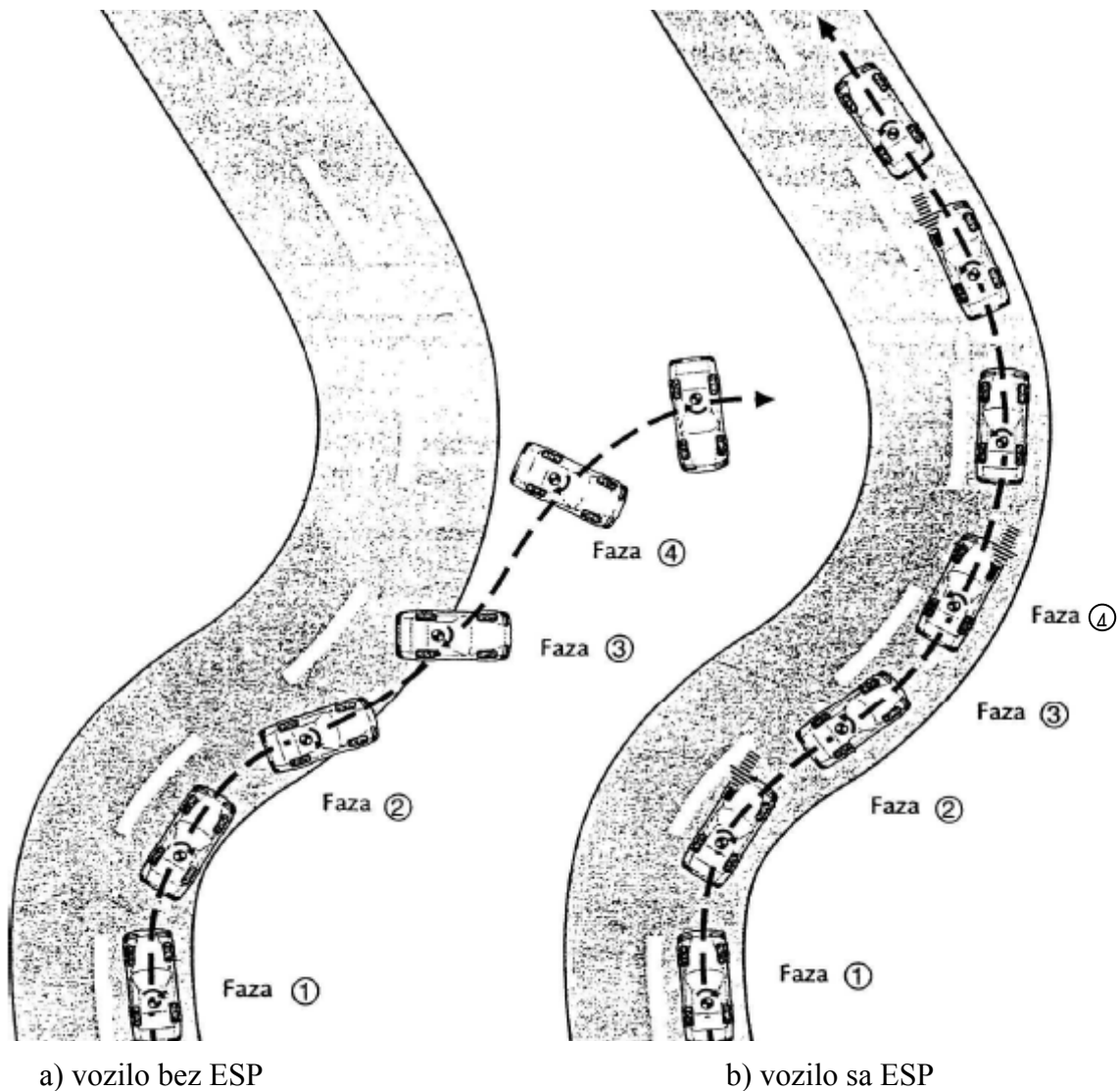
Slučaj iznenadnog i naglog zaokretanja točka upravljača u jednu i drugu stranu često se sreće u praksi, naročito u situacijama kada:

- vozilo ulazi prebrzo u splet S krivina,
- vozilo iznenada nailazi na prepreku na putu,
- vozilo naglo mora da odustane od preticanja pri velikoj brzini.

Na slici 12.10 prikazan je primer kretanja vozila kroz S krivinu pri prbrzom ulasku. Pri tome je dat uporedni prikaz ponašanja automobila za slučaj da nema ESP i da ima ugrađen ESP. Inicijalno oba vozila imaju iste uslove pri prilazu S krivini i reakcija je identična. Zatim, u Fazi 1, sledi prvi manevar vozača.

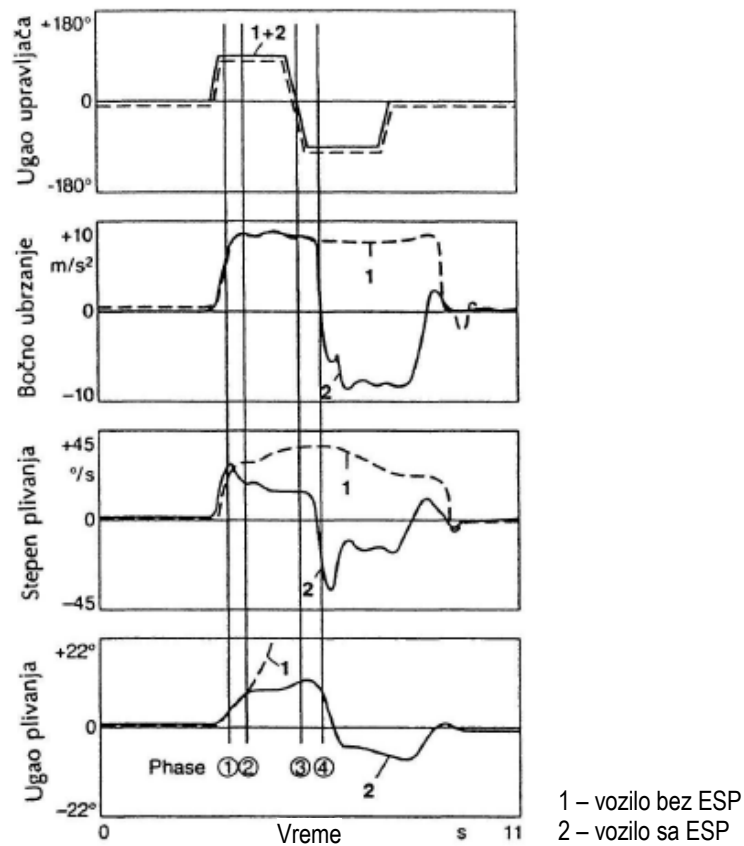
Kao što se sa slike 12.10a vidi vozilo pri inicijalnom manevaru na desno pokazuje tendenciju ka nestabilnosti (Faza 2). Kako je manevar upravljačem iznenada generisao osetnu količinu bočne sile na prednjim točkovima, takođe sa zakašnjenjem će se ove sile javiti i na zadnjim točkovima. Reakcija vozila je okretanje oko vertikalne ose u pravcu kazaljke na satu. Sledi faza 3 sa sledećim manevarom volana. Vozilo bez ESP ne prima ulaz i ne reaguje na vozačev pokušaj da kontrira i vozilo se otima kontroli. Moment plivanja i ugao bočnog klizanja naglo rastu i vozilo prelazi u klizanje.

Na slici 12.10b prikazano je vozilo sa ESP, pri čemu je, kako je već rečeno faza 1 identična kao kod vozila bez ESP. U fazi 2 ESP koči levi prednji točak, koji postaje trenutni pol okretanja, da predupredi opasnost od nestabilnosti (Faza 2) koja prati prvi manevar volanom. Ova intervencija je bez ikakvog ulaza od strane vozača. Ovaj postupak redukuje tendenciju da se vozilo okrene ka unutrašnjosti krivine i ova redukcija plivanja limitira ugao bočnog klizanja. Drugim maneuvrom upravljačem u kontra smeru moment plivanja i količina plivanja menjaju pravac (Faza 3). U fazi 4 drugo blago kočenje, ovog puta prednjeg desnog točka, vraća potpunu stabilnost vozilu. Vozilo zadržava željeni pravac i informacije zadate upravljačem.

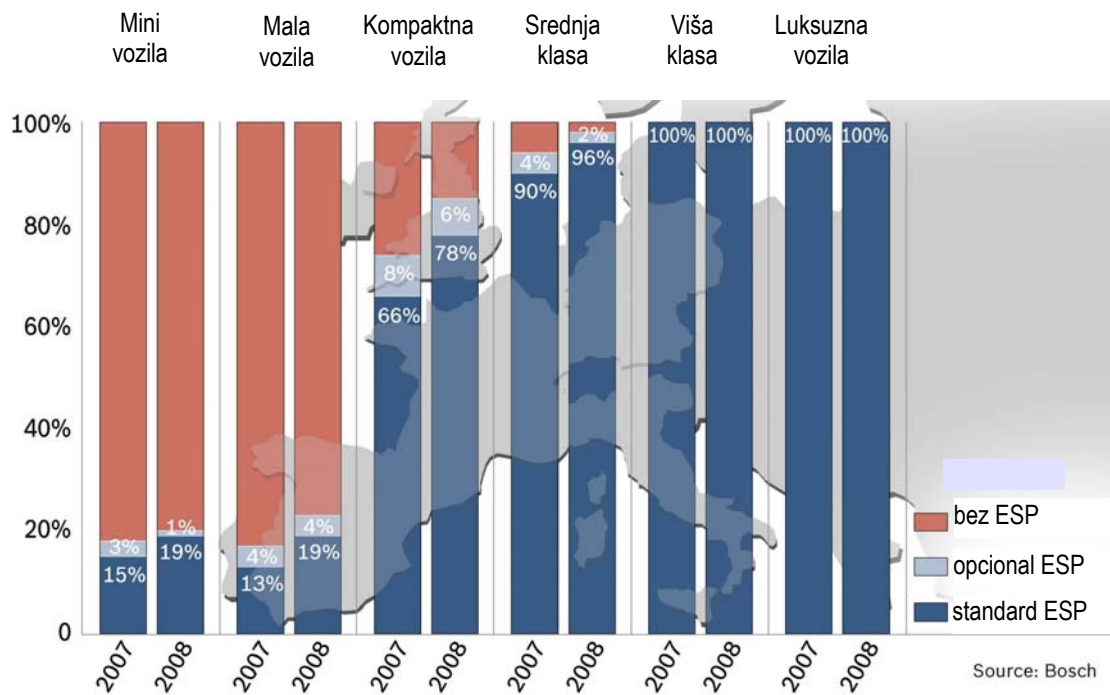


Slika 12.10 - Kretanje vozila kroz S krivinu

Na slici 12.11 uporedno su prikazani dinamički odzivi pri okretanju točka upravljača (volana) u slučaju kada vozilo ima ESP i u situaciji kada nema ESP. Očigledna je velika razlika po svim prikazanim parametrima, pa se stoga ESP kod savremenih vozila skoro uvek ugrađuje. Trend povećanja primene ESP prikazan je na slici 12.12, sa koje se vidi da je u Evropi kod vozila srednje klase ESP skoro u potpunosti standardna oprema. [24].



