



МОТОРНА ВОЗИЛА

Предметни наставник

Др Бранислав Александровић, дипл. инж.

професор струковних студија

Асистент

Васиљевић Саша, маст. инж. маш.

Статус предмета и опште информације о предмету МОТОРНА ВОЗИЛА

Статус предмета: ИЗБОРНИ ПРЕДМЕТ

НАЧИН ПОЛАГАЊА ЗАВРШНОГ ИСПИТА
УСМЕНО ПОЛАГАЊЕ

Број ЕСПБ: 6

УСЛОВ ЗА СЛУШАЊЕ ИСПИТА:

-

НАСТАВА ИЗ ПРЕДМЕТА МОТОРНА ВОЗИЛА

ТЕОРИЈСКА НАСТАВА

ПРАКТИЧНА НАСТАВА

2

+

2

УСЛОВ ЗА ПОЛАГАЊЕ ИСПИТА И ПРЕДИСПИТНЕ ОБАВЕЗЕ

Активност у току предавања

5 ПОЕНА

Практична настава

5 ПОЕНА

Колоквијум-и

20 ПОЕНА

Семинар-и

20 ПОЕНА

МИНИМАЛАН БРОЈ ПОЕНА ПОТРЕБАН ЗА ИЗЛАЗАК НА ИСПИТ ЈЕ 30!

ЗАВРШНИ ИСПИТ СЕ ПОЛАЖЕ УСМЕНО И МАКСИМАЛАН БРОЈ ПОЕНА НА УСМЕНОМ
ИСПИТУ ЈЕ 50 ПОЕНА!

ЦИЉ И ИСХОД ПРЕДМЕТА МОТОРНА ВОЗИЛА

ЦИЉ ПРЕДМЕТА

СТИЦАЊЕ ЗНАЊА О ДРУМСКИМ МОТОРНИМ ВОЗИЛИМА (ВРСТЕ, ДИНАМИКА И ПОНАШАЊЕ У ВОЖЊИ КОНСТРУКЦИОНЕ, ЕКСПЛОАТАЦИОНЕ И БЕЗБЕДНОСНЕ КАРАКТЕРИТИКЕ И ФУНКЦИОНИСАЊУ ОСНОВНИХ СИСТЕМА), ИНЖЕЊЕРСКА АНАЛИЗА КАРАКТЕРИСТИКА ВОЗИЛА, РЕШАВАЊА БЕЗБЕДНОСНИХ ПРОБЛЕМА ВОЗИЛА, ИЗВОЂЕЊА ЛАБОРАТОРИЈСКИХ И ПУТНИХ ИСПИТИВАЊА И ОРГАНИЗОВАЊА ТРАНСПОРТА

ИСХОД ПРЕДМЕТА

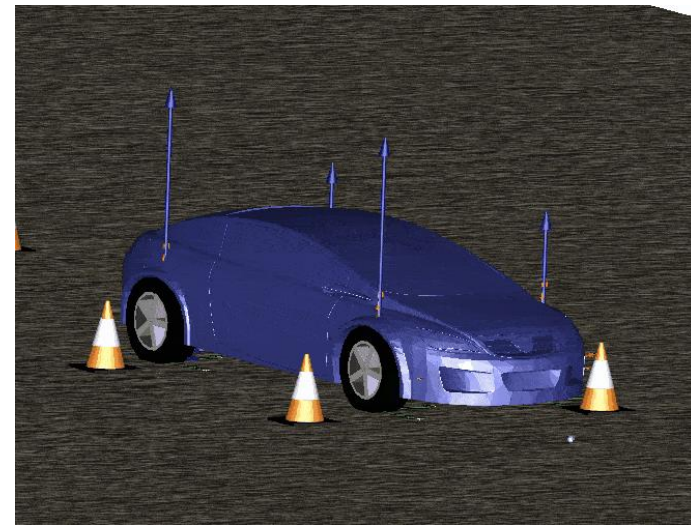
Студент разуме функционисање савременог возила и решава инжењерске проблеме из кретања, експлоатације и безбедности друмских моторних возила.

ТЕМАТСКЕ ЦЕЛИНЕ У ЦИЉУ ПОСТИЗАЊА ИСХОДА И ЦИЉЕВА ПРЕДМЕТА

Историјски развој друмских моторних возила.



Динамичке реакција точка.



ТЕМАТСКЕ ЦЕЛИНЕ У ЦИЉУ ПОСТИЗАЊА ИСХОДА И ЦИЉЕВА ПРЕДМЕТА

Стабилност возила.



Дефиниције возила и поделе.



ТЕМАТСКЕ ЦЕЛИНЕ У ЦИЉУ ПОСТИЗАЊА ИСХОДА И ЦИЉЕВА ПРЕДМЕТА

Котрљање точка аутомобила и кочење аутомобила.



Управљање аутомобила.

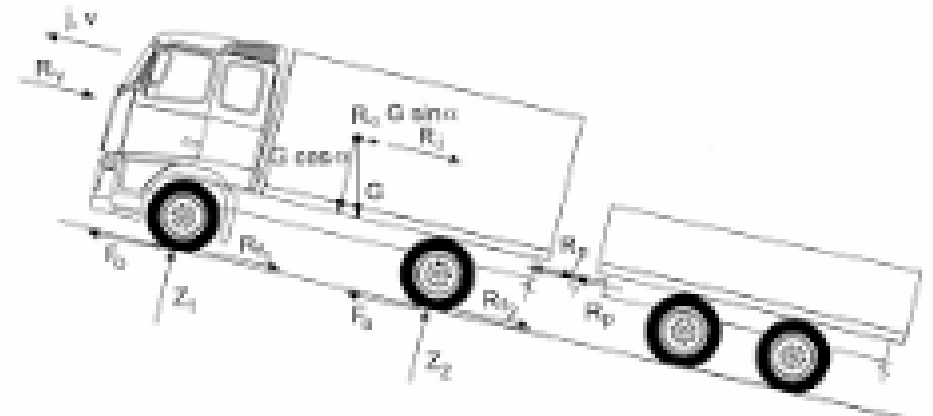


ТЕМАТСКЕ ЦЕЛИНЕ У ЦИЉУ ПОСТИЗАЊА ИСХОДА И ЦИЉЕВА ПРЕДМЕТА

Безбедност аутомобила.



Силе отпора при кретању аутомобила



Практична настава – аудиторне вежбе из предмета

МОТОРНА ВОЗИЛА

Решавање практичних задатака из области отпора при кретању возила

Решавање практичних задатака из области динамичких реакција тла

Решавање практичних задатака из области расподеле маса и тежишта возила

Израда семинарског рада и презентирање резултата семинарског рада.

Приказ практичних примера.

ИТД.

Препоручена литература

Ђорђевић М., Друмска моторна возила, Висока техничка школа струковних студија, Крагујевац, 2011, наставна публикација-скрипта.

Симић Д.; Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988.

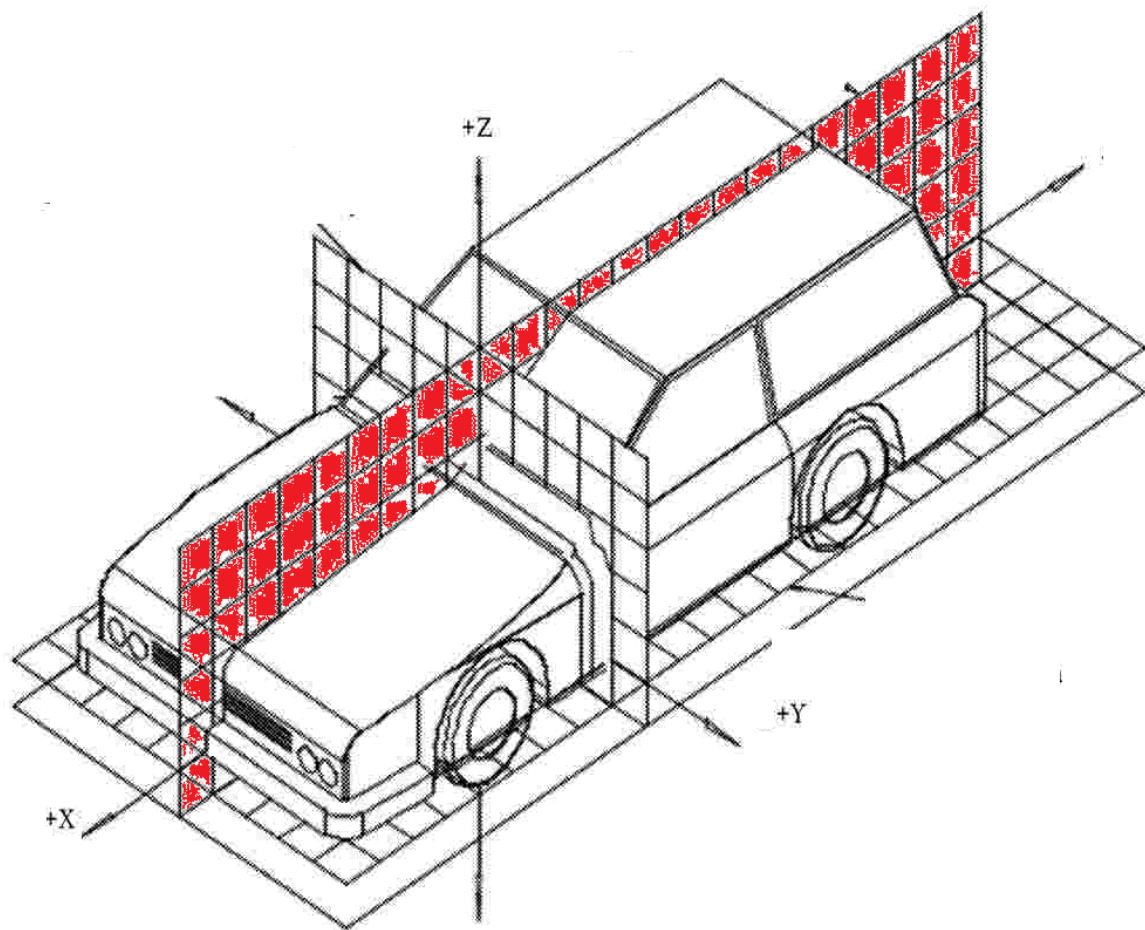
Јанићијевић Н., Јанковић Д., Тодоровић Ј.: Конструкција моторних возила, Машински факултет, Београд, 2000.

За израду семинарских радова и едукацију могуће је користити и другу литературу везану за МОТОРНА ВОЗИЛА.

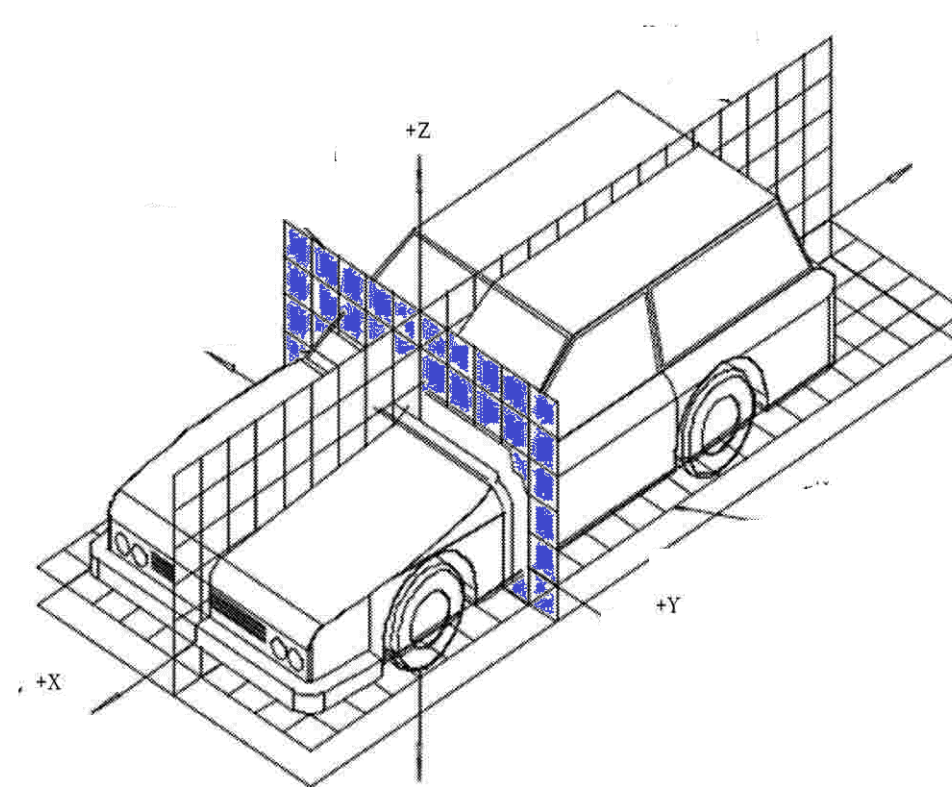
ТЕЖИШТЕ ВОЗИЛА
И РАСПОДЕЛА
ТЕЖИНА

Можемо посматрати у

Подужној равни возила



Попречној равни возила



Возило представља сложен механички систем који се састоји од више целина, оптерећен не само сопственом масом, већ и масом путника и терета који превози. Сваки од наведених елемената има сопствено тежиште, тако да јединствено тежиште возила заправо представља место деловања резултанте свих појединачних сила тежине, које се одређује према правилима статике.

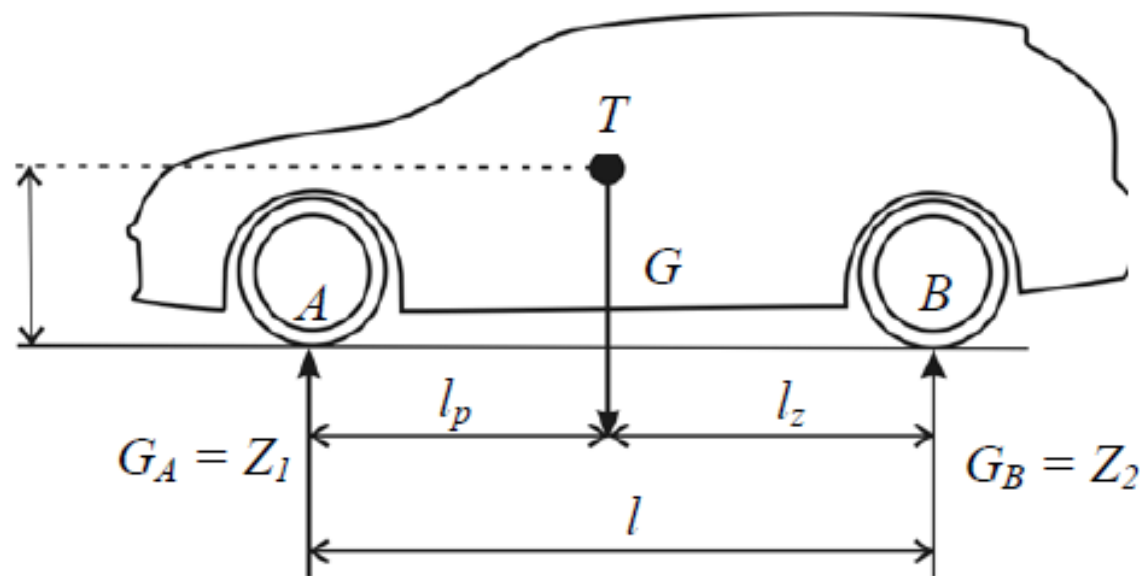
Понашања возила на путу, управљање, његове перформансе, али и понашање у току саобраћане незгоде, значајно су повезани са положајем тежишта возила. Стога произвођачи аутомобила у фази развоја врше мерења, али се ови подаци најчешће односе на празно возило са познатим распоредом оптерећења. Међутим, током коришћења возила распоред маса по основу положаја путника и терета може бити променљив. Сходно томе, када се оптерећење возила мења, долази и до промене положаја његовог тежишта. Стога произвођачи узимају ту чињеницу у обзир и врше бројна сложена путна испитивања и провере.

Код путничких возила, маса путника односно терета у односу на масу возила је обично таква да се промена положаја тежишта при промени оптерећења може занемарити, што није случај код теретних возила, где су разлике у маси празног и оптерећеног возила знатне.

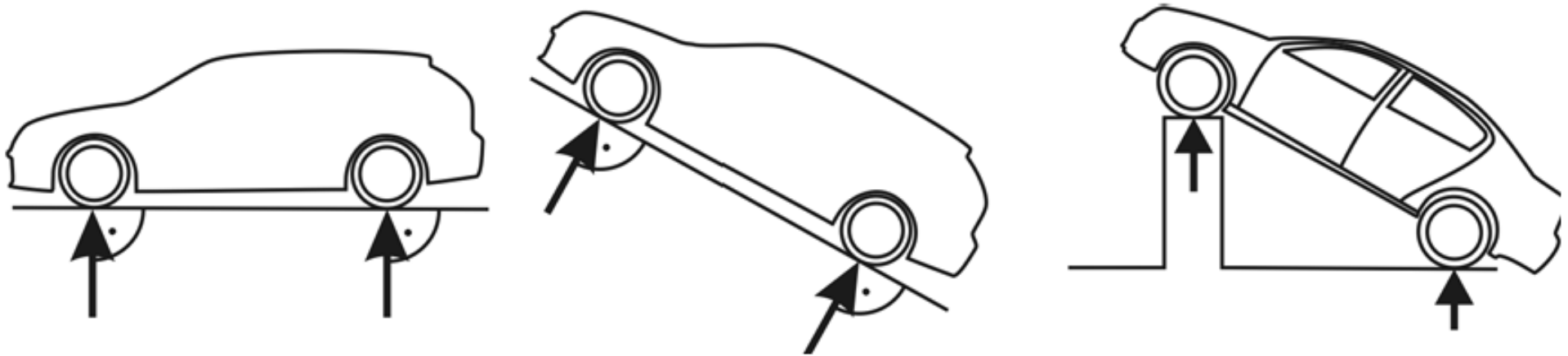
- За возило на хоризонталној подлози, изрази момената за тачке В и А су:

$$\Sigma M_B = 0 \Rightarrow Z_1 \cdot l - G \cdot l_z = 0 \Rightarrow Z_1 = \frac{G \cdot l_z}{l} = G_A$$

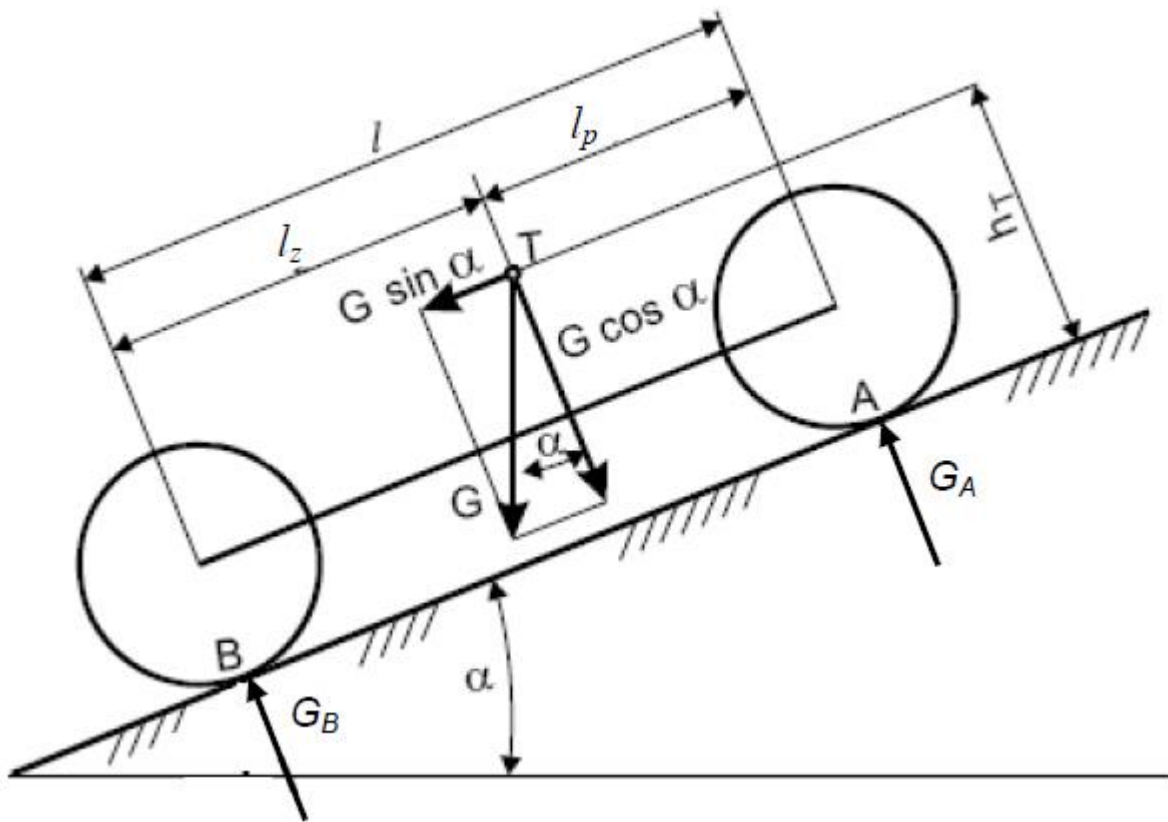
$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow Z_2 \cdot l - G \cdot l_p = 0 \Rightarrow Z_2 = \frac{G \cdot l_p}{l} = G_B$$



Осовинске реакције су по својој природи
увек нормалне на подлогу!



За возило са четири точка на успону под углом α , на основу једначина момената за тачке А и В реакције тла G_A и G_B су:



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

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

Одређивање координата тежишта

За случај класичног возила (две осовине, 4 точка), а на основу претходно приказаних израза добијају се следеће релације:

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

Величине „ l_p “ и „ l_z “ називају се подужне координате тежишта. Ове координате се могу најједноставније одредити мерењем тежина G_A , G_B и G аутомобила који је постављен на хоризонталној равни. При томе се предњи део, задњи део, односно цео аутомобил ослања на вагу која је у нивоу хоризонталног тла.

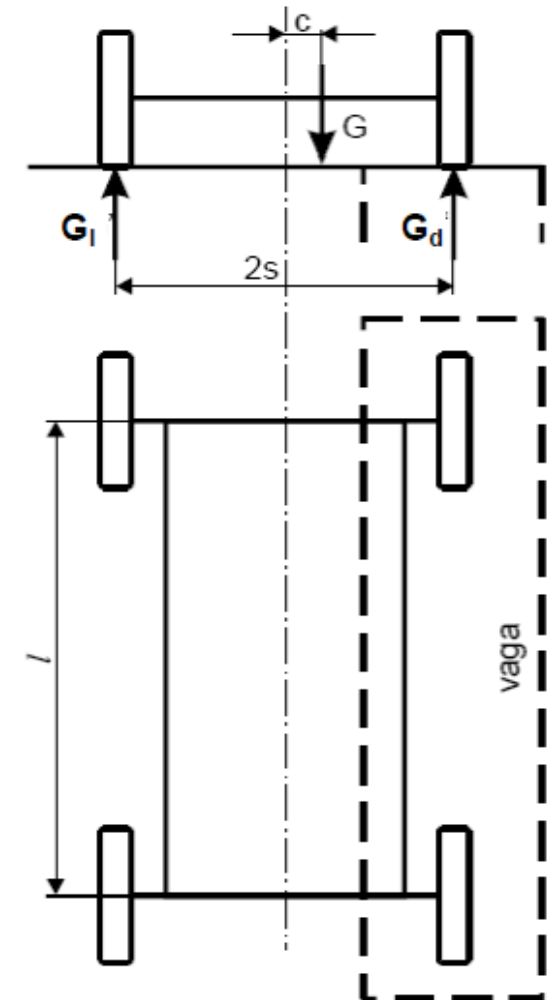
Трећа координата „с“, одређује се, такође, мерењем тежина према слици испод. Возило се једном страном ослања на хоризонталну подлогу док му је друга страна на ваги. На тај начин се одређују статичке реакције тла које делују на леве (G_l) и десне (G_d) точкове аутомобила.

- Из моментне једначине:

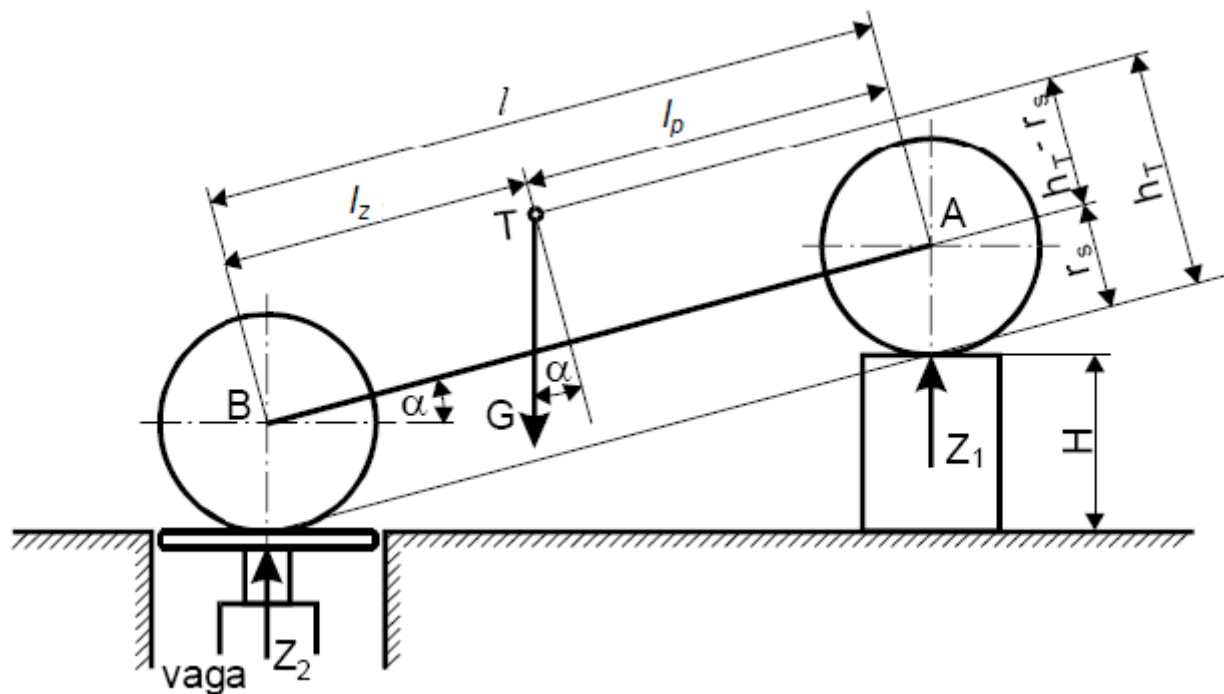
$$G_d \cdot 2 \cdot s - G(s + c) = 0$$

- Следи:

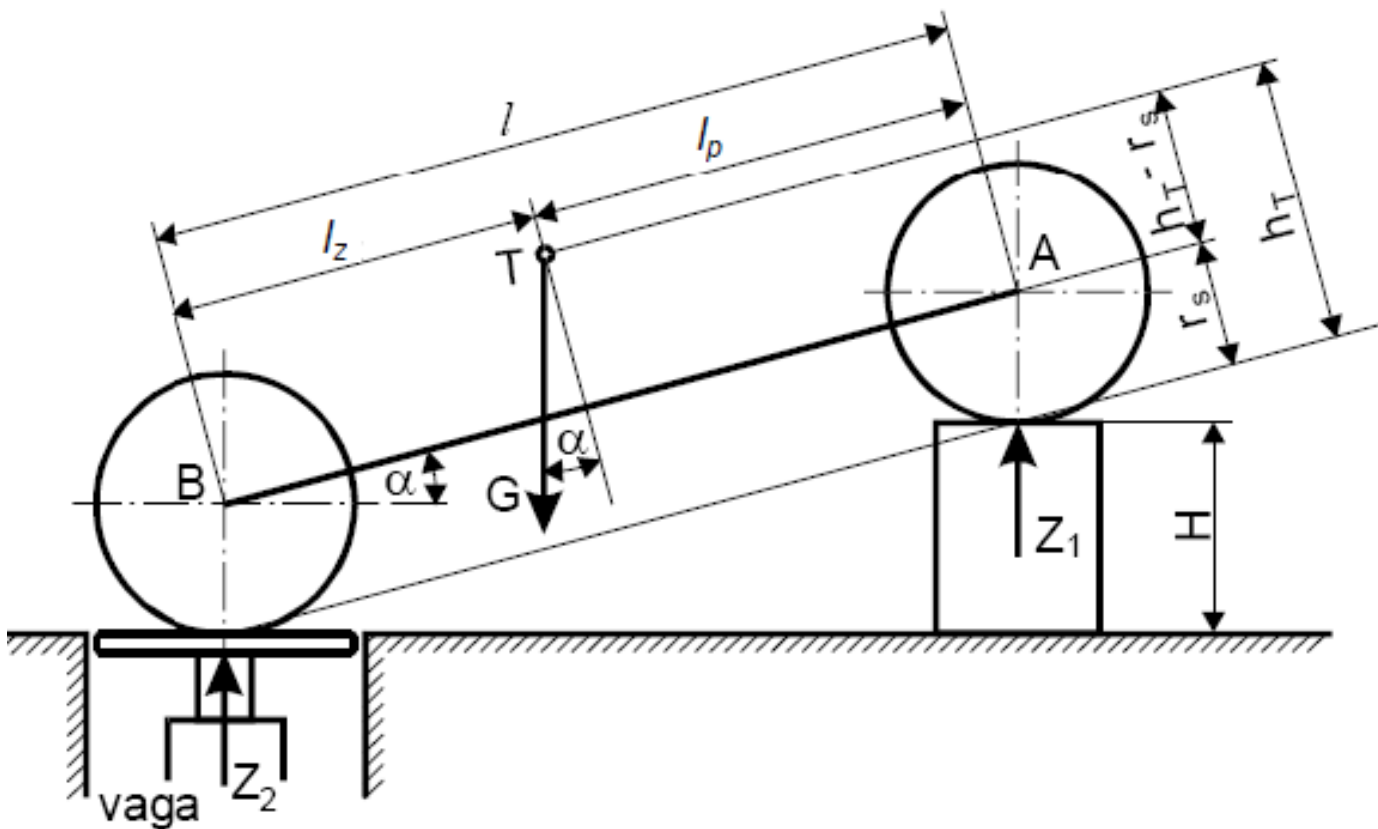
$$c = \left(2 \cdot \frac{G_d}{G} - 1 \right) \cdot s$$



Одређивање висине тежишта h_T изнад хоризонталне подлоге обично се врши мерењем једног дела аутомобила (предњег или задњег), при подизању другог. Аутомобил се једним својим крајем навезе на вагу која чини део хоризонталне подлоге, а други део се ослања на хоризонталну подлогу. Сада се „блокира“ огибљење, па се део који је ван ваге подигне на одређену висину H која може лако да се измери. На следећој слици приказано је мерење када су подигнути предњи тоčkови.



На приказаној слици са l_p означено је растојање предње осовине од тежишта, а са l_z растојање од тежишта до осовине задњег точка.



Из услова равнотеже у односу на предњу осовину (A) имамо:

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

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

$$h_T = r_s + \frac{l}{G} \frac{Z_2 - G_B}{\operatorname{tg} \alpha}$$

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

ВУЧНЕ СИЛЕ

- Приликом кретања возила, на тачкове истог, дејствују силе реакције тла, које своје дејство, зависно од тога да ли је кретање праволинијско или по некој криволинијској путањи, испољавају у сва три правца:
 - хоризонталне или тангенцијалне силе на месту контакта са подлогом X_i
 - вертикалне Z_i
 - бочне Y_i

Класични аутомобил са две осовине имао би следеће реакције тла:

- на предњој осовини X_1 , Y_1 и Z_1 ,
- на задњој осовини X_2 , Y_2 и Z_2 .



- Наведене силе настају као реакције тла на дејство сила од стране возила:
 - тежина возила G
 - вучна сила на точку F_o (обимна сила), настала као последица доведеног вучног обртног момента на погонске точкове:

$$F_o = \frac{M_o}{r_d}$$

На возило делују следеће силе које треба у збиру да буду мање од вучне силе:

- силе отпора при котрљању R_f
- силе отпора ваздуха R_v
- силе отпора при успону R_α
- отпор инерцијалних сила R_i
- сила отпора вуче приколице R_p

Од напред наведених сила, сила отпора котрљању дејствује у равни тла, тако да нема посебног утицаја на оптерећење осовина.

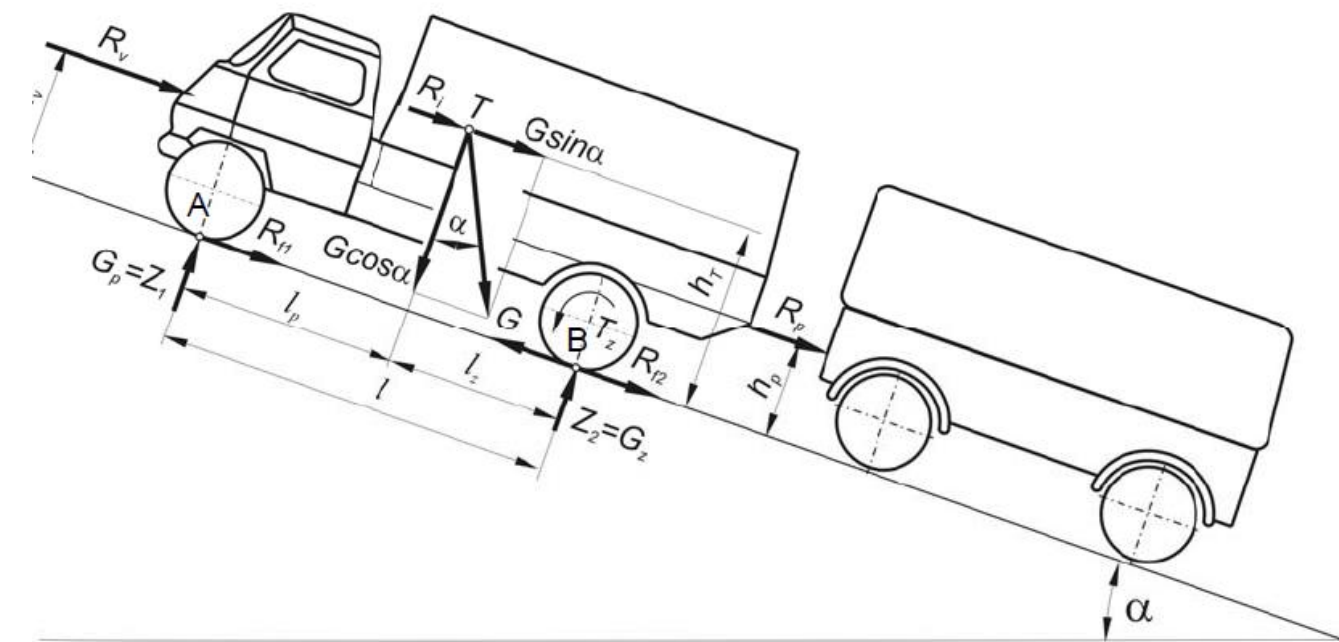
На основу слике, следи да су силе и моменти који дејствују на возило:

- У правцу кретања возила

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

- У правцу нормално на тло

$$G \cos \alpha = Z_1 + Z_2$$

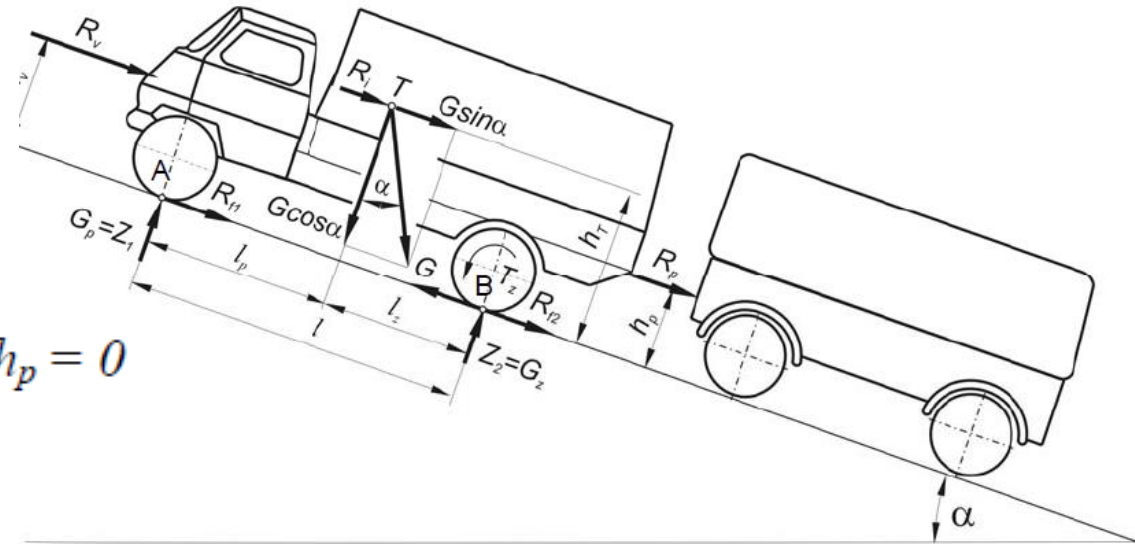


Сума момената за тачку ослоња предњих точкова (A):

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

Сума момената за тачку ослоња задњих точкова (B):

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



Следи да су реакције тла:

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

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

$(h_T \approx h_v \approx h_p)$

$$Z_1 = \frac{l_z}{l} G \cos \alpha - \frac{h_T}{l} (F_o - R_f)$$

$$Z_2 = \frac{l_p}{l} G \cos \alpha - \frac{h_T}{l} (F_o - R_f)$$

НАЈВЕЋЕ ВУЧНЕ СИЛЕ НА ТОЧКОВИМА И РЕАКЦИЈЕ ТЛА

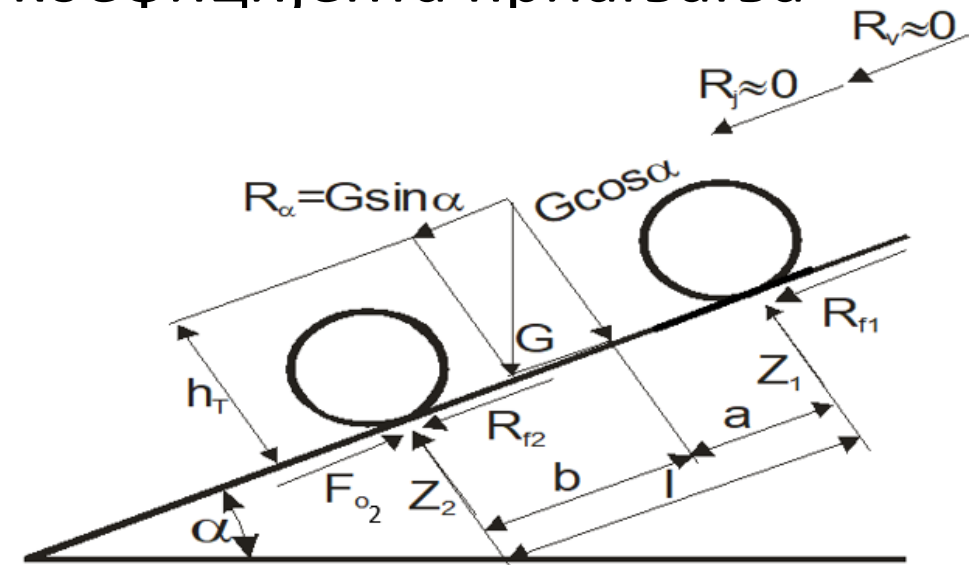
Погон на задњим точковима

- Максимална тангенцијална реакција погонских точкова може да достигне вредност:

$$F_o \approx X_2 \approx Z_2 \cdot \varphi$$

- Заменом познатих чланова реакција тла и коефицијента приањања добија се:

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



НАЈВЕЋЕ ВУЧНЕ СИЛЕ НА ТОЧКОВИМА И РЕАКЦИЈЕ ТЛА

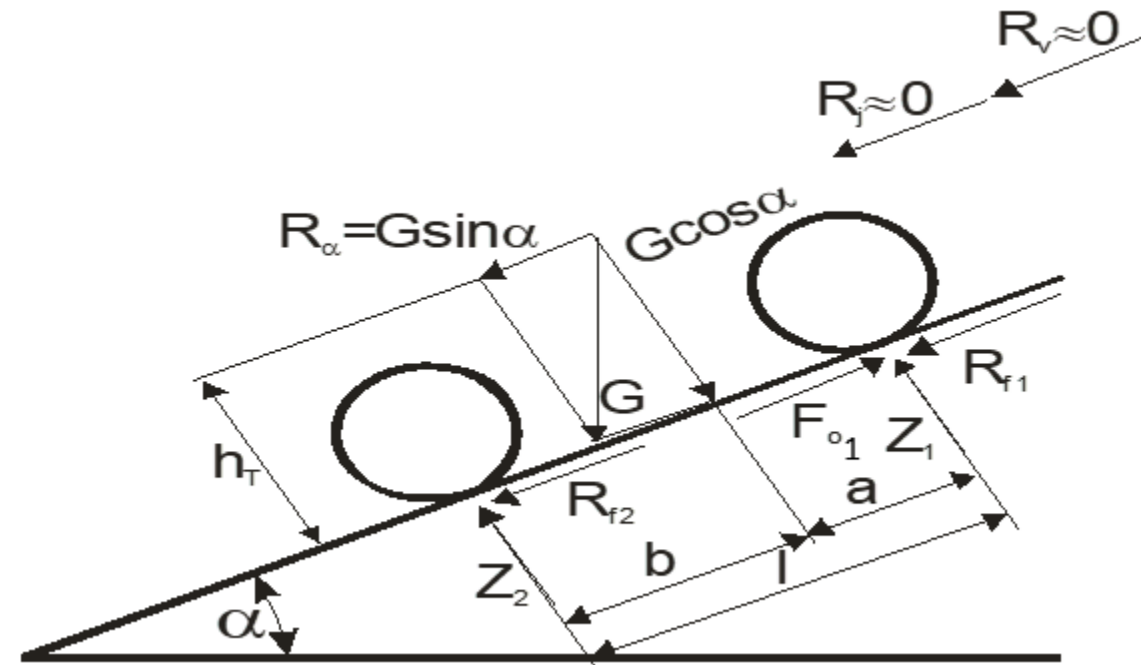
Погон на предњим точковима

- Аналогно претходном добија се:

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

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

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

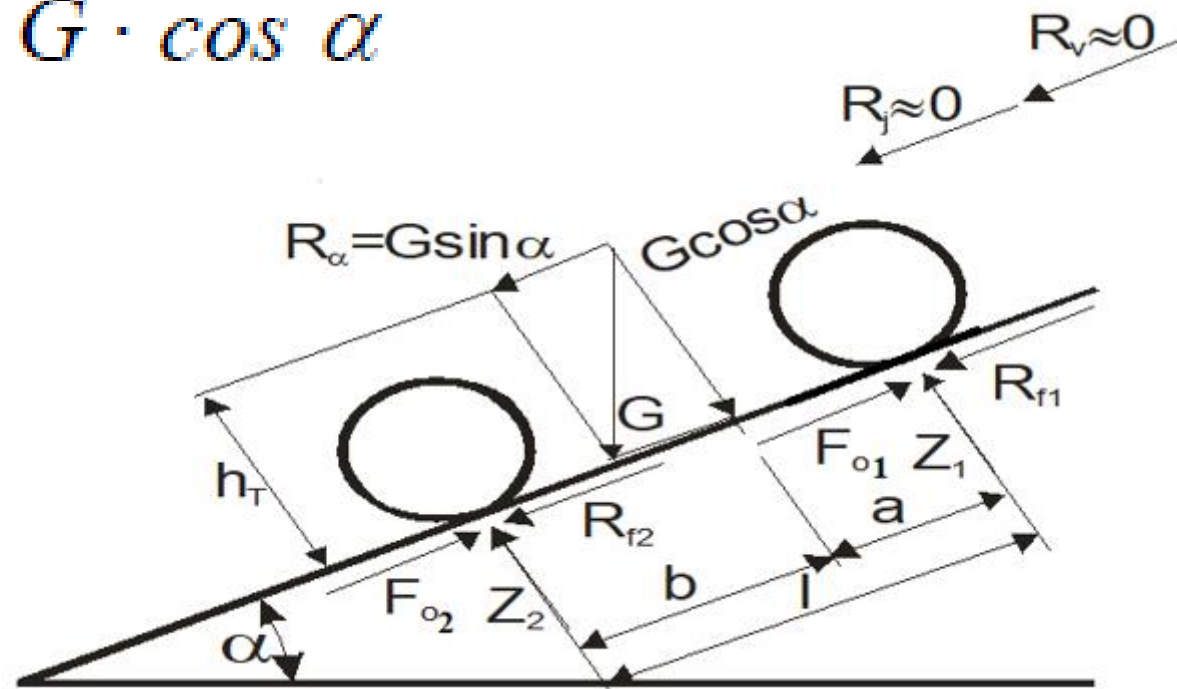


НАЈВЕЋЕ ВУЧНЕ СИЛЕ НА ТОЧКОВИМА И РЕАКЦИЈЕ ТЛА

Погон на сва четири точка:

- У овом случају највећа вучна сила износи:

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



ГРАНИЧНЕ ВРЕДНОСТИ КРЕТАЊА

- Граничне вредности кретања возила могу да се посматрају са два аспекта:
 - да ли уграђени мотор може да развије довољну снагу за савладавање отпора кретању
 - које су максималне вредности вучних сила са аспекта преношења истих од точка на коловоз, односно која је највећа адхезиона сила која може да се оствари при контакту точка и коловоза.