Slika 12.11 - Dinamički odziv pri okretanju upravljača desno-levo



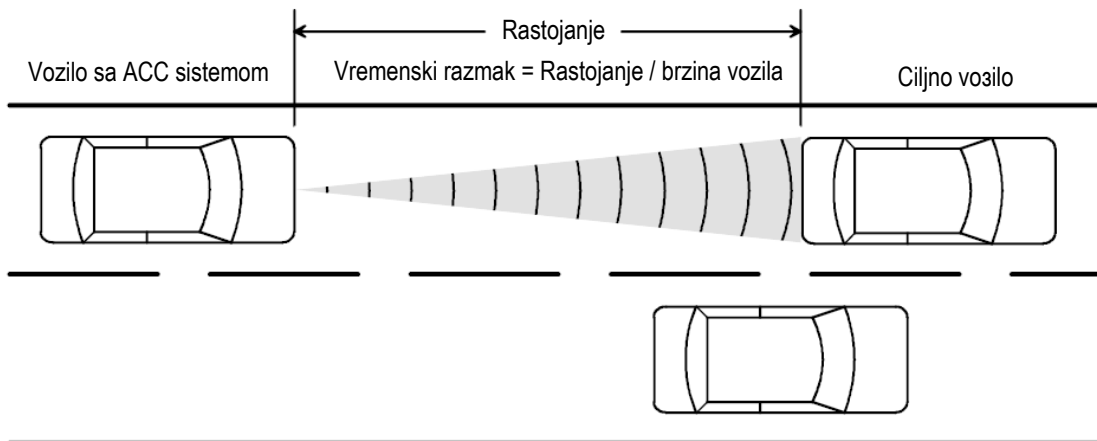
Slika 12.12 – Stopa ugradnje ESP u pojedinim evropskim zemljama [24]

12.1.1.7 Aktivna kontrola vožnje (ACC - Active Cruise Control)

Ovaj sistem pokušava da vozi "sam". Kada vozač dostigne željenu brzinu aktivira ACC i vozilo preuzima dalju brigu o sopstvenoj brzini. Tu se ovaj sistem ponaša kao tempomat. Međutim, kada vozilo sa ACC naiđe na prepreku, odnosno vozilo koje je ispred njega i ide manjom brzinom, ACC usporava vozilo do brzine vozila ispred i drži je dok vozač ispred ne promeni traku, nakon čega ACC ubrzava do brzine koja mu je prethodno zadata. Kod nekih verzija je moguće definisati i na kom rastojanju sistem počinje da umanjuje brzinu.

Sistem koristi radar ili laser kojim se prate vozila ispred sebe. Podatke dobijene od radara, ABS-a, ESP-a i ASR-a sistem obrađuje i donosi odluku šta dalje raditi. Kada radar detektuje vozilo meri se njegova brzina, zatim upoređuje za brzinom vozila i dalje primenjuju mere za prilagođavanje brzine vozilu ispred njega (slika 12.13.)

Laserski sistemi su značajno jeftiniji od sistema zasnovanih na radaru. Međutim, laserski ACC sistemi ne detektuju i ne prate vozila i u lošim vremenskim uslovima i loše prate izuzetno prljava (ne-reflektujuća) vozila.



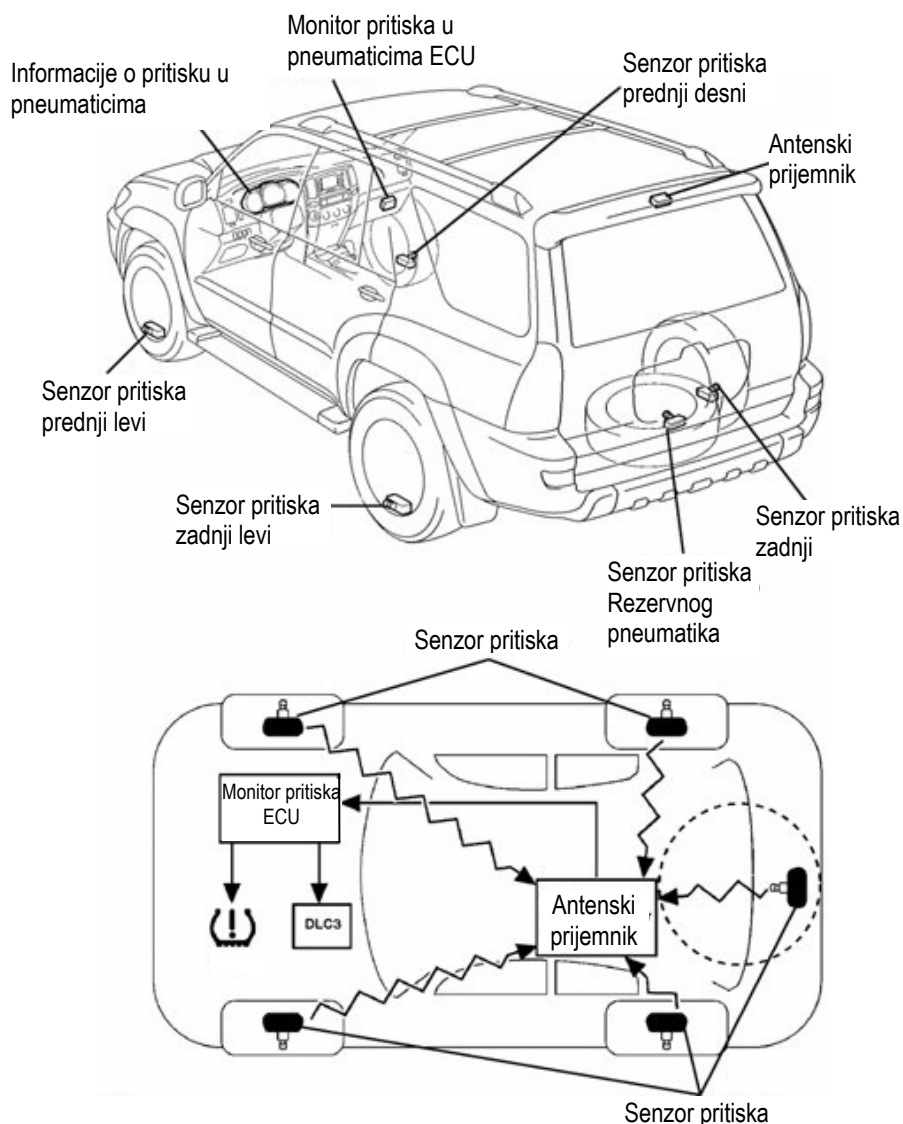
Slika 13 – Ilustracija primene ACC

12.1.1.8 Sistem za kontrolu pritiska u pneumaticima (TPMS - Tyre Pressure Monitoring System)

TPMS je elektronski sistem koji prati pritisak u pneumaticima i trenutno upozorava vozača ukoliko dođe do odstupanja od propisanog pritiska i to pomoću displeja ili upozoravajućim lampicama na instrument tabli (slika 12.14). Može se sresti u primeni se kod skoro svih vrsta savremenih motornih vozila.

TPMS **povećava bezbednost vozila**, jer smanjuje rizik od pucanja pneumatika, što je je, prema nekim pokazateljima, veoma čest uzrok saobraćajnih nezgoda. Osim toga, pneumatici čiji je pritisak u granicama propisanog osiguravaju bolje „ležanje“ vozila na putu i bolje prijanjanje na podlozi, zatim olakšano manevrisanje i delotvornije kočenje.

TPMS omogućava smanjenje troškova eksploatacije vozila tako što pomaže vozaču u planiranju održavanja pneumatika, čime se smanjuju njihovo habanje i potrošnja goriva.

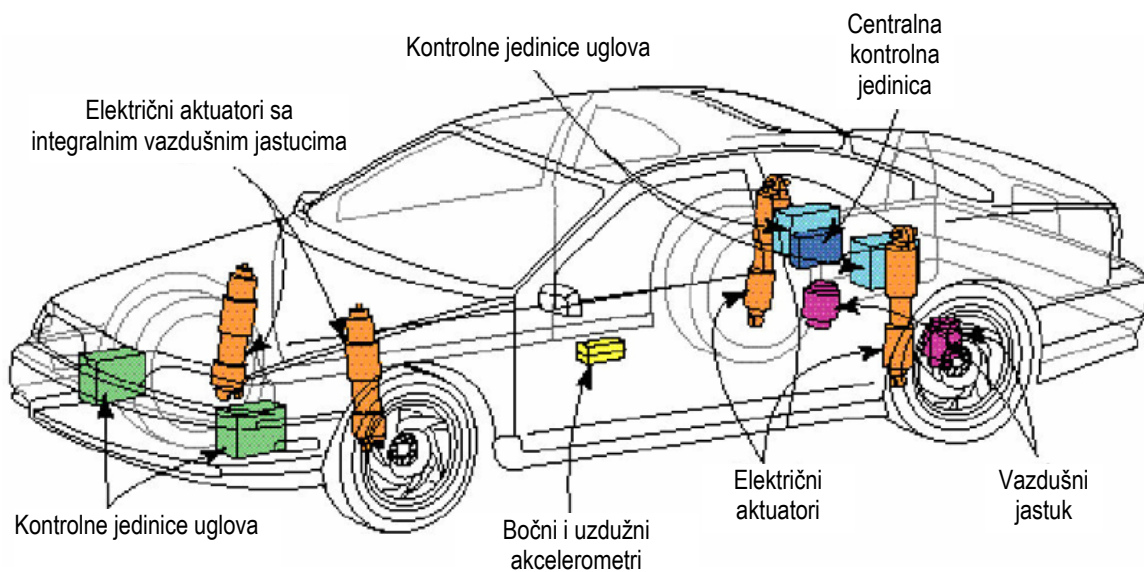


Slika 12.14 – Šema sistema za kontrolu pritiska u pneumaticima

12.1.1.9 Aktivna kontrola oslanjanja vozila

Aktivno ili prilagodljivo oslanjanje vozila je tehnologija koja kotroliše vertikalno pomeranje točkova pomoću odgovarajućeg elektronskog sistema. Na taj nači se vrši prilagođavanje tog pomeranja umesto da ga isključivo određuje površina puta. Sistem praktično eliminiše opasno nakretanje vozila u mnogim situacijama u vožnji uključujući kretanje u krivini, pri ubrzanju i kočenju.

Na slici 12.15 prikazana je pojednostavljena šema aktivne kontrole oslanjanja pri čemu su kod vozila uzetog za primer korišćeni vazdušni jastuci umesto spiralnih opruga. Sve podatke dobijene preko senzora, upravljačka kompjuterska jedinica preračunava i upoređuje, šaljući signale kojima će biti izvršena potrebna korekcija u vertikalnom pomeranju točkova.



Slika 12.15 – Šema sistema za aktivnu kontrolu oslanjanja [25]

12.1.1.10 Sistem za povećanje vidljivosti pri noćnoj vožnji

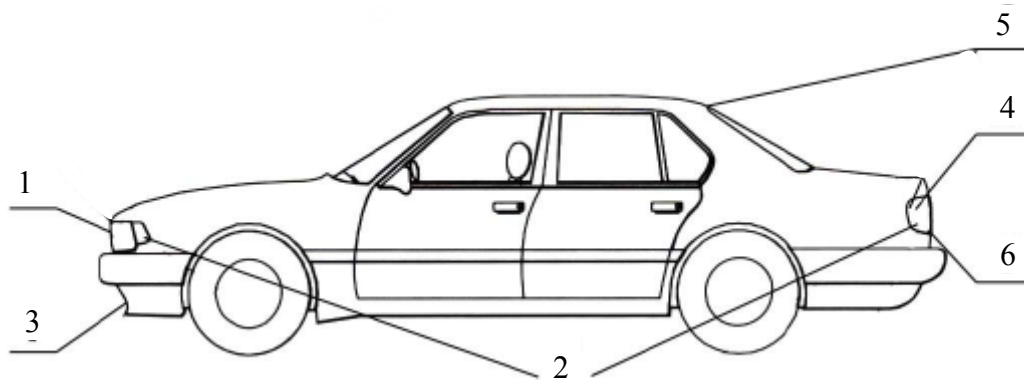
Sistem za povećanje vidljivosti pri noćnoj vožnji sastoji se od kamere za infracrveno, snimanje i displeja na koji se projektuje slika dobijena iz kamere. Radi na principu razlikovanja temperature okoline od temperature ljudi ili toplokrvnih životinja ili neosvetljenih vozila na putu. Signali iz kamere se kompjuterski obrađuju i kao slika prenose do displeja.



Slika 12.16 - Slika dobijena infracrvenim snimanjem na displeju u vozilu

12.1.2 Svetla i svetlosna signalizacija

Ovim sistemom se obuhvataju sva svetla za daljinu (farovi), oborena svetla u slučaju mimoilaženja sa drugim vozilom, prednja i zadnja svetla za maglu napred, prednja i zadnja poziciona svetla a kod teretnih automobila i gabaritna svetla, stop svetla, pokazivači pravca kretanja i sa njima siguronosna parkirna svetla, svetla registarske tablice i za vožnju unazad.



1. Prednja svetlosna grupa (oborena svetla duga svetla; poziciona svetla)
2. Prednji zadnji pokazivači pravca;
3. Prednja svetla za maglu
4. Zadnja svetlosna grupa (poziciono svetlo, stop svetlo, svetlo za vožnju unazad, zadnje svetlo za maglu, katadioptri)
5. Visokomonažno stop svetlo;
6. Svetlo registarske tablice.

Slika 12.17 - Elementi svetlosne signalizacije

Međunarodne regulative koje definišu uređaje i delove za svetla i signalizaciju su ECE 1 do 8, 20; 31; 48; 65; 77.

U Srbiji se primenjuju ECE pravilnici, a uređaji na motornom vozilu i njihove karakteristike definisani su i domaćim Pravilnikom o dimenzijama, ukupnim masama i osovinskom opterećenju vozila i o osnovnim uslovima koje moraju da ispunjavaju uređaji i oprema na vozilima u saobraćaju na putevima [26].

Pod uređajima za osvetljavanje puta i za davanje svetlosnih znakova na motornim i priključnim vozilima, u smislu ovog Pravilnika, podrazumevaju se:

- uređaji za osvetljavanje puta;
- uređaji za označavanje vozila;
- uređaji za davanje svetlosnih znakova.

Pod izrazom "svetlo", podrazumeva se uređaj na vozilu koji daje svetlost.

Pod uređajima za osvetljavanje puta na motornim i priključnim vozilima, podrazumevaju se:

- glavni farovi;
- farovi za maglu;
- svetla za vožnju unazad;

- farovi i svetla za osvetljavanje mesta na kome se izvode radovi;
- pokretni far (reflektor).

Glavni farovi mogu biti izvedeni tako da imaju:

- veliko svetlo;
- oboreno svetlo;
- veliko i oboreno svetlo.

Pod uređajima za označavanje motornih i priključnih vozila, podrazumevaju se:

- prednja poziciona svetla;
- zadnja poziciona svetla;
- zadnje svetlo za maglu;
- parkirna svetla;
- gabaritna svetla;
- svetla zadnje registarske tablice;
- rotaciona i trepćuća svetla;
- katadiopteri.

Pod uređajem za davanje svetlosnih znakova, podrazumevaju se:

- stop-svetla;
- pokazivači pravca;
- uređaj za istovremeno uključivanje svih pokazivača pravca.

12.1.3 Uređaji koji omogućavaju normalnu vidljivost

U ovu grupu uređaja spadaju:

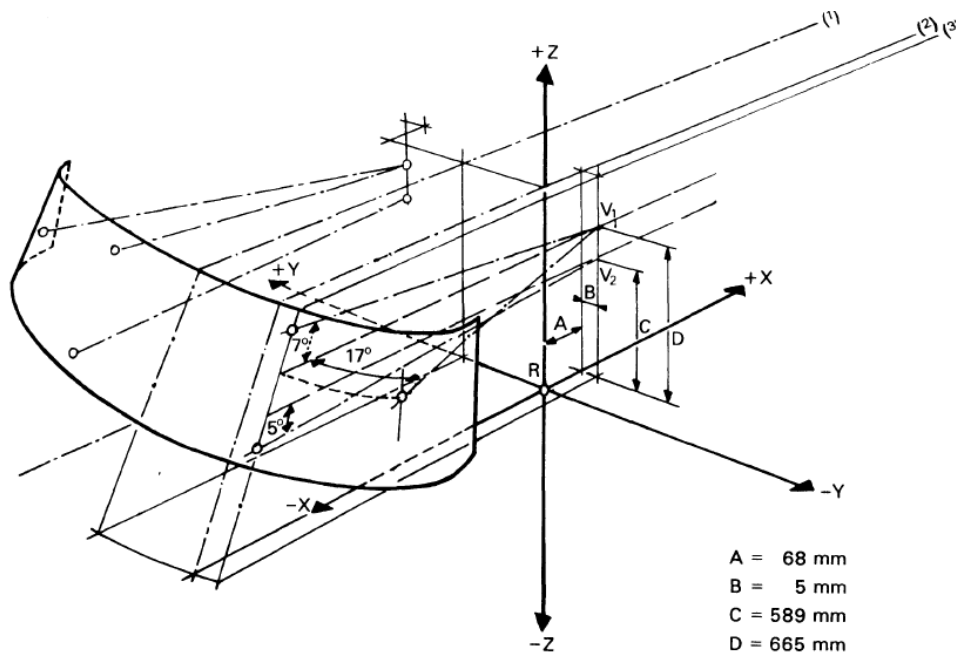
- vetrobran i spoljna prozorska okna kabine i karoserije;
- uređaj za brisanje vetrobrana (u daljem tekstu: brisač vetrobrana);
- uređaj za kvašenje spoljne strane vetrobrana (u daljem tekstu: perač vetrobrana);
- ogledalo koje vozaču omogućava osmatranje puta i saobraćaja (retrovizori definisani su regulativama ECE R 46).

Propisano je onemogućavanje rasprskavanja vetrobrana u slučaju saobraćajne nezgode.

12.1.4 Vidno polje

Vozaču mora da bude obezbeđeno dobro vidno polje, po mogućnosti bez mrtvih uglova. Ispitivanje vidnog polja se vrši u specijalnoj prostoriji sa trodimenzionalnim koordinatnim sistemom, pri čemu je koordinatni početak postavljen u propisanoj tački, ispred

vetrobranskog stakla, po sredini vozila. Ispitivanje se izvodi merenjem vidnog ugla iz najmanje dve propisane tačke sa sedišta vozača. Proces ispitivanja vidnog polja vetrobrana definisan je standardom Evropske unije 77/649/EEC [27].

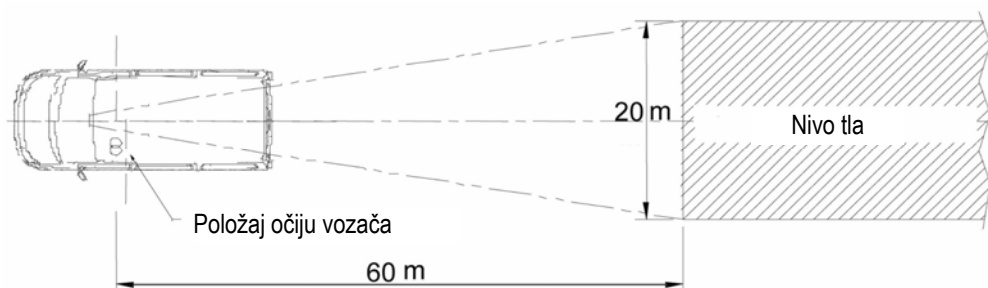


Slika 12.18 – Određivanje elemenata vidnog polja vetrobrana prema 77/649/EEC

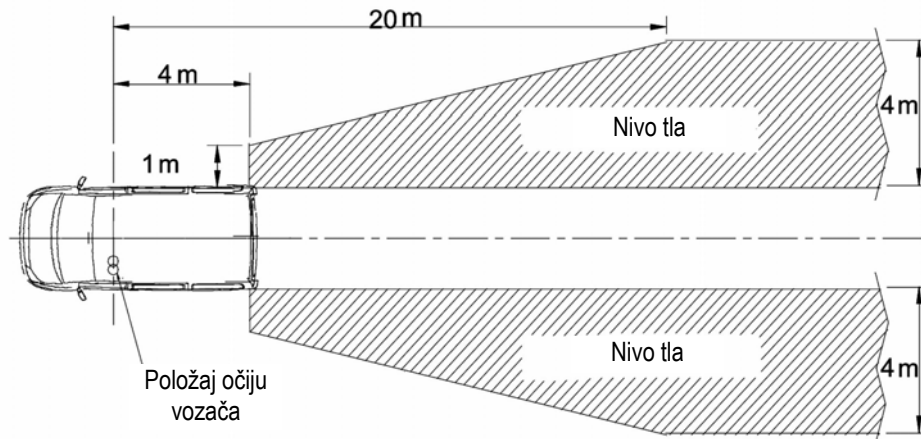
Ispitivanje vidnog polja retrovizora definisano je pravilnikom ECE R 46 i Direktivom Evropske unije 2003/97/EC [28].