Максимална брзина

Максимални могући успон

Максималано убрзање

$$R_v \approx 0$$

$$Ri=0$$

Максимални могући успон

Погон на задњим точковима

$$\operatorname{tg} \alpha = \varphi \frac{l_p - h_T \cdot f}{l - h_T \cdot \varphi} - f$$

→

$$p[\%] = 100 \frac{\varphi \cdot l_p - l \cdot f}{l - h_T \cdot \varphi}$$

Погон на предњим
точковима

$$\operatorname{tg} \alpha = \varphi \frac{l_z + h_T \cdot f}{l + h_T \cdot \varphi} - f$$

→

$$p[\%] = 100 \frac{\varphi \cdot l_z - l \cdot f}{l + h_T \cdot \varphi}$$

Погон на сва четири точка

$$\operatorname{tg} \alpha = \varphi - f$$

→

$$p[\%] = 100(\varphi - f)$$

Максимална могућа брзина возила

$$R\alpha = Ri = 0$$

Погон на задњим точковима

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

Погон на предњим
точковима

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

Погон на сва четири точка

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

Максимално могуће убрзање возила

$$R_v \approx 0$$

$$R_\alpha \approx 0$$

Погон на задњим точковима

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

Погон на предњим
точковима

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

Погон на сва четири точка

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

СИЛЕ ОТПОРА ПРИ КРЕТАЊУ ВОЗИЛА

У најопштијем случају силе отпора које дејствују на возило у кретању могу се поделити на унутрашње и спољашње силе отпора. Под унутрашњим силама отпора подразумевају се све силе које дејствују при преносу снаге од мотора до точка, како инерционе, тако и силе трења елемената трансмисије. Стога се ове силе отпора и зову унутрашњим силама. Њихово дејство се може са довољном тачношћу апроксимирати степеном корисности трансмисије, тако да ће се у даљем разматрању узимати као ефективна сила вуче, она која се добија на погонским точковима возила.

Спољашње силе отпора се могу поделити на:

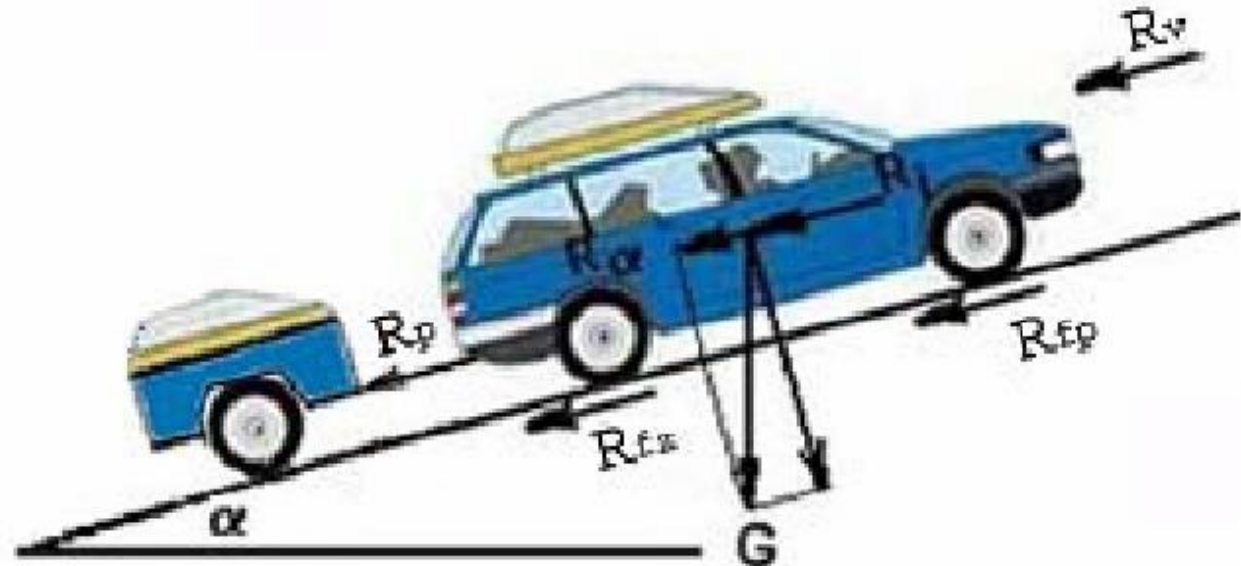
- Силе отпора при кретању возила из места
- Силе отпора при стационарном и нестационарном кретању

Силе отпора при кретању возила из стања мировања (покретање возила из места) зависе од стања коловоза, пнеуматика и масе возила, а потичу од пластичних и еластичних деформација подлоге, еластичних деформација точкова и инерционих сила као и силе отпора убрзању.

- Пример општег случаја:

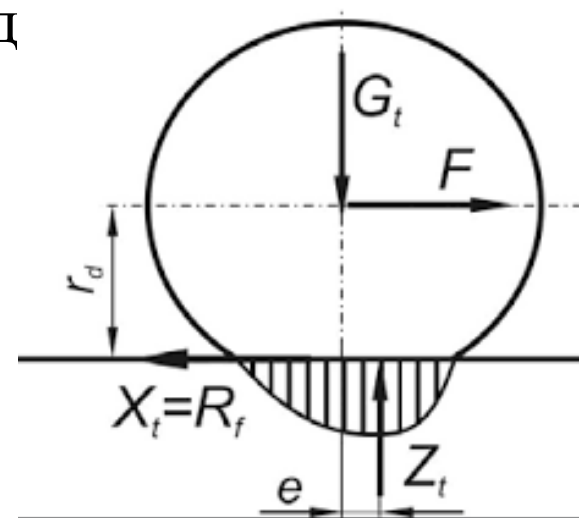
- За општи случај се претпостави кретање возила устаљеном брзином, на успону, а возило вуче приколицу. Кретању возила се супротстављају следеће силе отпора:

- силе отпора при котрљању R_f
- силе отпора ваздуха R_v
- силе отпора од успона R_α
- отпор инерцијалних сила R_i
- сила отпора вуче приколице R_p



СИЛА ОТПОРА ПРИ КОТРЉАЊУ, R_f

- Приликом разматрања котрљања еластичног точка по тврдој подлози закључено је да се активној сили, која проузрокује котрљање, супротставља сила отпора котрљању која је резултат појединачно ангажованих сила на савлађивању отпора услед:
 - унутрашњег трења у пнеуматику (при деформацијама),
 - клизања елемената пнеуматика по површини котрљања,
 - контакт („лепљење“) пнеуматика о површину котрљања итд



СИЛА ОТПОРА ПРИ КОТРЉАЊУ, R_f

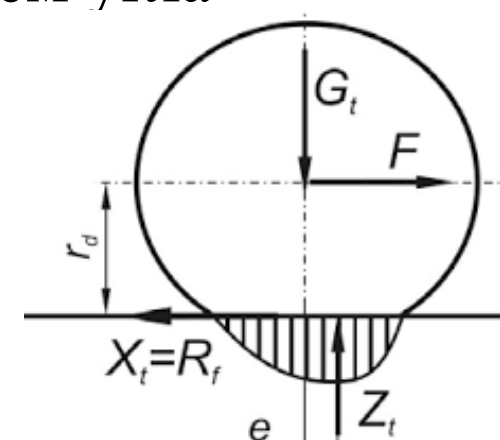
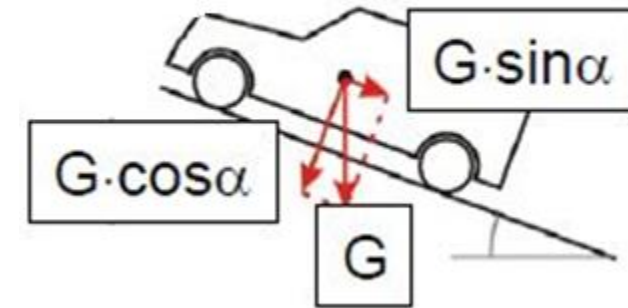
Укупна сила отпора при котрљању точкова аутомобила по хоризонталном тлу је:

$$R_f = f \cdot \Sigma Z_T = f \cdot G$$

За кретање аутомобила на успону, укупни отпор при котрљању:

$$R_f = f \cdot G \cos \alpha$$

где је производ $G \cos \alpha$ једнак збиру нормалних реакција тла које дејствују на точкове аутомобила. Очигледно је да се са повећањем угла нагиба подлоге смањује сила отпора при котрљању.



СИЛА ОТПОРА ПРИ КОТРЉАЊУ, R_f

- Коефицијент отпора при котрљању у изразима обухвата и друге губитке који су везани за кретање возила, а поменути су на почетку овог поглавља (трење у лежиштима, разни други унутрашњи отпори и сл.), као и губици услед неравнина пута, трења код вученог возила и др.
- Коефицијент отпора котрљању зависи од пута, пнеуматика, притиска у пнеуматцима, ...

СИЛА ОТПОРА ВАЗДУХА, R_v

Отпор ваздуха, односно ветра заузима значајно место, тако да се облику возила, односно аеродинамичности, посвећује посебна пажња. Наведени отпор је значајни фактор који утиче на потрошњу горива и динамичко понашање возила на путу. Посебна пажња се такође посвећује и конструкцији облика бочних површина, с обзиром да сила бочног ветра не дејствује у тежиште површине. Сила делује у метацентар бочне површине, тако да од међусобног положаја тежишта возила и метацентра бочне површине, зависи каква ће бити стабилност возила на бочни ветар.



СИЛА ОТПОРА ВАЗДУХА, R_v

Правац силе отпора ваздуха зависи такође и од правца природног струјања ваздуха односно правца ветра. Интезитет резултујуће брзине ваздушне струје износи:

$$v_v = \sqrt{v^2 + w^2 + 2vw \cos \tau}$$

где су:

- $V[m/s]$; $[km/h]$ брзина кретања возила
- $W[m/s]$; $[km/h]$ брзина ветра
- $\tau [^\circ]$ - угао који заклапа смер ветра са смером кретања возила

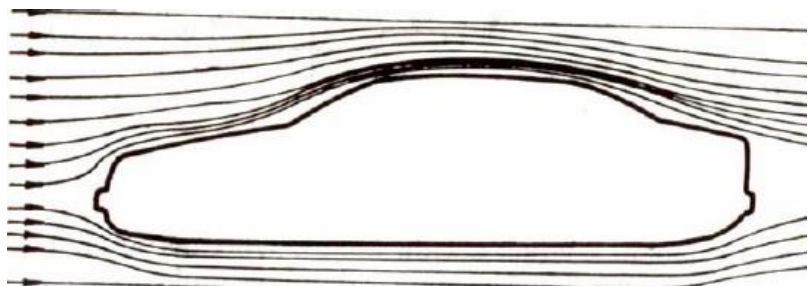
СИЛА ОТПОРА ВАЗДУХА, R_v

У општем случају укупан отпор ваздуха може да се подели на:

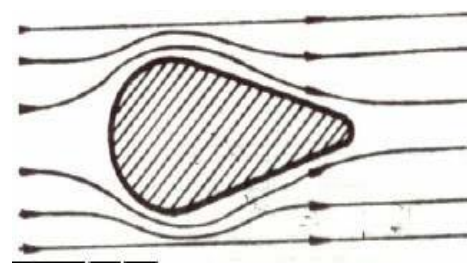
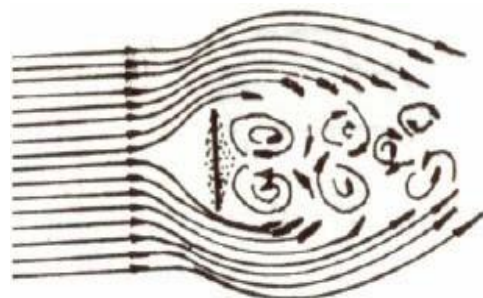
- Чеону силу отпора ваздуха која износи око 65% од укупне силе отпора ваздуха;
- Отпор површинског трења (тангенцијални отпор), који настаје услед трења честица ваздуха о бочне површине возила, који чини око 10% од укупног отпора ваздуха;
- Отпор прострујавања, као компонента отпора услед проласка ваздуха кроз унутрашњост возила (систем за проветравање, пролазак кроз хладњак мотора и слично), који износи око 10% од укупног отпора ваздуха и
- Отпор дисконтинуитета површине возила (прекидне зоне површине возила), који износи око 15% од укупног отпора ваздуха.

СИЛА ОТПОРА ВАЗДУХА, R_v

Управо из ових разлога, у процесу конструисања возила се велика важност придаје облику односно аеродинамичности возила.



У стварности прекидне зоне утичу на јављање вртлога из тих површина, које поред повећања отпора кретању, повећавају и буку возила



СИЛА ОТПОРА ВАЗДУХА, R_v

Математички израз, којим се израчунава отпор ваздуха при кретању возила је:

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

Где су:

c_x [-] – фактор аеродинамичности

ρ [kg/m^3] – густина ваздуха,

A [m^2] – површине чеоних делова возила (површина пројекције чеоне површине на управну раван)

v ; w [m/s]; [km/h] – резултујућа брзина возила односно ветра

n [-] – експонент који зависи од брзине, (за вредност „дозвучних брзина“ $n = 2$),

Сменом "константних" коефицијената у изразу коефицијентом отпора ваздуха:

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

слиди

$$R_v = K \cdot A \cdot (v \pm w)^2$$

СИЛА ОТПОРА ВАЗДУХА, R_v

За случаје, када се температура (T) и притисак ваздуха (B) разликују од нормалних вредности ($p = 1015 \text{ bar}$, $T = 20^\circ\text{C}$), користи се кориговани израз за густину ваздуха:

$$\rho = 1,25 \cdot \frac{B}{1015} \cdot \frac{293}{T}$$

Најчешће величине чеоних површина возила се израчунавају из приближног израза:

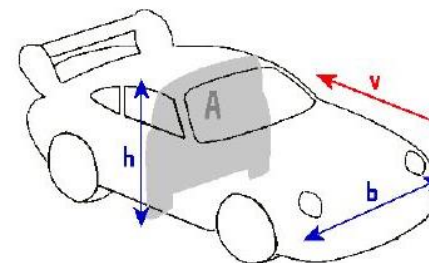
- за путничка возила: $A = 0,78 \cdot b \cdot h \text{ [m}^2\text{]}$
- за теретна возила и аутобусе: $A = (0,96-1,1) \cdot h \cdot c_x \text{ [m}^2\text{]}$ или $A = 0,9 \cdot h \cdot b \text{ [m}^2\text{]}$

где су:

b - ширина возила

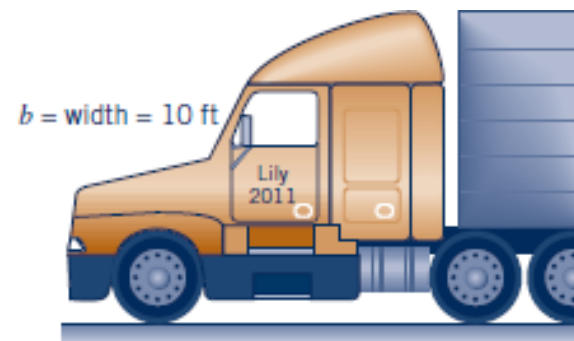
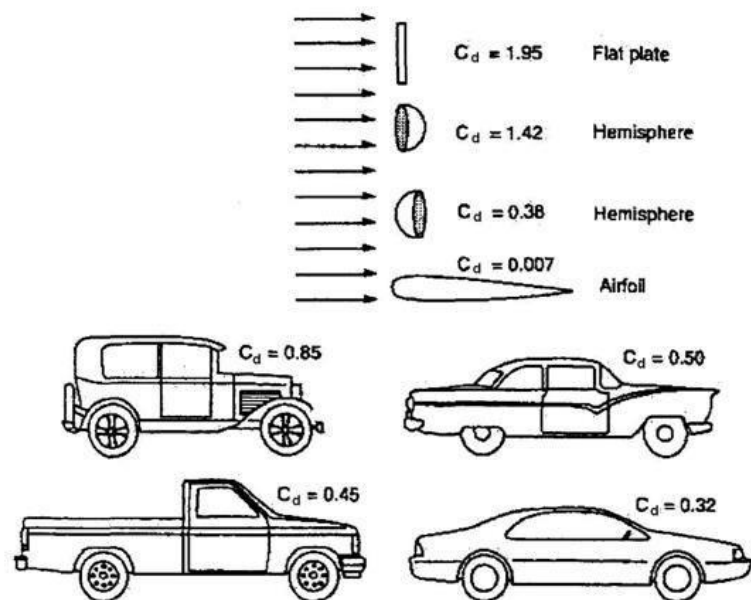
h - висина возила

c_x - предњи траг возила



СИЛА ОТПОРА ВАЗДУХА, R_v

Коефицијент аеродинамичности возила (C_x) је такође веома утицајна величина, која може тачно да се одреди само испитивањем у аеродинамичном тунелу. Утицајне величина на исту су многобројне, почев од глобалног облика каросерија, па до утицаја разних промена облика и прекидних зона струјања, отвора за прострујавање ваздуха и сличног. Испитивања су показала да и поједини спољни елементи као ретровизори, брисачи стакала чак и антене радио пријемника имају знатног утицаја на укупан коефицијент аеродинамичности и појаву буке и шума код возила.

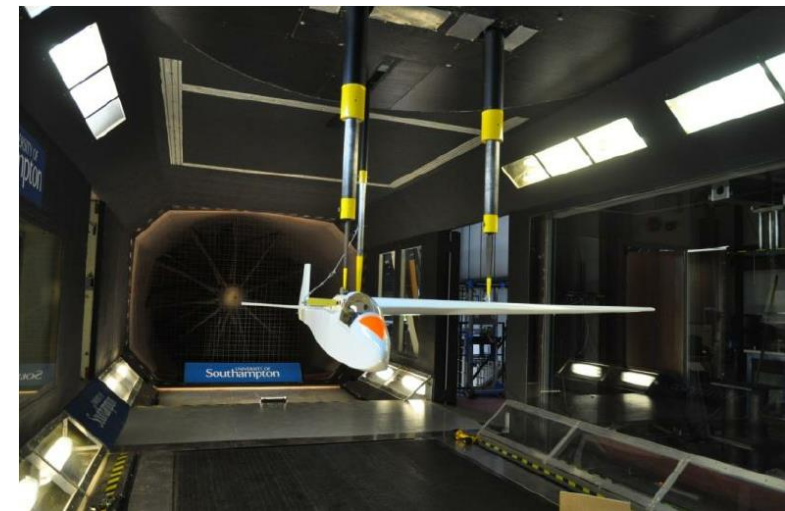
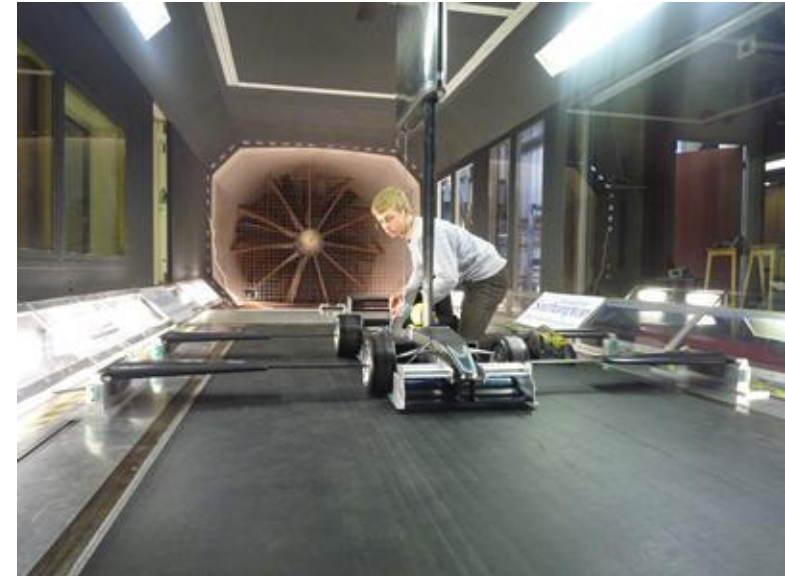


(a) $C_D = 0.70$

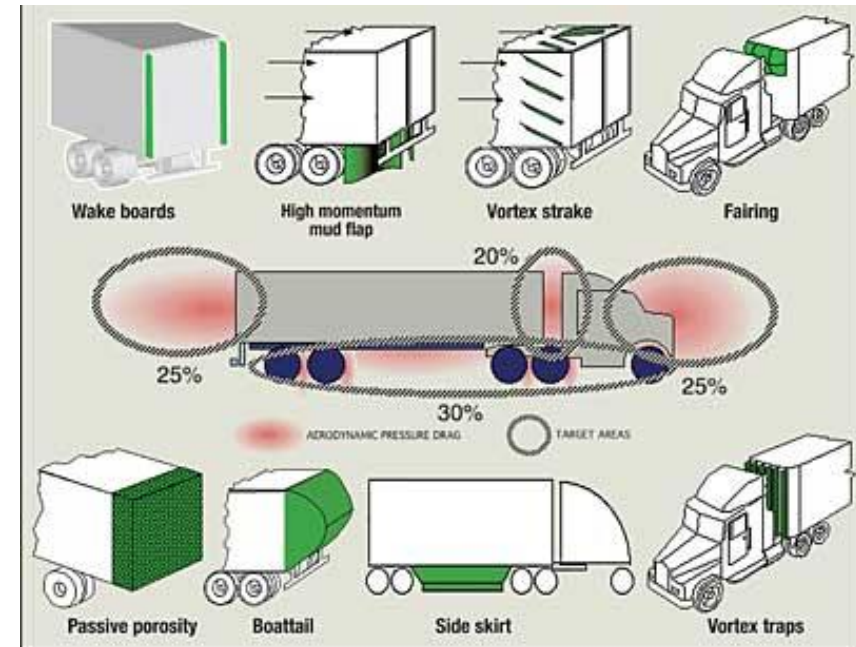
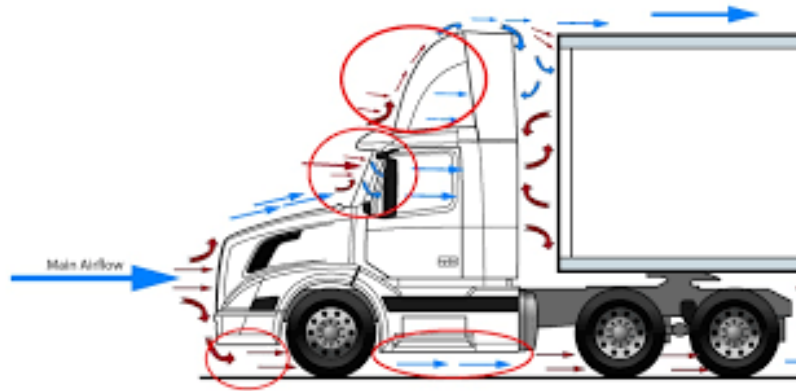


(b) $C_D = 0.96$

Испитивање аеродинамичности



СИЛА ОТПОРА ВАЗДУХА, R_v

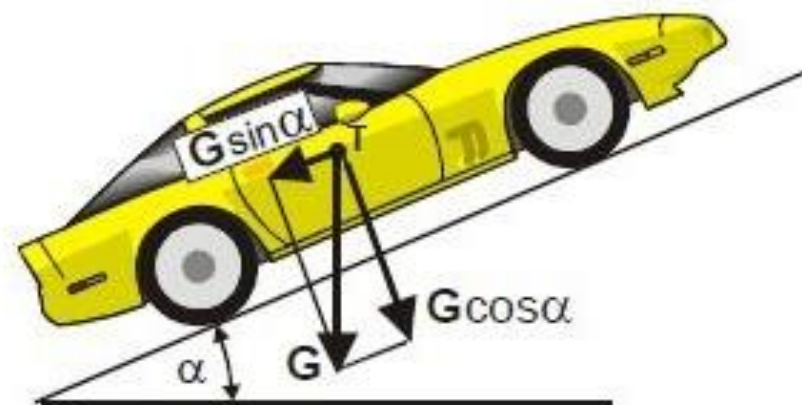


СИЛА ОТПОРА КРЕТАЊА НА УСПОНУ, R_α

Приликом израчунавања силе отпора возила, услед успона, потребно је силу тежине возила, која дејствује у тежишту, разложити на компоненте - једна у правцу управном на подлогу и другу паралелном са подлогом. Управо та сила, која је паралелна са подлогом представља отпор возила на успону. За вредности малих углова, може се узети да је:

$$R_\alpha = G \cdot \sin \alpha \approx G \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

За возила са приколицом, укупан отпор услед кретања на успону једнак је збиру отпора за вучно возило и за приколицу.

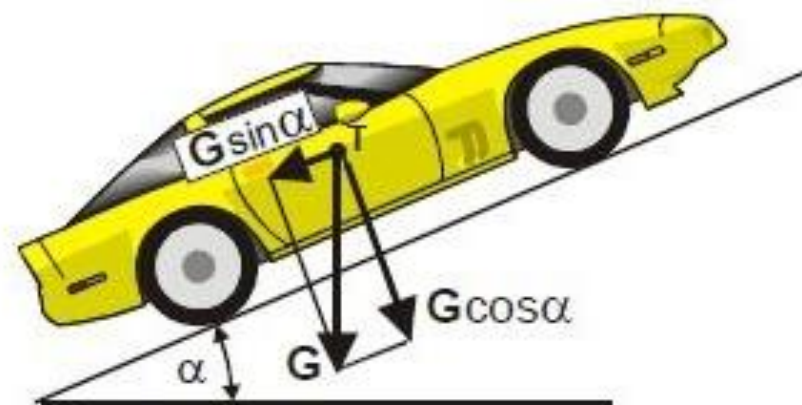


СИЛА ОТПОРА КРЕТАЊА НА УСПОНУ, R_{α}

Како отпор успона и отпор котрљања зависе од тежине возила и карактеристика пута (коэффициента отпора котрљању и угла успона), може да се постави једнакост укупних сила отпора пута као:

$$R_u = R_f + R_{\alpha} = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha$$

Смањивање отпора пута је стални тренд произвођача возила али и квалитета извођења путева. Постоји стална тежња, да се при изградњи путева успони смање градњом мостова, просецањем или градњом тунела. У процесу конструкције возила, постоји тенденција, да се смањи маса возила, употребом лаких метала, пластике и композитних структура.



ОТПОР ИНЕРЦИОНИХ СИЛА, R_i

Приликом убрзаног или успореног кретања возила, као последица другог Њутновог закона, јавља се сила отпора убрзању, односно успорењу, позната као „инерциона сила“, чије је дејство из тежишта возила. Ова сила има смер увек супротан од смера кретања возила. У процесу убрзања/успорења потребно је убрзати/успорити како транслаторне, тако и ротационе масе. У том процесу маса аутомобила (m) добија транслаторно, док систем замајац-точкови ротационо убрзање/успорење. Услед тога, укупна инерциона сила је збир сила насталих од ових двеју маса:

$$R_i = R_i' + R_i''$$

Овде су:

R_i' - потребне силе за једнолико транслаторно убрзавање масе возила,

R_i'' - потребне силе за једнолико ротационо убрзавање обртних маса возила.

Отпор услед транслаторног убрзавања масе возила је:

$$R_i = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a$$

Где су:

m – маса возила;

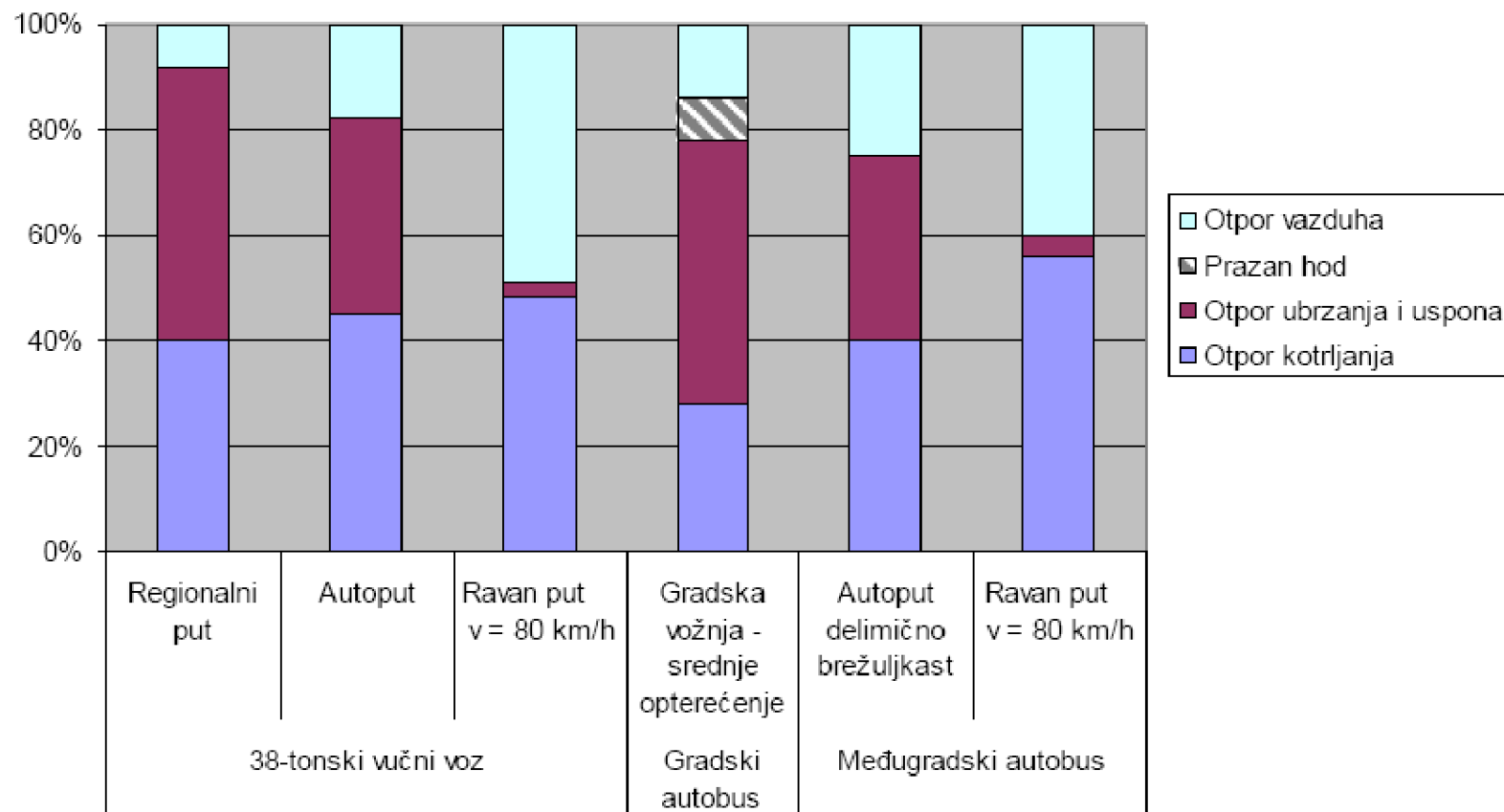
a – убрзање при транслаторном кретању возила

ОТПОР КРЕТАЊУ ПРИКОЛИЦЕ, R_p

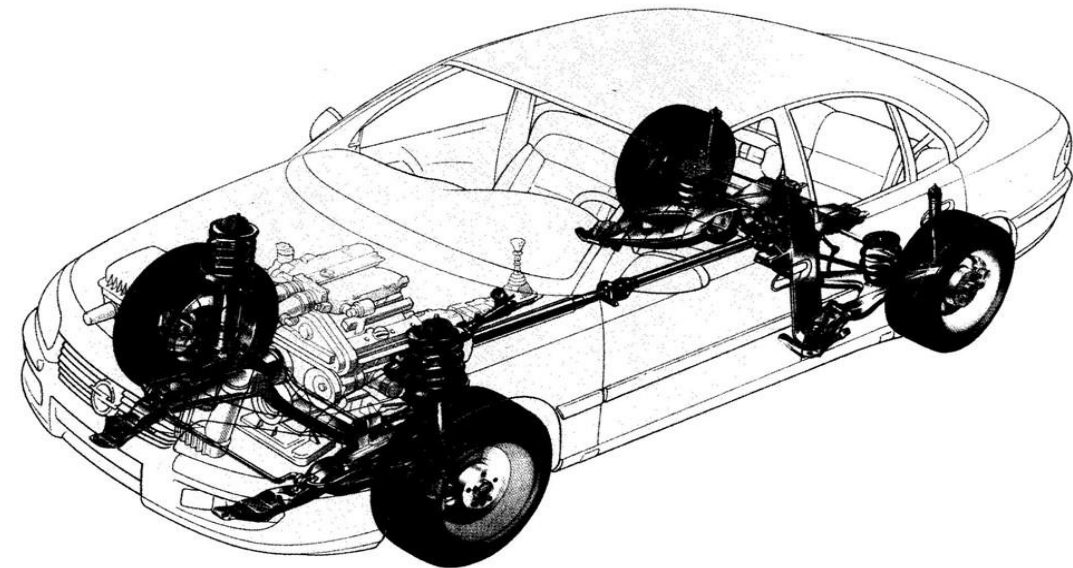
Приликом прорачуна збирних отпора возила, уобичајено је, да се отпор кретању приколице сматра отпором кретању целог возила. Ово произилази уз чињенице да у изразима, који важе за отпоре котрљању и отпоре на успону, члан G треба заменити збиром тежине вучног возила и тежине приколице, док код отпора убрзању, односно инерционим силама, члан „ m ”, којим се дефинише маса, треба узети као збир маса вучног возила и приколице. Укупан отпор ваздуха теретних возила са приколицом повећава се за око 25 до 30%, док је за путничка возила, која вуку лаке приколице, отпор ваздуха знатно мањи и не прелази 10 до 15 %, а зависно од величине приколице и облика поклопца исте. Наравно, за случајеве вуче камп приколице путничким возилом, где је чеона површина приколице већа од чеоне површине возила, а маса приколице чак и блиска маси возила, укупан отпор возила се повећава за око 25 до 30% у односу на отпор самог возила (као за теретно возило). Изузетно у случајевима кретања тегљача, односно специјалних вучних возила који вуку посебне терете, отпори кретању вученог возила се посебно рачунају и додају се вучном возилу као сила на потезници.



Удео појединих отпора у укупној потрошњи горива



ВУЧНО-ДИНАМИЧКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ АУТОМОБИЛА



КАРАКТЕРИСТИКЕ ПОГОНСКОГ МОТОРА

Анализа отпора кретања доводи до податка о величини обимне тј. вучне силе коју је потребно реализовати на на погонском точку да би био остварен одређени режим кретања.

Задатак мотора је одавање обртног момента, односно снаге, при неком броју обртаја.

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

Где је:

$P_e [W]$ – снага мотора

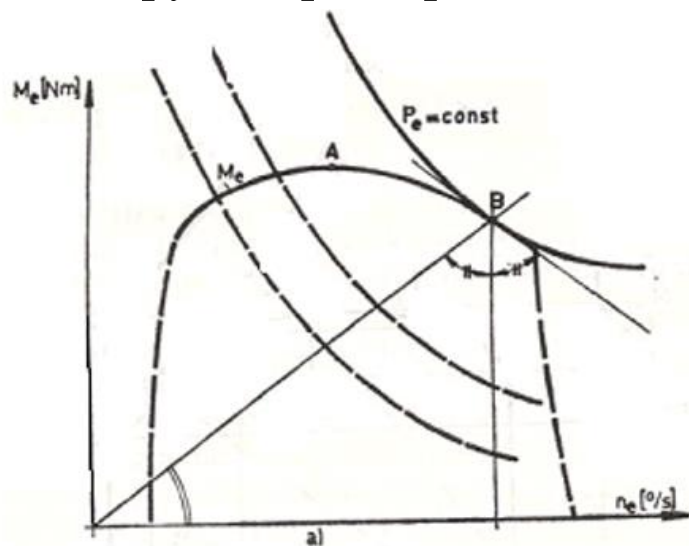
$M_e [Nm]$ – момент мотора;

$n [s^{-1}]$ – број обртаја коленастог вратила

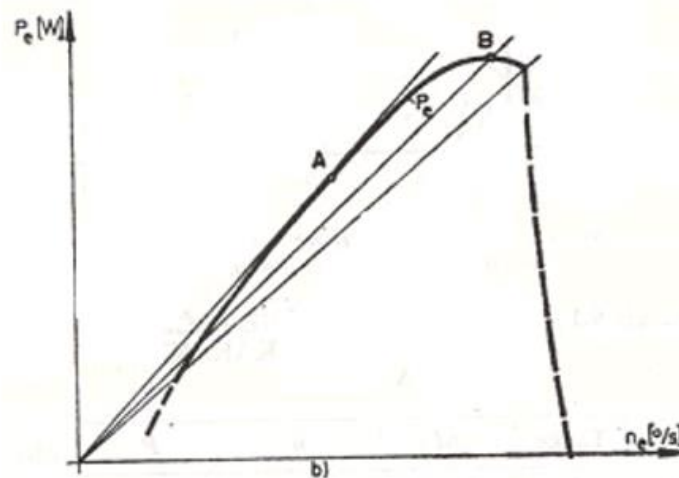
КАРАКТЕРИСТИКЕ ПОГОНСКОГ МОТОРА

С обзором да карактеристика мотора са унутрашњим сагоревањем знатно одступа од идеалне хиперболе примењује се мењач који врши даље претварање у жељеном правцу.

Са слике уочавају се две карактеристичне тачке: A у којој мотор развија највећи момент (M_{emax}) при n_m броју обртаја; тачка B у којој мотор развија максималну снагу P_{emax} при n_p броју обртаја. Често се користе и друге карактеристичне тачке за оцењивање погодности мотора.



a) Крива M_e-n



b) Крива P_e-n

ПРЕНОШЕЊЕ СНАГЕ НА ПОГОНСКЕ ТОЧКОВЕ

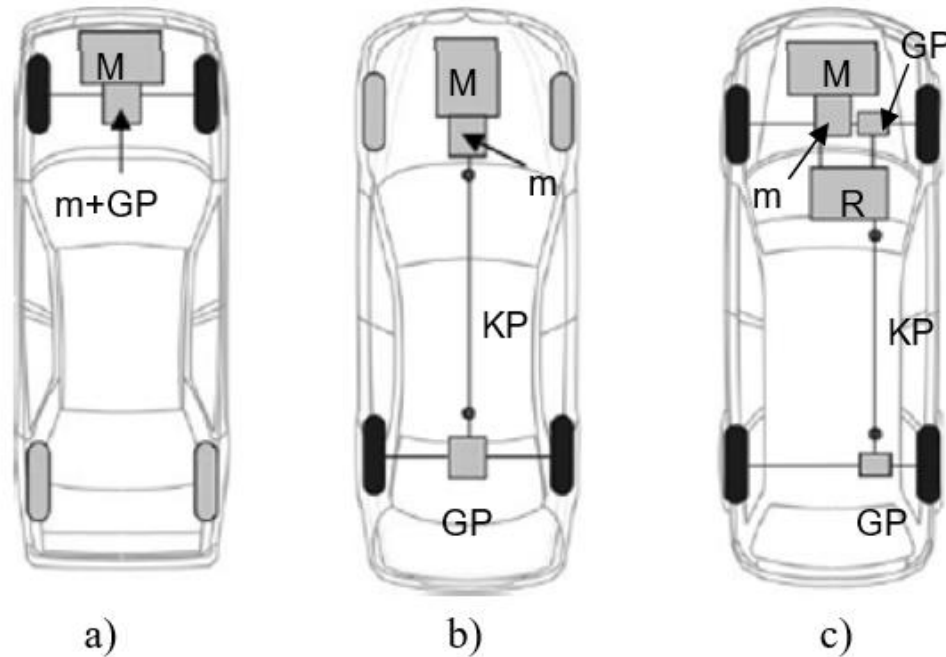
За пренос снаге од мотора до погонских точкова користи се систем механичких преносника, односно трансмисија. Основни задатак трансмисије је, осим преноса снаге, у општем случају и трансформација њених параметара.

Преношење снаге кроз трансмисију подразумева и – нежељене али неминовне – енергетске губитке.

ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСМИСИЈЕ

Под концепцијом путничког аутомобила, у ширем смислу, подразумевамо његово конструктивно извођење са аспекта врсте коришћеног погонског агрегата, трансмисије, агрегата и система и међусобног положаја мотора у односу на шасију.

На следећој шеми приказана су три најчешће примењивана концепта трансмисије путничких возила



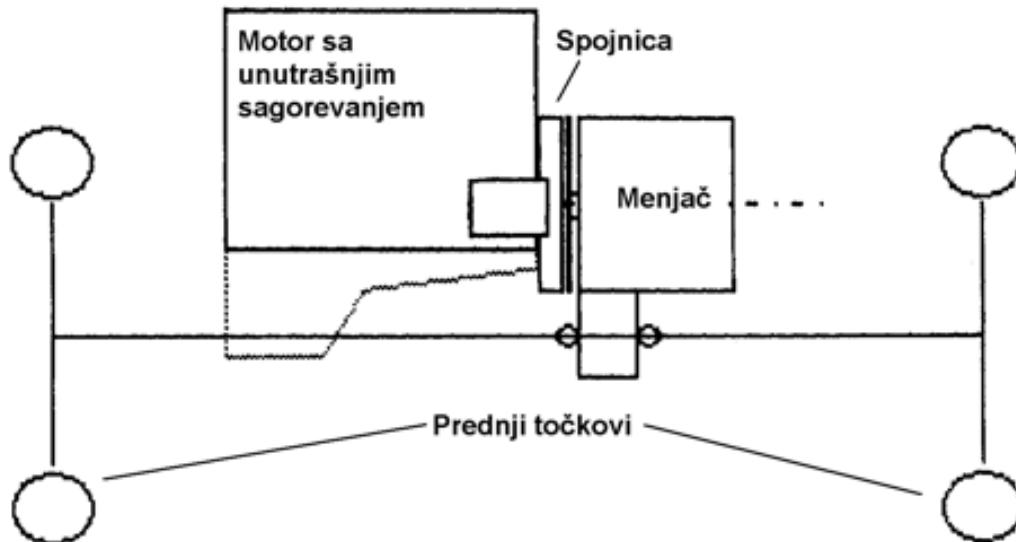
M – мотор, m – мењач, GP – главни преносник, KP – кардански преносник, R- разводник снаге

- a) мотор напред, погон на предњим точковима, б) мотор напред, погон на задњим точковима, c) мотор напред, погон на сва четири точка

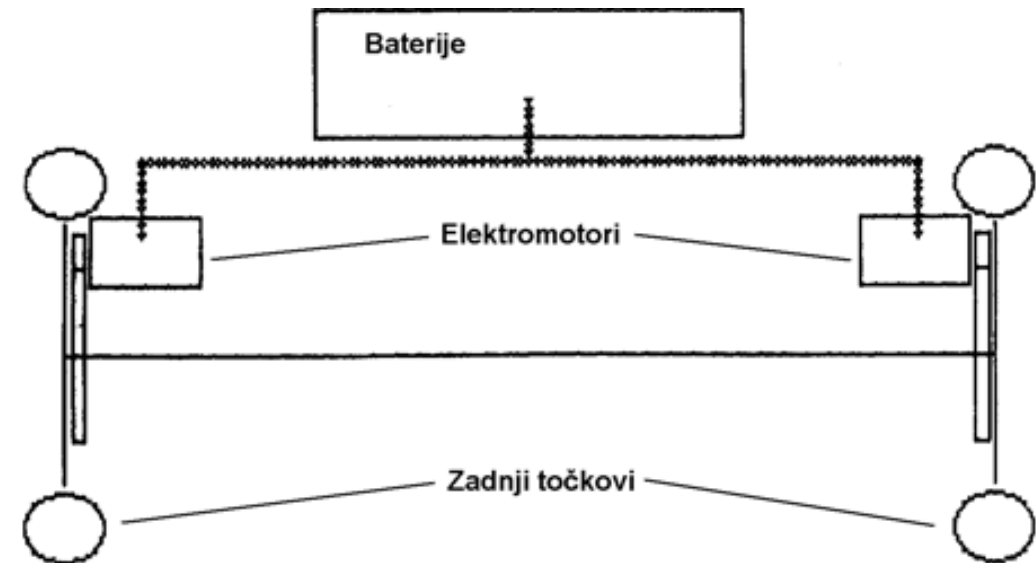
ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСМИСИЈЕ

На следећој слици су приказани елементи система преноса снаге моторног возила у случају погона возила на:

МОТОР СУС

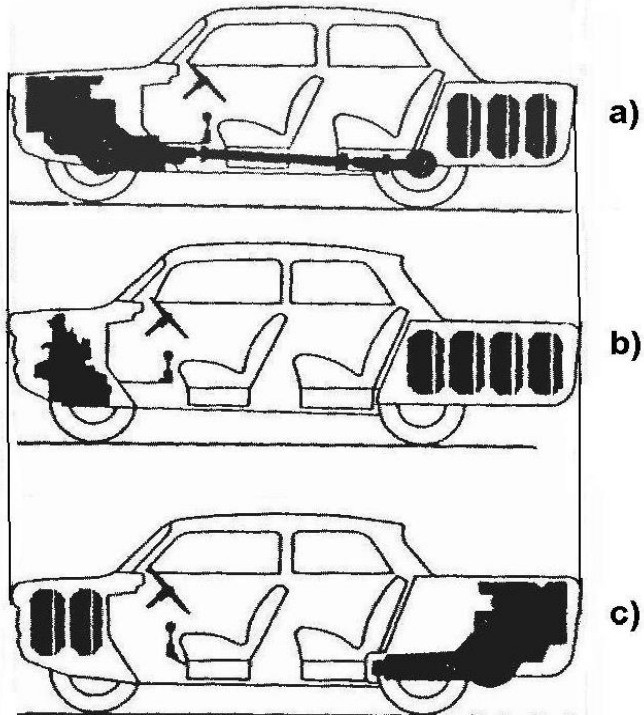


ЕЛЕКТРОМОТОР



ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСМИСИЈЕ

Са аспекта положаја мотора и погонских точкова, у односу на каросерију, разликујемо три основне концепције аутомобила. Оне имају и своје подваријанте.