Na slici 12.19 prikazani su neki od uslova koje treba da zadovolji unutrašnji retrovizor u pogledu vidnog polja. Vozač mora videti tlo na ravnoj podlozi u širini od $20m$ na rastojanju od $60m$ mereno od položaja njegovih očiju.

Što se tiče spoljnih retrovizora, definisano je da se mora obezbediti vidno polje prema šemi na slici 12.20. Vozač mora videti širinu tla od $1m$ na rastojanju od $4m$ mereno od položaja njegovih očiju i širinu od $4m$ na rastojanju od $20 m$, mereno od iste referentne tačke.



Slika 12.19 – Vidno polje unutrašnjeg ogledala (retrovizora)



Slika 12.20 – Vidno polje spoljašnjih ogledala (retrovizora)

12.1.5 Konfor putnika

U smislu ove tačke aktivne bezbednosti vozila, podrazumeva se pre svega udobnost vozača, kao i ostalih putnika, što zahteva odgovarajuća, propisno urađena sedišta, zatim dozvoljeni nivo buke i vibracija i odgovarajuće provetravanje i grejanje putničkog prostora vozila. Većim brojem Pravilnika i Direktiva definisani su zahtevi za uređaje koji bi se mogli svrstati u ovu oblast, tako da se u ovom poglavlju samo napominje značaj konfora u pogledu sprečavanja saobraćajnih nezgoda.

12.1.6 Poteznica vozila

Kada se govori o poteznici vozila, pre svega se misli na konstrukcioni oblik iste, način učvršćivanja za vozilo, visinu poteznice od horizontalne ravni na kojoj stoji vozilo, ali i opterećenje koje prikolica, preko poteznice, izaziva na vozilu. Sve ove karakteristike su propisane odgovarajućim standardima. Za putnička vozila oblik spojničke lopte propisan je standardom SRPS ISO 1103 i SRPS ISO 3853 iz 2001. godine.

Za teretna vozila vučni uređaji su takođe propisani standardima, ali se ovde neće navoditi, s obzirom da ih ima više tipova i vrsta (vučno sedlo, vučni klinasti uređaj, vučna oka i slično).

U principu, položaj i mesto učvršćivanja određuje proizvođač, što je uobičajeno za teretna vozila, međutim kod putničkih vozila ova veoma važna karakteristika obično nije propisana od strane proizvođača. Stoga pri montiranju poteznice mora da se obezbediti da horizontalna vučna sila na vozilo, nastala vučom prikolice, ne deluje na visini višoj od visine težišta vozila, s obzirom da bitno utiče na bezbednost i raspodelu sila po osovinama i vučnu silu vozila na točkovima.

Dozvoljeno opterećenje poteznice propisuje proizvođač, zavisno od vozila, a verikalno opterećenje obično je: za putnička vozila najviše 500 N; za terenska klase M1 najviše 700 N.

12.1.7 Dozvoljena masa prikolice

Dozvoljena masa prikolica koje se priključuju na vozila tipa M1 (vozila koja imaju pored sedišta vozača najviše još osam sedišta), prema međunarodnim propisima, direktno zavisi od mase vozila koje je spremno za vožnju. Masa vozila spremnog za vožnju je zbir: masa praznog vozila + masa od 75 kg (prosečna masa vozača) + masa koja je jednaka 90 % od mase tečnog goriva koje može da stane u rezervoar. S obzirom da se tehničkim podacima o vozilu najčešće daje zapremina rezervoara, prosečna gustina goriva se uzma: za benzin 0,75 kg/l za dizel gorivo 0,84 kg/l.

Na osnovu gore iznetog, dozvoljene mase prikolica su:

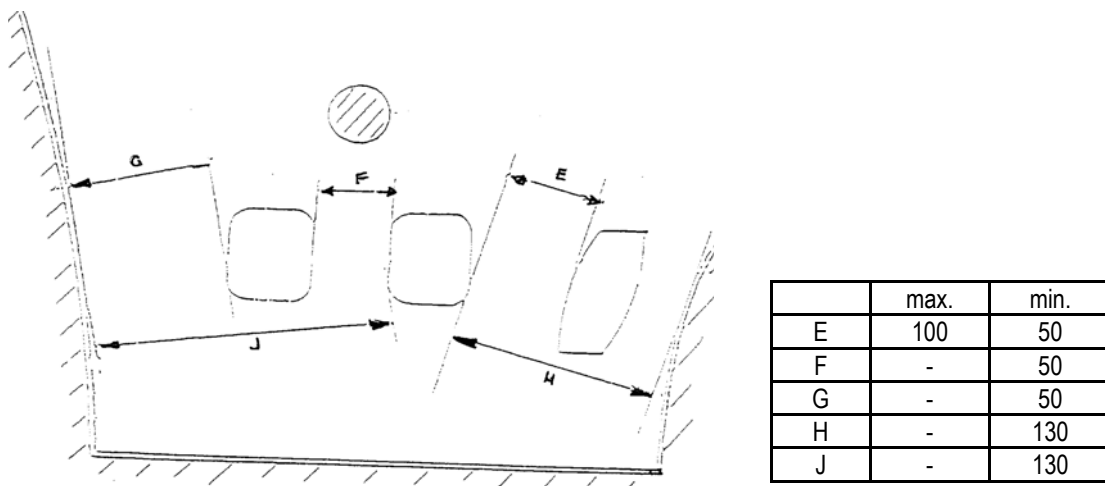
Prikolica bez kočnice: Najviše do polovine mase vozila spremnog za vožnju, pri čemu masa prikolice ne može da bude veća od 750 kg.

Prikolica sa inercionom kočnicom:

- za putnička vozila, sa pogonom na jednoj osovini: najviše do mase vozila spremnog za vožnju, pri čemu masa prikolice ne može da bude veća od 1500 kg.
- za terenska vozila (pogon na svim točkovima), masa prikolica može da bude jednaka 1,5 puta od mase vozila, s tim da ne sme da bude veća od 3,5 tone, bez obzira na masu terenskog vozila (prema regulativama u zemljama EU). No u ovom slučaju, neophodno je navesti, da prema srpskom zakonu o bezbednosti u saobraćaju, nigde nisu posebno tretirana terenska vozila, tako da važe propisi kao za vozila sa pogonom na jednoj osovini, odnosno najviše do 1500 kg [29].

12.1.8 Raspored i položaj nožnih komandi

Ova karakteristika je posebno važna kao jedan od aspekata bezbednosti, te je stoga regulisana propisom ECE R 35. Odredbe propisa važe i za vozila za obuku vozača, koja moraju da imaju tako zvane duple komande (za spojnicu i kočnicu), namenjene instruktorima.



Slika 12.21 - Primer pojedinih dimenzija propisanih Pravilnikom ECE R35

12.1.9 Ergonomske karakteristike vozila

Ergonomija je primenjena nauka koja se bavi karakteristikama ljudi koje treba uzeti u obzir pri projektovanju i struktuiranju objekata koje koriste ljudi, tako da njihove međusobne interakcije u sistemu budu maksimalno efektivne i bezbedne [30].

Za aktivnu bezbednost vozila izuzetno je značajna ergonomičnost okruženja vozača, naprimer komandi i instrumenata, kako njihovo korišćenje ne bi oslabilo koncentraciju vozača ili izazivalo njegov umor. Na slici 12.22 prikazana je laboratorijska provera ergonomskih karakteristika unutrašnjosti putničkog automobila, merenjem reakcija i opterećenja delova ljudskog organizma [31].



Slika 12.22 – Laboratorijska provera ergonomičnosti vozačkog mesta putničkog automobila

12.1.10 Kočni uređaji

Sistemi za kočenje predstavljaju tipičan primer složenih sistema kod motornih vozila, čija je struktura uslovljena složenom funkcijom cilja, određenom važećim međunarodnim i nacionalnim propisima o bezbednosti vozila u saobraćaju. Osnovni podsistemi sistema za kočenje ili kočni uređaji su svi uređaji kojima se vrši usporenje, zaustavljanje vozila ili održavanje zakočenosti vozila u mestu. Kočni uređaji se dele na radnu kočnicu, pomoćnu kočnicu, parkirnu kočnica i dopunsku kočnicu ili usporivač.

Zbog svoje veoma bitne uloge u oblasti bezbednosti, ova oblast je definisana brojnim pravilnicima, pre svega ECE 13 i ECE 90, kao i Zakonom o bezbednosti saobraćaja na putu i drugom regulativom.

12.1.11 Točkovi

Pod pojmom “točak vozila” podrazumeva se sklop naplatka točka i pneumatika. Zahtevi koje savremeni točak vozila mora da zadovolji su brojni, a tiču se udobnosti,

ekonomičnosti vožnje i pre svega - bezbednosti. Sa gledišta bezbednosti, glavne osobine koje točak treba da ispunjava jesu:

- čvrstina točka i pneumatika
- sposobnost kvalitetnog "držanja" puta

Zakonskom regulativom uređene su pojedine karakteristike pneumatika koje moraju biti ispunjene da bi se mogli ugraditi na naplatak i koristiti na vozilu.

12.2 PASIVNA BEZBEDNOST AUTOMOBILA

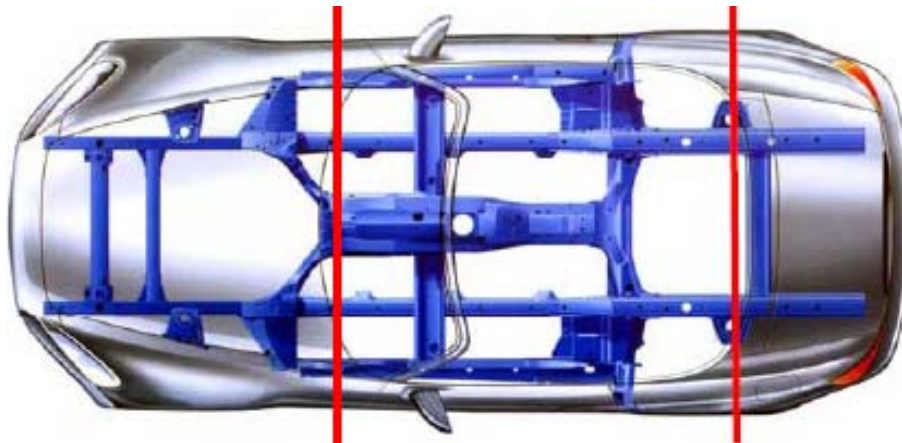
Svrha pasivne bezbednosti vozila jeste smanjivanje posledica povreda putnika i vozača u slučaju saobraćajne nezgode. Radi postizanja zahtevane pasivne bezbednosti potrebno je da se u fazi razvoja automobila, a zatim i u proizvodnji, obezbedi odgovarajuća konstrukcija i oblikovanje sklopova i delova.

Osnovni elementi pasivne bezbednosti su:

- karoserija vozila,
- sedišta i nasloni za glavu,
- sigurnosni pojasevi,
- vazdušni jastuci,
- delovi unutrašnjosti vozila,
- delovi spoljašnjosti vozila,
- kacige za lica na vozilima sa dva točka,
- ostali elementi pasivne bezbednosti.

12.2.1 Karoserija vozila

Poseban značaj u bezbednosti putnika u slučaju saobraćajne nezgode ima oblik karoserije i kabine, odnosno putničkog prostora u vozilu. U tom smislu se posebno, još u fazi projektovanja, definiše noseća struktura karoserije koja joj obezbeđuje čvrstoću, a takođe, projektuju se i deformabilne zone vozila. Svi agregati koji se ugrađuju u automobil moraju imati odgovarajuće oslonce i nosače, što se obezbeđuje adekvatnim projektovanjem noseće strukture. Dalje, noseći deo karoserije sadrži veći broj različitih ojačanja čiji je zadatak da zaštite putnički prostor pri sudaru. Sa druge strane, funkcija deformabilnih zona karoserije jeste da svojom deformacijom apsorbuju što više energije, odnosno da kinetičku energiju pri sudaru "potroše" na rad u deformisanju delova. Na slici 12.23 prikazano je da se karoserija putničkog vozila sastoji se iz tri osnovna dela: dela za smeštaj pogonskog agregata, dela za smeštaj putnika i dela za smeštaj prtljaga. Prednji i zadnji deo karoserije treba da budu deformabilni kako bi svojom deformacijom pri sudaru prigušili celokupnu kinetičku energiju i na taj način zaštitili putnički prostor, koji treba da ima veću krutost.



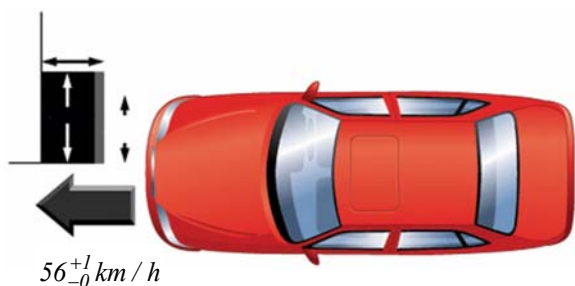
Slika 12.23 – Karoserija putničkog automobila (primer ugradnje ojačanja)

Pored navedenih zahteva u pogledu čvrstoće putničkog prostora i deformabilnosti ostalih delova pri sudaru, karoserija mora da zadovolji potrebe u pogledu ekonomičnosti proizvodnje kroz redukovanje mase vozila, odnosno smanjenje utroška materijala i u pogledu ekonomičnosti u eksploataciji, pre svega kroz smanjenja potrošnje goriva. Zahvaljujući razvoju tehnologija kod savremenih vozila je moguće postići kompromis između ovako suprotstavljenih potreba. Na slici 12.24 prikazana je noseća struktura jedne karoserije vozila srednje SUV klase (Sport Utility Vehicle) mase samo 355 kg [32].



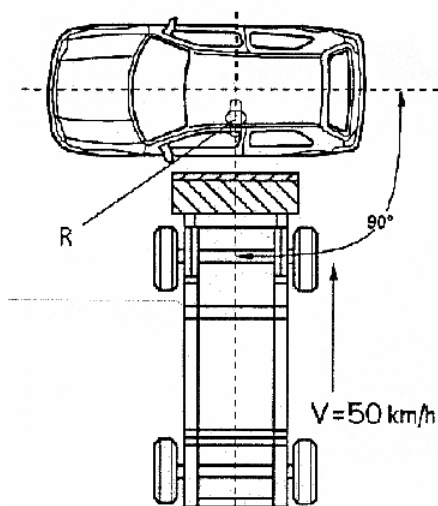
Slika 12.24 – Primer noseće strukture karoserije (Audi Q5)

Konstrukcija karoserije se proverava tako što se testira vozilo na čeonu i bočni sudar. Prednji sudar (frontal impact) simulira se prema Direktivi Evropske unije 96/79/EC tako što vozilo koje se kreće brzinom od 56 km/h udara u deformabilnu barijeru, preklapajući je sa 40% svoje čeonu površine (videti sliku 12.25). Posle sudara unutrašnjost vozila može da bude deformisana u dozvoljenim granicama, a vrata moraju ili biti otvorena ili zatvorena ali da se mogu otvoriti bez dodatnog alata.



Slika 12.25 – Test čeonog sudara prema direktivi 96/79/EC

Test na bočni sudar (side impact) radi se prema direktivi 96/27/EC mobilna deformabilna barijera brzinom od 50 km/h udara u bočnu stranu vozila (videti sliku 12.26).



Slika 12.26 – Test na bočni sudar prema Direktivi 96/27/EC



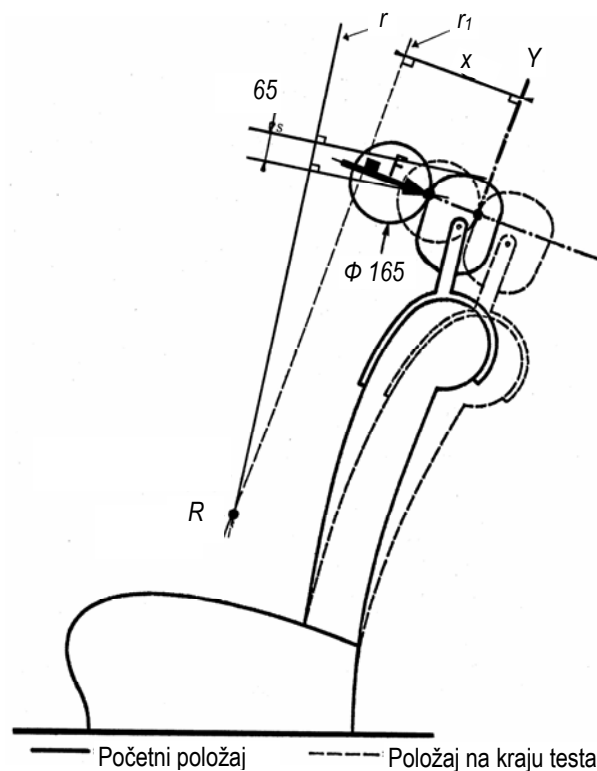
Slika 12.27 - Testiranje kamiona na čeonu sudar

12.2.2 Sedišta i nasloni za glavu

Sedišta moraju biti konstrisana i proizvedena tako da obezbeđuju udobnost vozača i putnika i da spreče njihovo kretanje po visini i po širini tokom vožnje. Čvrstoća sedišta i njihovih priključaka definisana je ECE Pravilnikom R17 i Direktivama Evropske unije 78/932/EEC i 74/408/EEC.

Na slici 12.28 prikazan je test sedišta sa naslonom za glavu po procedurama propisanim u napred navedenim regulativama. Tačka R predstavlja referentnu tačku sedišta utvrđenu od strane proizvođača vozila, prilikom konstruisanja, tako da zadovoljava propise za vidno polje i druge zahteve. Naslon za glavu treba da bude udaljen od tačke R najmanje 700 mm . Ukoliko je naslon podesiv po visini, oda mora njegova visina mora biti najmanje 180 mm . Širina naslona za glavu mora da iznosi najmanje 85 mm sa svake strane ose simetrije.

Kuglom prečnika 165 mm simulira se glava čoveka i dejstvuje na naslon za glavu silom koja izaziva inicijalni moment od $37,3\text{ daNm}$ oko tačke R . Kugla dodiruje naslon za glavu na rastojanju od 65 mm mereno od vrha naslona. Pomeranje naslona označeno na slici sa x može iznositi najviše 102 mm [33].



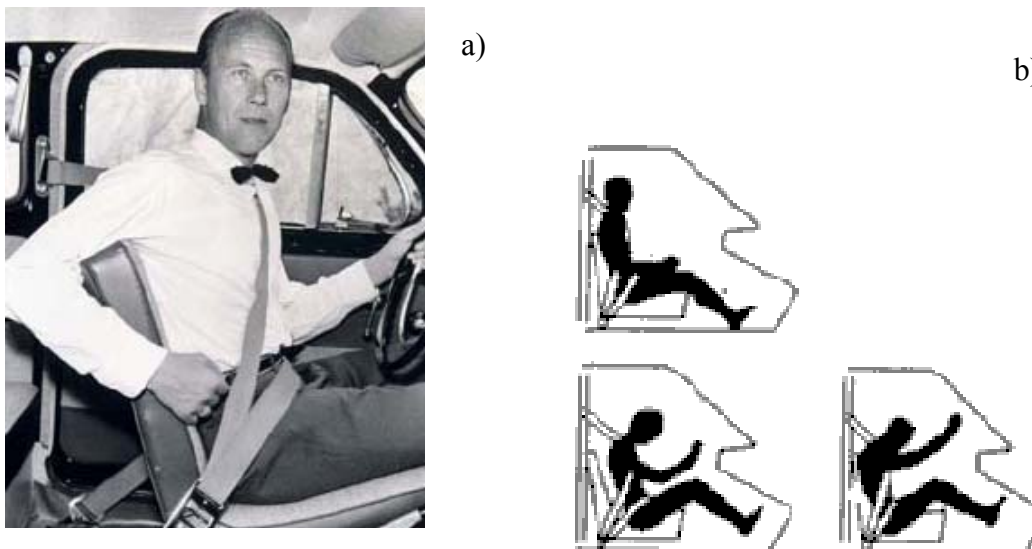
Slika 12.28 – Prikaz testa naslona sedišta sa naslonom za glavu

12.2.3 Sigurnosni pojasevi

Sigurnosni pojasevi štite vozača i putnike tako što telo zadržavaju na mestu, obuhvatajući ga preko grudi jednim delom pojasa, a drugim delom pojasa učvršćuju karlicu i sprečavaju njeno kretanje. Na ovaj način se u velikoj meri amortizuje sila koja nastaje usled inercije. Pojasevi su napravljeni od materijala koji ima visoku otpornost na kidanje, ali

poseduje izvesnu elastičnost. Elastičnost je potrebna, jer bi usled njenog odsustva u slučaju čeonog udara, delovanje pojasa na telo bilo skoro jednako pogubno kao udar tela u čvrstu prepreku.