Погонски агрегат напред - погонски мост позади

Погонски агрегат напред – погонски мост напред

Погонски агрегат назад, погонски мост позади

ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСМИСИЈЕ

Како је и наглашено основни елементи у систему преноса снаге на возилу су:

СПОЈНИЦА

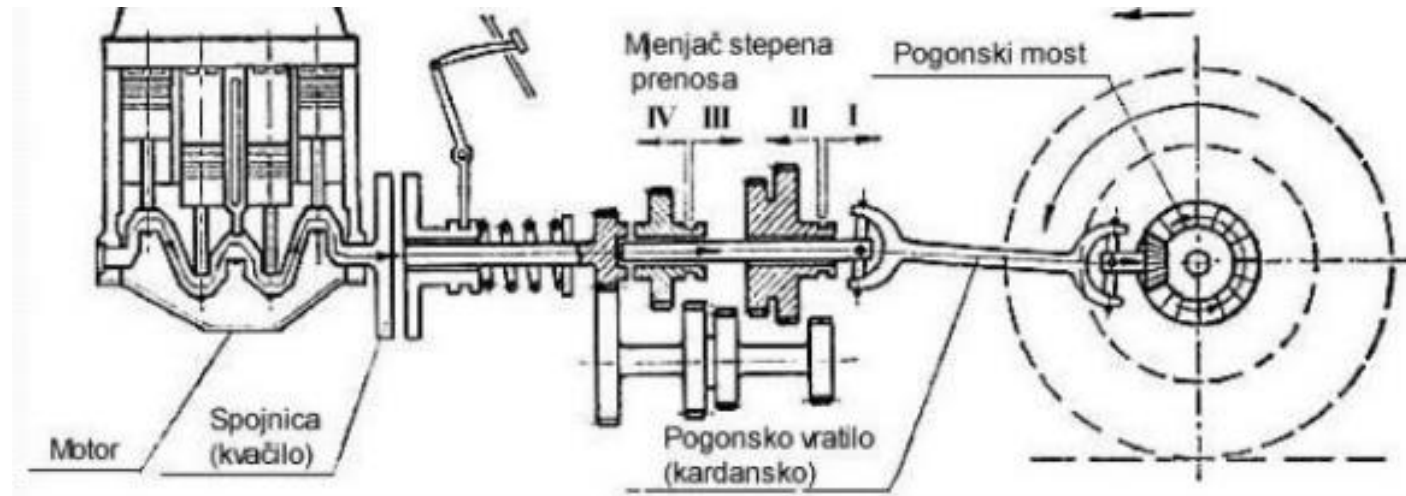
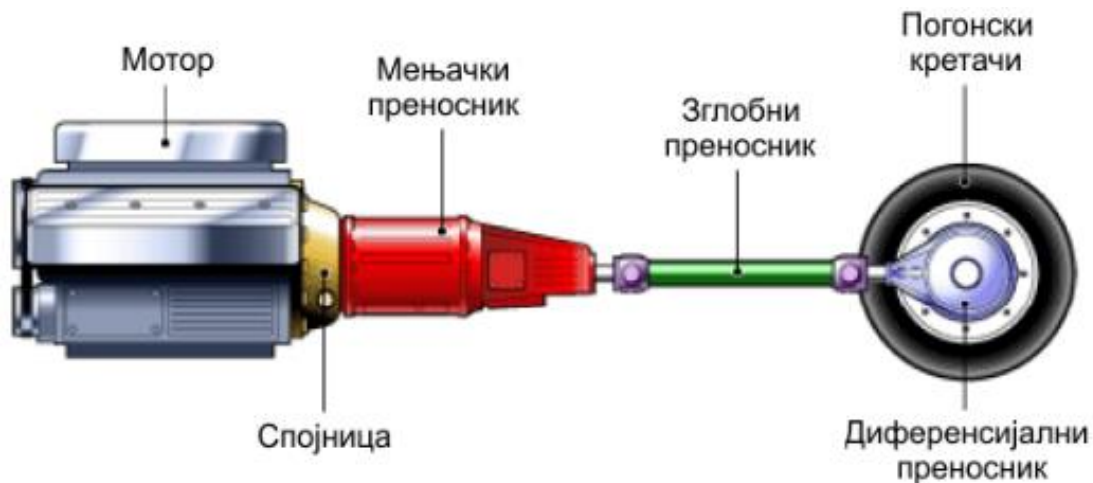
МЕЊАЧКИ ПРЕНОСНИК

КАРДАНСКИ ПРЕНОСНИК

РАЗВОДНИК СНАГЕ

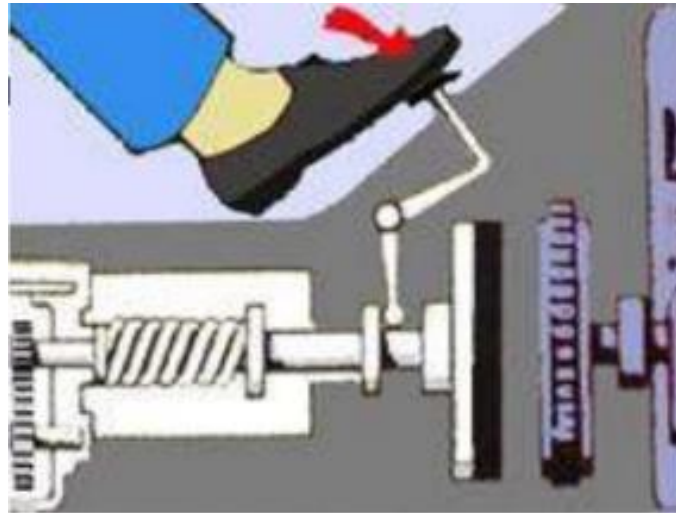
БОЧНИ РЕДУКТОР

ГЛАВНИ ПРЕНОСНИК



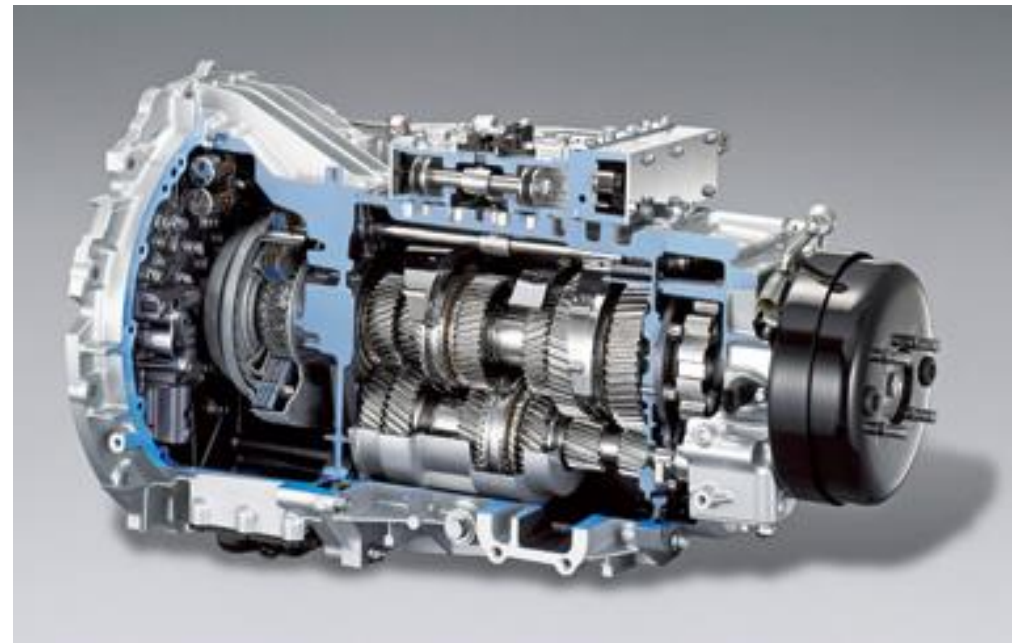
ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСМИСИЈЕ

Спојница



ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСМИСИЈЕ

Мењачки преносник



ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСМИСИЈЕ

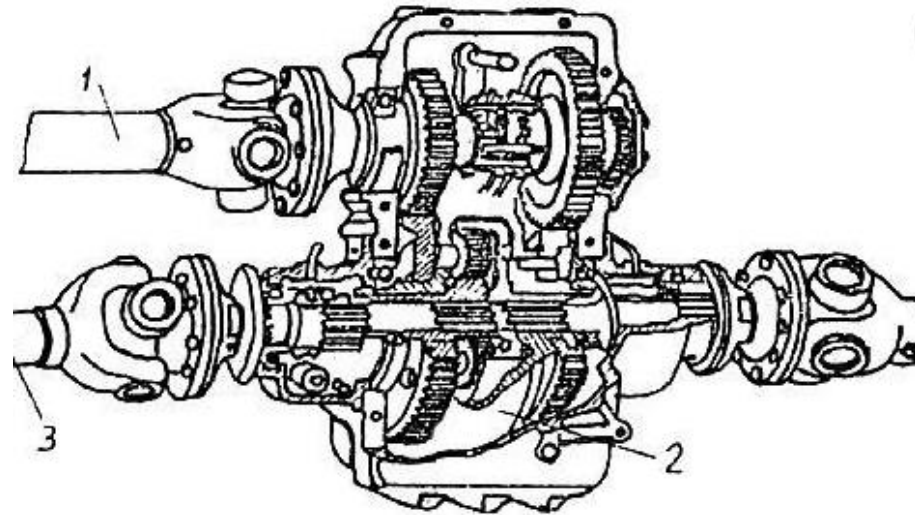
Кардански преносник (карданско вратило са карданским зглобовима)



ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСМИСИЈЕ

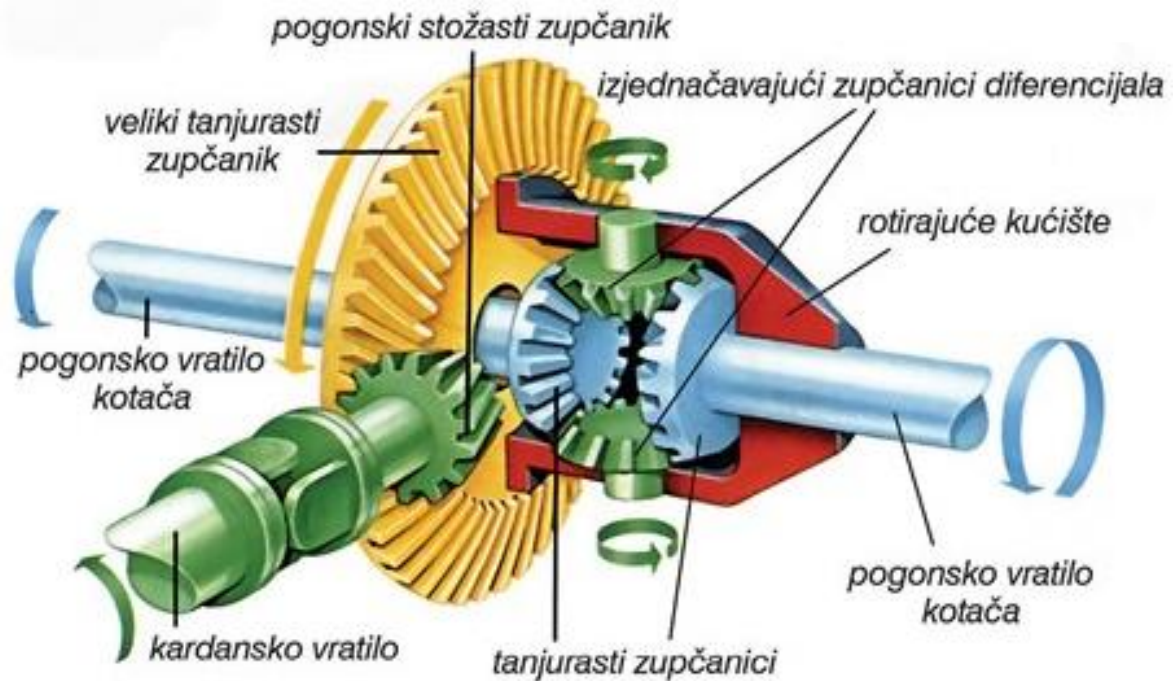
Разводник снаге (само код возила са погоном на више од једне осовине) –

Бочни редуктор (камиони, аутобуси, трактори)



OSNOVNI ELEMENTI TRANSMISIJE

Главни преносник



Механички степен корисности трансмисије

Однос укупно расположиве снаге на погонским точковима (P_o) према укупно предатој, излазној, снази мотора (P_e) представља механички степен корисности трансмисије η_{TR} :

$$\eta_{TR} = \frac{P_o}{P_e} = \frac{P_e - P_r}{P_e} < 1$$

Губици снаге у трансмисији су:

a) $\eta_{TR} = \eta_m \cdot \eta_{GP}$;

b) $\eta_{TR} = \eta_m \cdot \eta_{KP} \cdot \eta_{GP}$

c) $\eta_{TR} = \eta_m \cdot \eta_{KP} \cdot \eta_{GP}^2 \cdot \eta_R$

η_M - механички степен корисности мењача

η_{KP} - механички степен корисности карданског преносника;

η_{GP} - механички степен корисности главног преносника

η_R - механички степен корисности разводника снаге

ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСМИСИЈЕ

Укупни степен корисности трансмисије као целине рачуна се као производ степена корисности свих њених компонената у којима настају губици.

a) $\eta_{TR} = \eta_m \cdot \eta_{GP}$;

b) $\eta_{TR} = \eta_m \cdot \eta_{KP} \cdot \eta_{GP}$

c) $\eta_{TR} = \eta_m \cdot \eta_{KP} \cdot \eta_{GP} \cdot \eta_R$

η_M - механички степен корисности мењача

η_{KP} - механички степен корисности карданског преносника;

η_{Gp} - механички степен корисности главног преносника

η_R - механички степен корисности разводника снаге

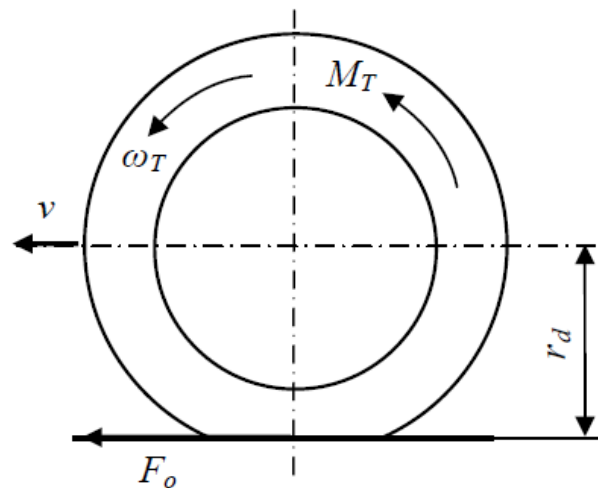
ВУЧНИ БИЛАНС АУТОМОБИЛА

Вучна сила на точковима, којом се савлађују сви отпори током кретања возила, настаје када се точку саопшти обртни момент преко трансмисије.

$$F_o = \frac{M_T}{r_d}$$

$$M_T = M_e \cdot i_m \cdot i_{GP} \cdot \eta_{TR}$$

$$F_o = \frac{M_e \cdot i_m \cdot i_{GP} \cdot \eta_{TR}}{r_d}$$



M_T - момент на точку;

i_m - преносни однос мењача;

i_{GP} - преносни однос главног преносника;

η_{TR} - степен искоришћења трансмисије

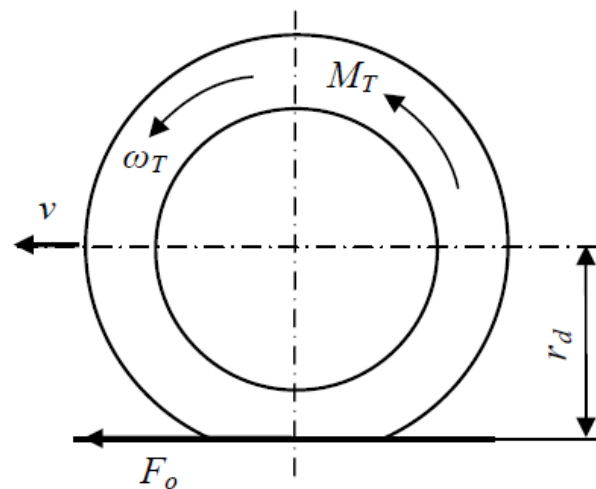
ВУЧНИ БИЛАНС АУТОМОБИЛА

- Вучна сила на точковима мора да буде једнака збиру свих сила отпора. Према томе, једначина кретања возила у кондензованом облику гласи:

$$F_o = \Sigma R$$

ИЛИ

$$F_o = R_f + R_v \pm R_a \pm R_i + R_p$$

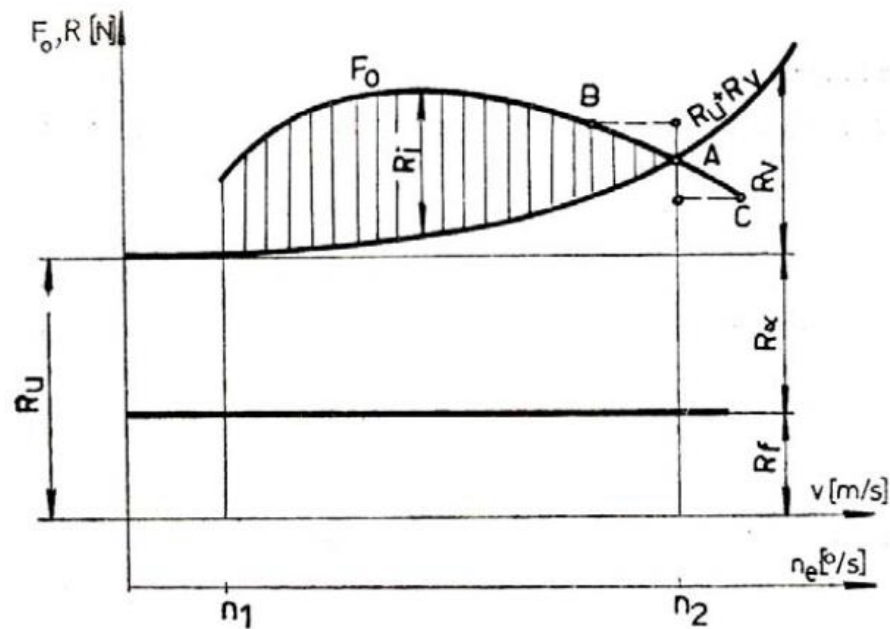


Силе отпора успона и инерционих сила могу да имају променљиви предзнак, те је сила отпора успона позитивна уколико је возило на успону а негативна када је на низбрдици. Исто тако, инерциона сила је позитивна приликом убрзања а негативна је приликом кочења.

ВУЧНО-БРЗИНСКА КАРАКТЕРИСТИКА АУТОМОБИЛА

Вучно-брзинска карактеристика представља расположиву вучну силу на точку у зависности од брзине кретања возила.

На слици приказан је графички вучни биланс аутомобила који чини саставни део графоаналитичке методе која се најчешће примењује.



ВУЧНО-БРЗИНСКА КАРАКТЕРИСТИКА АУТОМОБИЛА

За оцену вучно-брзинских карактеристика аутомобила користи се велики број параметара, као што су:

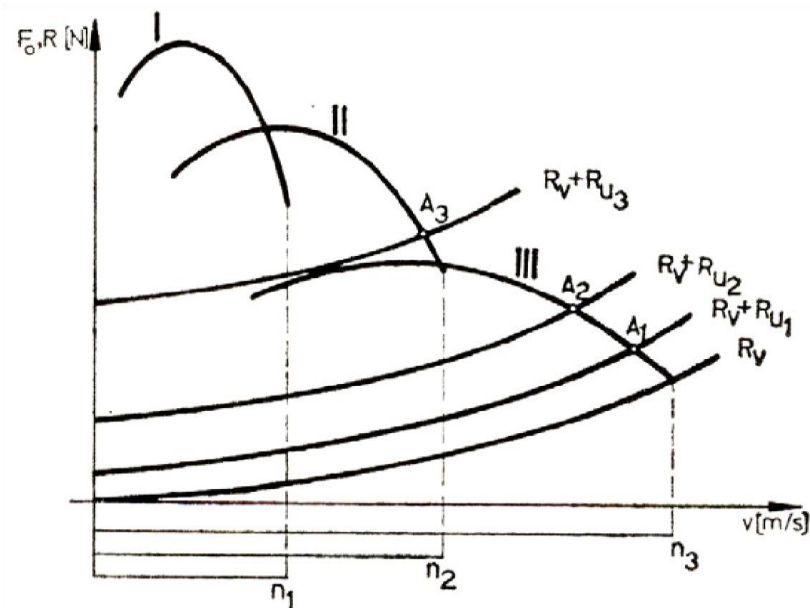
- максимална брзина;
- максимално убрзање;
- пут и време убрзавања;
- максимални успон;
- величина вучне силе, итд.

За сваки степен преноса у мењачу, јасно је да следи различита вучна сила на точковима, али и различита брзина аутомобила, која директно зависи од тренутног броја обртаја мотора.

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

ВУЧНО-БРЗИНСКА КАРАКТЕРИСТИКА АУТОМОБИЛА

На слици испод текста, као пример, дат је вучни биланс аутомобила са тростепеним мењачем..



Вучна сила је највећа у најнижем (првом) степену преноса а најмања у највишем степену преноса (у овом конкретном случају).

ДИНАМИЧКА КАРАКТЕРИСТИКА ВОЗИЛА

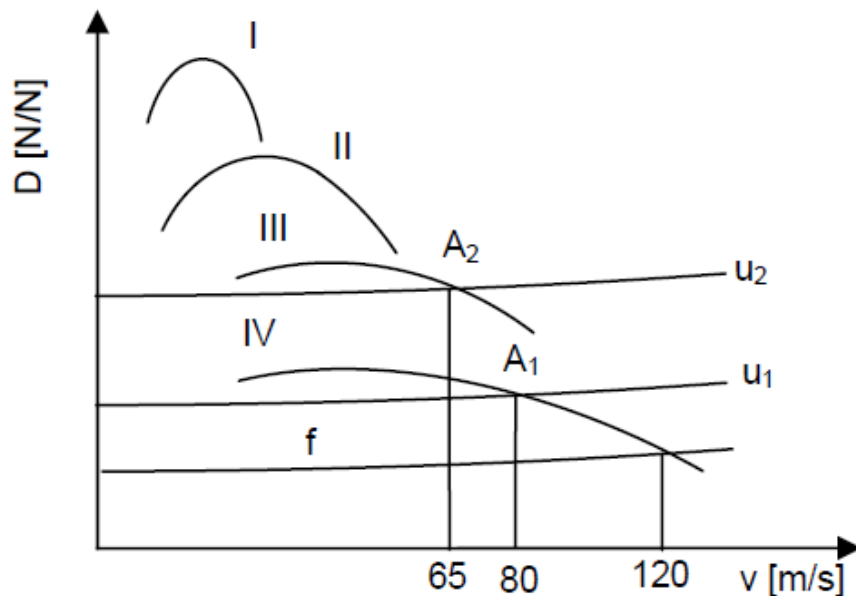
Исто тако већа чеона површина возила даје директно и веће отпоре ваздуха, што значи да два возила, чак и под условима да су им једнаки мотори и трансмисије, неће имати иста динамичка својства уколико су им масе и чеоне површине различите. Ову чињеницу је запазио руски академик Чудаков и у праксу увео нови појам, такозвану **динамичку карактеристику возила**, коју је дефинисао као:

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

Идеја се своди на формирање нове величине (D) која би у себи већ садржала утицај отпора ваздуха (R_v) и тежину аутомобила уз коришћење чињенице да су сви отпори, изузев отпора ваздуха, пропорционални тежини аутомобила.

ДИНАМИЧКА КАРАКТЕРИСТИКА ВОЗИЛА

На слици испод дат је дијаграм динамичке карактеристике аутомобила чији мењач има четири степена преноса.



Кретање брзином већом од критичне карактеристике релативно брзо враћање у равнотежну брзину при неком случајном поремаћају спољних отпора, те се такво подручје и назива подручјем **стабилног кретања**. Брзине кретања мање од критичне карактеристике чешћа реакција возача за променом степени преноса с обзиром да мали поремаћаји у спољним отпорима изазива већу промену брзини кретања возила То подручје се стога назива подручје **нестабилног кретања**.

ДИНАМИЧКА КАРАКТЕРИСТИКА ВОЗИЛА

Оређивање максималног успона

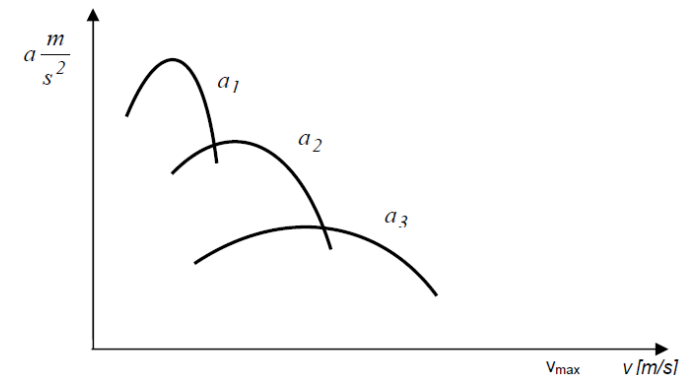
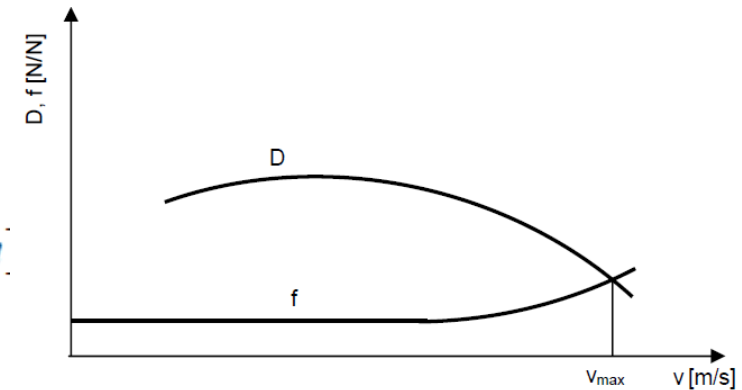
$$\sin \alpha = \frac{D - f \sqrt{1 + f^2} - D^2}{1 + f^2}$$

Оређивање максималне брзине

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

Оређивање максималног убрзања

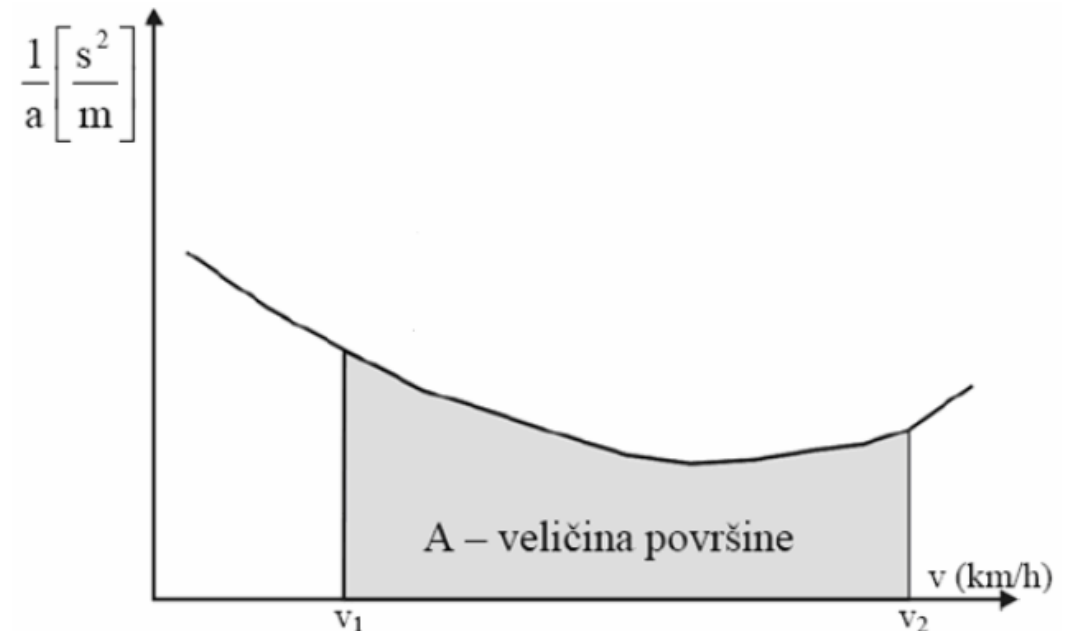
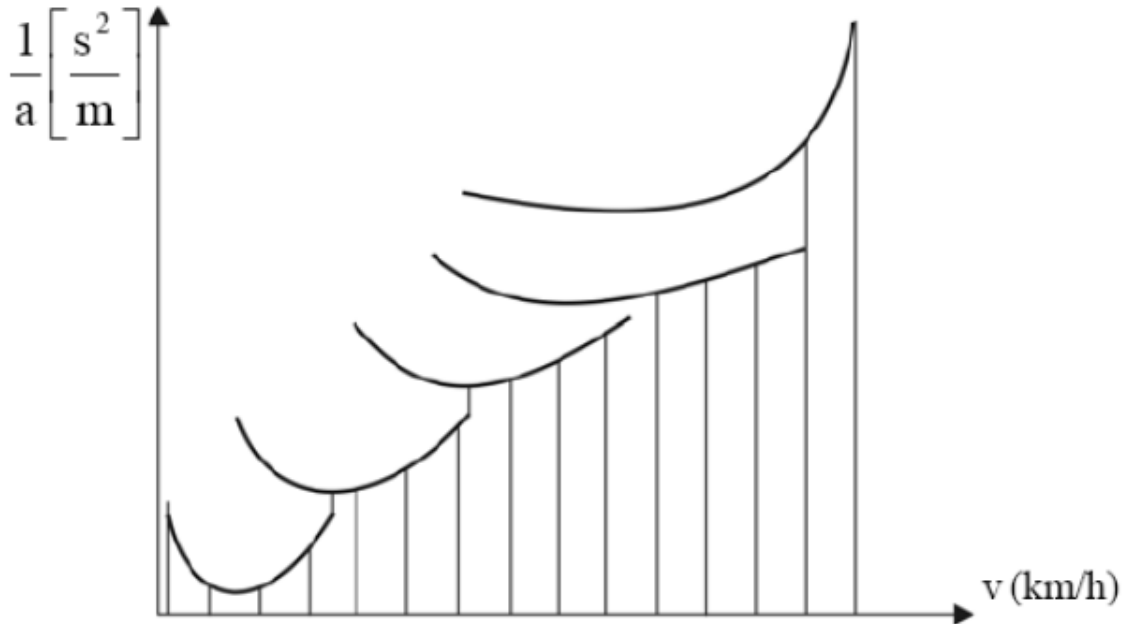
$$a = (D - f - p) \cdot \frac{g}{\delta}$$



Одређивање времена и пута убрзавања

Време и пут убрзавања представљају елементе са којима се оцењује процес убрзавања.

Одређивање времена убрзавања



Одређивање времена и пута убрзавања

Време и пут убрзавања представљају елементе са којима се оцењује процес убрзавања. За аутомобил коме је потребно краће време за убрзавање у одређеном интервалу брзина (на пример од 20 до 80 km/h) каже се да је »живљи« од другог аутомобила коме је потребно дуже време.

Одређивање пута убрзавања

$$v = \frac{ds}{dt} \Rightarrow ds = v \cdot dt \Rightarrow s = \int_0^t v \cdot dt$$

Потрошња горива

За савладавање отпора кретања при некој брзини, погонском точку је потребно довести одговарајућу снагу.

Потрошња горива на некој деоници пута зависи, пре свега од укупне енергије потребне за савладавање отпора кретања на тој деоници.

За неку одређену количину енергије потребне за савладавање отпора на посматраној деоници, на потрошњу горива исказану у јединици масе или запремине по јединици пута утичу параметри мотора (**степен корисности тј. њему обрнуто сразмерна специфична ефективна потрошња горива**), као и параметри самог горива (**топлотна моћ, густина**).

Потрошња горива

Поред набројаних показатеља, на потрошњу горива значајан утицај имају и параметри трансмисије:

**степен корисности, због потрошње енергије на савладавање унутрашњих губитака;
преносни однос, од кога зависи да ли ће мотор радити на режиму мањег или већег степена корисности (одн. веће или мање специфичне ефективне потрошње горива)**

На основу наведеног може се закључити да је потрошња горива одређена кроз:

- укупну енергију потребну за кретање возила на некој деоници (узимајући у обзир и унутрашње отпоре и губитке трансмисије) и степен корисности мотора, што одређује укупну енергију коју мотору треба довести кроз гориво;
- топлотну моћ и специфичну тежину горива, које на основу укупне енергије коју мотор добија од горива одређују масу или запремину горива потрошеног за довођење те енергије мотору.

Биланс снаге аутомобила

Аналогно вучном билансу може се написати израз за снагу доведену на точковима:

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

Претходни израз представља да је у сваком моменту доведена снага погонским точковима једнака укупно потребној снази за савладавање свих отпора при кретању. Израз представља **биланс снаге аутомобила**.

Биланс снаге аутомобила

Позната је веза између снаге и силе која дејствује на тело у покрету:

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

Овде је $[R]$ сила у $[N]$ а v брзина у $[m/s]$.

Биланс снаге аутомобила

На основу претходног израза могу се написати изрази за снагу потребну за савлађивање појединих отпора:

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

$$P_\alpha = \frac{R_\alpha \cdot v}{1000} = \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot v}{1000}$$

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

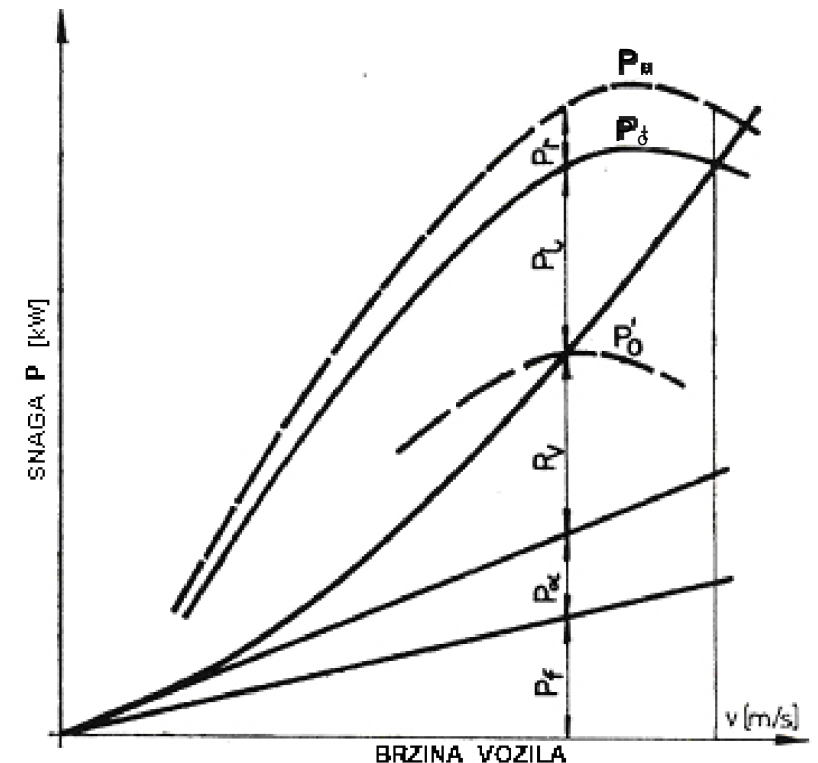
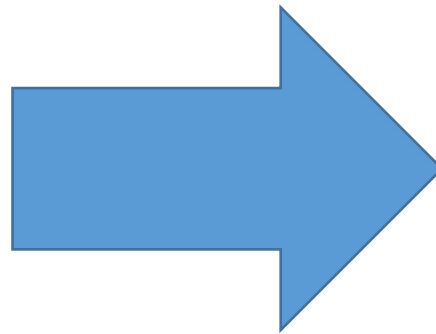
$$P_i = \frac{R_i \cdot v}{1000} = \frac{\frac{\delta}{g} G \cdot a \cdot v}{1000}$$

Биланс снаге аутомобила

На основу свих претходних израза биланс снаге возила је:

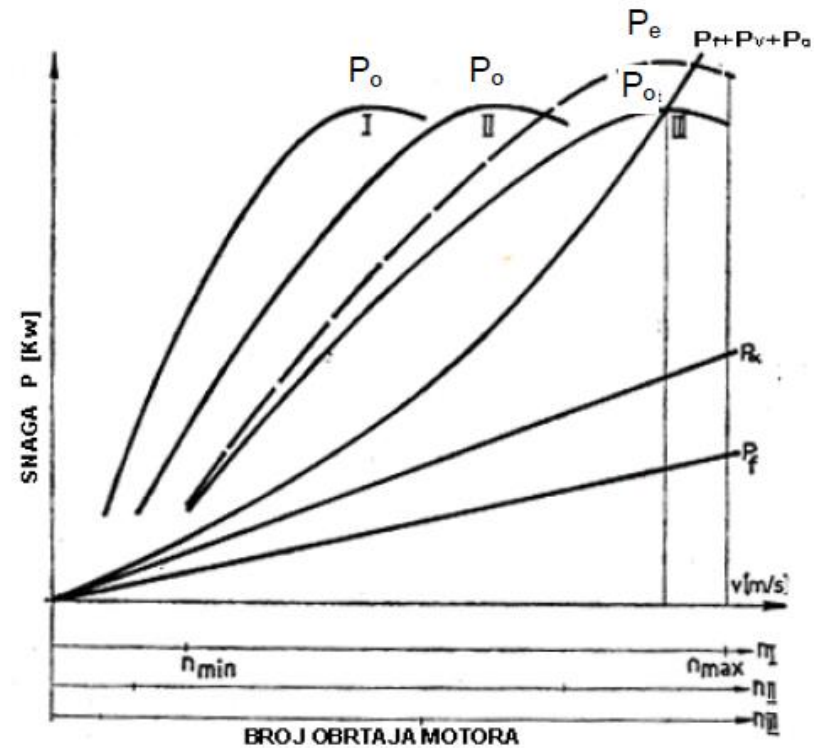
$$P_o = \frac{G \cdot f \cdot \cos \alpha \cdot v}{1000} + \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot v}{1000} + \frac{KA \cdot v^3}{1000} + \frac{\frac{\delta}{g} G \cdot a \cdot v}{1000}$$

Ако графички прикажемо величине потребних снага за савладавање отпора, као и снагу на погонским точковима, која се добија множењем ордината снаге P_e са укупним степеном искоришћења трансмисије η_{TP} , добићемо дијаграм снаге или дијаграм биланса снаге аутомобила



Биланс снаге аутомобила

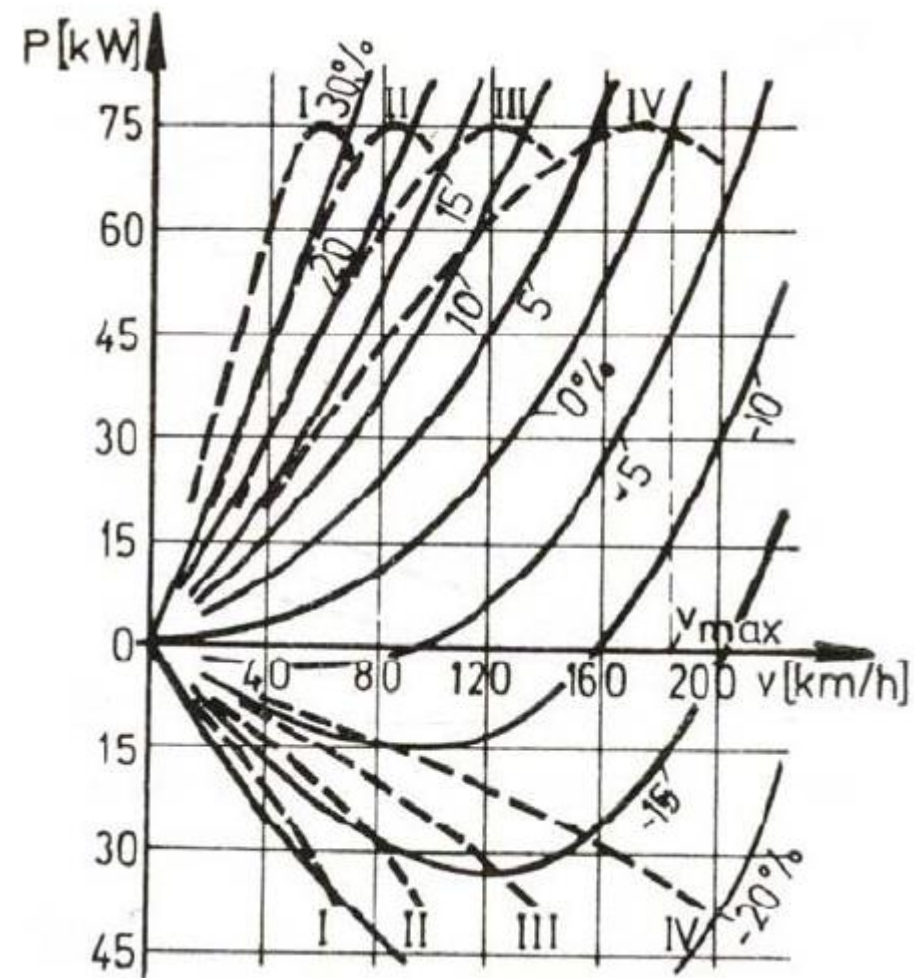
Дијаграм снаге аутомобила
са тростепеним мењачем.



Биланс снаге аутомобила

Биланс снаге за конкретан случај
путничког возила

- Може се закључити да:
- мотор предметног возила има ефективну снагу од око 75 kW ,
- на равном путу постиже максималну брзину од око 185 km/h (у четвртој степену преноса), а да „уз помоћ“ низбрдице од 5% , може да постигне брзину и од око 200 km/h ,
- приказује да успон од 10% може да буде савладан када је мењач у трећем степену преноса,
- највиши успон који може да буде савладан у првом степену преноса износи око 30% .

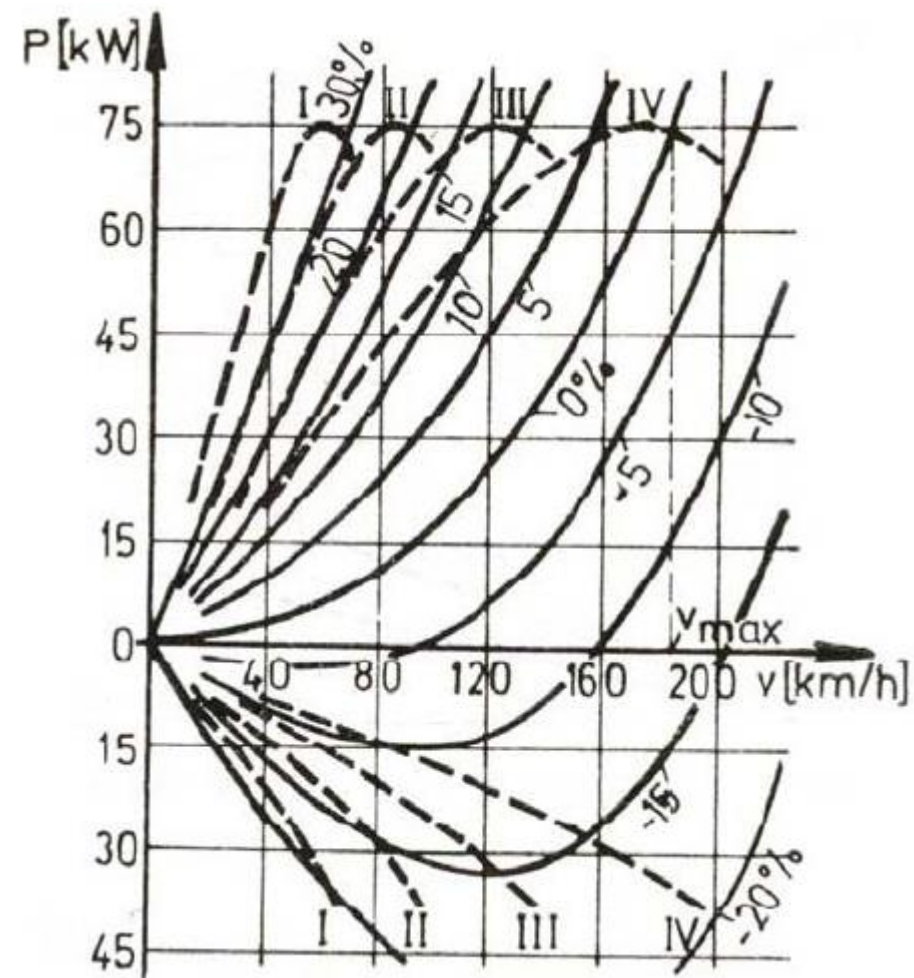


Биланс снаге аутомобила

Биланс снаге путничког возила

У дијаграму биланса снаге могу (мада нису уобичајене) да буду уцртане и карактеристике возила на низбрдици (дијаграм испод апсцисе), тако да се тада очитавају карактеристике које возило има при кочењу мотором.

Дијаграми биланса снаге мотора су посебно важни код теретних возила, где се учитавају и карактеристике са различитим оптерећењима (теретом) камиона односно вучног воза.



Избор преносног односа главног преносника

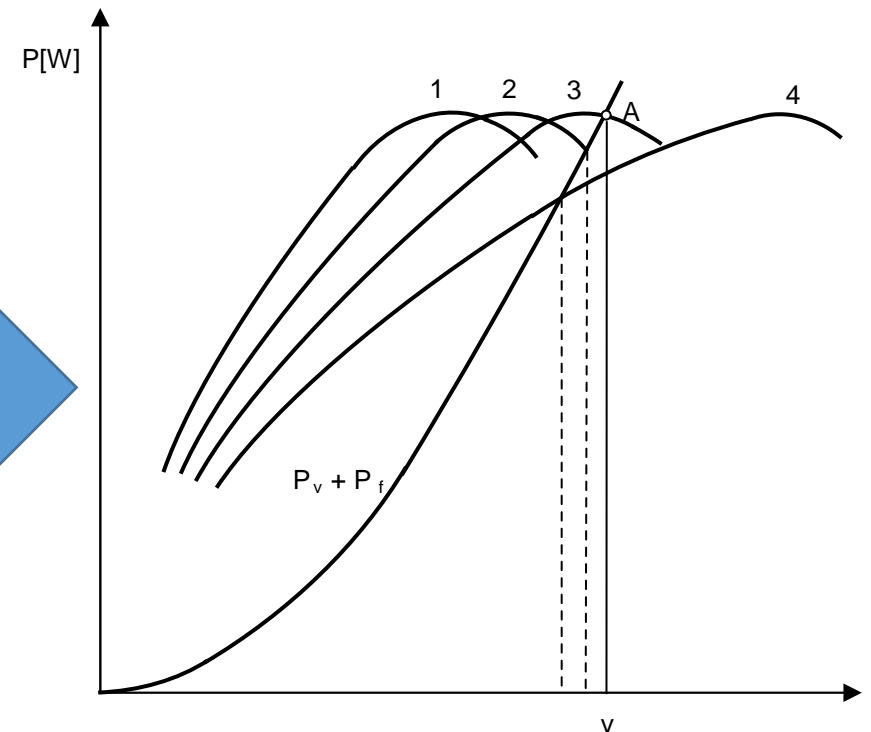
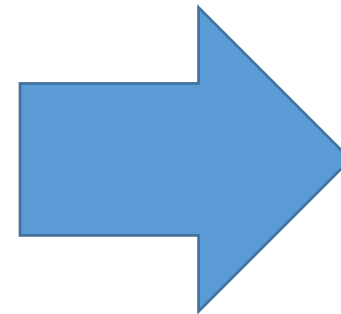
У анализи утицаја преносног односа главног преносника (i_{GP}) на вучне особине возила, занемарује се утицај мењачког преносника избором директног степена преноса:

$$i_m = i_d = 1$$

Криве снаге, $P_o = P_e \cdot \eta_{TP}$, за различите вредности преносних односа.

Уцртана је крива снаге отпора пута ($P_f + P_v$), за случај кретања возила по хоризонталном путу.

Из дијаграма је очигледно да је највећа брзина за пресечну тачку A .

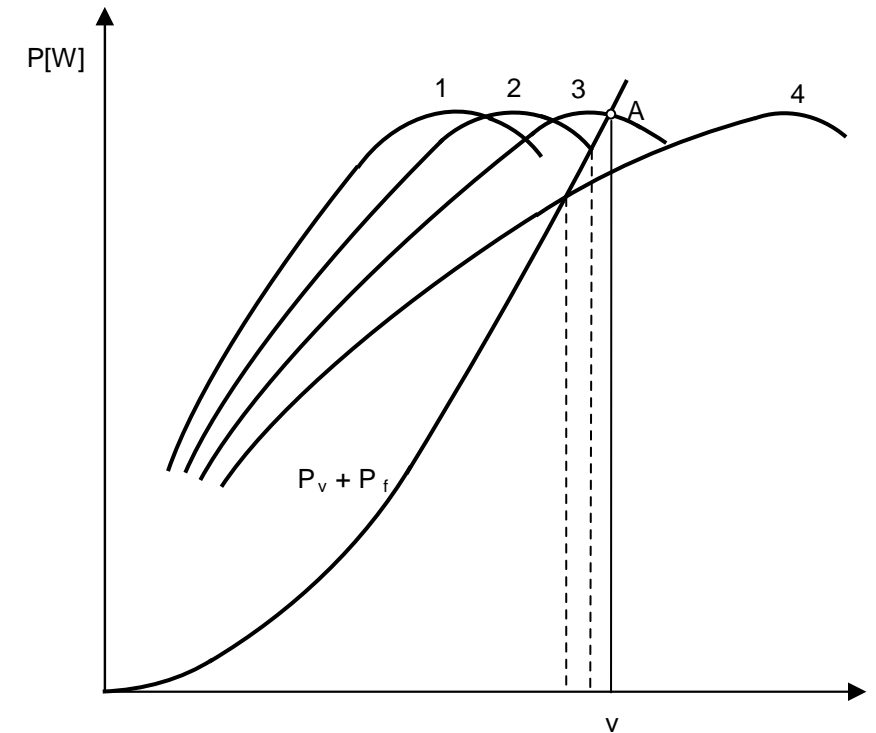


Избор преносног односа главног преносника

Само једна крива снаге на погонским точковима пролази кроз тачку А. Наведена крива је дефинисана преносним односом i_{GP3} .

Уколико би преносни однос био већи од i_{GP3} (на пример, i_{GP4} , i_{GP1} или i_{GP1}) имали бисмо при мањим брзинама већу резерву снаге која би могла да се користи за повећање максималног убрзања, скраћење времена и пута убрзавања, итд.

Преносни однос главног преносника нема велики утицај на максималну брзину аутомобила, јер мања промена односа i_{GP} , било у ком правцу, минимално мења максималну брзину аутомобила.



Избор преносног односа главног преносника

Преносни однос i_{GP} може се одредити на основу максималне брзине и аналитички.
Максимална брзина се рачуна из израза:

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

$$v^3 + av^2 + b = 0$$

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

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

Наведени облик једначине трећег степена решава се помоћу Карданове формуле:

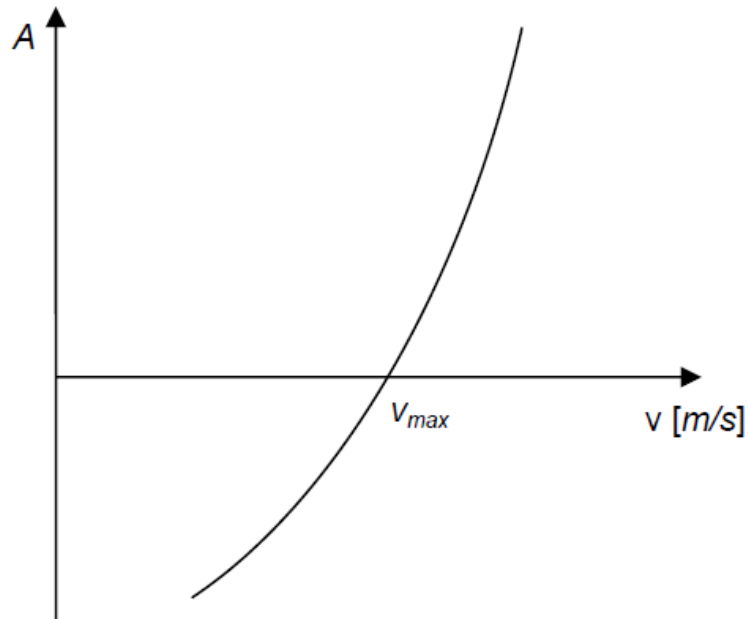
Избор преносног односа главног преносника

$$v^3 + av^2 + b = 0$$

Једначина се може
решити ако се узме у
обзир да је:

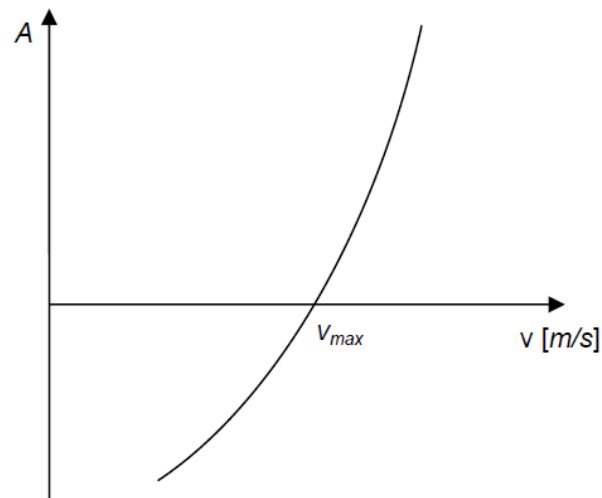
$$v^3 + av^2 + b = A$$

Црта се тачка по тачка криве $A = f(v)$ па пресечна тачка те криве са апсцисом (v) даје решење за v_{max} .



Избор преносног односа главног преносника

На основу дијаграма одређује се максимална брзина.



На основу максималне брзине може се одредити преносни однос главног преносника

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

МЕЊАЧКИ ПРЕНОСНИЦИ – степен преноса

Посматрајући карактеристике обртних момената ото и дизел мотора, може се закључити да мотор самостално није у стању да изврши трансформацију силе вуче и брзине у широкој области употребе, каква је на путу потребна.

Неопходно је да се у систем трансмисије угради један уређај који ће да изврши трансформисање силе вуче и брзине, према захтеву идеалне хиперболе вуче.

Овај задатак са више или мање успеха испуњава мењачки преносник (мењач), мењајући однос силе вуче и брзине према условима пута.

МЕЊАЧКИ ПРЕНОСНИК - термин степен преноса

- Основни задатак мењачког преносника је да врши трансформацију параметара снаге (обртни момент и број обртаја).
- Мењачки преносник у моторном возилу има задатак и да:
 - омогући правилно искоришћење снаге мотора,
 - омогући кретање возила уназад (ако нема посебан мењач смера),
 - омогући полазак возила из места и постепен прелаз на веће брзине,
 - ради бешумно са високим степеном корисности.

МЕЊАЧКИ ПРЕНОСНИК ОСНОВНЕ ЗАДАТКЕ ИЗВРШАВА ПОМОЋУ РАЗЛИЧИТИХ СТЕПЕНА ПРЕНОСА
ОДНОСНО ПРЕНОСНИХ ОДНОСА.

Термин-степен преноса и преносни однос

Путничка возила

Теретна возила

I	3,7 — 4,2	4,5 — 5,8
II	2 — 2,7	2,8 — 3,5
III	1,4 — 1,5	1,9 — 1,9
IV	1	1
N	3,0 — 4,5	4,0 — 6,0

128i

130i

1st gear ratio

4.32

4.35

2nd gear ratio

2.46

2.50

3rd gear ratio

1.66

1.67

4th gear ratio

1.23

1.23

5th gear ratio

1.00

1.00

6th gear ratio

0.85

0.85

Reverse gear ratio

3.94

3.93

Final drive

3.23

3.46

Max RPM

7000

7000

Уобичајене вредности
преносног односа
четворостепеног мењачког
преносника

ПРИМЕР ПРЕНОСНИХ
ОДНОСА ЗА КОНКРЕТНИ
СЛУЧАЈ ВОЗИЛА

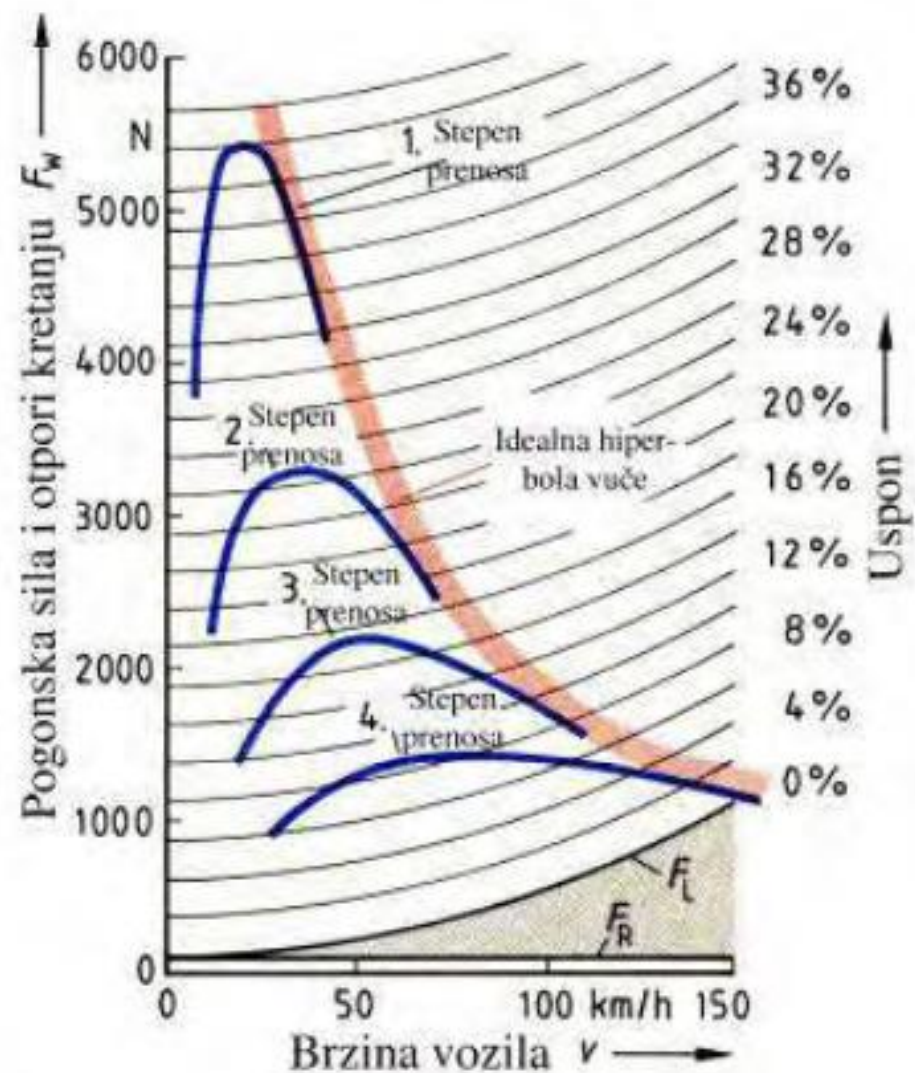
Степени преноса и преносни однос

Model Series - E36	Platform	Type	Transmission	1	2	3	4	5	6	reverse	final drive
318i	E36	Sedan	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	-	4.04	3.45
318is	E36	Coupe	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	-	4.04	3.45
318ic	E36	Convertible	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	-	4.04	3.45
318ti	E36	Compact	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	-	4.04	3.45
323i	E36	Sedan	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	-	4.04	2.93
323is	E36	Coupe	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	-	4.04	2.93
323ic	E36	Convertible	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	-	4.04	2.93
325i	E36	Sedan	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	-	4.04	3.15
325is	E36	Coupe	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	-	4.04	3.15
325ic	E36	Convertible	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	-	4.04	3.15
328i	E36	Sedan	Manual	4.2	2.49	1.66	1.24	1.00	-	3.89	2.93
328is	E36	Coupe	Manual	4.2	2.49	1.66	1.24	1.00	-	3.89	2.93
328ic	E36	Convertible	Manual	4.2	2.49	1.66	1.24	1.00	-	3.89	2.93
M3 Coupe 95	E36	Coupe	Manual	4.2	2.49	1.66	1.24	1.00	-	3.89	3.15
M3 Coupe	E36	Coupe	Manual	4.2	2.49	1.66	1.24	1.00	-	3.89	3.23
M3 Sedan	E36	Sedan	Manual	4.2	2.49	1.66	1.24	1.00	-	3.89	3.23
M3 Convertible	E36	Convertible	Manual	4.2	2.49	1.66	1.24	1.00	-	3.89	3.23
318i	E36	Sedan	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	4.44
318is	E36	Coupe	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	4.44
318ic	E36	Convertible	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	4.44
318ti	E36	Compact	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	4.44
323i	E36	Sedan	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	3.91
323is	E36	Coupe	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	3.91
323ic	E36	Convertible	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	3.91
325i	E36	Sedan	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	3.91
325is	E36	Coupe	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	3.91
325ic	E36	Convertible	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	3.91
328i	E36	Sedan	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	3.91
328is	E36	Coupe	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	3.91
328ic	E36	Convertible	Automatic	2.86	1.62	1.00	0.72	-	-	2.00	3.91
M3 Coupe	E36	Coupe	Automatic	3.67	2.00	1.41	1.00	0.74	-	4.1	3.38
M3 Sedan	E36	Sedan	Automatic	3.67	2.00	1.41	1.00	0.74	-	4.1	3.38
M3 Convertible	E36	Convertible	Automatic	3.67	2.00	1.41	1.00	0.74	-	4.1	3.38

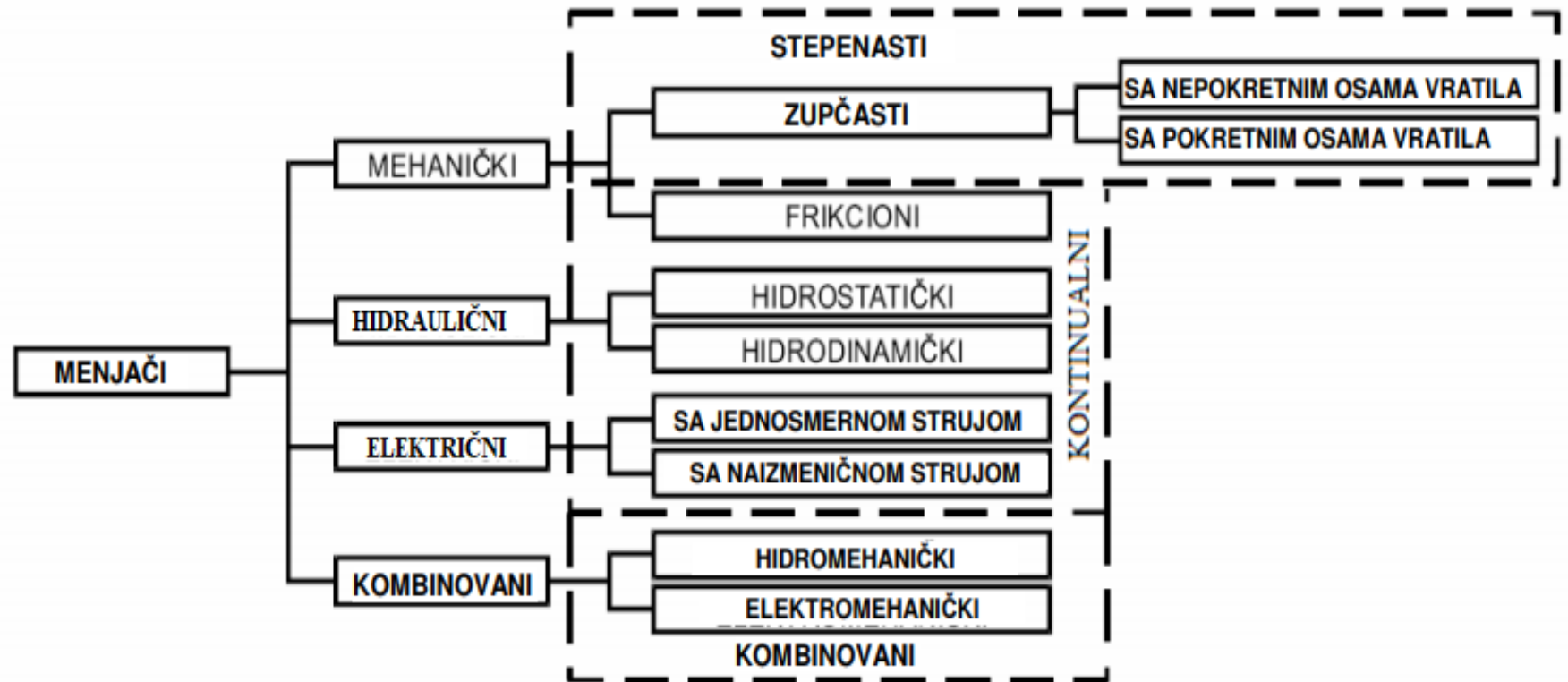
Степени преноса и преносни однос

Model	Platform	Type	Transmission	1	2	3	4	5	6	reverse	final drive
3 Series - E9x											
325i	E90	Sedan	manual	4.32	2.46	1.66	1.23	1.00	0.85	3.94	3.23
325i	E90	xDrive Sedan	manual	4.35	2.5	1.67	1.23	1.00	0.85	3.93	3.38
325i	E91	xDrive Wagon	manual	4.35	2.5	1.67	1.23	1.00	0.85	3.93	3.38
330i	E90	Sedan	manual	4.32	2.46	1.66	1.23	1.00	0.85	3.93	3.15
330i	E90	xDrive Sedan	manual	4.35	2.5	1.67	1.23	1.00	0.85	3.93	3.15
328i	E90	Sedan	manual	4.32	2.46	1.66	1.23	1.00	0.85	3.94	3.23
328i	E90	xDrive Sedan	manual	4.35	2.5	1.67	1.23	1.00	0.85	3.93	3.38
328i	E91	Wagon	manual	4.32	2.46	1.66	1.23	1.00	0.85	3.94	3.23
328i	E91	xDrive Wagon	manual	4.35	2.5	1.67	1.23	1.00	0.85	3.93	3.38
328i	E92	Coupe	manual	4.32	2.46	1.66	1.23	1.00	0.85	3.94	3.23
328i	E92	xDrive Coupe	manual	4.35	2.5	1.67	1.23	1.00	0.85	3.93	3.38
328i	E93	Convertible	manual	4.32	2.46	1.66	1.23	1.00	0.85	3.94	3.38
335i	E90	Sedan	manual	4.06	2.4	1.58	1.19	1.00	0.87	3.68	3.08
335i	E90	xDrive Sedan	manual	4.06	2.4	1.58	1.19	1.00	0.87	3.68	3.08
335i	E92	Coupe	manual	4.06	2.4	1.58	1.19	1.00	0.87	3.68	3.08
335i	E92	xDrive Coupe	manual	4.06	2.4	1.58	1.19	1.00	0.87	3.68	3.08
335i	E93	Convertible	manual	4.06	2.4	1.58	1.19	1.00	0.87	3.68	3.08
M3	E92	Coupe	manual	4.06	2.4	1.58	1.19	1.00	0.87	3.68	3.85
M3	E90	Sedan	manual	4.06	2.4	1.58	1.19	1.00	0.87	3.68	3.85
M3	E93	Convertible	manual	4.06	2.4	1.58	1.19	1.00	0.87	3.68	3.85
325i	E90	Sedan	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	3.73
325i	E90	xDrive Sedan	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	3.91
325i	E91	xDrive Wagon	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	3.91
330i	E90	Sedan	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	3.64
330i	E90	xDrive Sedan	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	3.64
328i	E90	Sedan	automatic	4.07	2.37	1.55	1.16	0.85	0.67	3.2	3.73
328i	E90	xDrive Sedan	automatic	4.07	2.37	1.55	1.16	0.85	0.67	3.2	3.91
328i	E91	Wagon	automatic	4.07	2.37	1.55	1.16	0.85	0.67	3.2	3.73
328i	E91	xDrive Wagon	automatic	4.07	2.37	1.55	1.16	0.85	0.67	3.2	3.91
328i	E92	Coupe	automatic	4.07	2.37	1.55	1.16	0.85	0.67	3.2	3.73
328i	E92	xDrive Coupe	automatic	4.07	2.37	1.55	1.16	0.85	0.67	3.2	3.91
328i	E93	Convertible	automatic	4.07	2.37	1.55	1.16	0.85	0.67	3.2	3.91
335i	E90	Sedan	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	3.46
335i	E90	xDrive Sedan	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	3.46
335d	E90	Sedan	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	2.81
335i	E92	Coupe	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	3.46
335i	E92	xDrive Coupe	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	3.46
335i	E93	Convertible	automatic	4.17	2.34	1.52	1.14	0.87	0.69	3.4	3.46

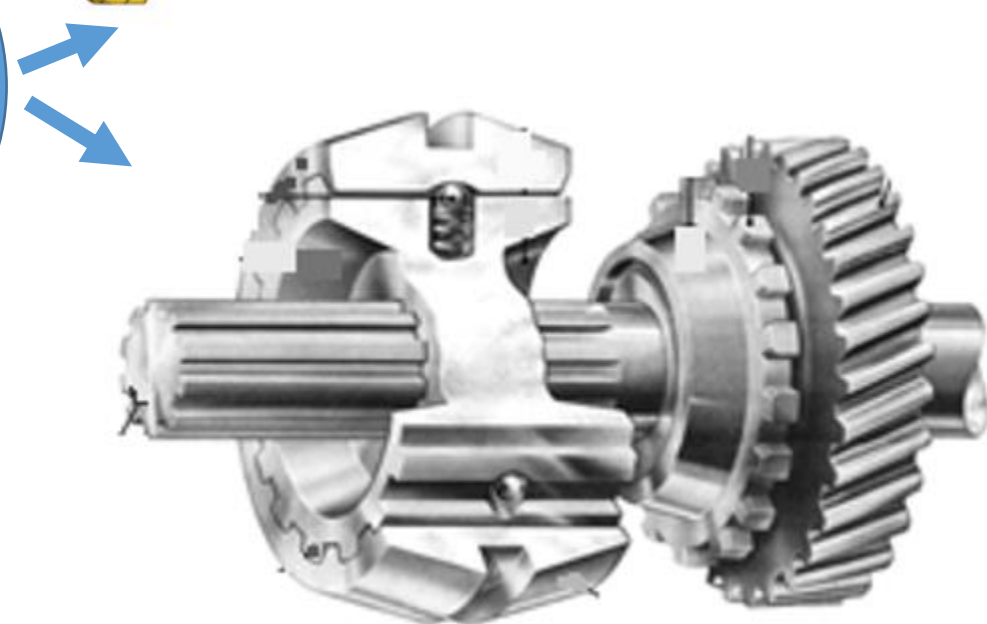
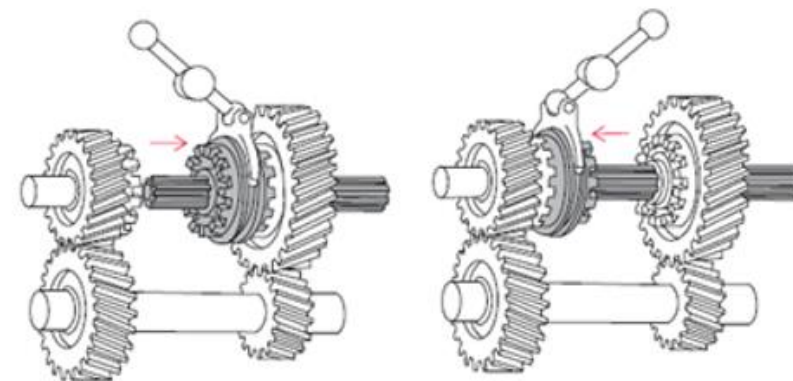
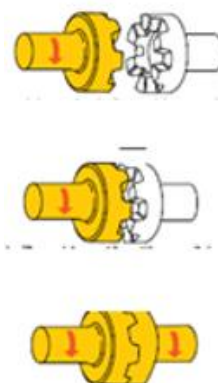
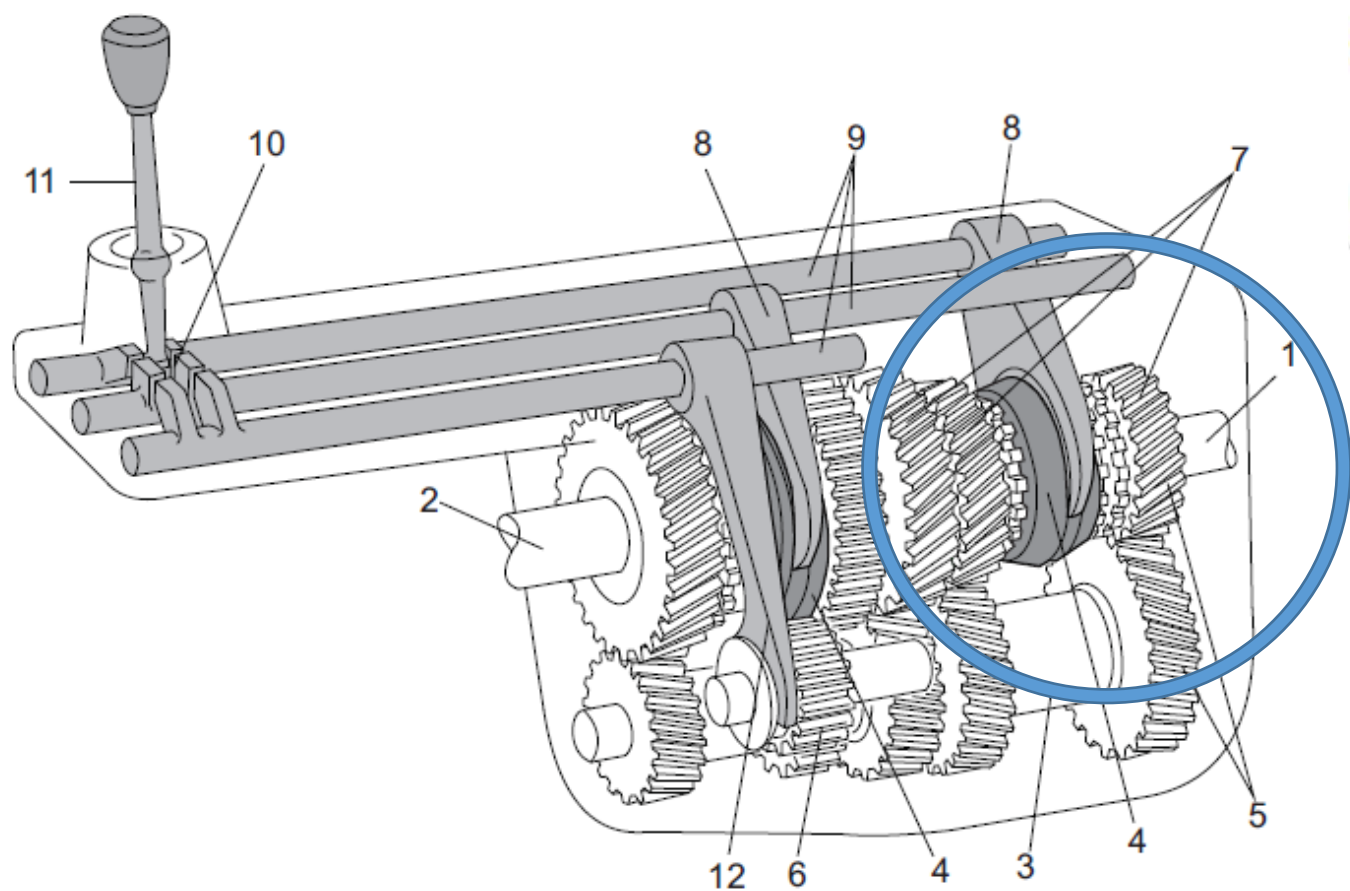
Вучни дијаграм механичког четворостепеног мењачког преносника



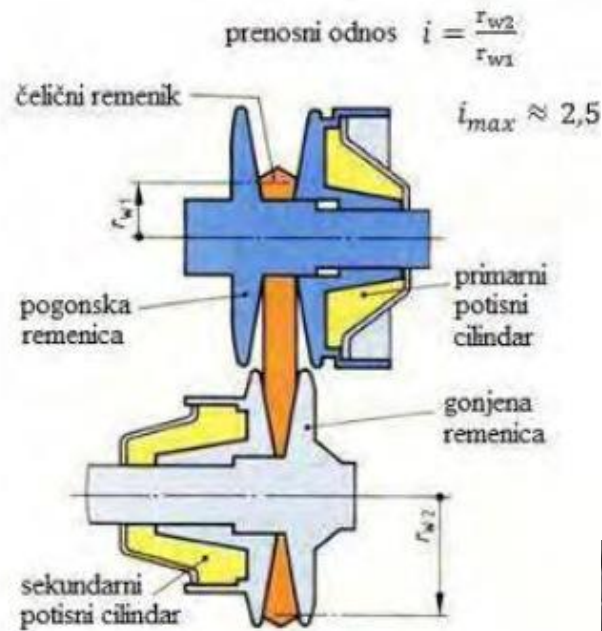
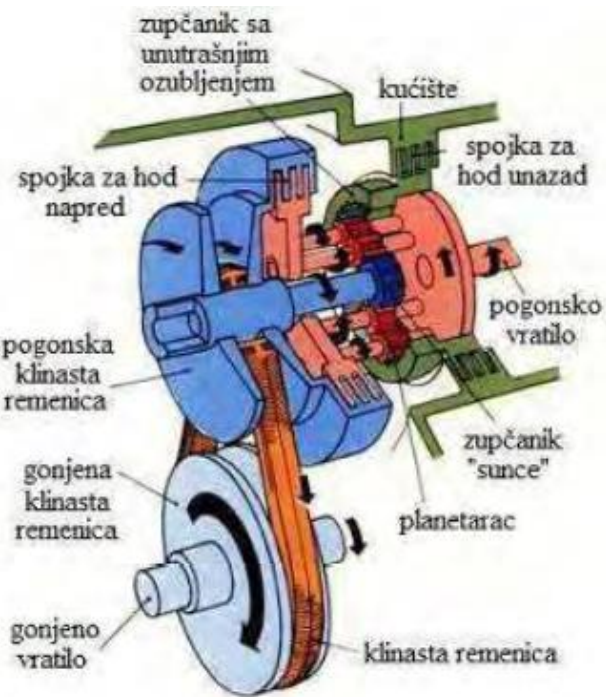
ПОДЕЛА МЕЊАЧКИХ ПРЕНОСНИКА



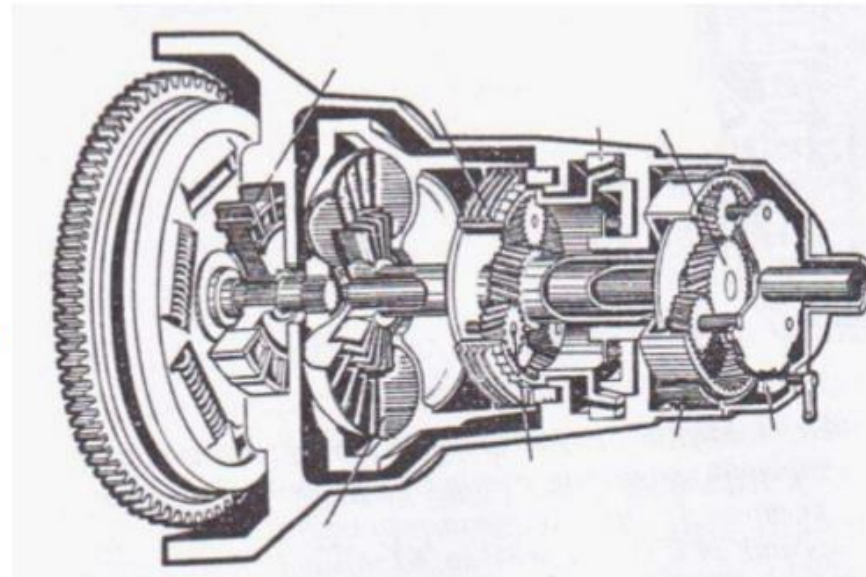
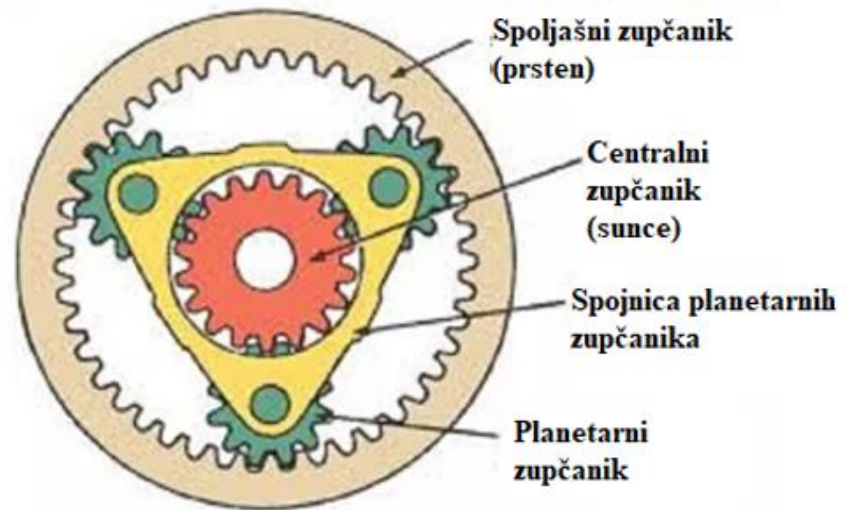
Механички мењачки преносник (степенаста мењачка преносник)



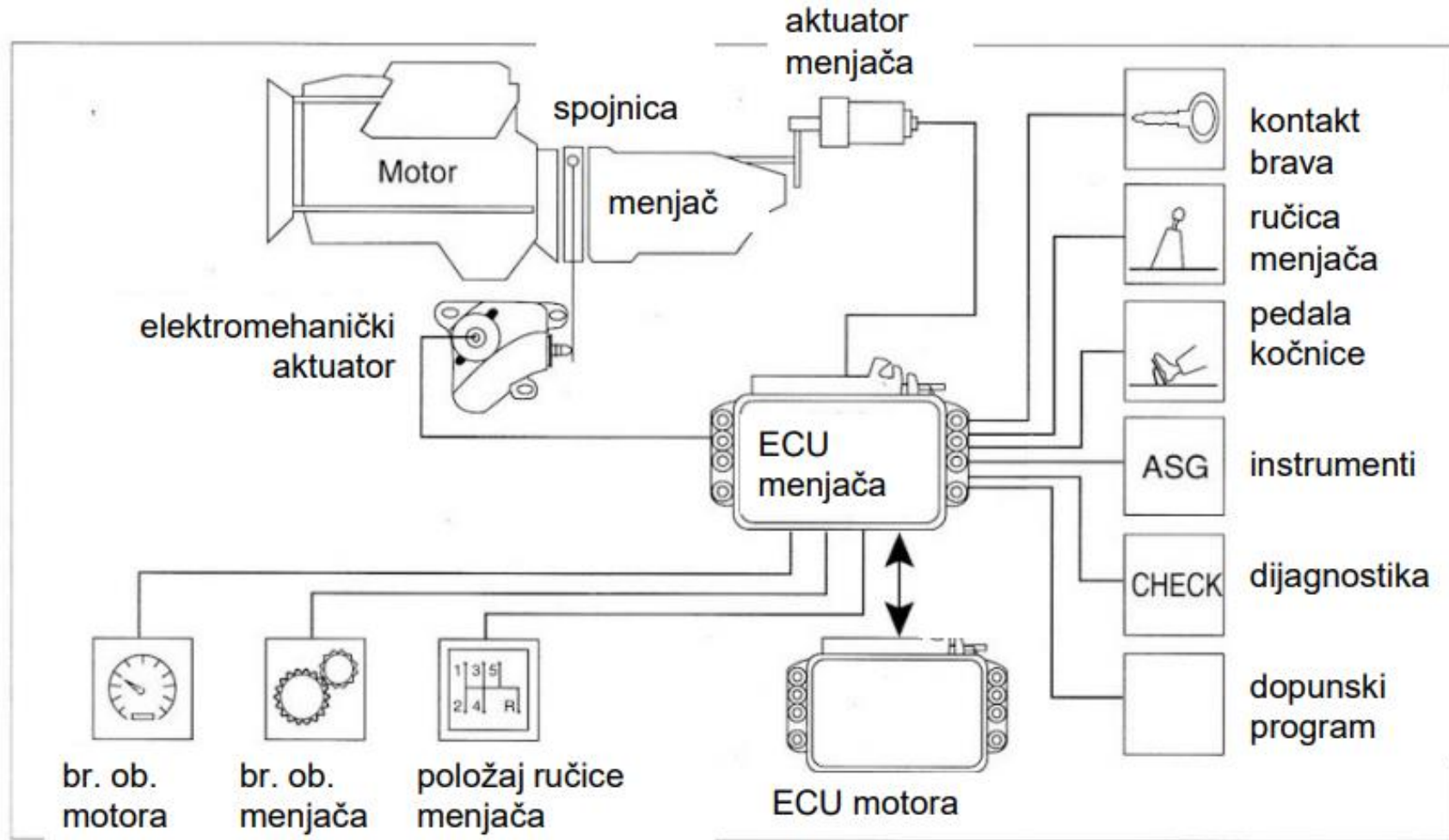
КОНТИНУАЛНИ МЕЊАЧКИ ПРЕНОСИЦИ (CVT)



ПЛАНЕТАРНИ МЕЊАЧКИ ПРЕНОСНИЦИ



AUTOMATSKI MEŃAČKI PRENOŠNICI



Начин промене степена преноса



СИСТЕМ ЗА КОЧЕЊЕ ВОЗИЛА И ПРОЦЕС КОЧЕЊЕ ВОЗИЛА



СИСТЕМ ЗА КОЧЕЊЕ ВОЗИЛА

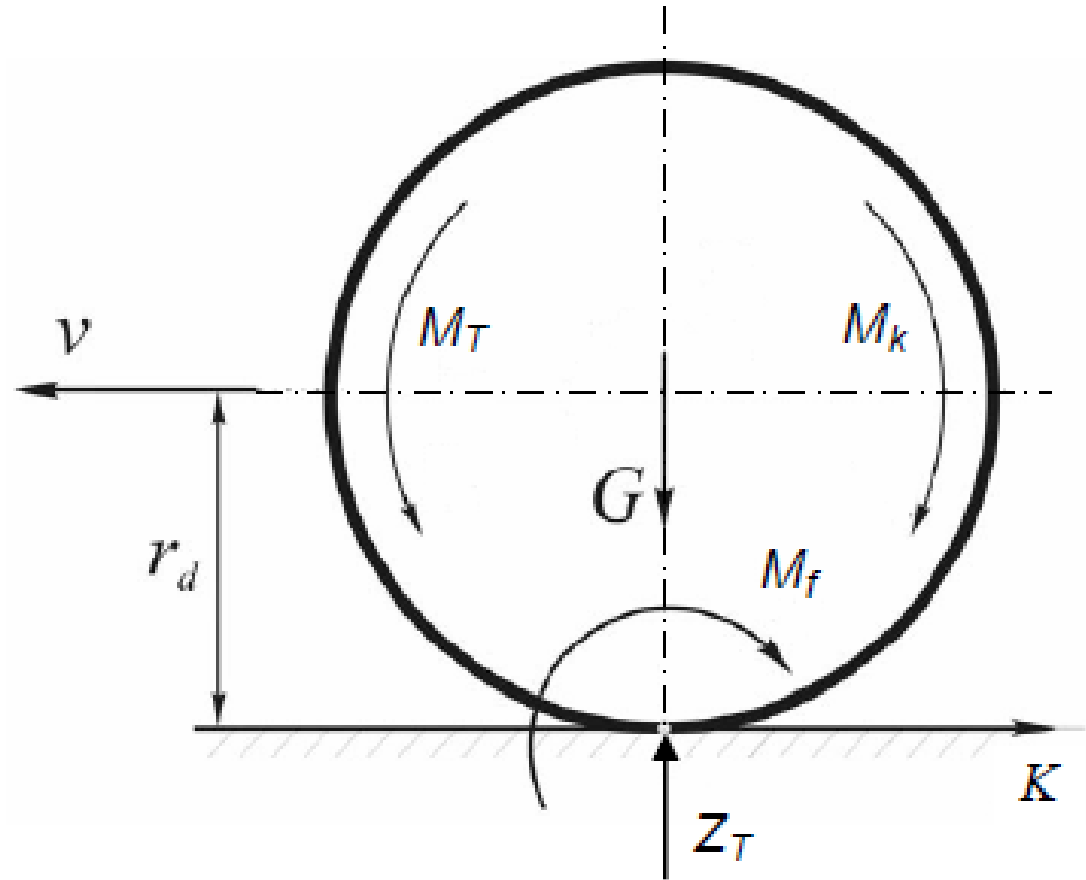
Кочење возила је процес који се обавља са циљем да се возило успори или заустави.

Систем за кочење возила је скуп елемената и посебних уређаја, тако да сви укупно чине систем за принудно смањење брзине возила, односно кочење.