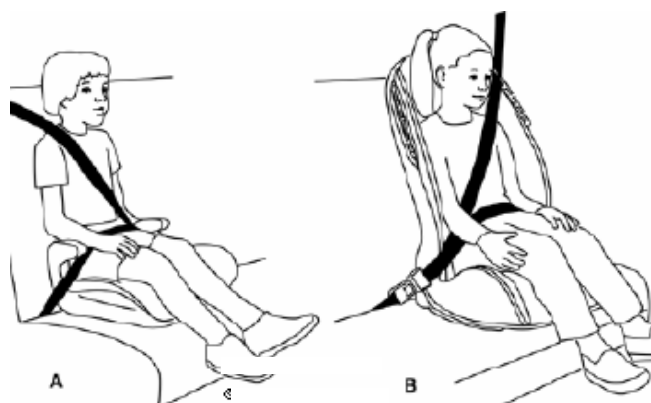
Automobilski sigurnosni pojasevi se povezuju sa karoserijom preko „priključaka sigurnosnih pojaseva“ i to u tri tačke, kako je prikazano na slici 12.29a. Prilikom čeonog sudara, telo putnika vezanog sigurnosnim pojasom u tri tačke ponaša se kako je prikazano na slici 29b. Dakle, telo će se usled inercije pokrenuti unapred, onoliko koliko mu pojas dozvoljava, a zatim će se vratiti prema naslonu sedišta (usled udarnog impulsa) i glavom udariti u naslon za glavu, čija uloga sa aspekta bezbednosti, tada dolazi do punog izražaja. Homologacija sigurnosnih pojaseva je obavezna prema ECE R14, odnosno prema Direktivi Evropske unije 76/115/EEC.



Slika 12.29 – Sigurnosni pojas sa priključenjem u tri tačke

Dodatna sedišta za decu i pojasevi propisani su posebnim Pravilnikom ECE R44.03, odnosno Directivom 2003/20/EC. Na slici 12.30 prikazane su dve različite konstrukcije sedišta.

Na slici 12.31 prikazani su automobilski pojasevi po najnovijoj Ford-ovoj tehnologiji, na principu „air-bag-a“, odnosno na „naduvavanje“ u slučaju sudara.



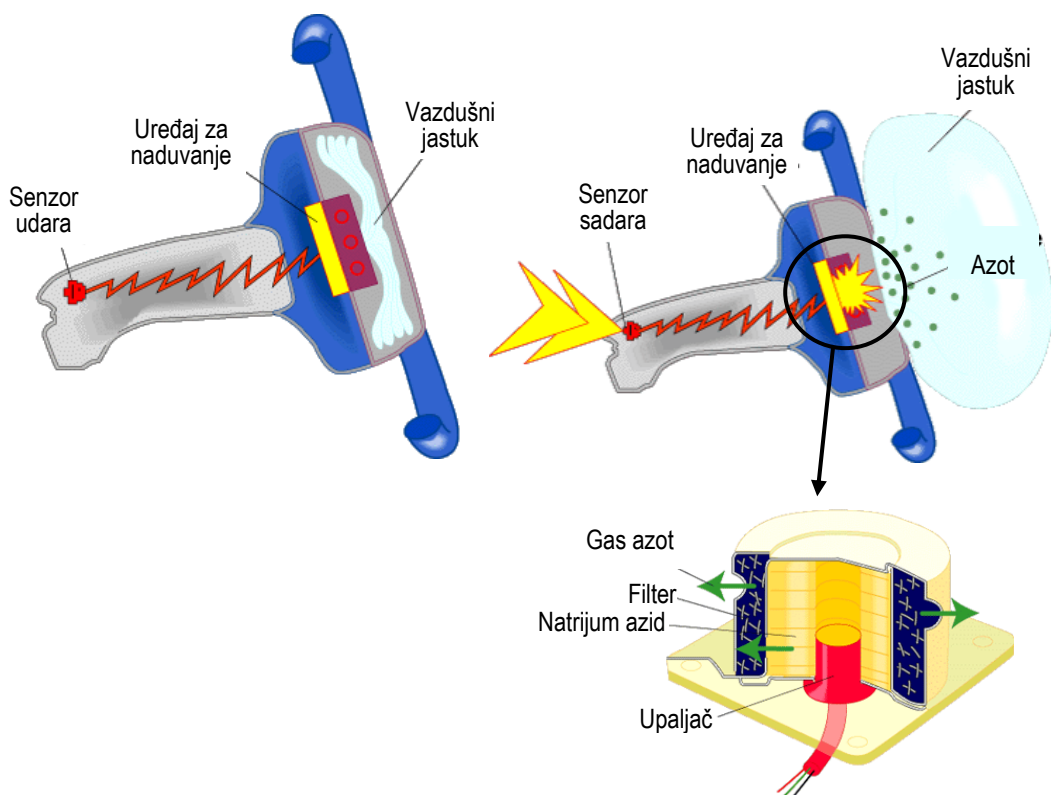
Slika 12.30 - Sedišta i pojasevi za decu



Slika 12.31 – Izgled pojaseva po novoj Ford-ovoj tehnologiji

12.2.4 Vazdušni jastuci (Air bags)

Princip funkcionisanja vazdušnih jastuka prikazan je na slici 12.32. Obično se ugrađuju dva senzora udara na delovima na strani sudara. Na primer, za prednje vazdušne jastuke smeštene u točak upravljača i u instrument tablu u zoni ispred suvozača, senzor može biti ugrađen u braniku i na pregradnom zidu između motornog i prostora za putnike. Električni impuls pali upaljač u uređaju za naduvavanje, tako da se oslobađa azot u gasovito stanju, koji u vremenu od 30 do 50 ms ispuni vazdušni jastuk i tako omogući amortizovanje udara ljudskog tela. Da bi sigurno dočekaio i zaštitio putnike vazdušni jastuk ostaje potpuno napunjen oko 0,5 sekundi a nakon toga se prazni (videti sliku 12.33a i 12.33b).



Slika 12.32 – Princip rada vazdušnog jastuka

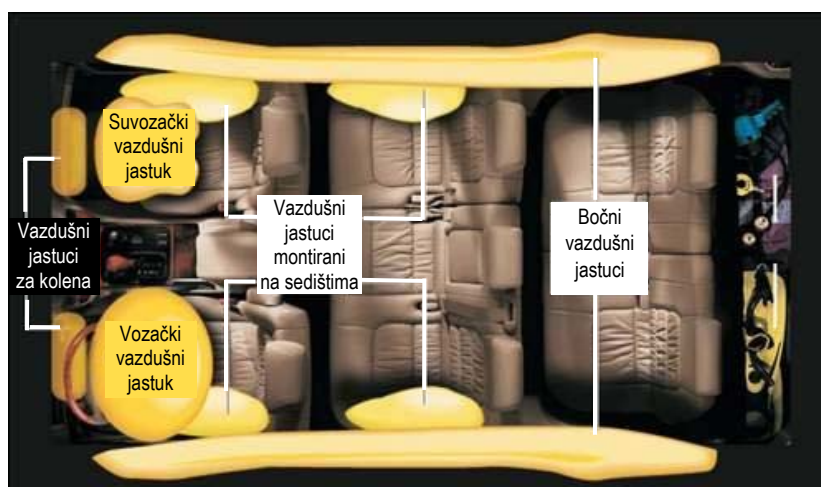


Slika 12.33 – Aktivirani vazdušni jastuk i jastuk nakon sipuštanja gasa



Slika 12.34 - Primer vozila sa aktiviranim prednjim i bočnim vazdušnim jastucima

Prvi vazdušni jastuci u serijskoj ugradnji pojavili su se kao zaštitni elementi vozila sedamdesetih godina dvadesetog veka. Od tada su tehnologije koje se koriste u proizvodnji i ugradnji vazdušnih jastuka napredovale tako da se u sadašnje vreme u neke putničke automobile kao standardna oprema ugrađuje i po deset ovih uređaja (videti sliku 12.35).



Slika 12.35 - Primer vozila sa više vazdušnih jastika

12.2.5 Delovi unutrašnjosti vozila

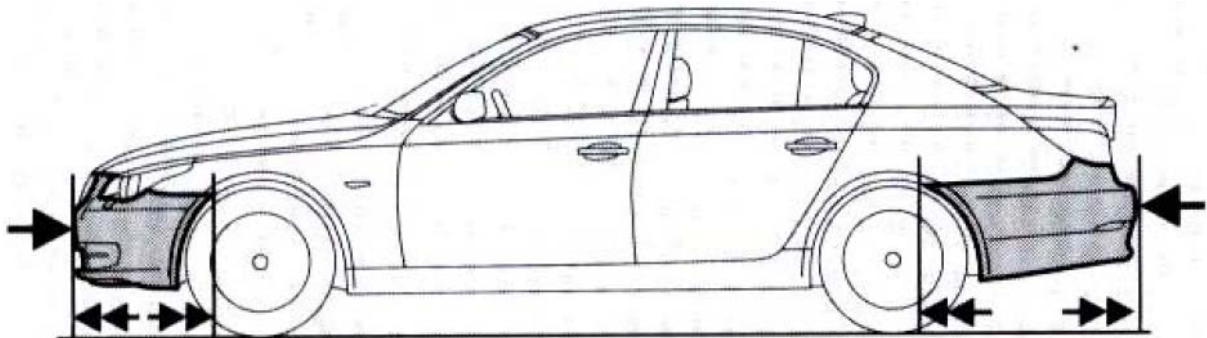
U cilju bezbednosti putnika u vozilu pri naglim kočenjima, manevrima ili pri saobraćajnim nezgodama, propisan je čitav niz obaveza o kojima se mora voditi računa pri projektovanju vozila. Na primer, Direktivom 74/60/EEC nisu dozvoljeni radijusi manji od $2,5\text{ mm}$ ni na jednom delu koji prelazi nivo instrument table. Prekidači, ručice i slično, ukoliko su izvedeni tako da su iznad nivoa instrument table za $2,5$ do $9,5\text{ mm}$ moraju imati poprečni presek od najmanje 2 cm^2 na rastojanju od $2,5\text{ mm}$ mereno od najisturenije tačke. Takođe, moraju imati zaobljene ivice radijusom od najmanje $2,5\text{ mm}$.