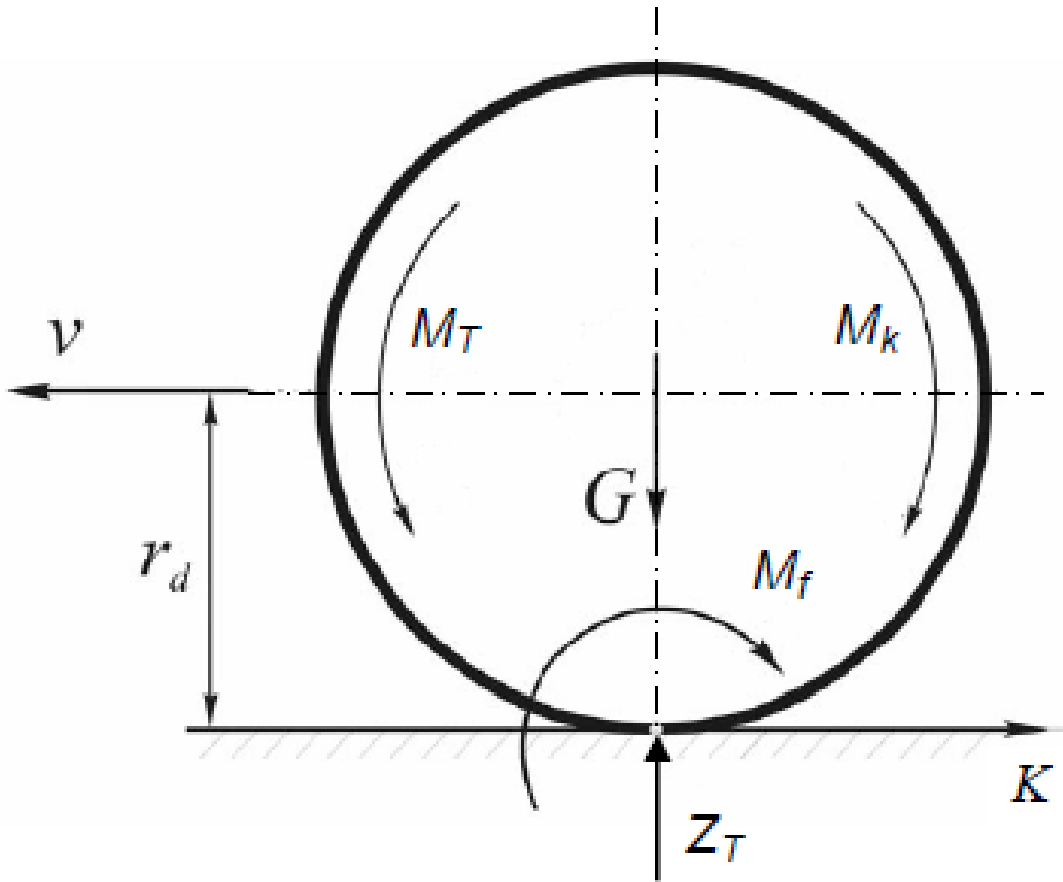
Систем за кочење возила је и део система безбедности возила, тако да кочне карактеристике возила могу да се сагледавају и са тог аспекта.

Механика кочења точка

Услед притиска кочних облога кочионих плочица или папуча на диск, односно добош, појављује се момент силе трења, односно момент кочења, M_k , који проузрокује тангенцијалну реакцију тла, K , са супротним смером од смера кретања



Механика кочења точка



За случај погонског точка мотор предаје преко полуосовине
момент M_T

$$M_T = \sum J \frac{d\omega}{dt} - M_f$$

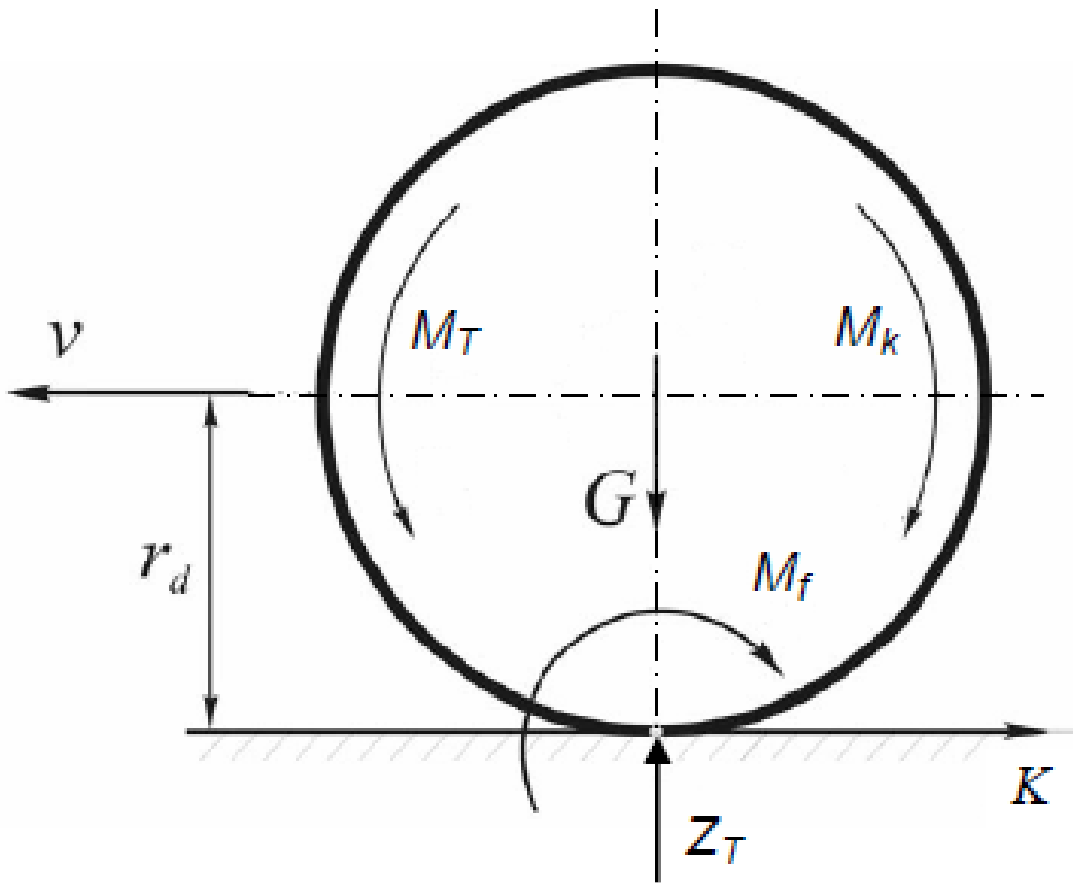
где су:

$\sum J \frac{d\omega}{dt}$ - инерциони момент свих обртних делова везаних за полуосовину точка;

Инерциони момент дејствује у правцу кретања.

M_f – момент услед трења у механизмима трансмисије, углавном у мотору, редукован на погонски точак.

Механика кочења точка



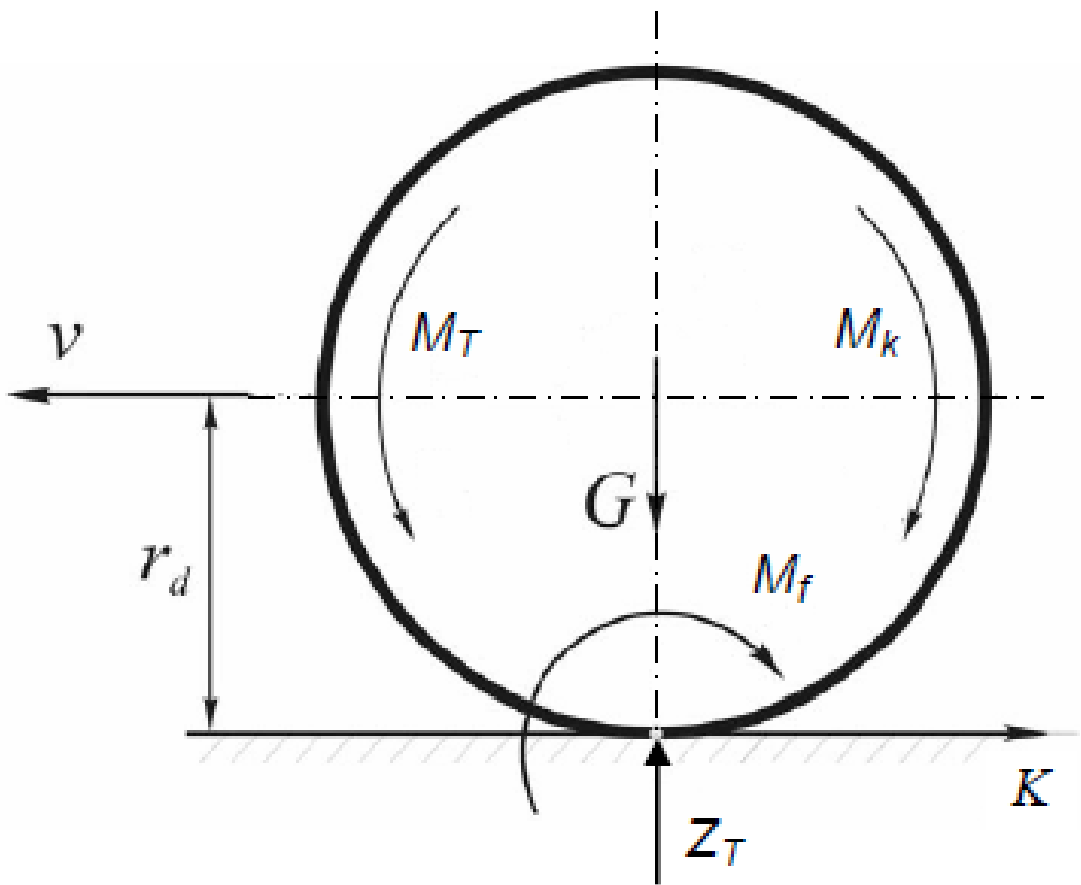
Користећи слику може се написати једначина равнотеже момената:

$$K \cdot r_d = M_k - M_T + M_f$$

Односно из обе једначине:

$$K \cdot r_d = M_k + M_f - \sum J \frac{d\omega}{dt} + M_T$$

Механика кочења точка



За максималну тангенцијалну реакцију, максималну кочну
силу важи однос:

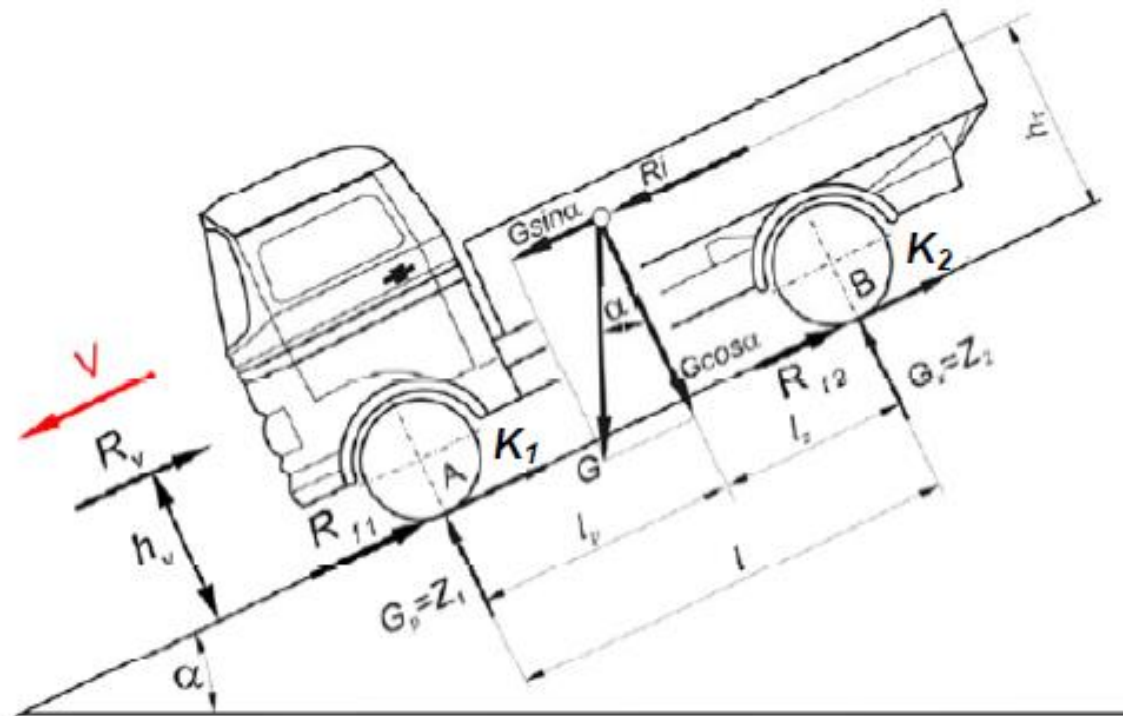
$$(K)_{max} = \varphi \cdot Z_T$$

МАКСИМАЛНЕ ВРЕДНОСТИ СИЛЕ КОЧЕЊА

Реакције тла у зависности од осовине се могу рачунати на основу једначина:

$$Z_1 = \frac{G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + h_T (R_i - R_v \pm G \cdot \sin \alpha)}{l}$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot l_p \cdot \cos \alpha + h_T (R_i - R_v \pm G \cdot \sin \alpha)}{l}$$

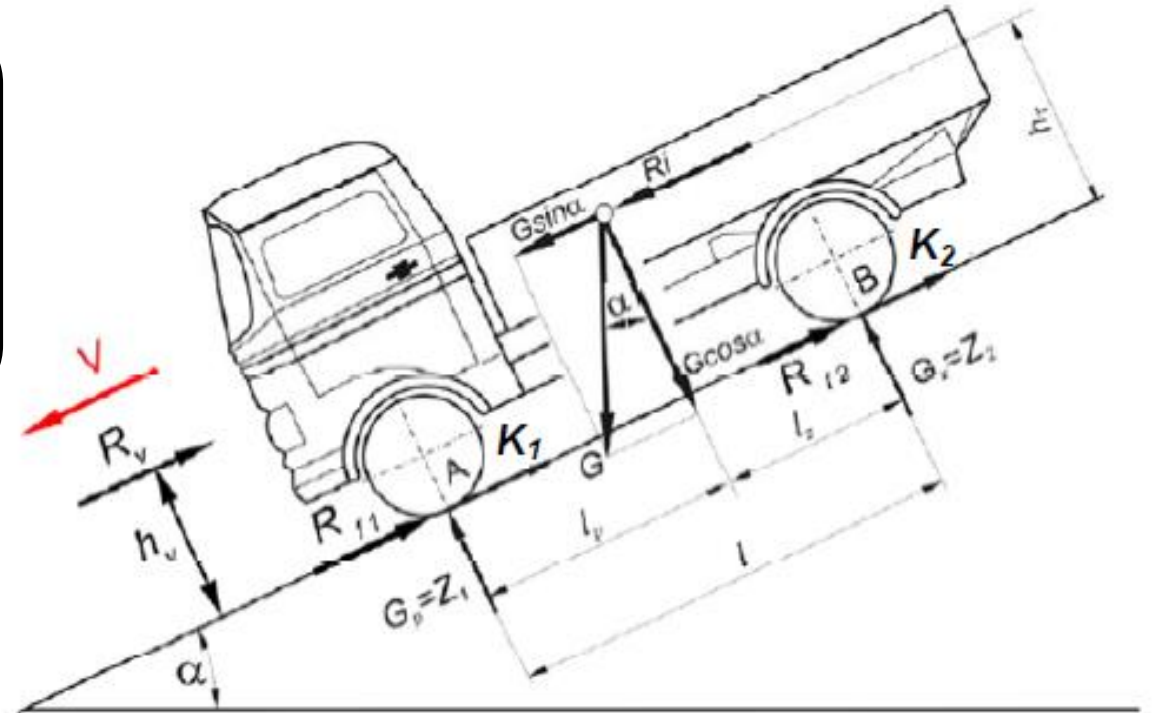


МАКСИМАЛНЕ ВРЕДНОСТИ СИЛЕ КОЧЕЊА

Зависно од врсте возила у пракси је могуће кочење само точковима предње осовине, само точковима задње осовине или кочење свим точковима. Код савремених возила свих класа осим О1 и мањих трактора из класе Т, у примени је кочење свим точковима

Кочење само предњим точковима

$$K = K_1 = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_2 + h_T \cdot f}{l - h_T \cdot \varphi}$$



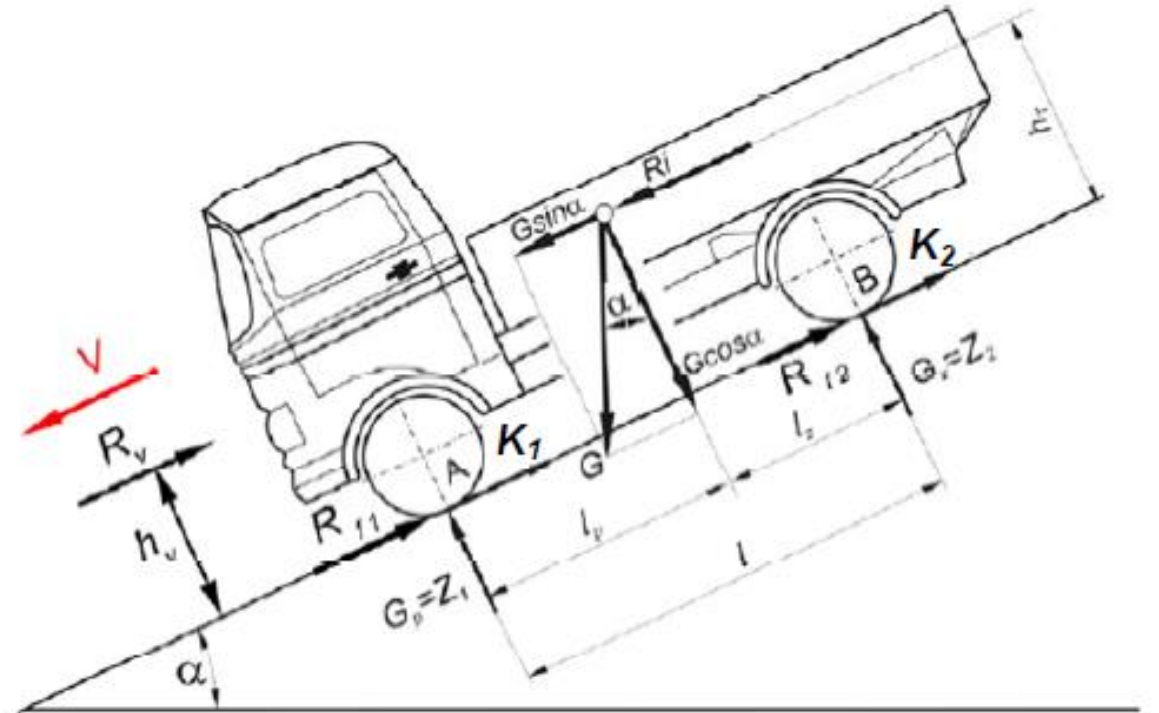
МАКСИМАЛНЕ ВРЕДНОСТИ СИЛЕ КОЧЕЊА

Кочење само задњим точковима

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

Кочење свим точковима

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



ОДРЕЂИВАЊЕ МАКСИМАЛНОГ УСПОРЕЊА

$$R_i = \frac{G}{g} \cdot a \cdot \delta = K + R_f$$

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

Кочење само
предњим точковима

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

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

Кочење само
задњим точковима

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

ОДРЕЂИВАЊЕ МАКСИМАЛНОГ УСПОРЕЊА

$$R_i = \frac{G}{g} \cdot a \cdot \delta = K + R_f$$

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

Кочење свим
точковима

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

ПРОЦЕС КОЧЕЊА – ВРЕМЕ И ПУТ КОЧЕЊА

Да би се утврдили параметри понашања коченог возила неопходно је одредити вредности пута које возило пређе у процесу кочења до заустављања (**пут кочења**) и време потребно за остварење потпуног заустављања возила (**време кочења**).

Из опште једначине за биланс сила, следи да је

$$\sum R = 0 \rightarrow R_v + R_f + R_\alpha + K = \sum R + K = R_i$$

ПРОЦЕС КОЧЕЊА – ВРЕМЕ И ПУТ КОЧЕЊА

Максимална сила кочења при кочењу свим точковима једнака је највишој могућој адхезионој сили, т.ј. $K_{max} = G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha$, тако да сада из биланса сила следи:

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

Коефицијент “ ξ ” представља однос између стварне и максималне силе кочења

$$\xi = \frac{K}{K_{max}}$$

$\xi = 1$ за интензивно кочење, када се и остварује максимална сила кочења
 $\xi < 1$ за прикочивање ради успорења кретања

ПРОЦЕС КОЧЕЊА

- време кочења-

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

Време кочења
 V_1 - брзина на почетку кочења
 V_2 - брзина на крају кочења

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

Време кочења у случају хоризонталног пута до потпуног заустављања возила

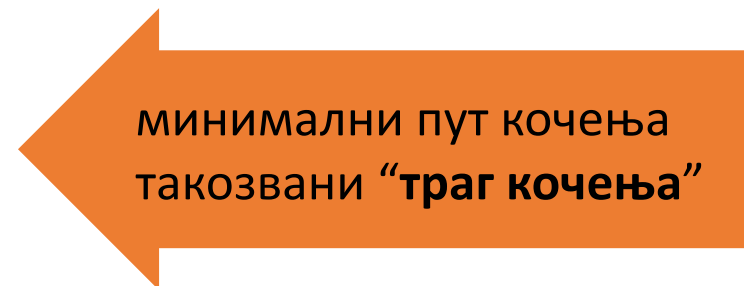
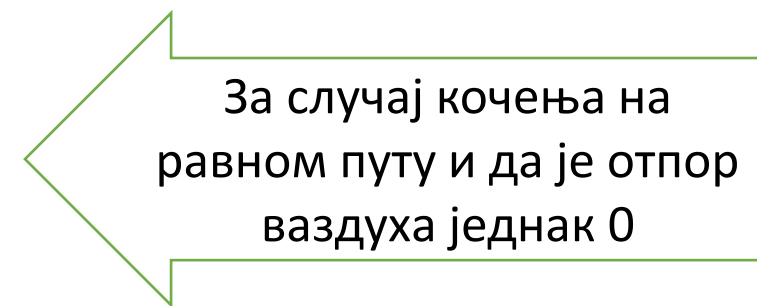
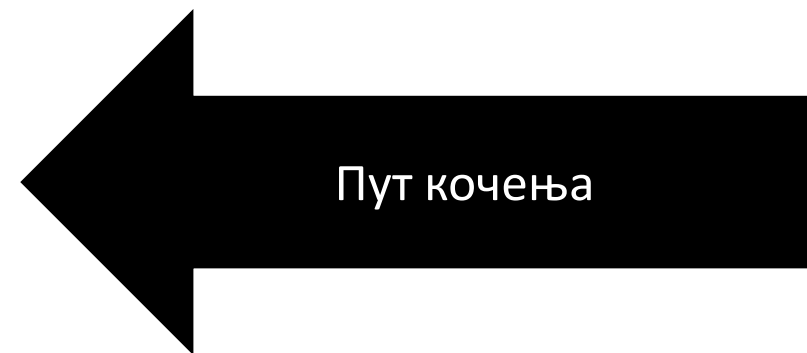
ПРОЦЕС КОЧЕЊА

- пут кочења -

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

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

$$S_{k \min} = \frac{v_1^2}{2 \cdot a_{max}}$$



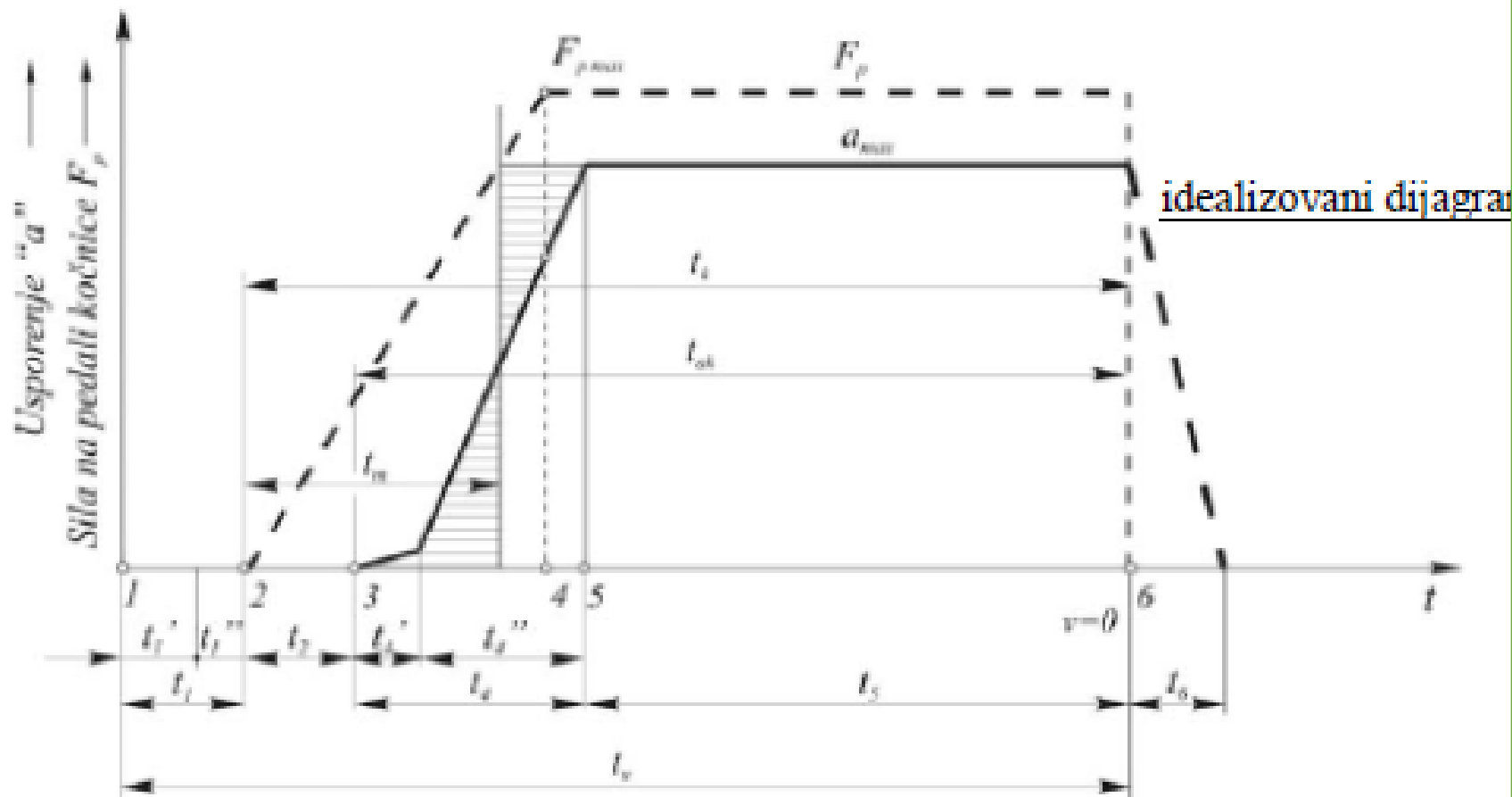
СТВАРНИ ПАРАМЕТРИ ПРОЦЕСА КОЧЕЊА

Процес кочења има утврђени редослед поступака за које је потребно време.

Потребно је узети у обзир и параметре који зависе од могућности и психичког стања возача, могућности самог система за кочење и слично, тако да се стварне величине времена и пута кочења разликују од теоријски израчунатих.

Реално снимљени дијаграми процеса кочења приказују, стварну слику и параметре у наведеном процесу.

Стварно време кочења



Време t_1 представља време реакције возача од почетка опажања и схватања ситуације, да је потребно кочење.

Време t_2 представља време реакције система за кочење

Време t_3 представља време активирања команде.

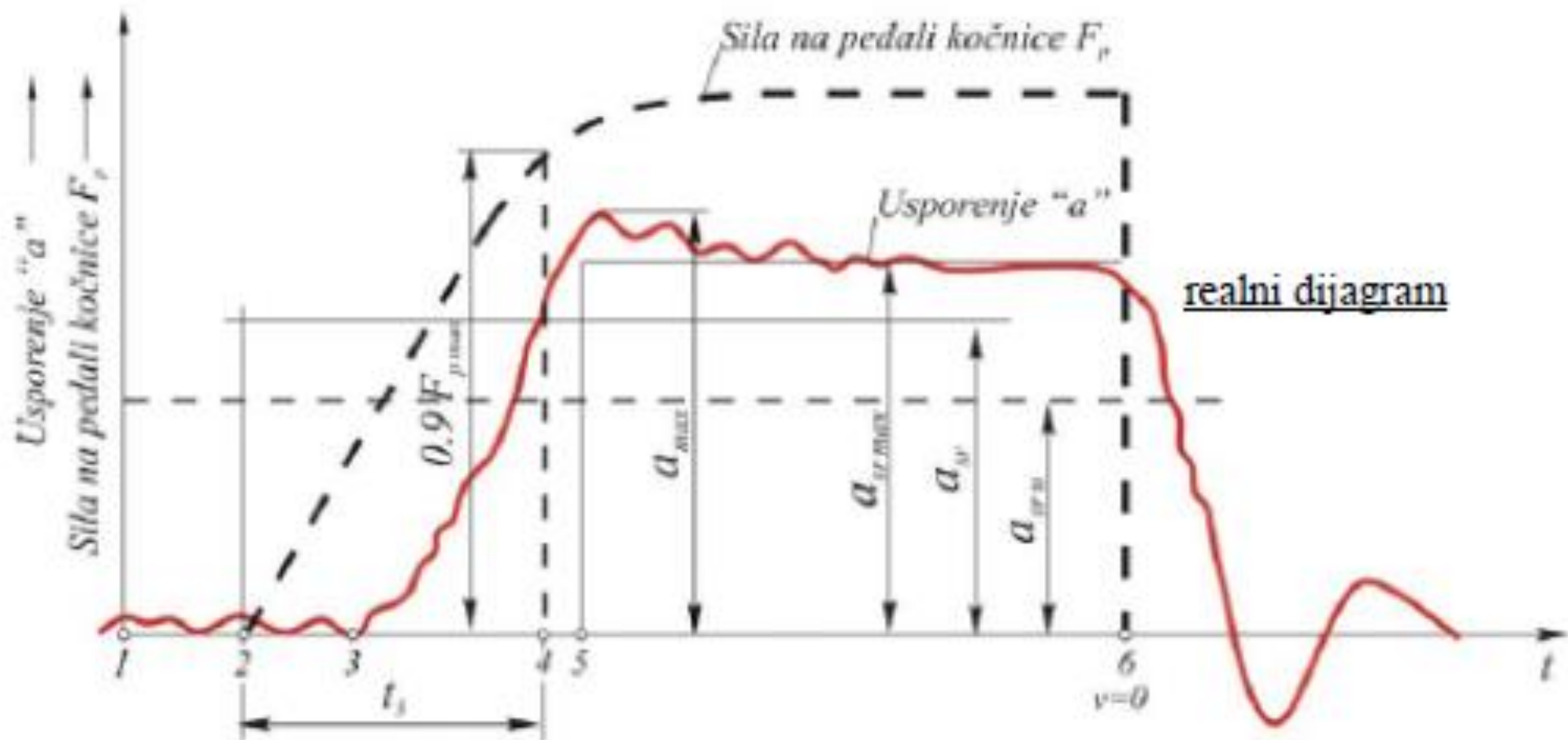
Време t_4 представља време потребно за постизање максималног успорења возила.

Време t_5 представља време активног дејства максималне силе кочења.

Време t_6 је време тзв. заостајања или откочивања и зависи од система за кочење.

Стварно време кочења

Уколико посматрамо реални процес кочења дијаграм који се добија снимањем тог процеса изгледа као на слици испод.



Стварно време кочења

$$t_u = t_1 + t_2 + t_4 + t_5$$

Укупно време
зауостављања

$$t_{ak} = t_4 + t_5$$

Време активног
кочења

$$t_k = t_2 + t_4 + t_5 = t_{ak} + t_2$$

Време стварног
кочења

Стварно време кочења

Сходно овако дефинисаним временима реакција система кочења, постоје и различите дефиниције **средњег успорења** (средње максимално успорење, средње успорење и укупно средње успорење).

Средње максимално успорење a_{srmax} односи се на време активног дејства максималне силе кочења (t_5) и за њега се у упрошћеном (идеализованом) дијаграму, претпоставља да је константно.

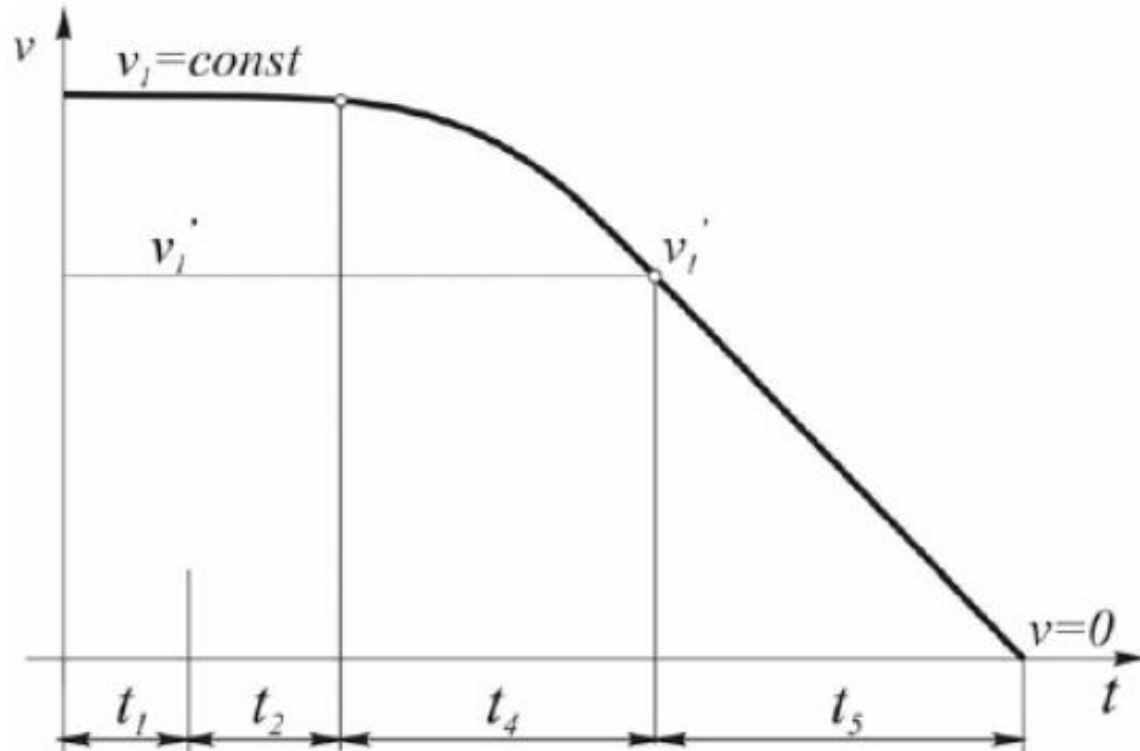
Средње успорење a_{sr} односи се на укупно време кочења t_k .

Укупно средње успорење a_{usr} се односи на укупно време заустављања.

У пракси се највише користе дефиниције средњег максималног и укупног средњег успорења, чешће названог средње успорење.

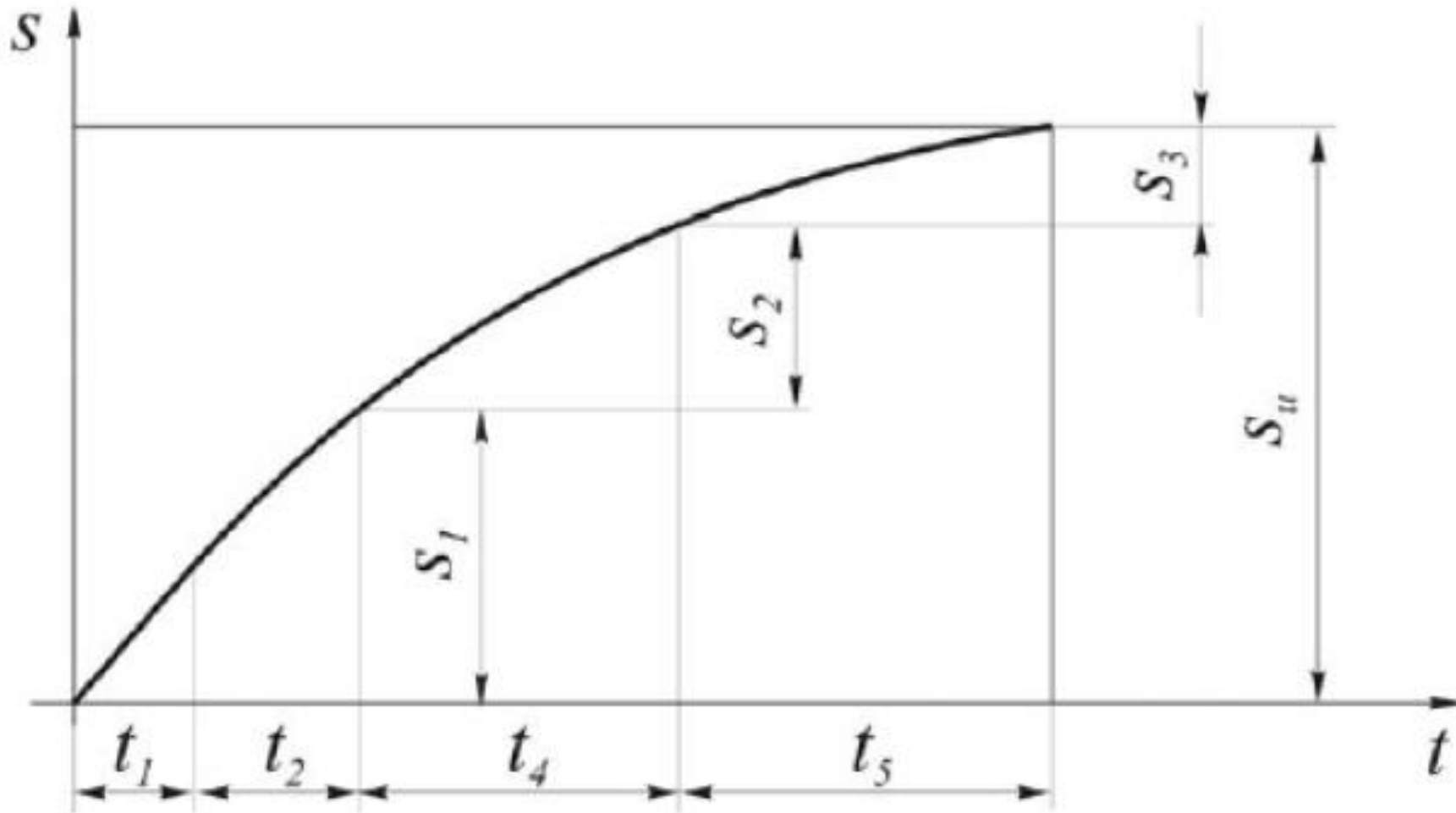
Стварни пут кочења

Описани процес кочења показује да се током времена у процесу кочења, значајно мењају силе кочења, а тиме и само успорење возила.



Промена брзине у току кочења

Стварни пут кочења



**Промена пута
возила, током
процеса кочења**

Стварни пут кочења

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

Занемаривањем последњег члана као веома малог, даје коначан облик једначине за пређени пут у процесу кочења:

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

Изрaчунати пут S_u назива се **зауставни пут возила** и очигледно представља збир путева које је возило прешло у фази реаговања возача (психичка секунда), одзива кочног система и пређеног пута који се врши са максималним успорењем.

Стварни пут кочења

$$S_1 = v_1 \cdot t_1$$

Пут за време
психичке секунде

$$S_k = S_2 + S_3 = v_1 \cdot \left(t_2 + \frac{t_4}{2} \right) + \frac{v_1^2}{2 \cdot a_{max}}$$

Пут кочења
("траг кочења")

Стварни пут кочења

Када се из израза искључи члан који дефинише пут пређен за време “психичке секунде” добија се вредност **пута кочења** која **представља само једну од фаза испитивања возила при хомологационим испитивањима**, а на основу захтева међународног правника ЕСЕ 13, кога мора да задовоље кочни уређаји возила за коришћење у јавном саобраћају. Према наведеном правилнику, максимална вредност зауставног пута је:

$$S_{max} = A \cdot v_1 + \frac{v_1^2}{B} \quad [m]$$

$v_1 [km/h]$ - почетна брзина возила при испитивању (према ЕСЕ 13 не мања од 80 km/h)

Врста возила	Коефицијенти	
	A	B
Лака путничка	0,1	150
Доставна	0,15	130
Теретна	0,15	115

СИСТЕМ ЗА КОЧЕЊЕ ВОЗИЛА

Кочење возила је процес који се обавља са циљем да се возило успори или заустави.

Систем за кочење возила је скуп елемената и посебних уређаја, тако да сви укупно чине систем за принудно смањење брзине возила, односно кочење.

Систем за кочење возила је и део система безбедности возила, тако да кочне карактеристике возила могу да се сагледавају и са тог аспекта.

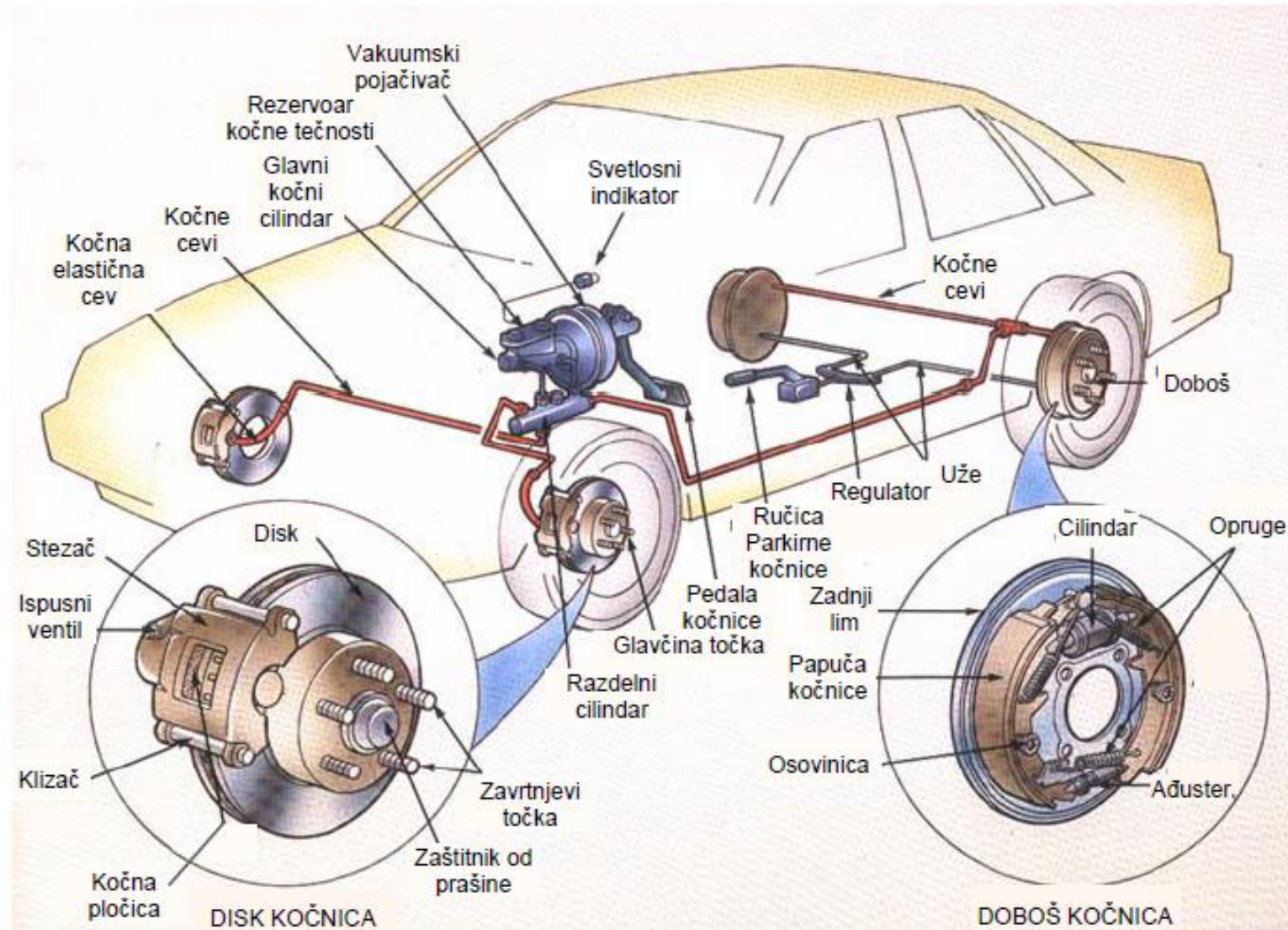
ПОДЕЛА СИСТЕМА ЗА КОЧЕЊЕ У ФУНКЦИОНАЛНОМ СМИСЛУ :

- **Радна кочница** је скуп уређаја и механизма помоћу којих возило може безбедно и контролисано да се заустави без обзира на претходну брзину кретања и оптерећења тога возила.
- **Паркирна кочница је врста кочнице која већ** заустављено возило без приколице (или саму приколицу), са пуним оптерећењем, може контролисано и трајно одржавати у закоченом стању.
- **Помоћна кочница** је уређај којим возило може безбедно да се заустави независно од радне или паркирне кочнице.

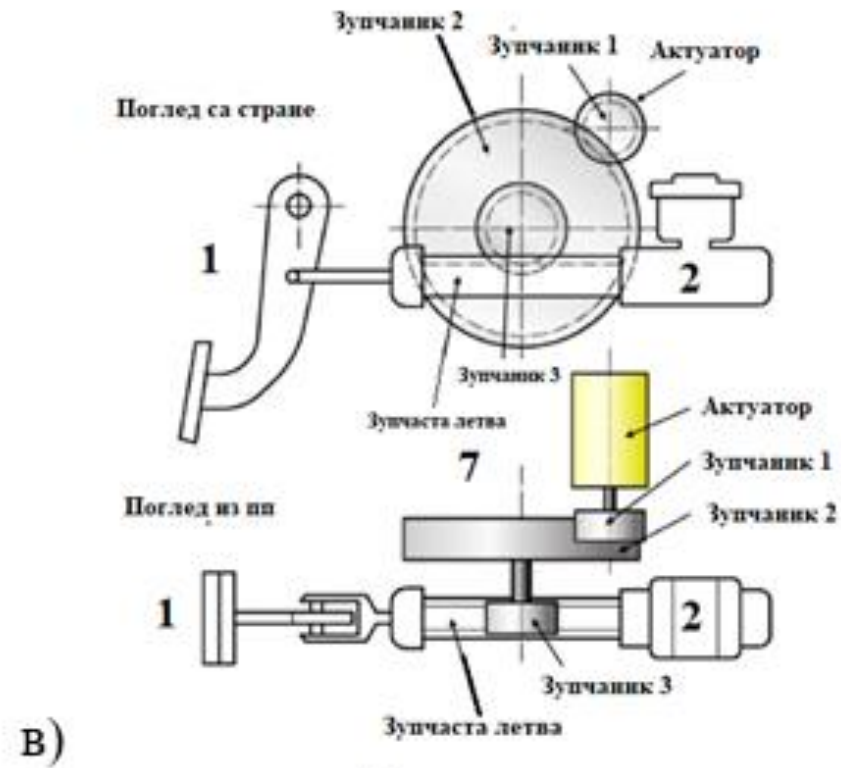
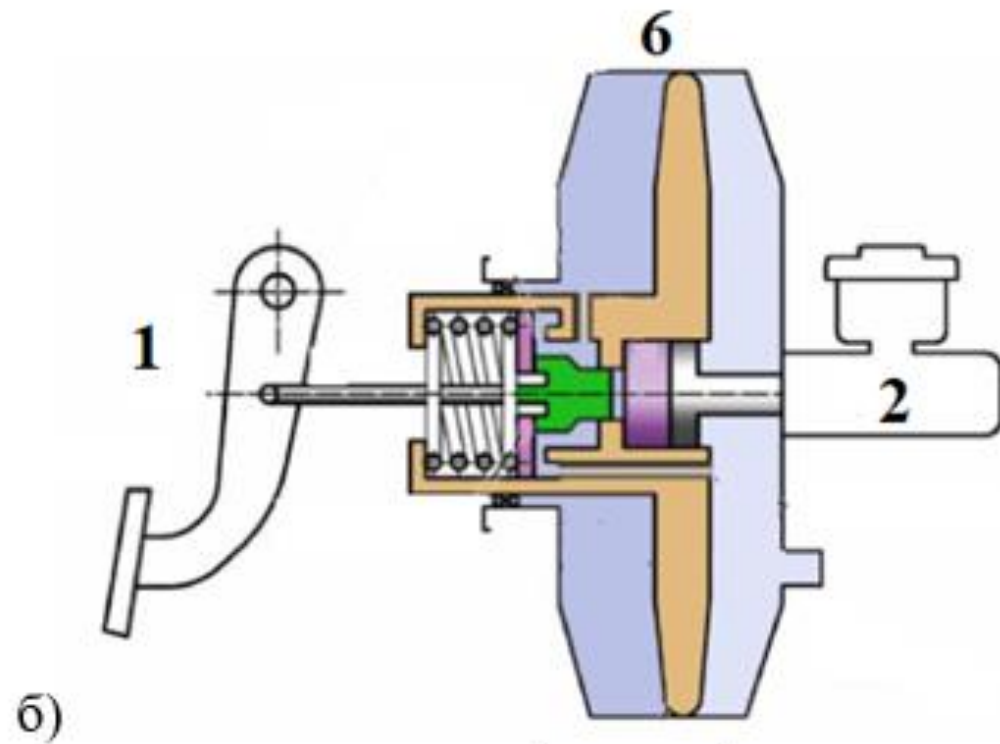
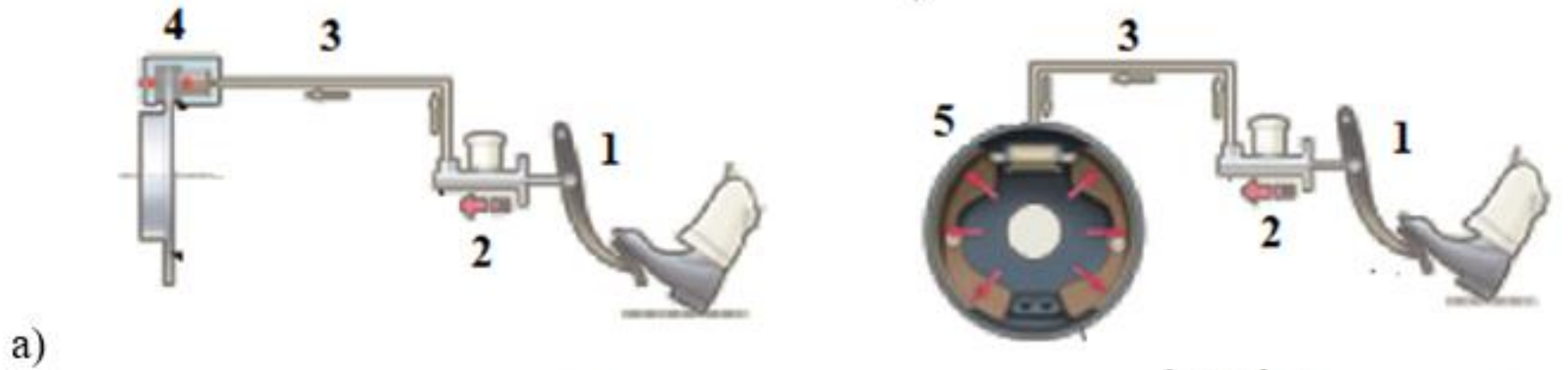
СИСТЕМ ЗА КОЧЕЊЕ ВОЗИЛА

- Радна, паркирна и помоћна кочница могу да буду комбиноване тако да:
 - постоје најмање две команде независне једна од друге и да команда радне кочнице буде независна и одвојена од паркирне кочнице
 - да команда помоћне кочнице буде независна од паркирне, ако је паркирна кочница такве конструкције да не може да се стави у функцију при кретању возила.

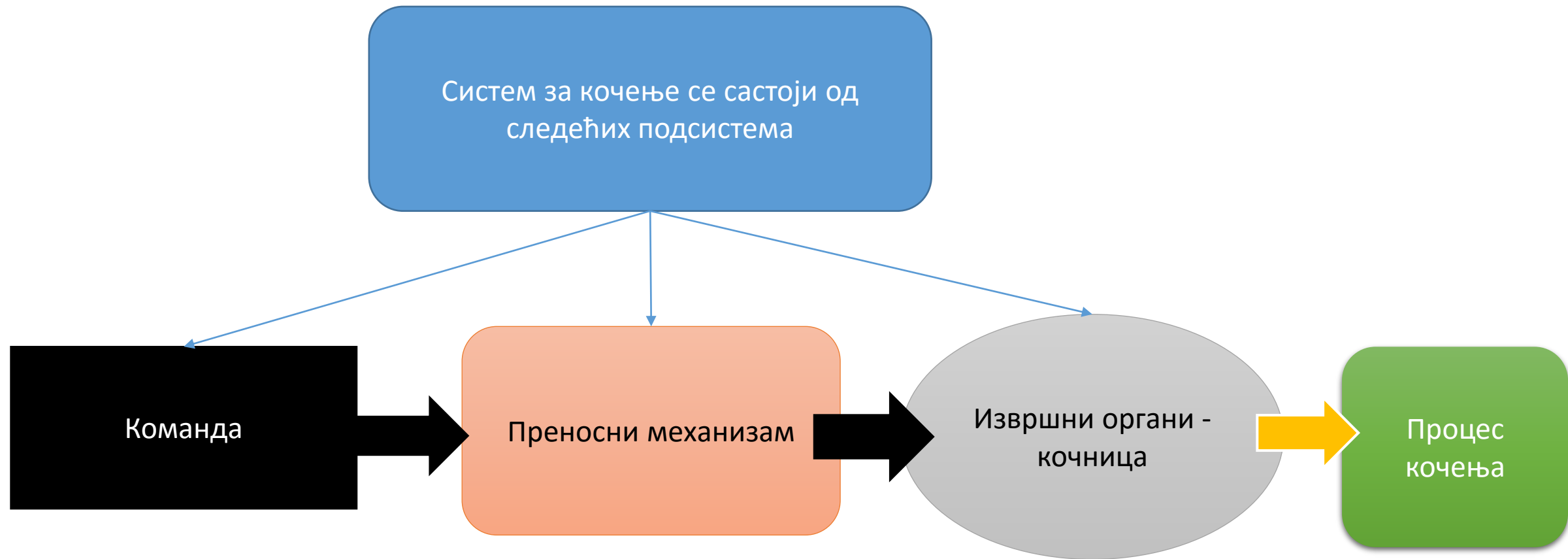
Пример хидрауличког система за кочење



Систем за кочење

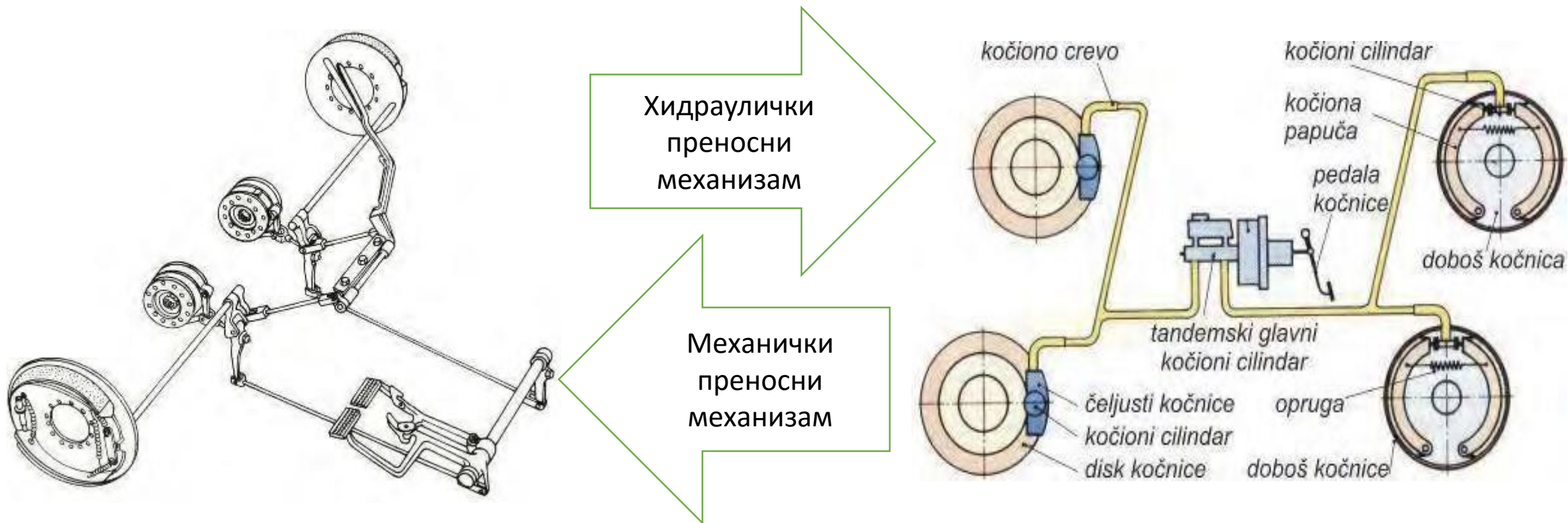


Систем за кочење - подсистеми -



Систем за кочење - преносни механизам -

Преносни механизам представља део кочног механизма чији је задатак да команду за активирање пренесе до кочница. Овај задатак се решава на више начина, пре свега концепцијски и конструктивно. Са аспекта концепције поставља се питање да ли систем преноса мора да пренесе енергију возача до кочница или се вољом и радњама возача само команда предаје неком посебном спољном енергетском систему



Систем за кочење

- *извршни органи - кочнице* -

Диск кочнице спадају у групу аксијалних кочница с обзиром да се сила на фрикциону површину остварује аксијалним дејством фрикционе површине на диск. Према конструкцији постоје у принципу два типа:

- Кочнице са диском и клештима (чељусти), која само по једном сегменту захвата диск
- Кочнице са диском и ламеластом фрикционом површином, која се по целом обиму наслања на диск.

Диск кочница са клештима представља основни вид извођења и користи се у принципу код свих путничких и теретних возила, док се кочнице са ламеластом фрикционом површином углавном користе код грађевинским машина или код возила са неким посебним наменама.

Добош кочнице спадају у групу типично радијалних кочница, дакле код којих нормалне силе на фрикциону површину дејствују у радијалном правцу на добош.

Систем за кочење

- извршни органи - кочнице -



Диск кочница

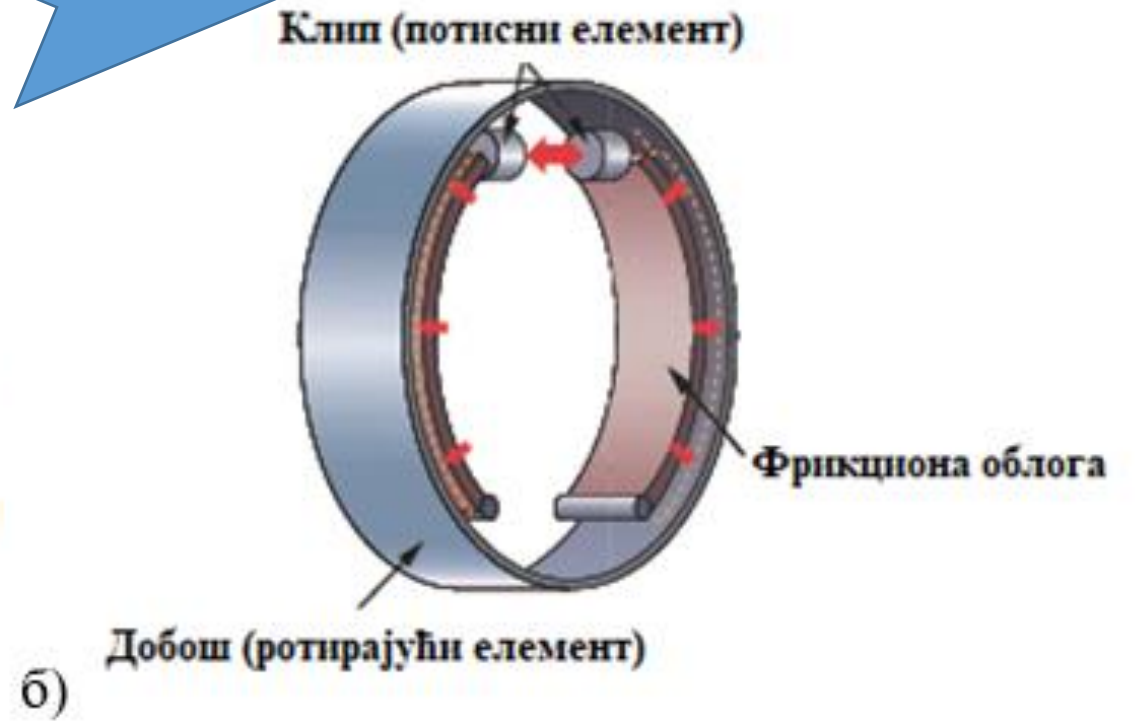
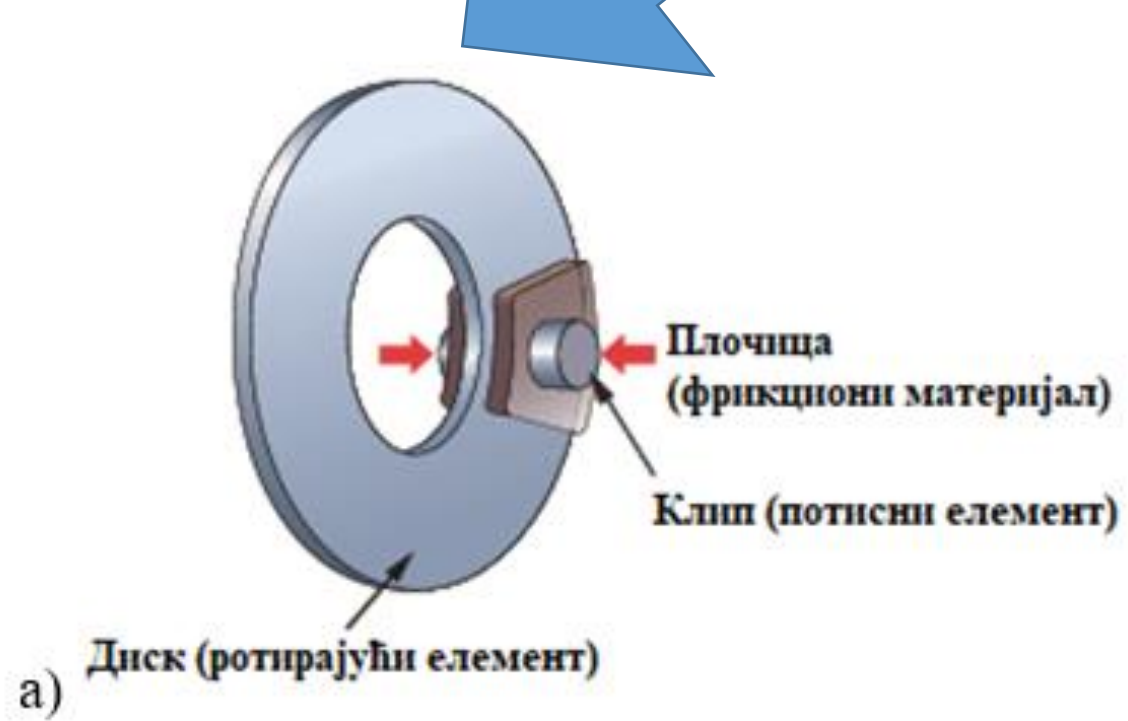


Добош кочница



Систем за кочење

- *извршни органи - кочнице* -

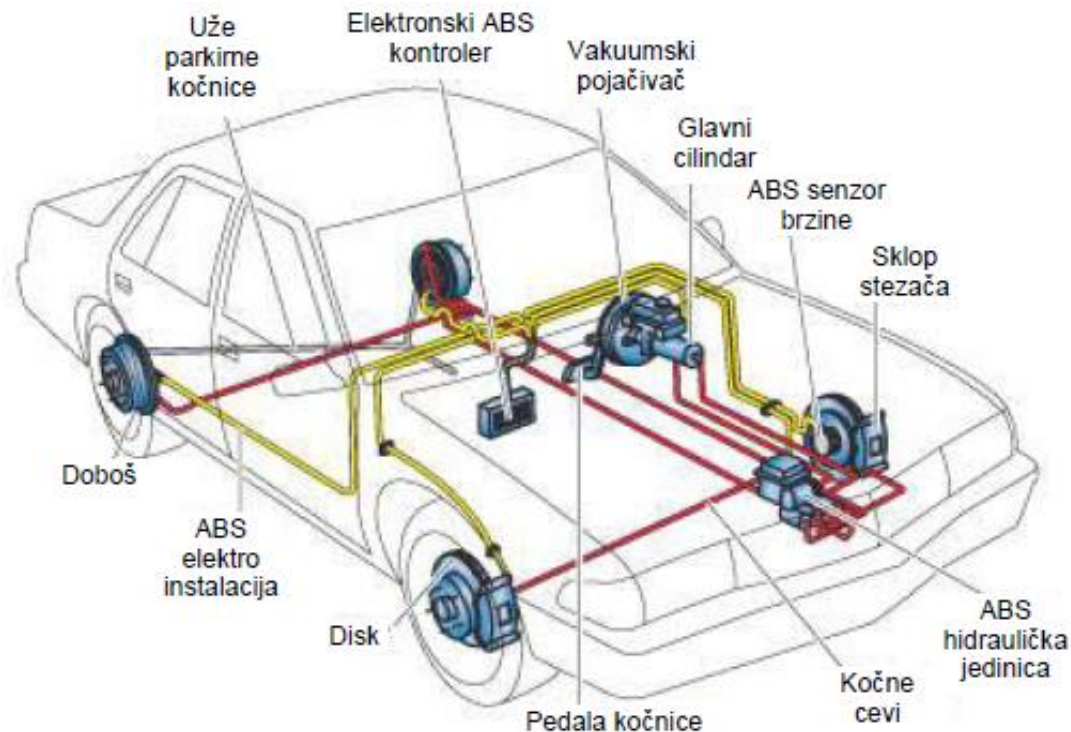


Систем за кочење - извршни органи - кочнице -



Систем против блокирања точкова (ABS)

На слици је приказан хидраулични кочни систем путничког аутомобила са интегрисаним ABS-ом (ABS -**Anti-lock braking system**). Задатак ABS-а је да спречи блокирање точкова а самим тим и клизање точкова приликом наглог кочења возила, самим тим се задржава управљивост возила приликом кочења.



УРЕЂАЈИ ЗА УСПОРАВАЊЕ ВОЗИЛА УСПОРИВАЧИ

- Смањивање брзине кретања возила -УСПОРАВАЊЕ возила, се поред поменутог система за кочење може реализовати и помоћу успоривача (ретардера).
- Успориваче не морају имати сва возила, али се често за процес успоравања возила користи и трансмисија (промена степена преноса из вишег у нижи степен преноса мењачког преносника) или моторна кочница (кочење помоћу мотора).

УРЕЂАЈИ ЗА УСПОРАВАЊЕ ВОЗИЛА

УСПОРИВАЧИ

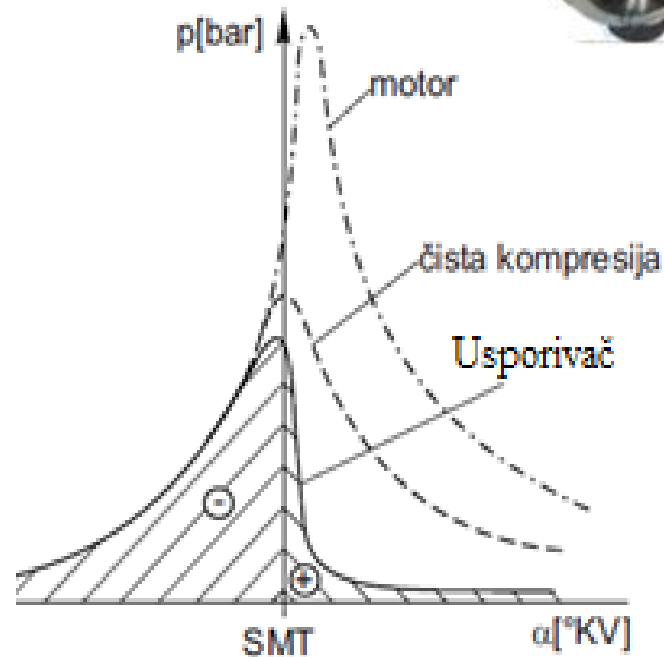
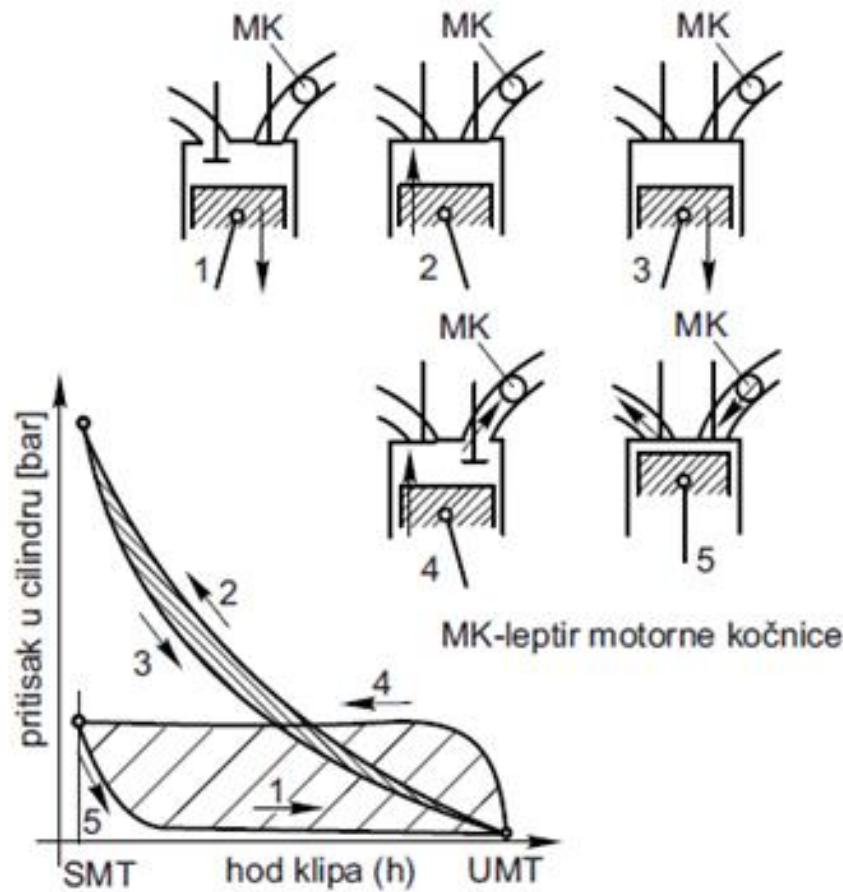
- Успоривачи (познатији и као ретардери) припадају уређајима којима се обавља контролисано и безбедно дуготрајно успоравање возила.
- Законска обавеза је за возила највеће дозвољене масе веће од 5 t и аутобусе да поседују успориваче.

Врсте уређаја за успоравање:

- Хидро успоривачи (хидроретардери)
- Електромагнетски успоривачи (ретардери), који раде на принципу вихорних струја
- Лептир моторна кочница- Пригушивањем издувне гране мотора

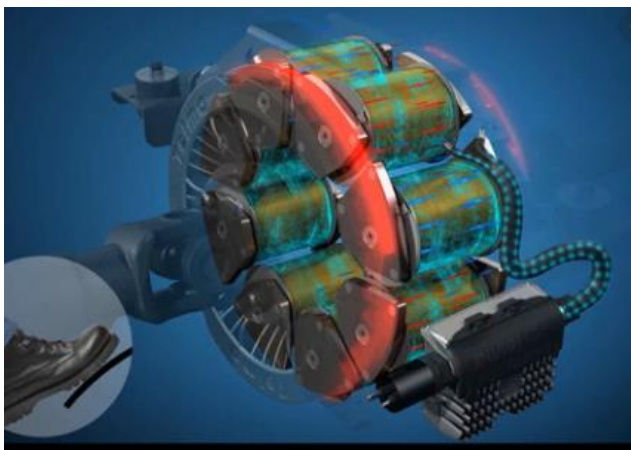
УРЕЂАЈИ ЗА УСПОРАВАЊЕ ВОЗИЛА УСПОРИВАЧИ

Лептир моторна кочица- Пригушивањем издувне гране мотора



УРЕЂАЈИ ЗА УСПОРАВАЊЕ ВОЗИЛА УСПОРИВАЧИ

Електромагнетски успоривачи (ретардери)

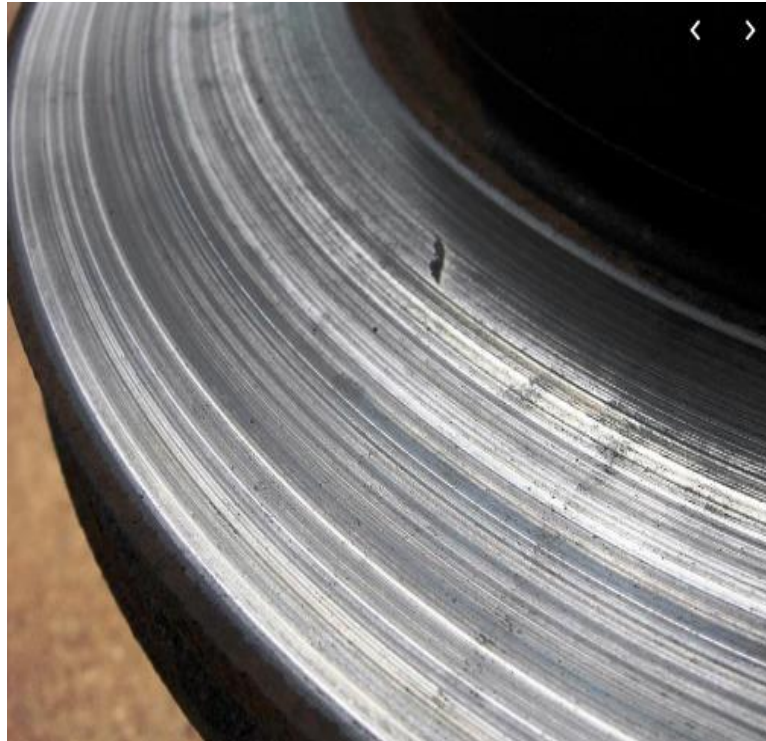


УРЕЂАЈИ ЗА УСПОРАВАЊЕ ВОЗИЛА УСПОРИВАЧИ

Хидро успоривачи (хидроретардери)



Примена успоривача доприноси смањењу трошења – хабања појединих делова и склопова на возилу



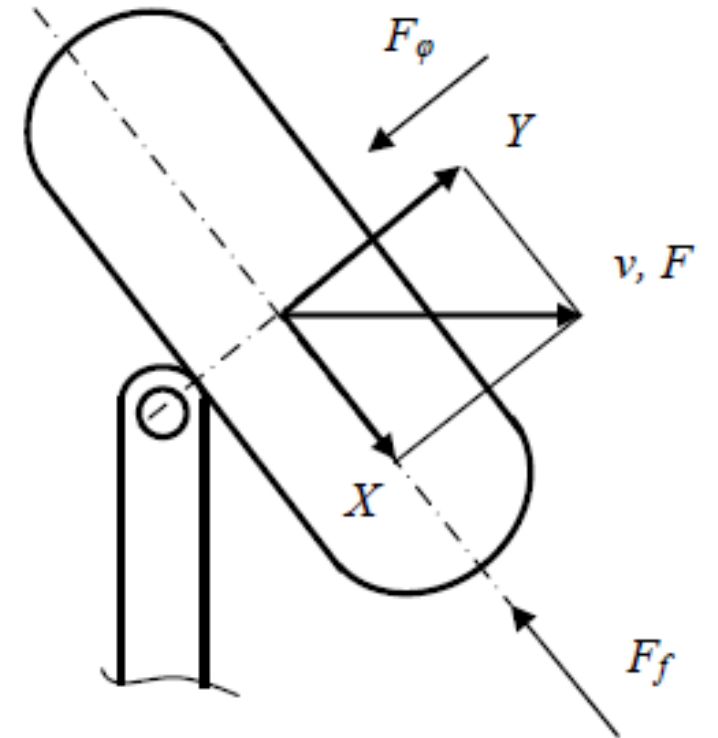
УПРАВЛЪАНЪЕ ВОЗИЛА



УПРАВЉАЊЕ ВОЗИЛОМ

Основни кинематски захтев који треба да буде остварен ради управљања возилом јесте потпуно котрљање точкова при криволинијском кретању аутомобила уз стабилно држање задатог правца. Начин закретања аутомобила при кретању на равном и коловозу са тврдом подлогом, може да се објасни анализом сила које дејствују на управљачки точак, који при томе није и погонски.

Приликом заокретања на точак, дејствује гурајућа сила F , која може да се разложи у две компоненте - сила X , која дејствује у равни точка и друга, сила Y , која дејствује у правцу осе точка. Јасно је да ће точак кренути оним смером у коме је мањи отпор кретању.



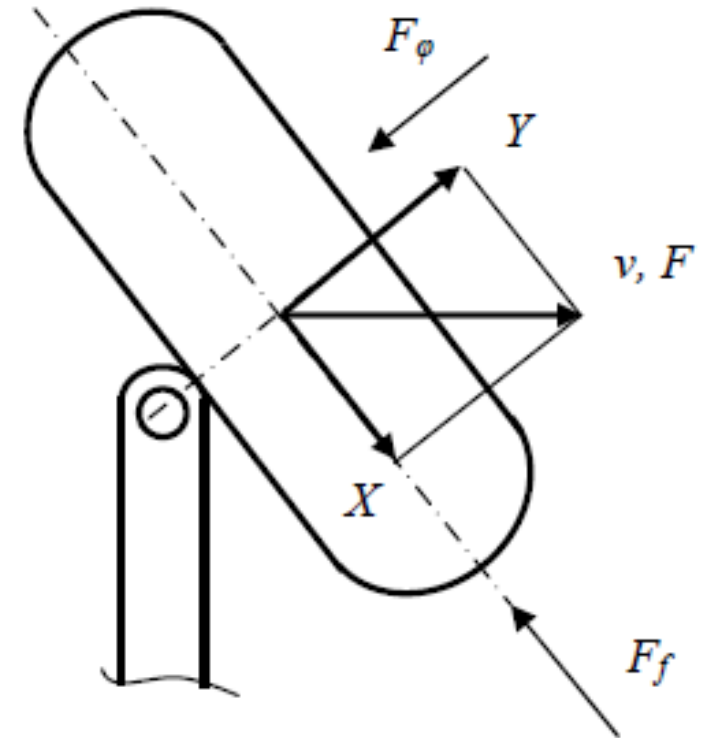
УПРАВЉАЊЕ ВОЗИЛОМ

Да би точак кренуо у смеру дејства силе Y , потребно је да савлада силу отпора у том правцу, а то је сила приањања

$$F \cdot \varphi = G \cdot \varphi$$

Како је на тврдом и равном коловозу коефицијент котрљања точка (f) за око 40 до 50 пута мањи од коефицијента клизања (приањања) точка (φ), односно $f \ll \varphi$, јасно је да ће се точак котрљати вучен силом X у том смеру.

Тиме се објашњава због чега је при кретању возила по леду или блату, често кретање возила у смеру пређашњег кретања - по инерцији, а не у жељеном, које возач задаје закретањем точка управљача.



Заокретање возила

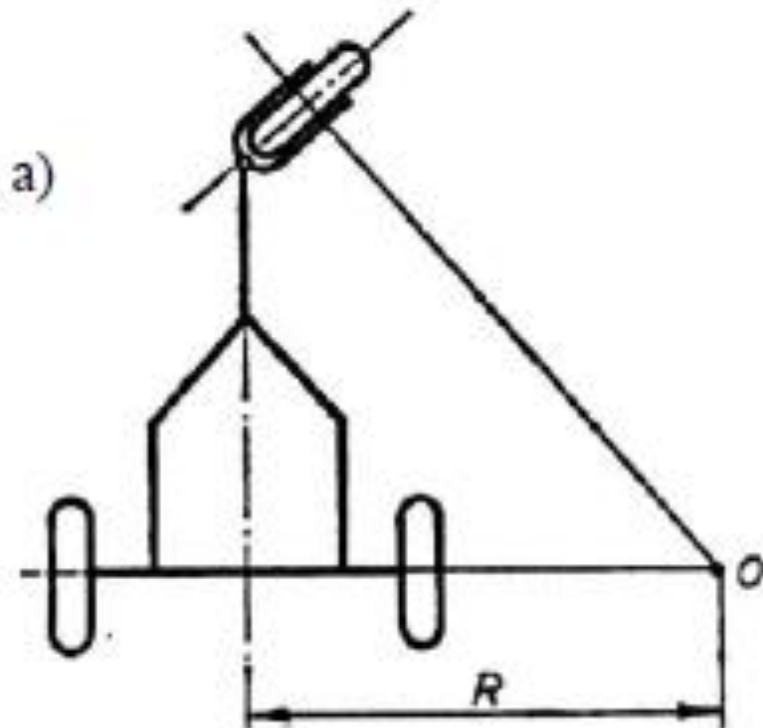
Основни кинематски захтев који се поставља пред управљачки механизам друмских возила је остварење потпуног котрљања точкова у кривини, без проклизавања ни једног точка.

Овакав захтев се остварује само уколико се центри окретања свих точкова налазе у једној тачки - "центру закретања", односно уколико се "продужене осе" свих точкова секу у једној тачки (тачка O).

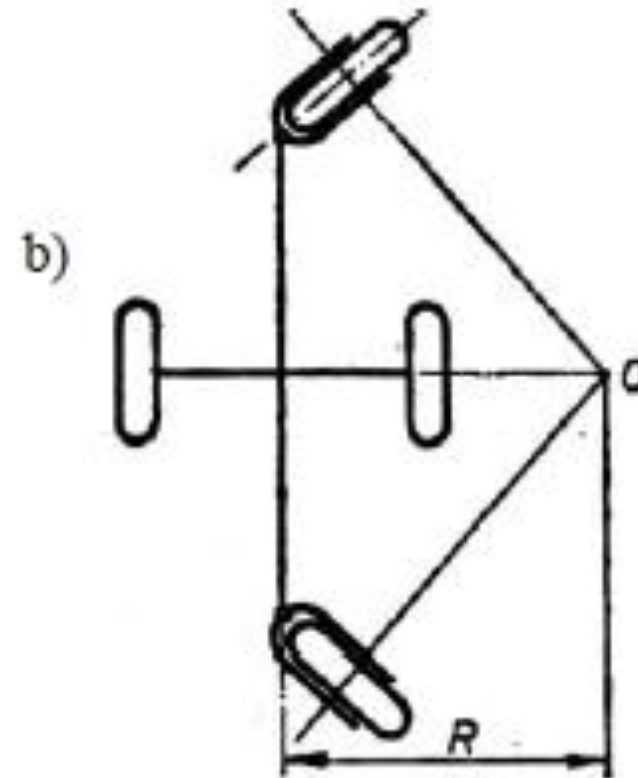
Зависно од врсте возила, овај услов може да се оствари на више начина.

Заокретање возила

Шема заокретања дата на слици а, односи се на трицикл

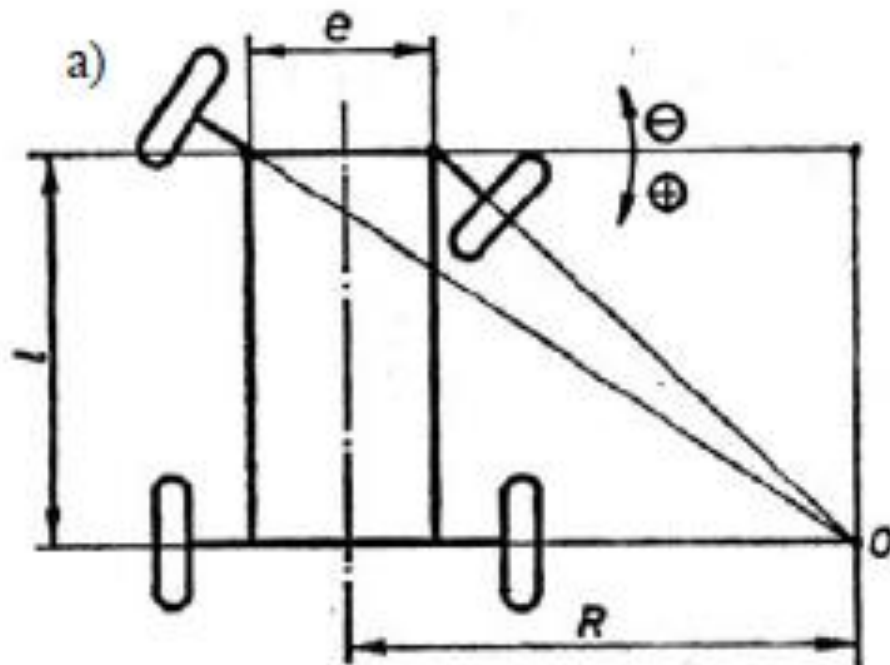


Возило унутрашњег транспорта са малом брзином кретања.

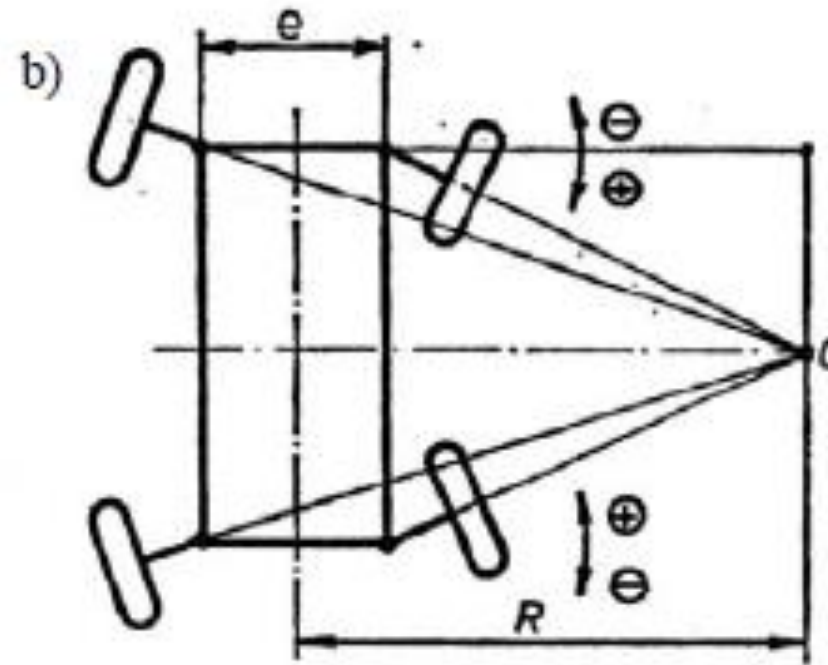


Заокретање возила

Шема закретања а, односи се на друмско двоосовинско возило



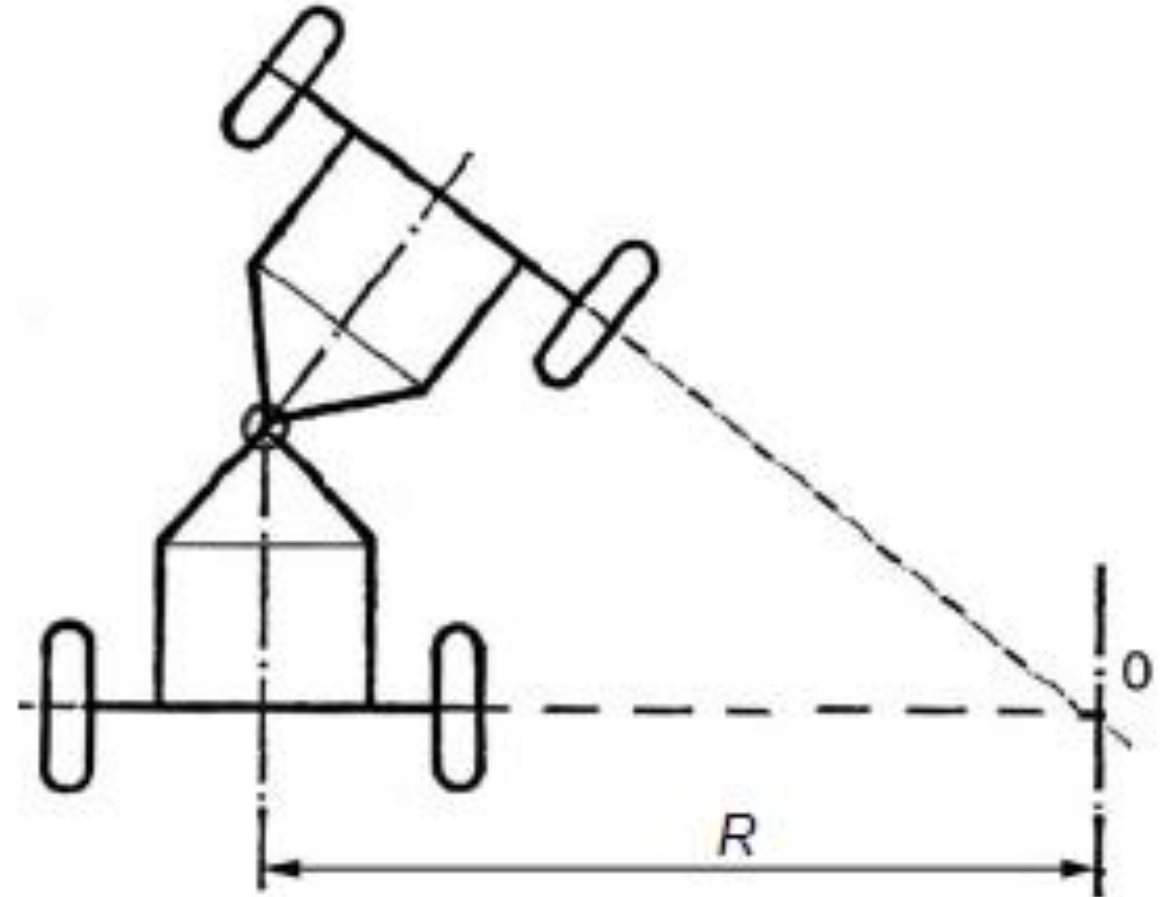
Шема б односи се на возило са малом брзином кретања, намењено унутрашњем транспорту или за радну машину.