Brojna su ograničenja koja upućuju konstruktore da biraju materijale manje tvrdoće za obloge u unutrašnjosti vozila, kako bi se obezbedila apsorpcija eventualnih udara. Isto tako, i funkcionisanje komandi je uređeno ili međunarodnim propisima ili internim standardima i tehničkim uslovima proizvođača. Tako je, na primer, za električno podizanje stakala limitirana sila pri koj se staklo mora zaustaviti ako se deluje na njegovu gornju ivicu, a predviđen je i zastoj u podizanju na rastojanju od 2 cm od tačke potpunog zatvaranja i sl.

Osim što moraju zadovoljiti uslove funkcionalnosti, materijali od kojih su urađeni delovi vozila ne smeju biti opasni po zdravlje ljudi, a takođe, moraju biti samogasivi. To znači, u ukoliko u nekom slučaju dođe do paljenja dela urađenog od propisanog materijala, isti se mora ugastiti u predviđenom vremenskom roku, a što se sve proverava pre početka serijske proizvodnje.

12.2.6 Delovi spoljašnjosti vozila

Za bezbednost ljudi pri udaru u spoljašnji deo vozila, važno je pravilno oblikovanje karoserije vozila sa aspekta naletanja na pešaka (oblik i visina moguće udarne tačke), deformaciono ponašanje karoserije i kontaktnih površina, oblik, dimenzije i položaj branika. Takođe i sa aspekta udara vozila pri parkiranju u čvrstu prepreku, konstrukcijom, dimenzijama branika i njihovom elastičnošću postiže se da ne dođe do velikog oštećenja vozila. Prema pravilniku za branike ECE 42, nije dozvoljena deformacija i bilo kakvo oštećenje branika pri udaru brzinama manjim od 4 km/h . Isto tako oni moraju da budu dimenzionisani tako da svojom deformacijom smanje, ili ne dozvole, deformaciju karoserije, za brzine do 15 km/h [22]. Prema Direktivi 74/483/EEC radijusi ivica na braniku ne smeju biti manji od 5 mm , a radijusi ivica ostalih delova spoljašnjosti ne smeju biti ispod $2,5\text{ mm}$.



Slika 12.36 - Apsorbovanje energije deformacijom branika

Ostali delovi spoljašnosti vozila, takođe, moraju biti izvedeni tako da ne izazovu ili umanje povrede pri kontaktu vozila i pešaka. Na primer, prema Direktivi 74/483/EEC svaki ukras postavljen na vozilo, čija visina u odnosu na površinu na koju je postavljen prelazi 10 mm mora se odvojiti ili „uvući“ pod dejstvom sile od 10 daN. Ukoliko su dodati ukrasi manji od 5 mm debljine moraju imati zaobljene ivice radijusom od najmanje 2,5 mm.

12.3. OPŠTA BEZBEDNOST VOZILA (ZAŠTITA OD NEOVLAŠĆENE UPOTREBE)

Pravilnikom ECE R18 i Direktivom 74/61/EEC propisano je da svako vozilo mora imati uređaj za sprečavanje neovlašćenog korišćenja automobila.

U ove uređaje spadaju: uređaj za zaključavanje točka upravljača, kodirani ključ kojim se uspostavlja komunikacija sa upravljačkom jedinicom prilikom startovanja motora vozila, alarmni uređaji i dr.

12.4 BEZBEDNOST OKRUŽENJA OD OSTALIH UTICAJA VOZILA

Kada je automobil u pitanju, onda se aspekt bezbednosti ne može razmatrati samo u smislu zaštite ljudi koji koriste vozila i drugih učesnika u saobraćaju, već je neophodno da se sagledaju i drugi negativni uticaji koje vozilo vrši prema životnoj sredini. U ovom odeljku daje se kratak pregled sledećih uticaja ove vrste:

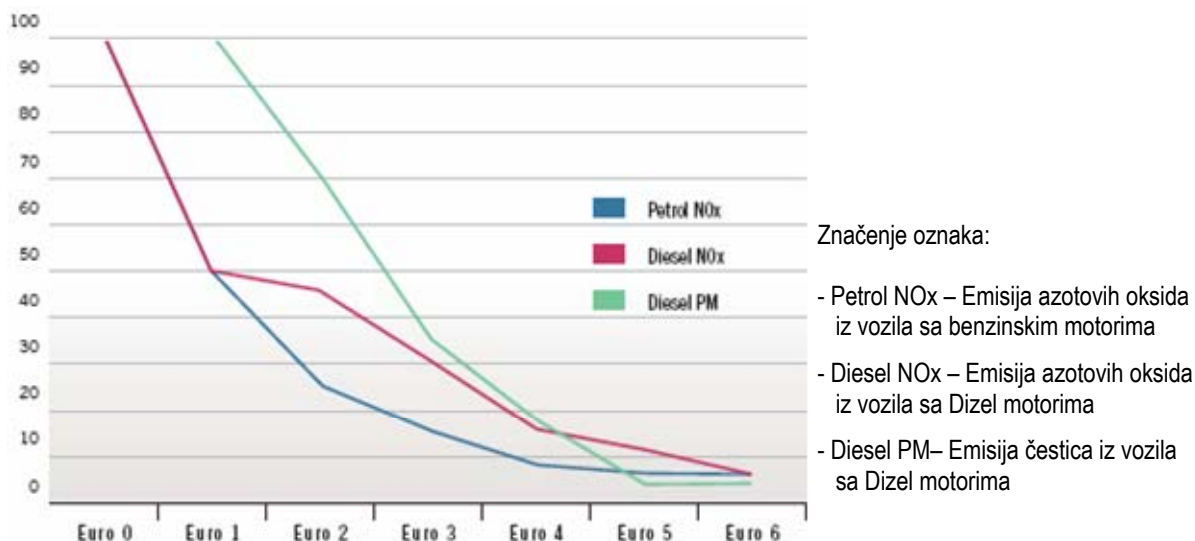
- emisija izduvnih gasova,
- buka,
- iskorišćeni automobili.

12.4.1 Emisija izduvnih gasova

Veći naponi da se očuva okolina, počeli su prvo u Sjedinjenim američkim državama, uvođenjem takozvanih kalifornijskog zakona o emisiji izduvnih gasova, još krajem sedme decenije prošlog veka. Evropska zajednica veću kampanju započela je početkom devete decenije, uvođenjem takozvanih euro normi, čije su granične vrednosti sve strožije.

Standardi za emisije Euro 5 i Euro 6 usaglašeni su u Evropskoj uniji 2006. godine. Standard Euro 5 stupio je na snagu 2009. godine, a Euro 6 će se primenjivati od 2014 godine. Njima se dalje redukuju sve vrste emisija iz vozila, uključujući ugljen-monoksid (CO), nesagorele ugljovodonike (CmHn), azotove okside (NOx) i čestice čađi (PM) i druga štetna jedinjenja koja se nalaze u izduvnim gasovima (videti Direktivu Evropske unije 715/2007). Na primer, za vozila sa dizel motorima, emisija NOx smanjiće se sa 180 mg/km (Euro 5) na 80 mg/km (Euro 6), videti sliku 12.37 [34,35].

Emisija izduvnih gasova je zakonska regulativa. U Republici Srbiji je regulisana Zakonom i Pravilnikom "Uređaji od kojih zavisi sastav i obojenost izduvnih gasova na vozilima"

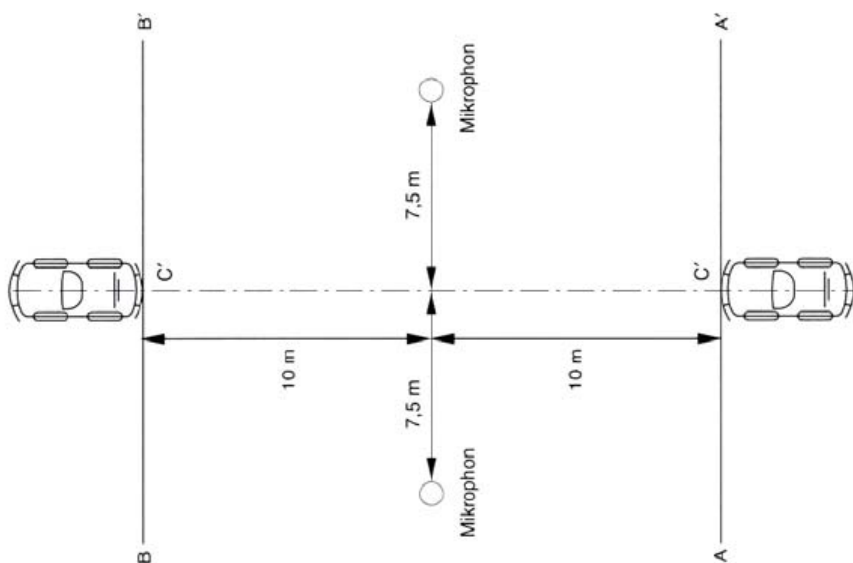


Slika 12.37 - Uporedni pregled emisija NO_x i PM putničkih vozila od Euro 0 do Euro 6

12.4.2 Buka

Nivo buke je zakonska regulativa i u Republici Srbiji je regulisana Zakonom o bezbednosti saobraćaja i Pravilnikom o tehničkim uslovima kojima moraju odgovarati pojedini uređaji na vozilima.

U poslednje dve decenije izučavanje buke se značajno razvilo, tako da se posebna pažnja posvećuje još u procesu konstrukcije vozila, a potom i prilikom proizvodnje i sklapanja sklopova. Dokaz tome je da se u poslednjoj deceniji nivo buke na autoputevima smanjio za oko 50 % uz istovremeno smanjenje, u istom procentualnom iznosu, vremena razvoja. Novoprodukovana vozila u poslednje vreme imaju nivo spoljne buke (mereno van vozila prema slici 12.38) od 70 do 74 dB (najviša vrednost za putnička vozila klase M1 prema EG normama), mada se sve češće pojavljuju vozila visoke klase, sa nivoom od oko 60 dB pri konstantnoj brzini od 100 km/h .



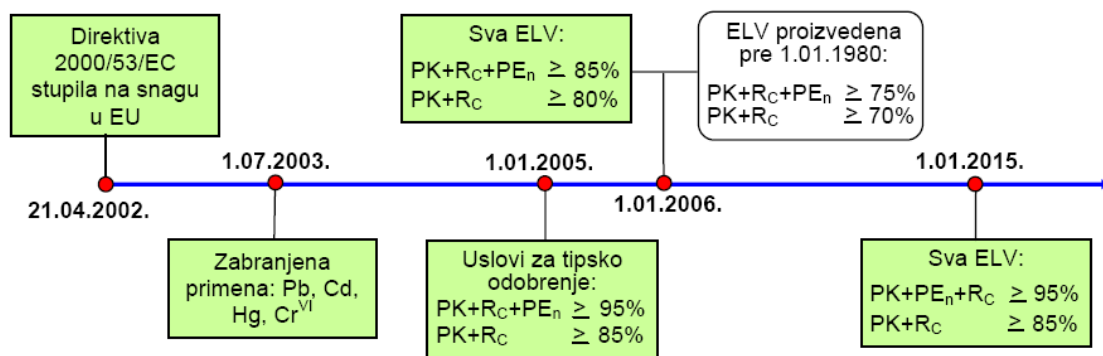
Slika 12.38 - Princip pravilnog merenja buke vozila

12.4.3 Iskorišćeni automobili

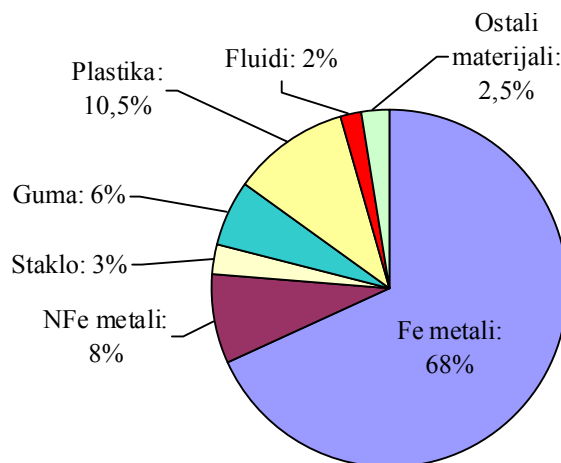
U uvodu ove knjige navedeno je da se prema dosta prihvatljivim procenama u 2010. godine u korišćenju nalazilo oko milijardu automobila. Ako je njihova prosečna težina oko 1,3 t, znači da se se svet, već sada, suočava sa oko milijardu i trista miliona tona potencijalnog otpada. Naime, sva ova vozila će jednog trenutka postati „iskorišćeni automobili“ (ELV – End of life vehicles). Stoga je veoma shvatljiva potencijalna opasnost od iskorišćenih vozla, naročito kada se zna da u njima ima i materijala koji su opasni za ljude i životnu sredinu.

Diskusija o načinu rešavanja problema sa iskorišćenim automobilima trajala je u parlamentu Evropske unije oko deset godina. Nadležna komisija razmatrala je brojne mogućnosti i limite u domenu tehnika i tehnologija, infrastrukture, ekonomičnosti i pravnih normativa. Konačno, 18.09.2000. godine usvojena je Direktiva 2000/53/EC. Prema ovoj, Direktivi u terminima kako je prikazano na slici 12.39, moraće da se obezbedi traženi obim ponovnog korišćenja materijala i delova (PK), reciklaža (RC) i povraćaj energije (PE_n).

Da se postupanje sa ELV može pretvoriti veoma korisne aktivnosti govori prosečno učešće različitih vrsta materijala u prosečnom ELV (slika 12.40). Organizovanim, sistemski rešenim tokovima materijala i informacija u postupanju sa ELV, moguće je minimizirati opasnosti od ove vrste otpada i obezbediti koristi u pogledu zaštite životne okoline, štednje prirodnih sirovinskih i energetskih resursa.



Slika 12.39 - Ilustracija ključnih termina i limita Direktive 2000/53/EC [36]



Slika 12.40 - Prosečno učešće različitih vrsta materijala u prosečnom ELV [37]

13. LITERATURA

- [1] Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles, 2010 Production Statistics, www.oica.net/category/production-statistics/, Paris, 22.07.2011
- [2] John Sousanis, World Vehicle Population Tops 1 Billion Units, WardsAuto.com, Aug 15, 2011. wardsauto.com/ar/world_vehicle_population_110815/, 10.09.2011.
- [3] Stefanović A., *Drumska vozila - osnovi konstrukcije*, Mašinski fakultet u Nišu-Centar za motore i motorna vozila, Niš, 2010.
- [4] Setright, L. J. K., *Drive On!: A Social History of the Motor Car*, ISBN 1-86207-698-7, Granta Books, London, UK, 2004
- [5] The Brooklands Society, Richard Trevithick 1803 London steam carriage, Archived from the original on 2007-12-31. Brookland, UK ,Retrieved 2008-01-24.
- [6] Seidel, Winfried A., *Carl Benz : eine badische Geschichte ; die Vision vom "pferdelosen Wagen" verändert die Welt*. Weinheim: Ed. Diesbach. ISBN 3-936468-29-X., D, 2005
- [7] Stein R., *The Automobile Book*, Paul Hamlyn Ltd., London, UK, 1967
- [8] Zakon o bezbednosti saobraćaja na putevima, Službeni glasnik RS, br. 41/09 i 53/10
- [9] Pravilnik o podeli motornih i priključnih vozila i tehničkim uslovima za vozila u saobraćaju na putevima, Službeni glasnik RS, br. 69/10
- [10] The Commission of The European Communities, Commission Directive 2001/116/EC adapting to technical progress Council Directive 70/156/EEC on the approximation of the laws of the Member States relating to the type-approval of motor vehicles and their trailers, Official Journal of the European Communities, L 18/1, 21.1.2002
- [11] The Rotary Engine Cycle, www.rotaryengineillustrated.com/how-a-wankel-rotary-engine-works/the-cycle-intake-compression-ignition-ex-9.html, 12.09.2011
- [12] American Stirling Company, www.stirlingengine.com/faq, 12.09.2011
- [13] Tesla Motors, www.teslamotors.com/models/technology
- [14] U.S. Environmental Protection Agency, Fuel Cell Vehicles, www.fueleconomy.gov/feg/fuelcell.shtml, 14.10.2011
- [15] Gento G., Morello L., *The Automotive Chassis, Volume 1: Components design*, Springer, Berlin, 2009
- [16] NHTSA Tire Fuel Efficiency Consumer Information Program Development: Phase 2 – Effects of Tire Rolling Resistance Levels on Traction, Treadwear, and Vehicle Fuel Economy, National Technical Information Service, Springfield, Virginia, USA, August 2009
- [17] FTN Novi Sad, Katedra za motore i vozila, *Mehanika kotrljanja točka*, <http://tkdv.files.wordpress.com/2011/03/p01-kotrljanje-elasticnog-tocka-i-otpor-kotrljanja.pdf>, maj 2011.
- [18] Mitunevicius V., Nagurnas S., Unarski J., Wach W., Research of car braking in winter conditions, Proceedings of the 6th International Scientific Conference Transbaltica, Vilnius, Lithuania, 2009

- [19] Solmaz S., Akar M., Shorten R, Online Center of Gravity Estimation in Automotive Vehicles using Multiple Models and Switching, Ninth International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision (ICARCV 2006), Singapore, December 2006
- [20] Boris Stojić, Teorija kretanja drumskih vozila, Skripta, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, februar 2011.
- [21] Dušan Simić, Motorna vozila, Naučna knjiga, Beograd, 1988.
- [22] Janković A., Aleksandrović B., Sistemi aktivne bezbednosti na vozilu, Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac, 2011
- [23] Toyota, Car safety, <http://www.toyota.com.au/corolla/features/car-safety>
- [24] BOSCH, Market development, www.bosch-esperience.co.uk/uk/language1/market_development.htm
- [25] Wang J., Wang W., Linear Electromagnetic Actuation System for Active Vehicle Suspension, The University of Sheffield, Sheffield 2011.
- [26] Pravilniku o podeli motornih i priključnih vozila i tehničkim uslovima za vozila u saobraćaju na putevima, Službeni glasnik RS, br. 69/10
- [27] European Council, Directive 77/649/EEC - Field of vision of motor vehicle drivers, Brussels, 27 September 1977
- [28] European Parliament and Council, Directive 2003/97/EC - Devices for indirect vision and of vehicles equipped with these devices, Brussell, 10 November 2003
- [29] Aleksandra Janković, Sigurnost automobila i putnika i smanjivanje posledica nesreća, Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac, 2011.
- [30] Jovanka Lukić, Ergonomija motornih vozila, Mašinski fakultet, Kragujevac, 2008.
- [31] Gale Z, Ford Using Motion-Capture Tech to Help Improve Ergonomics, Design, Motor Trend, December 23 2009
- [32] Automobiles Review.com., Euro Car Body Award for the Audi Q5 www.automobilesreview.com/auto-news/euro-car-body-award-for-the-audi-q5/7479/
- [33] Lorenzo Morello, Lorenzo Rosti Rossini, Giuseppe Pia, Andrea Tonoli, The Automotive Body – Volume II: System Design, Springer Dordrecht, Haidelberg London New York, 2011
- [34] European Automobile Manufacturers Association (ACEA), Air Quality: Cost-effectiveness must guide progress, Brussels, 2011
- [35] The European Parliament and of The Council, Regulation No 715/2007, Official Journal of the European Union L 171/1, 29.6.2007
- [36] Đorđević M., Systematic Solutions for Treatment of End of Life Vehicles, EAEC – European Automotive Congress, Cooperative European Automotive Engineering, JUMV, CD-EE01, str. 1. - 16., 30. Beograd, Maj. -1. Jun 2005.
- [37] Đorđević M., Kokić M., Djordjević N., Some methods for materials and energy recovery from automotive shredder residue, International Congress Motor Vehicles & Motors 2008 “Sustainable Development of Automotive Industry”, Paper code MVM20080029, Kragujevac, October 8th - 10th, 2008