Заокретање возила

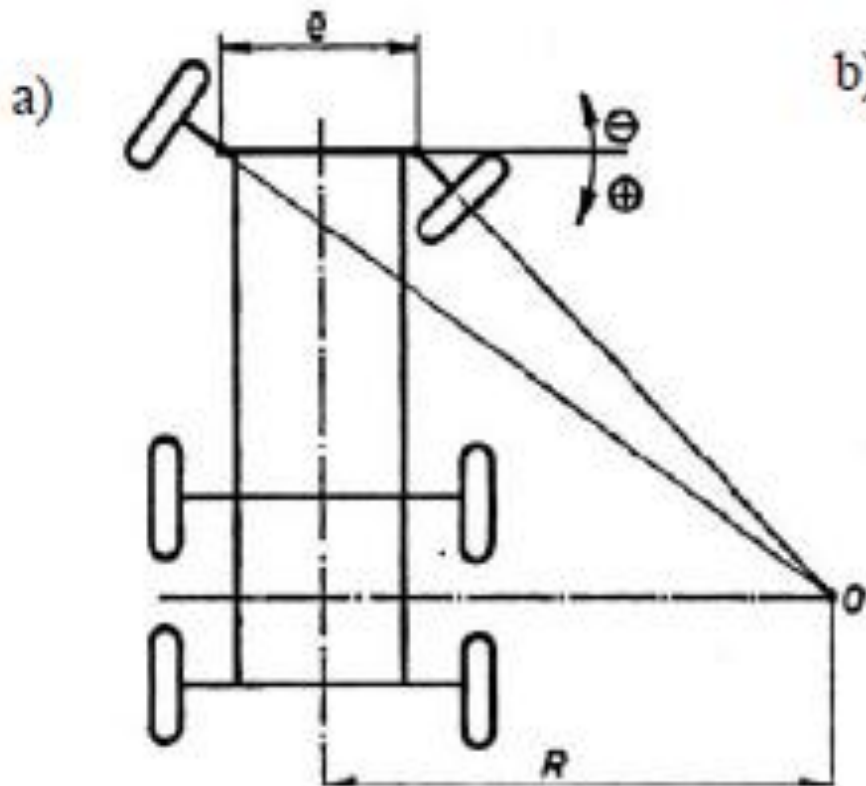
Заокретање возила "преламањем", како је приказано на слици.

Најчешће се користи код тешких возила, која имају малу брзину кретања, као на пример код радних машина, шумских трактора и слично

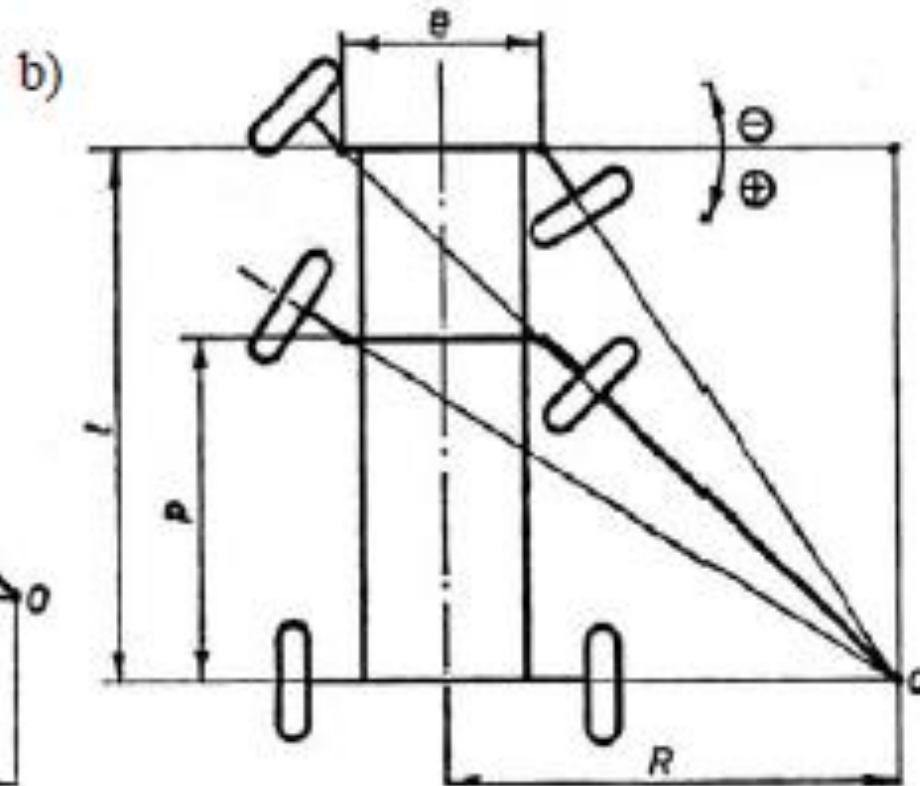


Заокретање возила

Шема заокретања дата на слици а,
односе се на друмско троосовинско
возило са једном управљајућом
ОСОВИНОМ

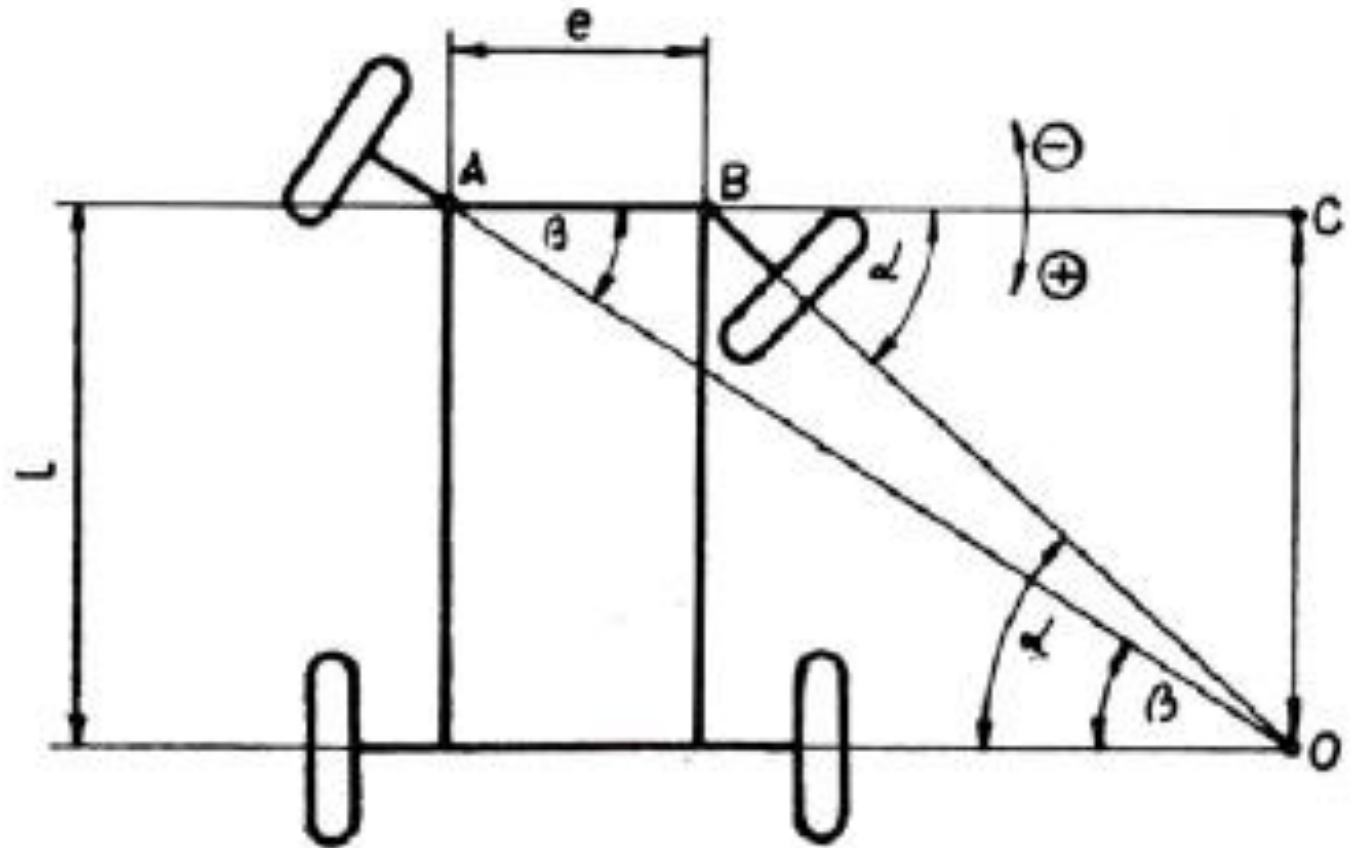


На слици б приказан управљајући
механизам друмског возило троосовинског
возила са две управљајуће осовине.



ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

Да би један управљачки механизам могао да задовољи захтеве закретања тачкова са потпуним котрљањем истих, неопходно је да се задовоље односи како је приказано на слици



ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

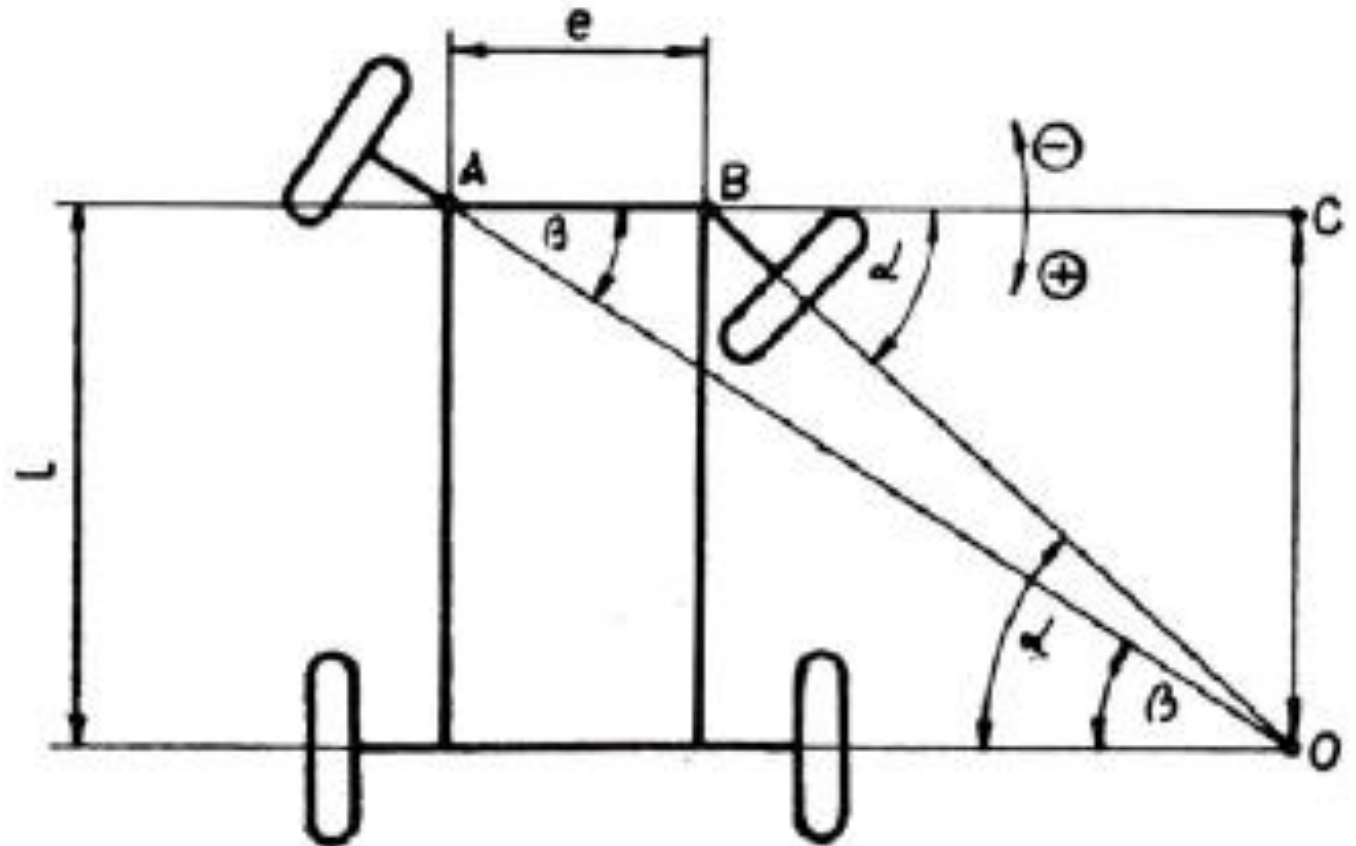
Претходно графички приказано се може написати у облику следећих једначина које требају бити задовољене

$$\frac{AC}{CO} = \operatorname{ctg} \beta \quad \frac{BC}{CO} = \operatorname{ctg} \alpha$$

Ако је:

$$AC - BC = e .$$

$$CO = l$$



ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

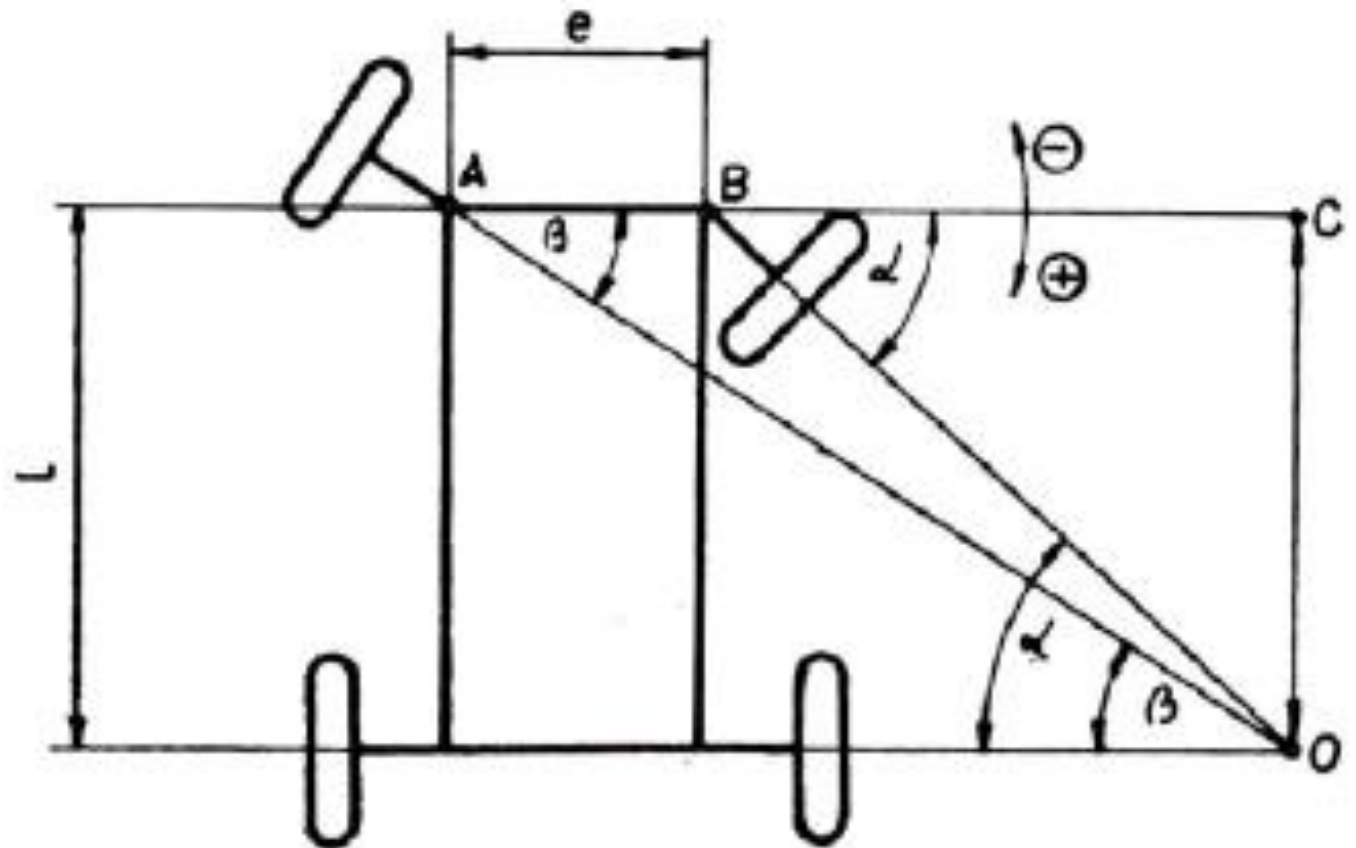
Ако је:

$$AC - BC = e.$$

$$CO = l$$

Следи да је:

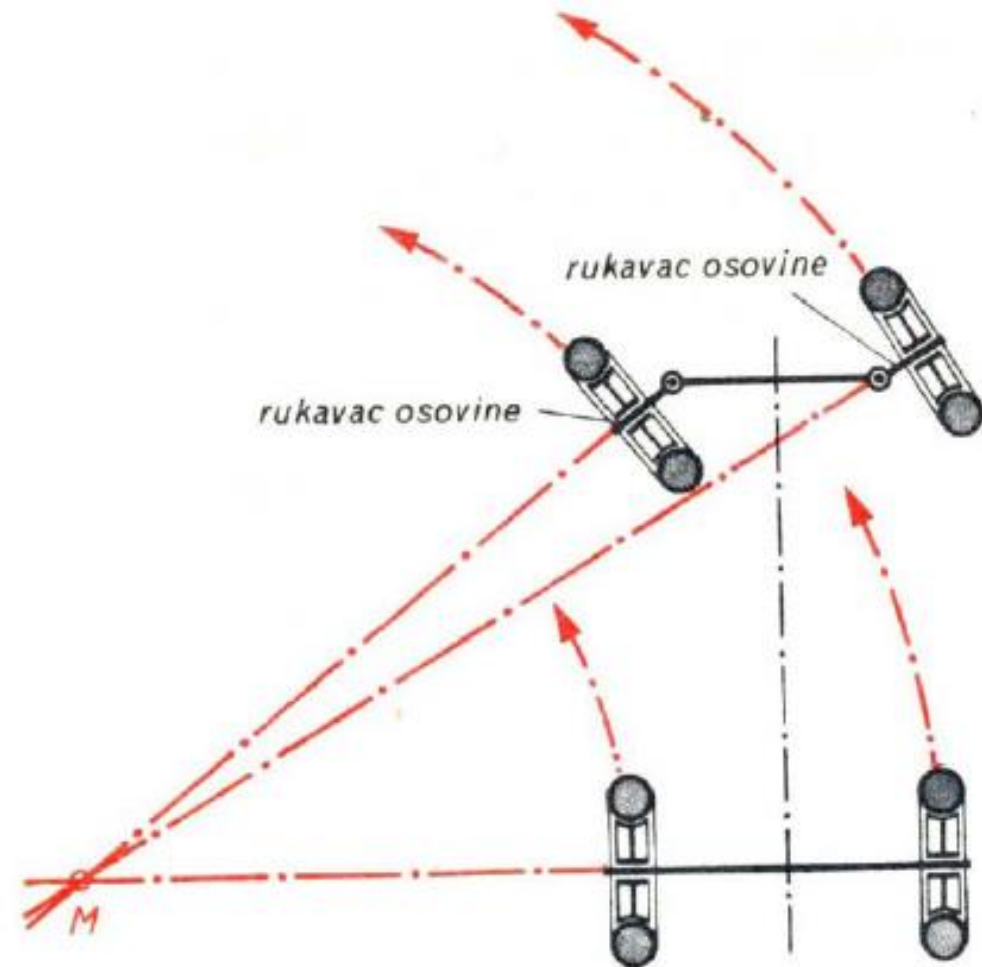
$$\frac{AC - BC}{CO} = \operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = \frac{e}{l} = \operatorname{const}$$



ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

$$\frac{AC - BC}{CO} = \operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}\alpha = \frac{e}{l} = \operatorname{const}$$

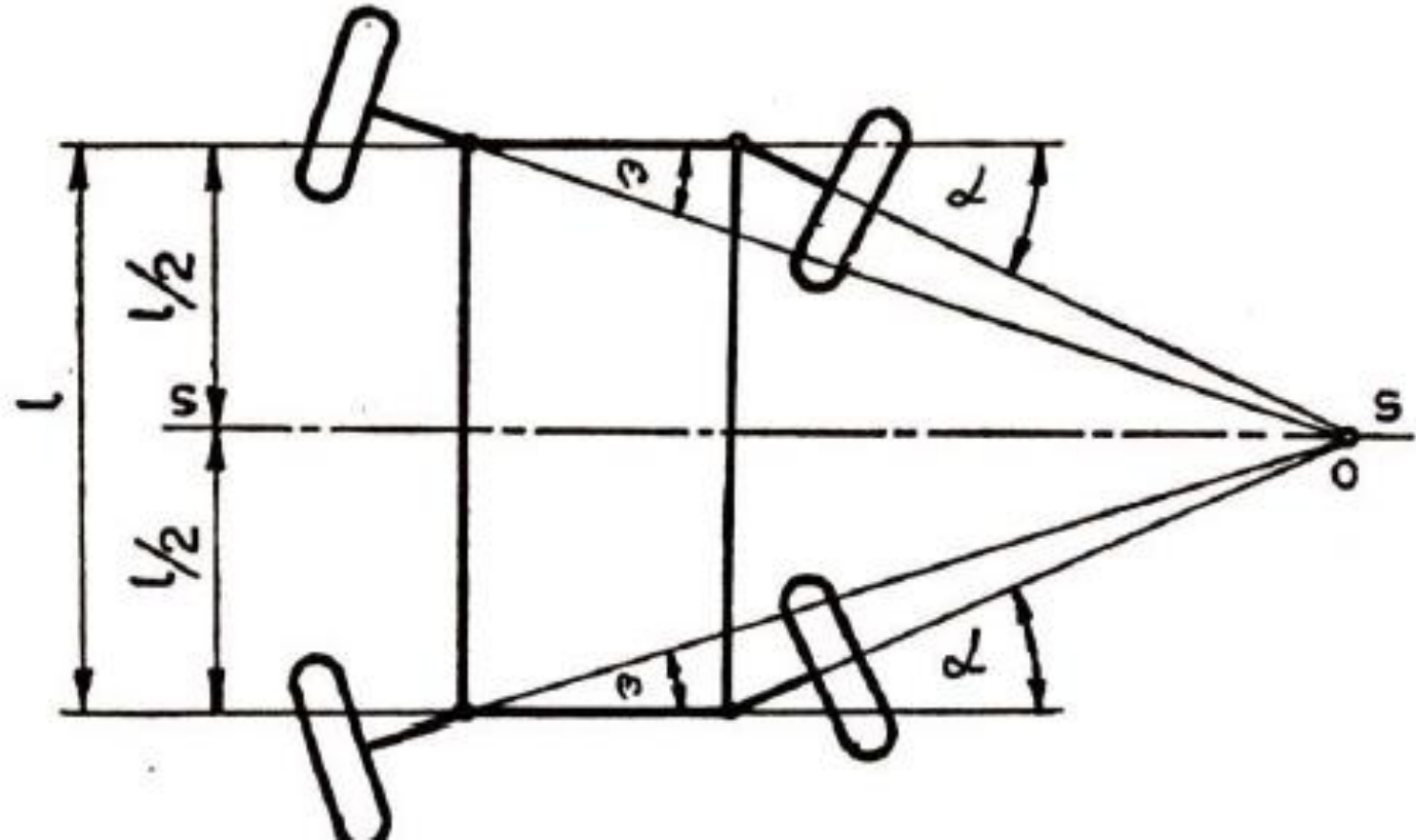
Претходно представља основну зависност заокретања тачкова возила са једном управљајућом осовином.



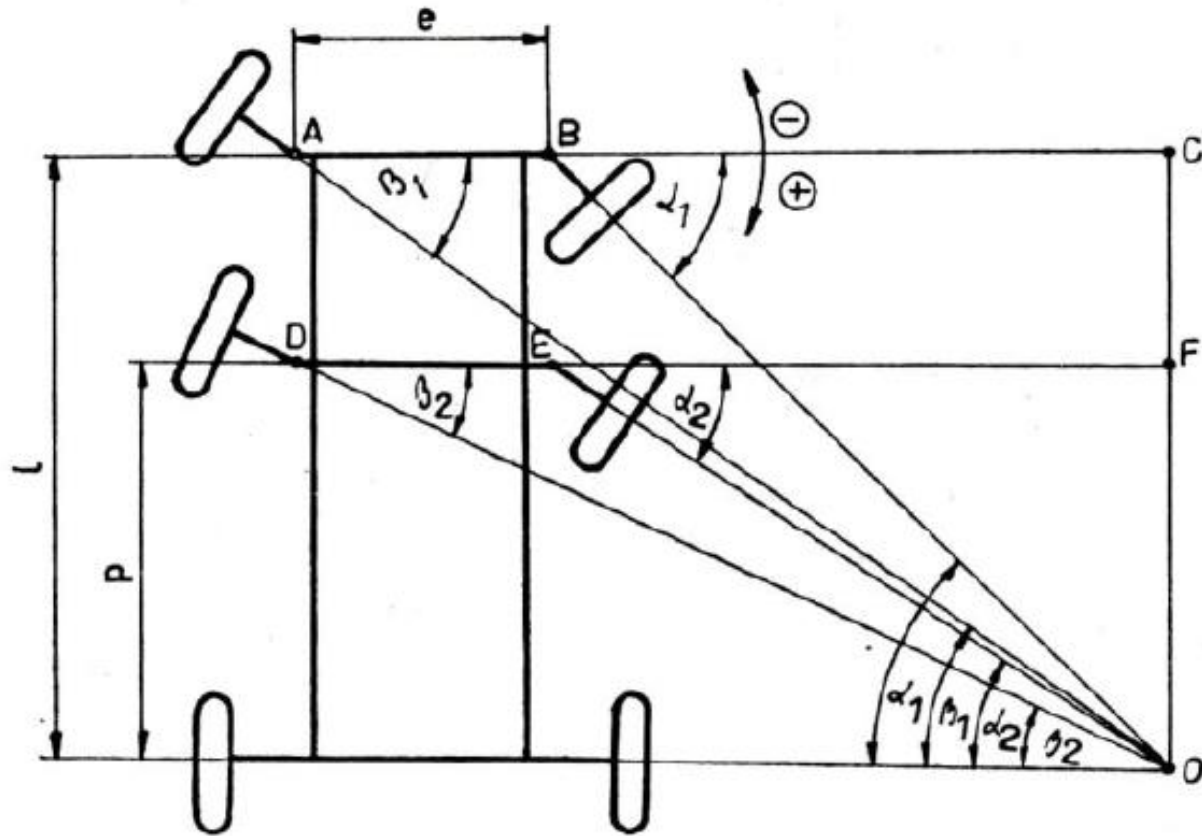
ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

За случај возила са управљајућа сва четири точка (управљајућа предња и задња осовина), приказаног на слици, сличном анализом долази се до зависности:

$$\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = \frac{2 \cdot e}{l} = \operatorname{const}$$



ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА



За друмско возило са две управљајуће предње осовине међусобна зависност углова закретања точкова по осовинама се налази и из једнакости:

$$\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{e}{l}$$

$$\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \alpha_2 = \frac{e}{p}$$

ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

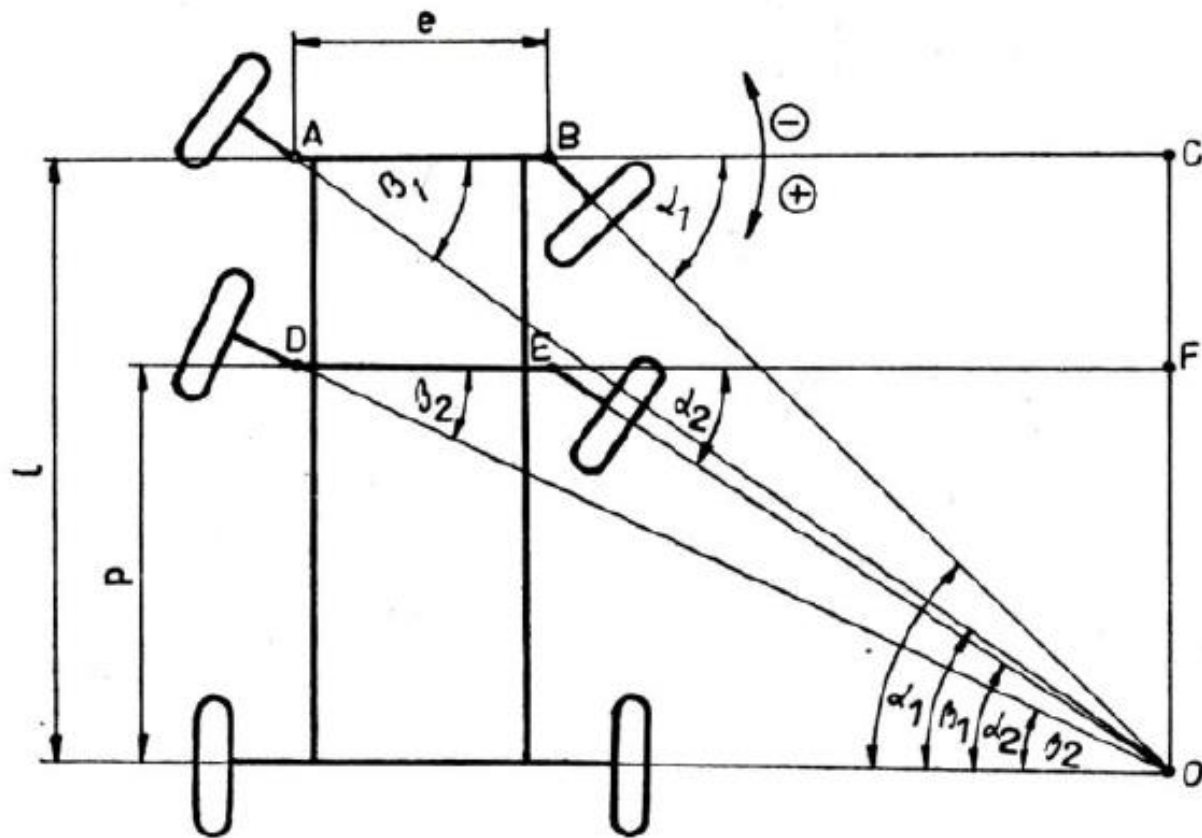
Корелација параметара међу управљаућим осовинама може се приказати изразима:

$$p \cdot \operatorname{ctg} \alpha_2 = l \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1$$

$$p \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 = l \cdot \operatorname{ctg} \beta_1$$

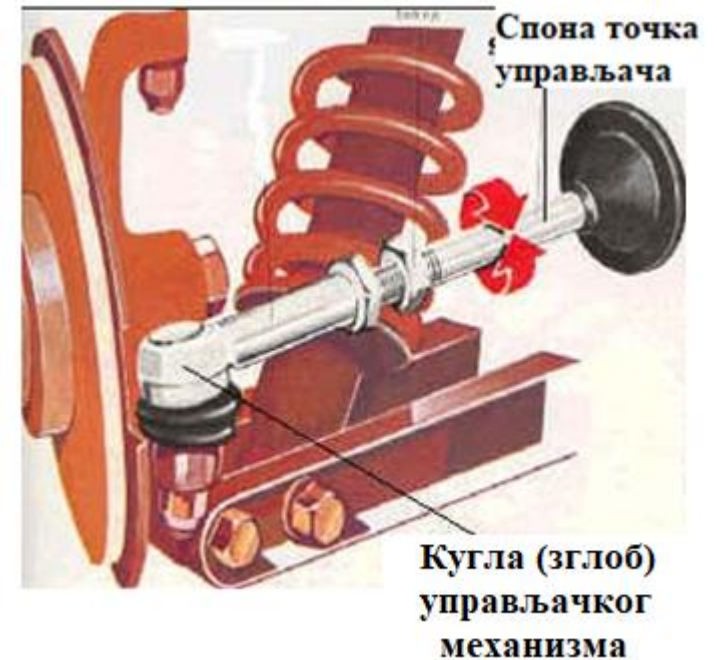
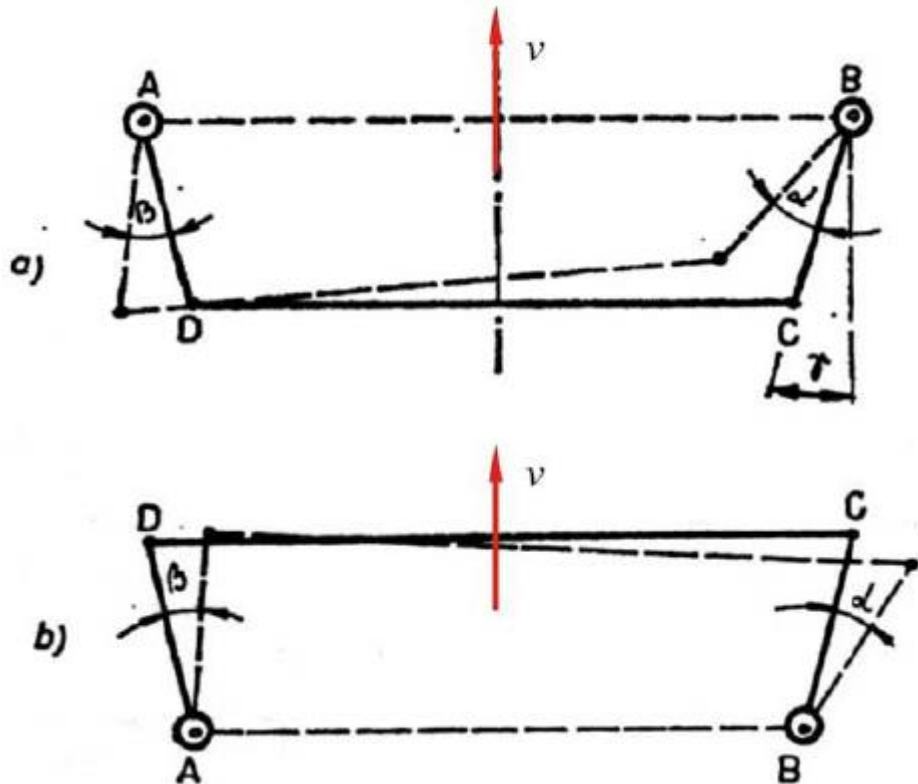
Следи

$$\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \alpha_2 = \frac{e}{p} \rightarrow p \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 - p \cdot \operatorname{ctg} \alpha_2 = e$$



ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

а) спона испред осовине б) спона иза осовине
Трапез управљача



ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

Код тешких теретних возила са четири осовине од којих су две предње управљајуће, центар заокретања се налази у пресеку замишљених продужетака рукаваца предњих управљајућих точкова и средине растојања између задњих осовина. Начин израчунавања зависности заокретања је идентичан као код приказаног примера троосовинског возила.

Код савремених возила уобичајена је примена механизма за управљање чије полуге образују трапез са предњом крутом осовином или, код независног вешања, са замишљеном осом која спаја тачке продора А и В оса осовиница рукавца.

ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

Овакав управљајући механизам зове се "трапез управљања" и изводи се са споном испред (слика а) или иза осовине (слика б). Код возила са више задњих осовина, како би се спречило клизање точкова и беспотребно хабање пнеуматика задњих осовина при војњи у кривини или заокретању возила због "измештености" центра заокретања, задњи точкови се постављају на што је могуће мањем осовинском одстојању.

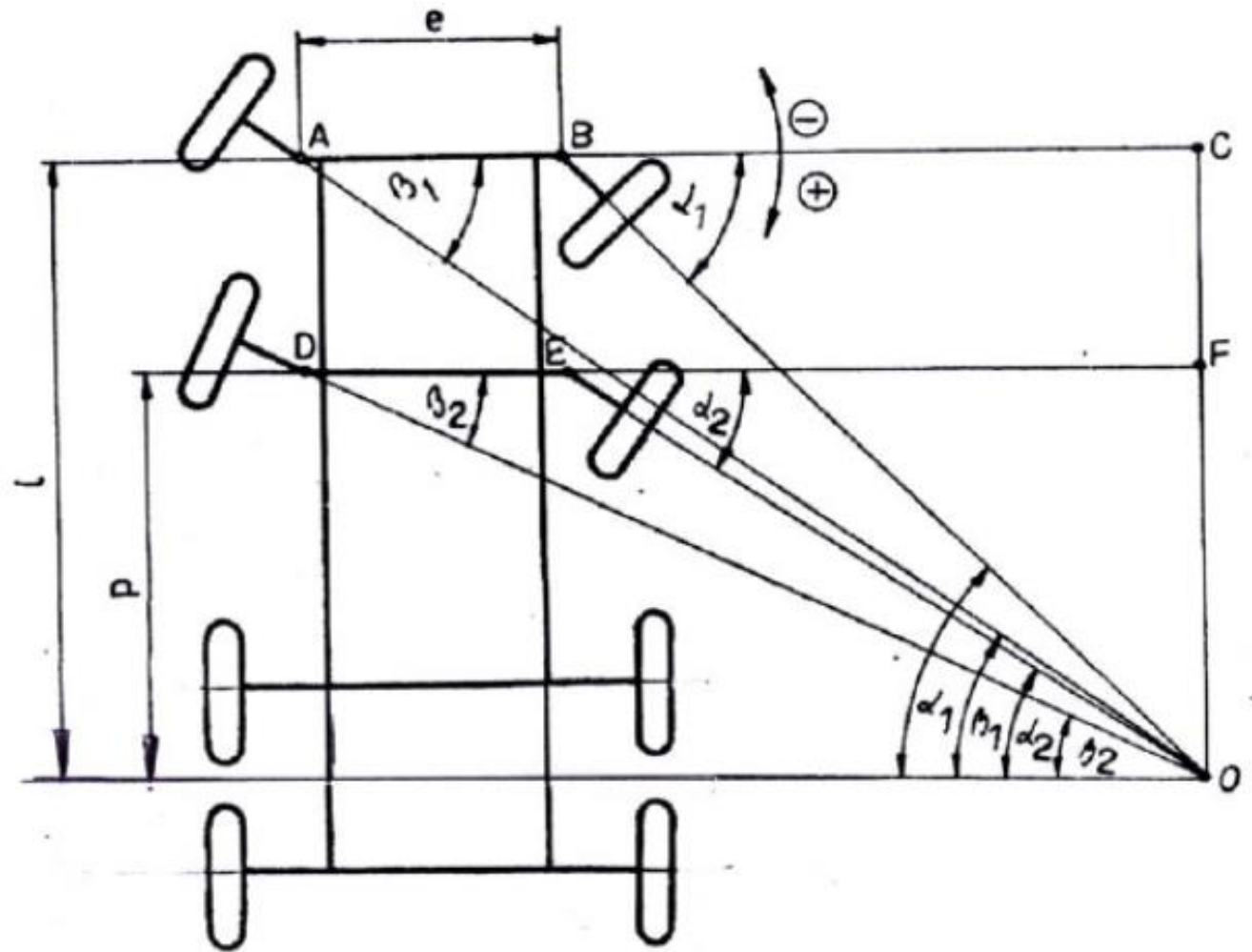
ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

Код појединих врста возила, на пример троосовинског аутобуса, последња осовина се поставља као “пратећа”, то јест слободна за заокретање око своје вертикалне осе.

Овакви точкови се закрећу слободно, сходно условима пута и полупречнику заокретања возила. У случајевима када је такво кретање непотребно или опасно, на пример при вожњи уназад, заокретање око вертикалне осе точкова може да се блокира посебним уређајем.

ТРАПЕЗ УПРАВЉАЧКОГ МЕХАНИЗМА

Заокретање точкова
четвороосовинског возила
са две предње управљајуће
осовине



ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

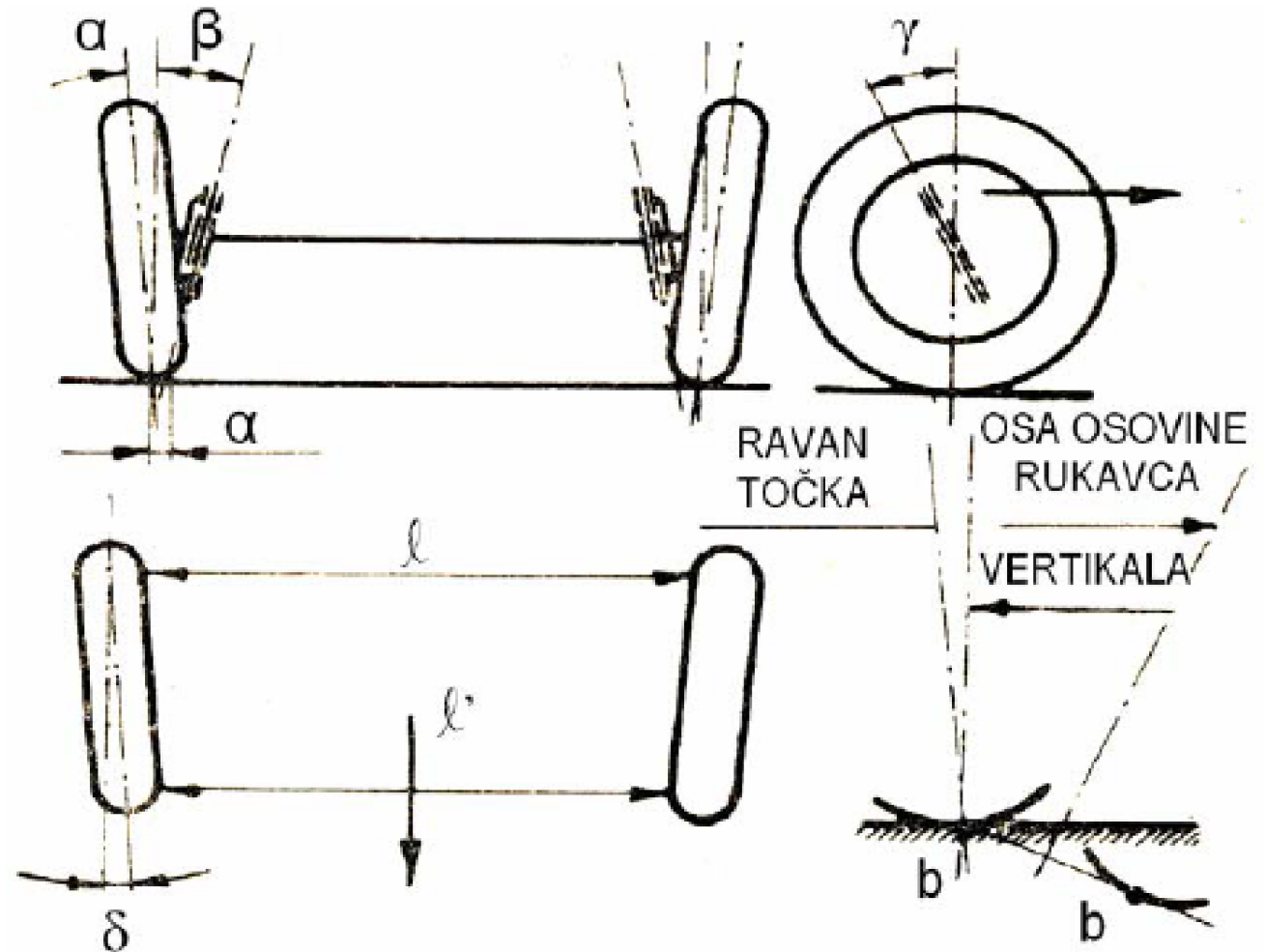
Поред основне функције - заокретање возила, управљајући точкови морају да поседују способност да се при кретању возила одржавају у неутралном положају, односно да заокренути точкови (намерно или случајно) имају тежњу враћања у неутрални положај.

Оваква способност назива се стабилношћу управљајућих точкова.

Да не постоји оваква способност точкова да одржавају неутралан положај, због постојања зазора у систему, точкови би тежили да заузму неки произвољан правац, сходно условима пута.

ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

Да би управљајући точкови имали ову функцију стабилизације, точкови и осовиница рукавца се постављају, под посебно дефинисаним угловима око осовине око које се заокрећу. Наиме, стабилизација точкова се обезбеђује постављањем осовинице рукаваца под извесним угловима у односу на вертикалну осу. Ови углови су у попречној равни угао " β " и подужној равни (угао " γ ").



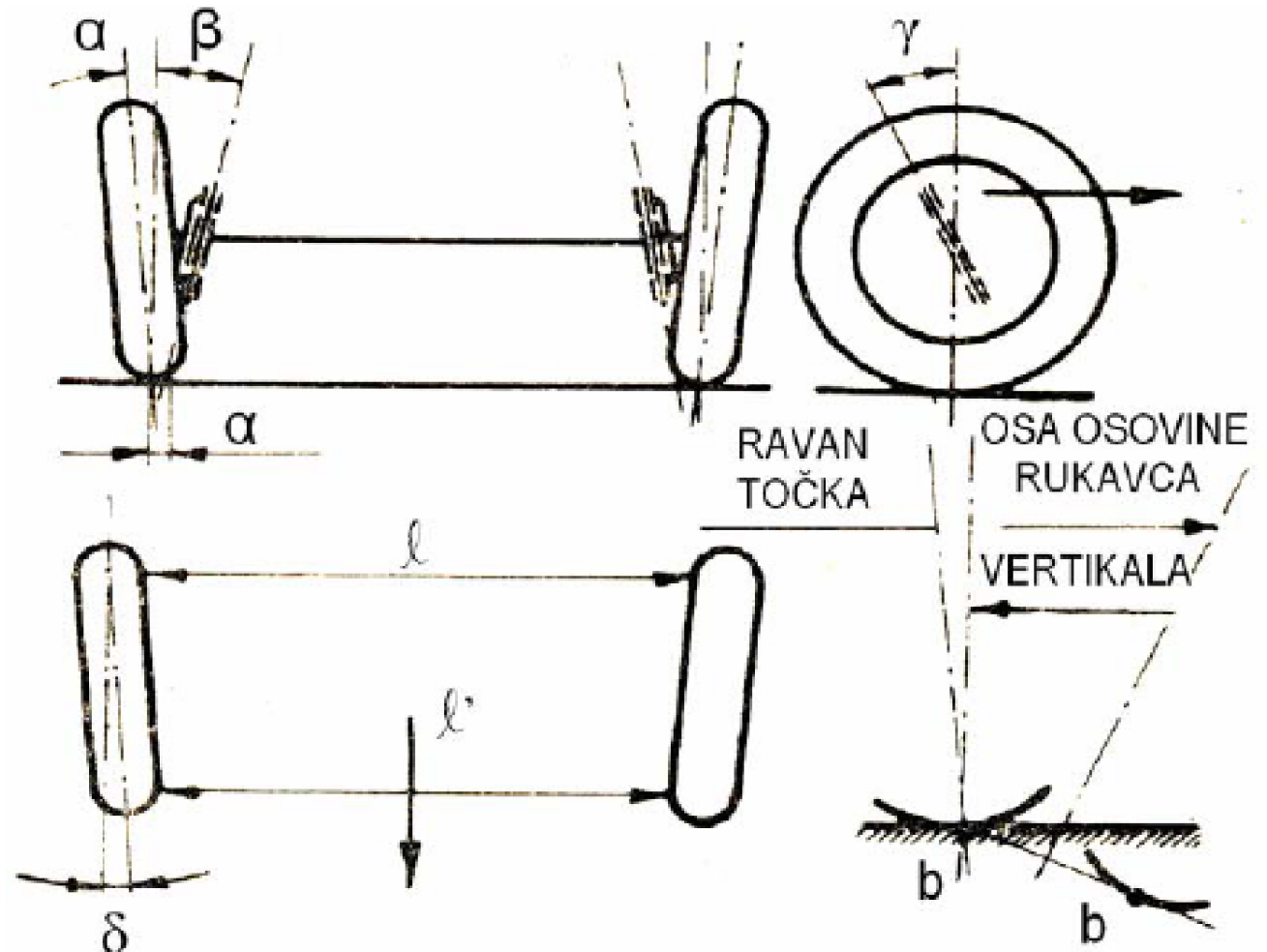
ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

Попречни нагиб осовинице β , у стручној литератури још се назива **угао подупирања точка**, има двостуку функцију:

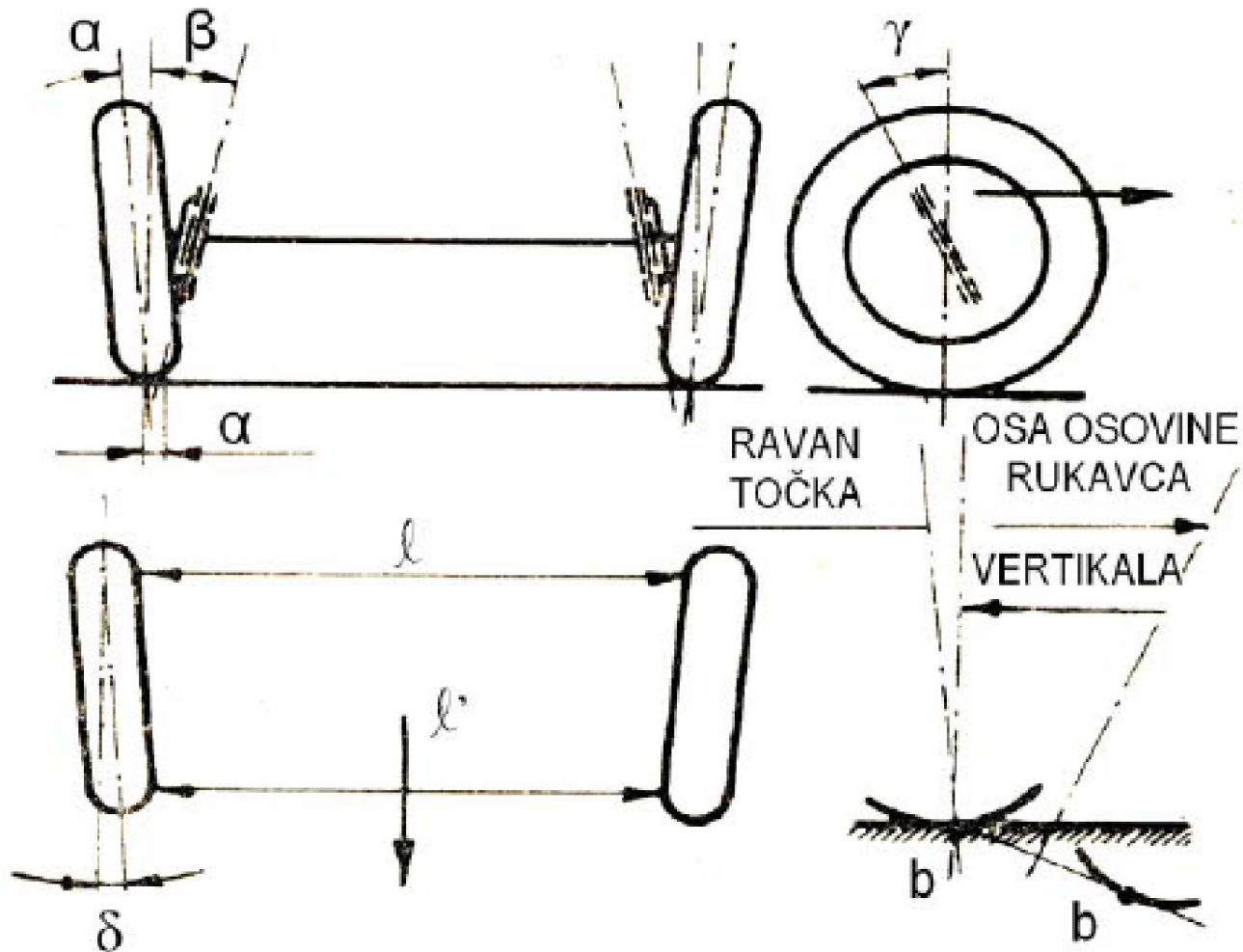
1) да би се обезбедило да продор осовинице кроз подлогу не пада сувише далеко од “центра отиска” точка (као када би осовиница била постављена вертикално), већ нешто ван њега, обезбеђујући на тај начин извесно одстојање “ a ”, тзв. “полупречник скретања точка”, које је неопходан како би елементи управљачког система (зглобови и споне) стално били под напоном.

Да моменти заокретања не би били превише велики, растојање a треба да буде минимално, услед чега се наведени угао β конструктивно обезбеђује. Његова величина, код употребе дијагоналних пнеуматика, не прелази вредност од

5°.



ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

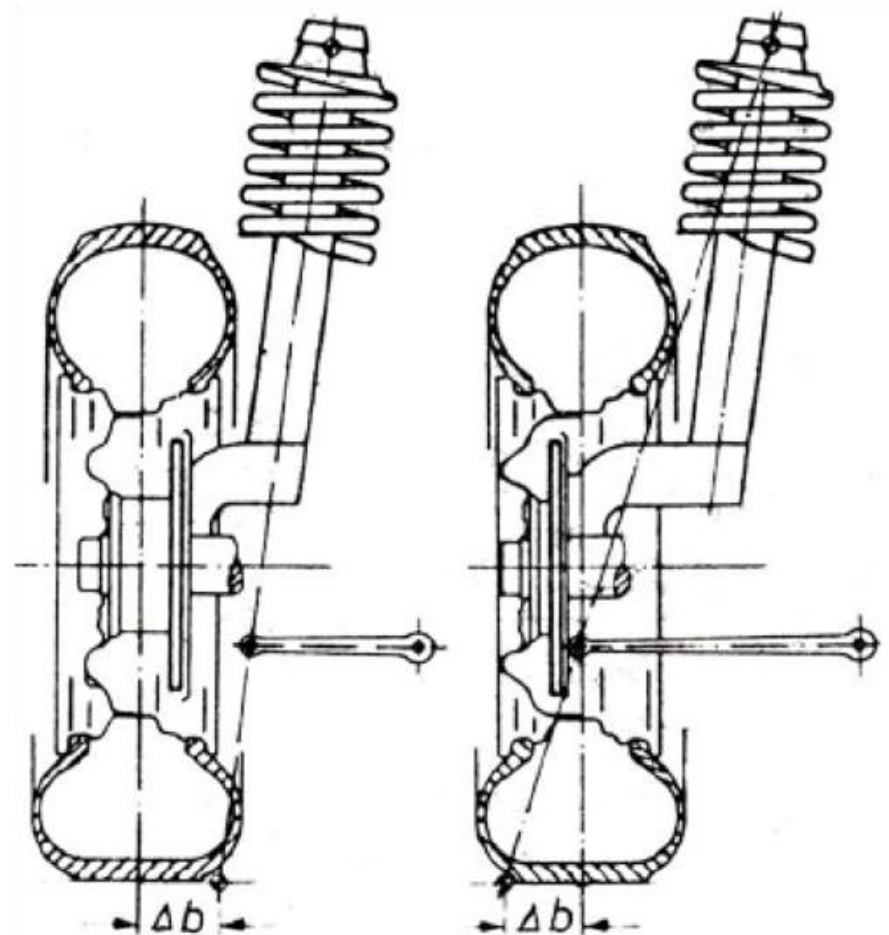


Друга функција угла попречног нагиба осовинице β је одржавање неутралног положаја точка. Приликом заокретања точка из неутралног положаја око осовинице која је под попречним нагибом, подиже се точак возила који се налази на унутрашњој страни кривине, док се точак на спољној страни кривине мало спушта (као да точак понире у подлогу), што је узроковано померањем тачке контакта точка са подлогом у равни б-б, управно на осу осовинице рукавца.

ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

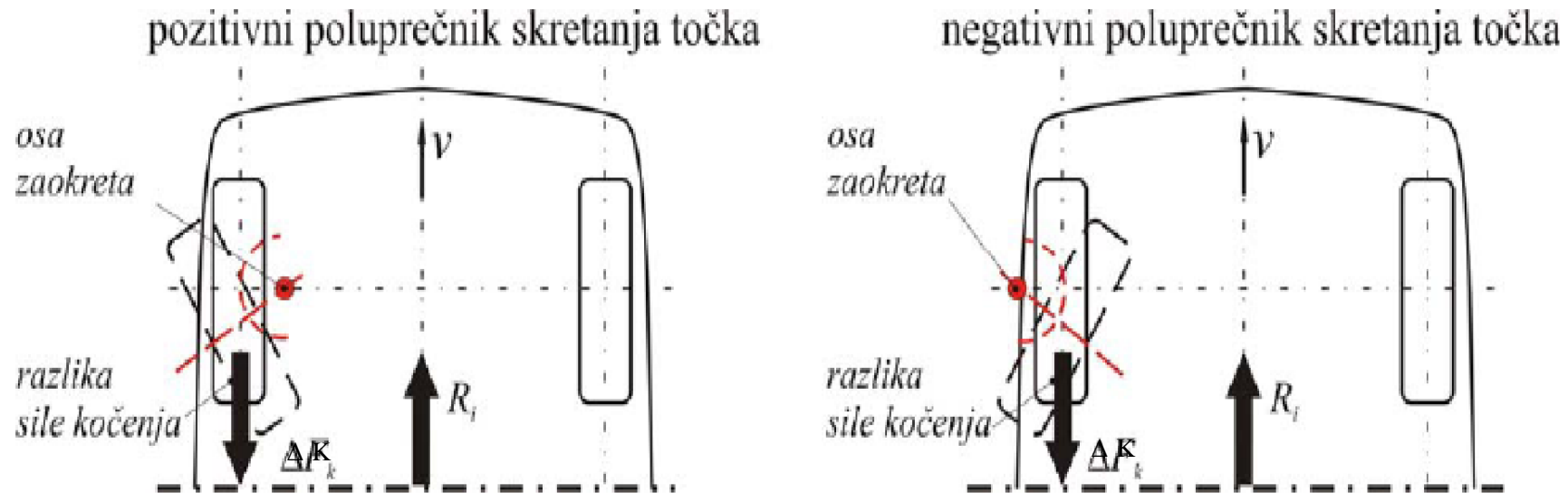
Зависно од тога да ли осовиница има продор унутар точкова или у спољну средину, разликује се "позитиван" и "негативан" полупречник скретања.

Негативан полупречник (продор осовинице у спољашњу средину) има више предности (пружа компактнију целину система, предности приликом кочења са неједнаким силама кочења предњих точкова), али га је теже остварити с обзиром да захтева велики нагиб осовинице и већу дубину наплатака точка.



ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

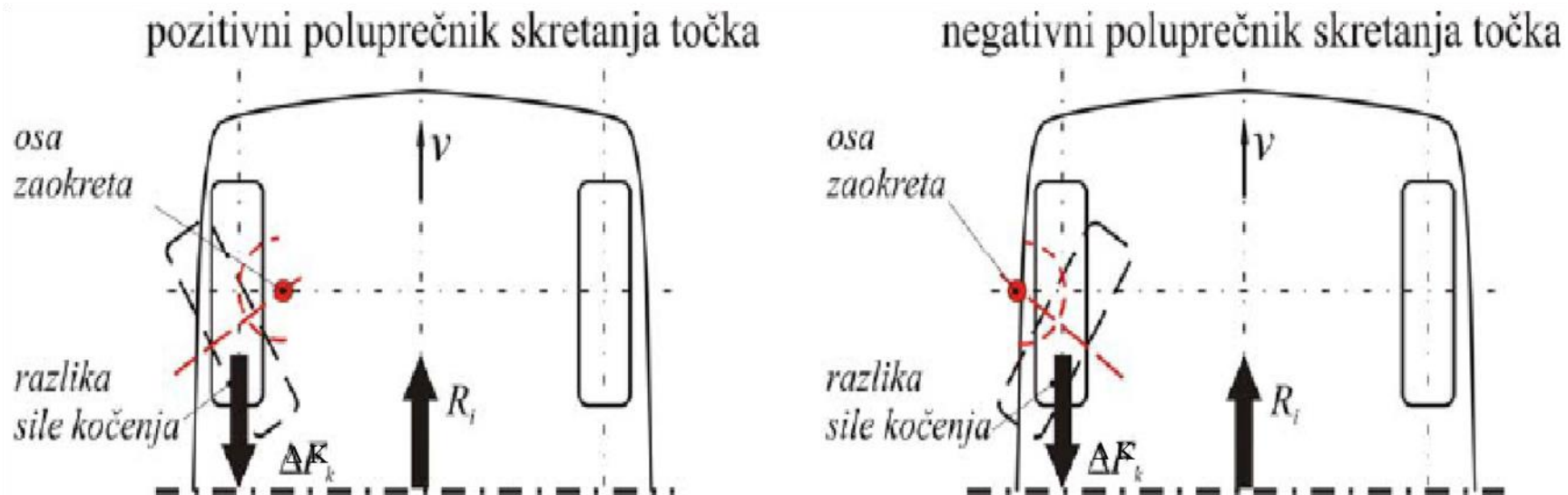
Испитивања су показала да приликом кочења, у случају да постоји разлика у силама кочења предњих точкова, што у принципу није дозвољено, негативан полупречник скретања осовинице омогућава боље задржавање правца кретања и управљивост.



ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

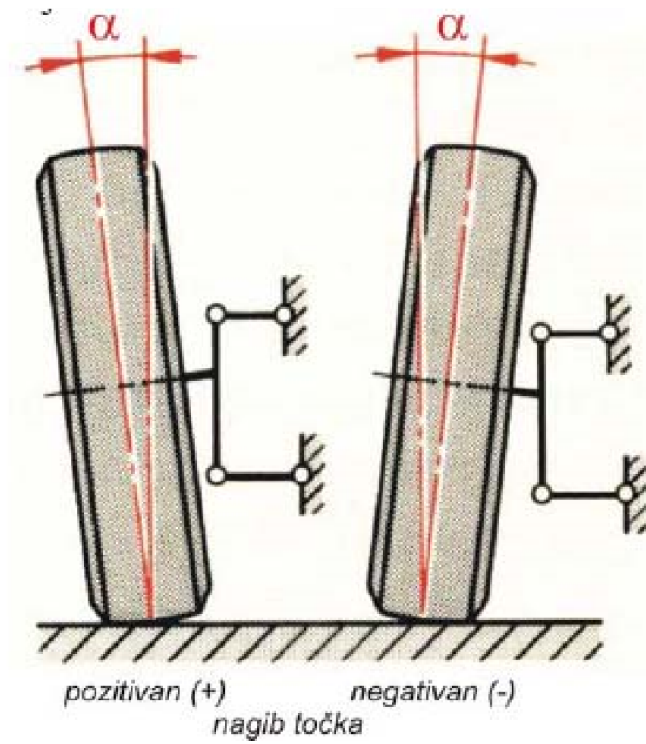
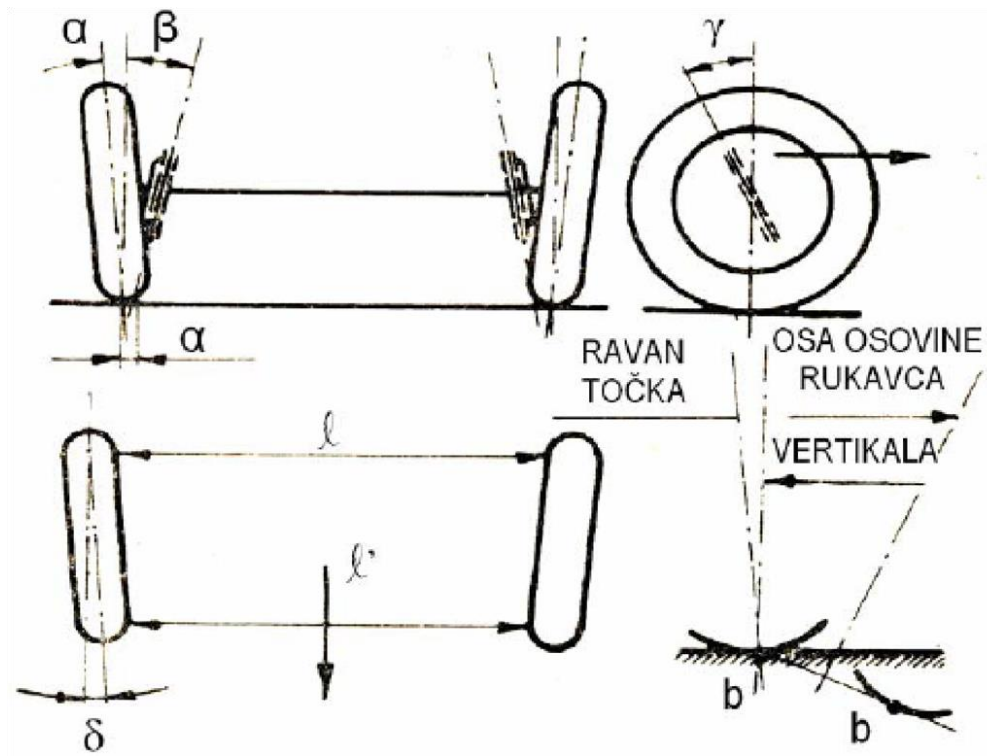
Приликом постојања разлике у сили кочења левог и десног точка, код позитивног положаја осовине (позитиван полупречник скретања) сила инерције и разлика у сили кочења (ΔF_k) стварају момент, који још више заноси возило у страну на којој је већа сила кочења.

Насупрот овоме, код негативног полупречника скретања, моменти силе инерције и разлике силе кочења се смањују или поништавају због супротносмерности, те возило задржава пређашњи правац кретања.



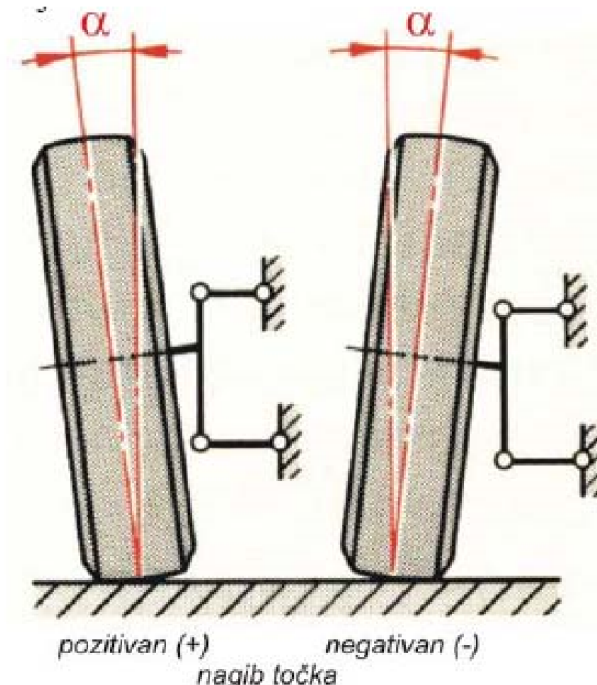
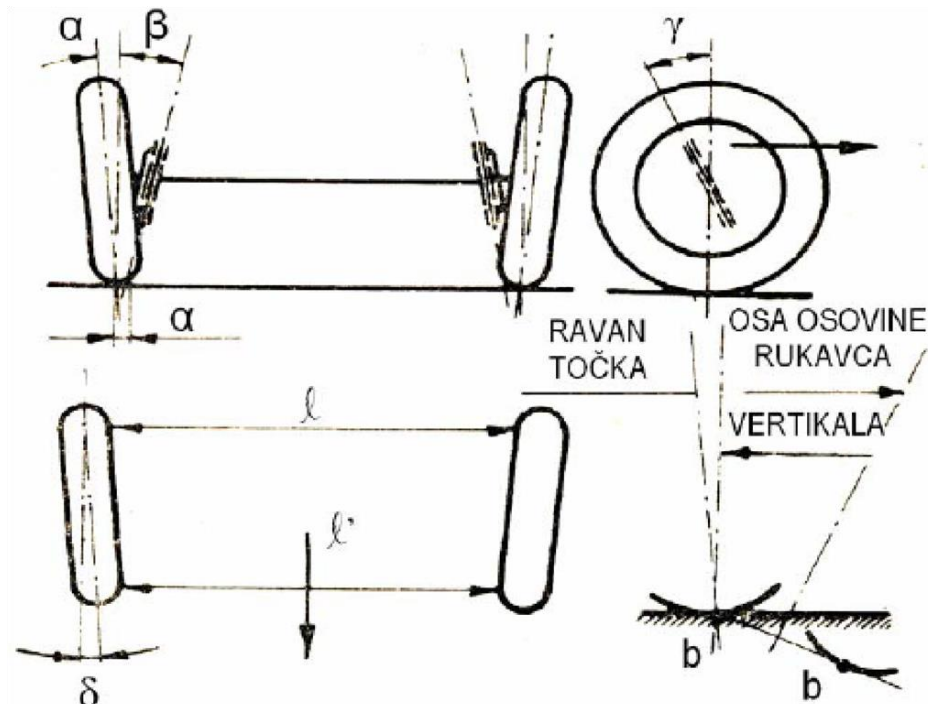
ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

Како се види са слика ни управљачки точкови у односу на вертикалну осу нису постављени вертикално, већ су под неким углом α . Овај угао се назива “бочни нагиб точка” или “закошење точка”.



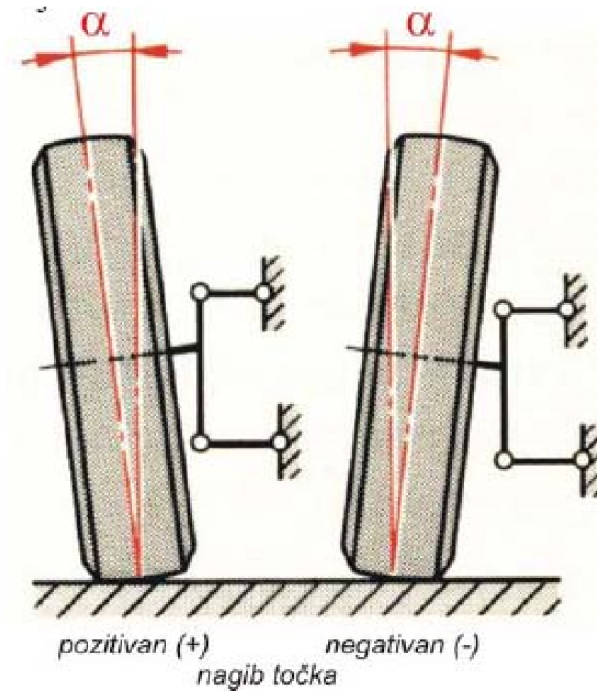
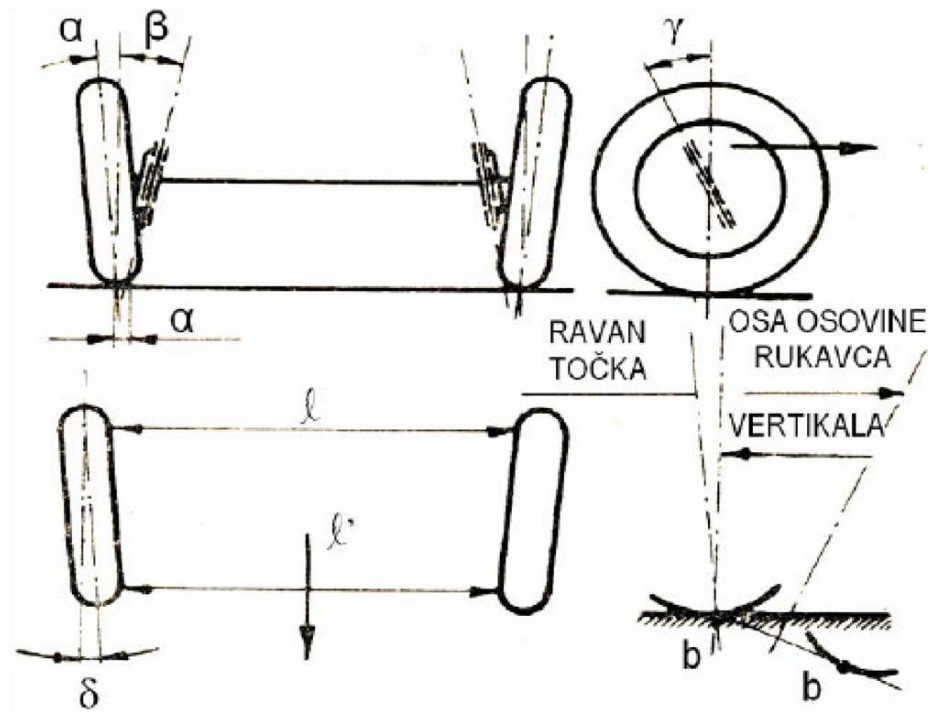
ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

Позитивним закошењем се назива када је точак под нагибом према споља (као на слици) и најчешће управљајући точкови возила имају позитивно закошење, које износи $+0^{\circ}20'$ до $+1^{\circ}30'$. Одступање од препоручених вредности $\pm 30'$ сматра се границом толеранције. Позитивно закошење даје у пракси добро вођење точкова и мали полупречник заокретања; уколико је веће закошење то су мање бочне силе код вожњи у кривини.



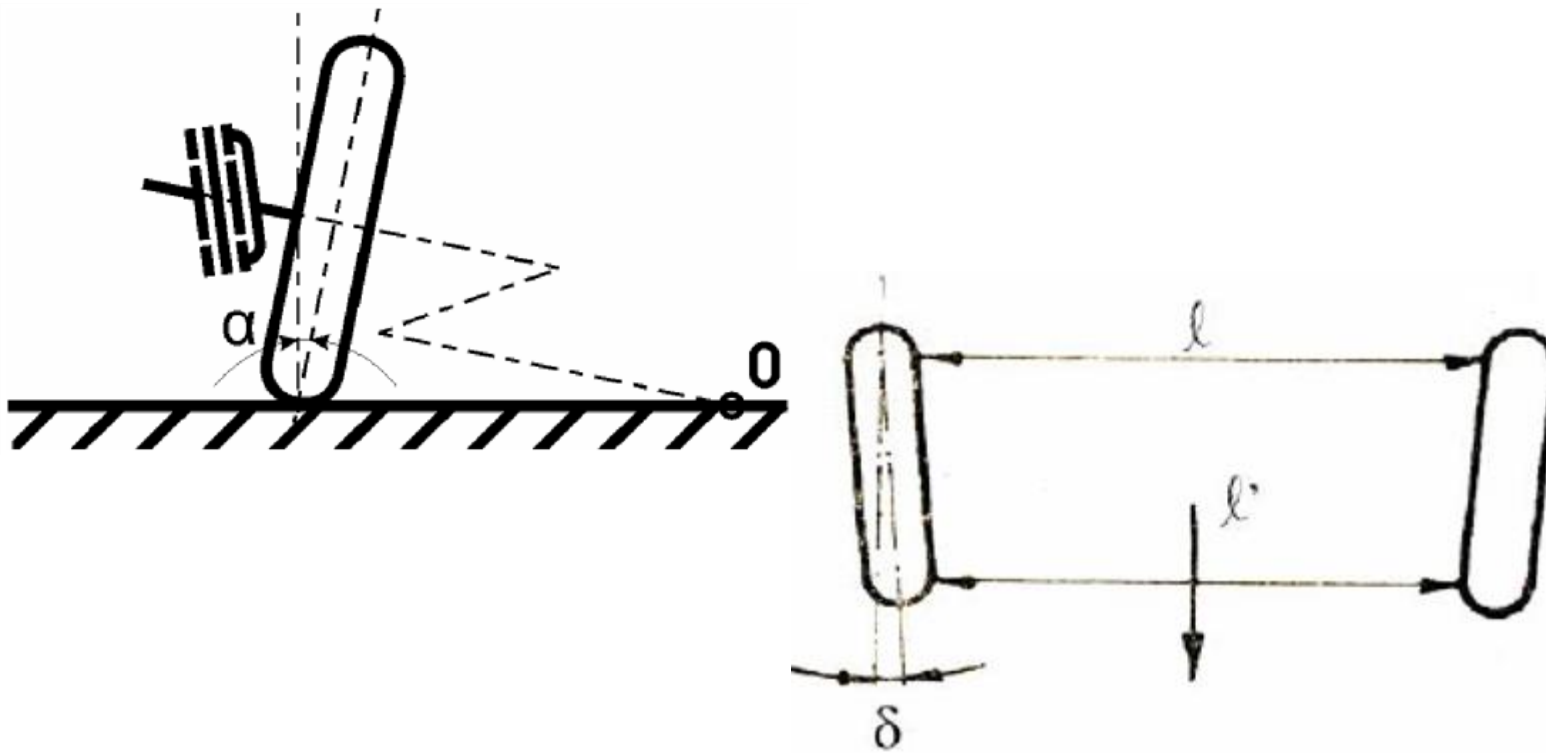
ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

Негативно закошење је најчешће присутно код задњих точкова, као и код управљајућих точкова возила за велике брзине. Границе закошења су $-0^{\circ}30'$ до -2° . Предност негативног закошења је у томе што побољшава пролаз возила у кривинама. У конструкцијама вешања точка, где је конструктивно предвиђено подешавање овог угла, обично се бирају мање вредности.



ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

Постојање угла бочног нагиба точкова α , изазива да точкови имају тежњу кретања по луковима, који се разилазе од возила. Да би се одстранио овај недостатак, практикује се “увлачење” предњих крајева управљајућих точкова, тзв. “усмереност точкова”, тако да они нису постављени паралелно са подужном осом возила, формирају угао конвергенције δ према подужној оси возила.

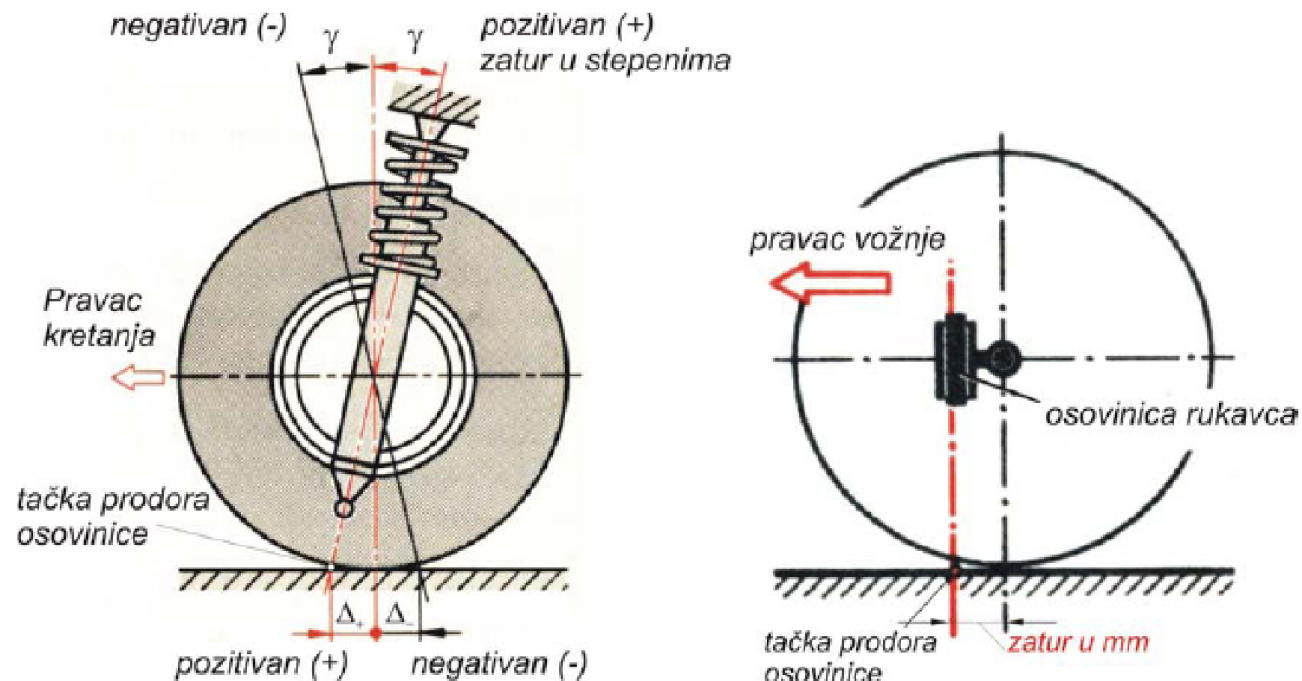


Међусобно одстојање точкова испред рукавца I' (гледано у правцу вожње) је мање за 1 до 10 mm од одстојања иза рукавца I . Величина увлачења точкова зависи од врсте и конструкције возила.

ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА

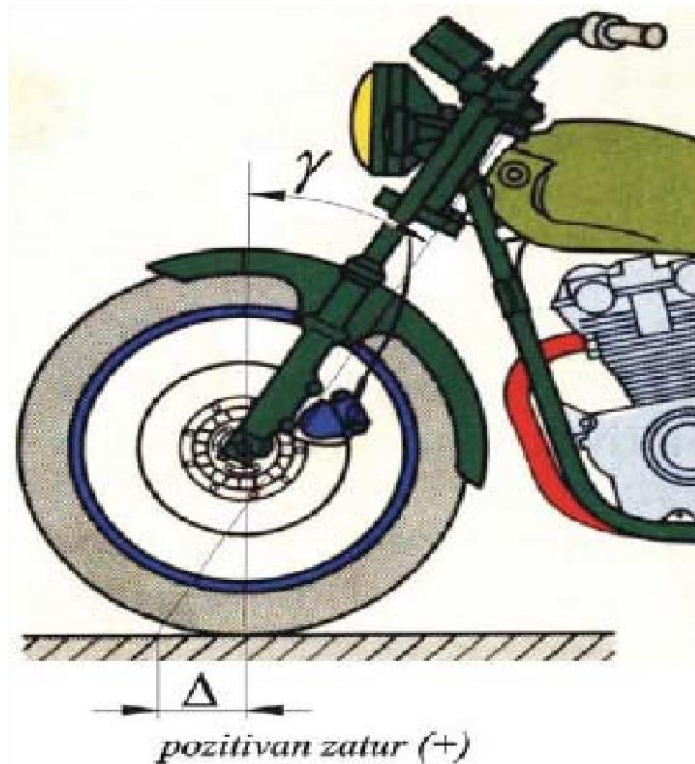
Позитивним затуром се назива када тачка замишљеног продора осовинице кроз подлогу пада испред вертикалне осе тачка.

За негативни затур је усвојено да тачка замишљеног продора осовинице кроз подлогу пада иза вертикалне осе тачка.



а) Затур услед закошења осовинице б) затур услед измештености осовинице из центра

ЕЛЕМЕНТИ СТАБИЛНОСТИ УПРАВЉАЈУЋИХ ТОЧКОВА



Шема затура осовинице точка код мотоцикла

За путничка возила са мотором позади, код којих је предња осовина мање оптерећена од задње, бољи ефект стабилизације постиже се када имају позитиван затур него возила са напред постављеним мотором.

Дакле, затур точка такође припада угловима стабилизације, с обзиром да подужно закошење осовинице изазива сличне повратне силе као и угао бочног нагиба осовинице точка.

Вредност угла затура осовинице се креће у границама $0^\circ - 4^\circ$, зависно од конструкције возила и пнеуматика. Мање вредности угла усвајају се код точкава са дијагоналним пнеуматцима.

СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ

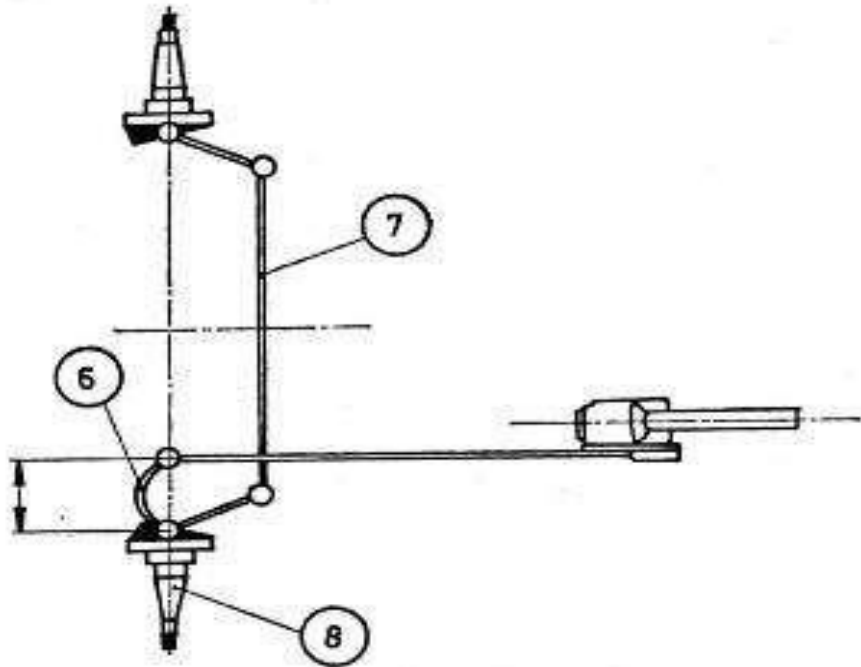
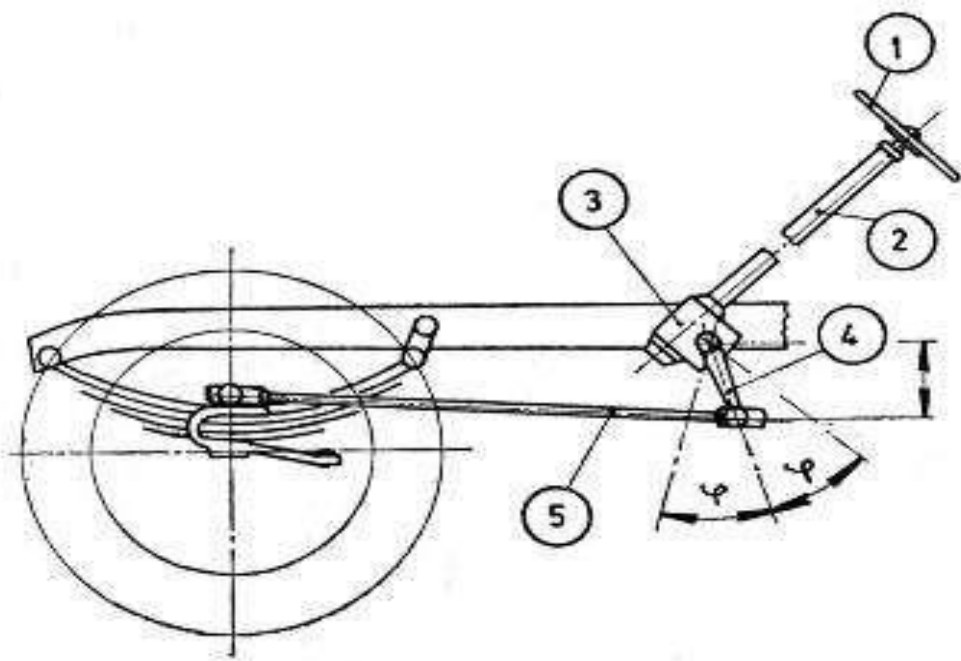
- елементи управљачког механизма-

Под управљачким механизмом једног возила, подразумевају се сви елементи механизма који учествују у остваривању жељене путање кретања возила. Овај склоп возила спада у врло осетљиве склопове возила с обзиром да од његове прецизности и поузданости зависи и сигурност целог возила, као и безбедност возила у саобраћају.

Управљачки механизми возила дели се на механизме за управљања возила са точковима и механизме чије се управљање врши гусеницама. Ове две врсте механизма су концепцијски сасвим различите, чиме је и концепција управљања различита.

Обртно кретање управљачког точка у управљачком преноснику (или чешћи израз управљачка глава) преводи се у закретање рукунице управљача, а ова потом у линеарно кретање преносних елемената механизма.

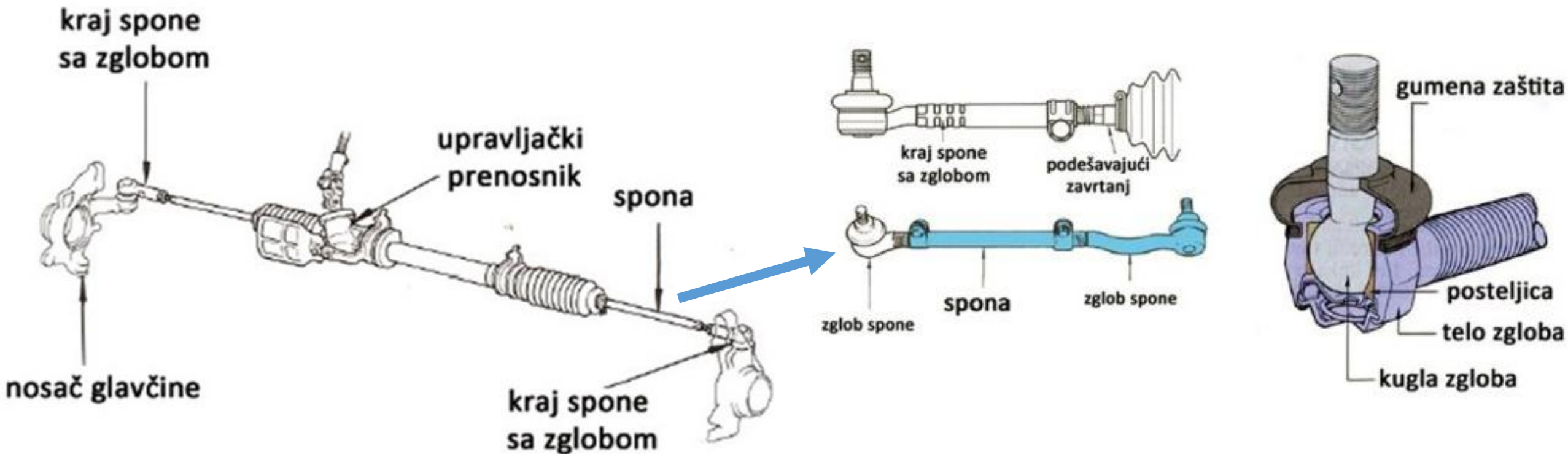
СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ - елементи управљачког механизма-



1. Точак управљача
2. Вретено управљача
3. Управљачки преносник
4. Рукуница преносника
5. Подужна спона
6. Заокретна рукуница рукавца
7. Спона
8. Рукавац точка

СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ

- елементи управљачког механизма-



СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ - Управљачки преносник -

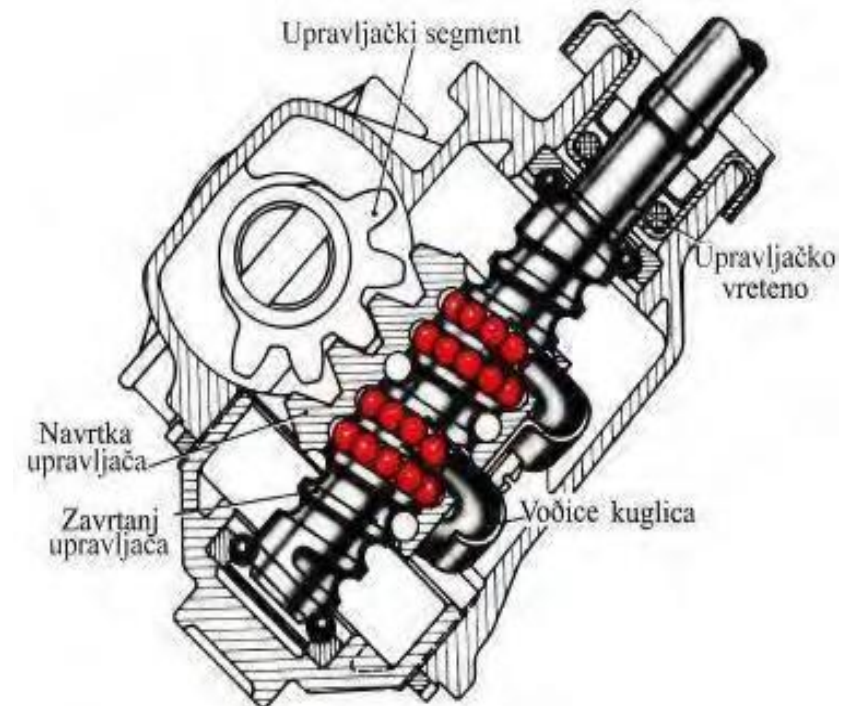
Управљачки преносник са
пужним елементима



Управљачки преносник са
пужним ваљком

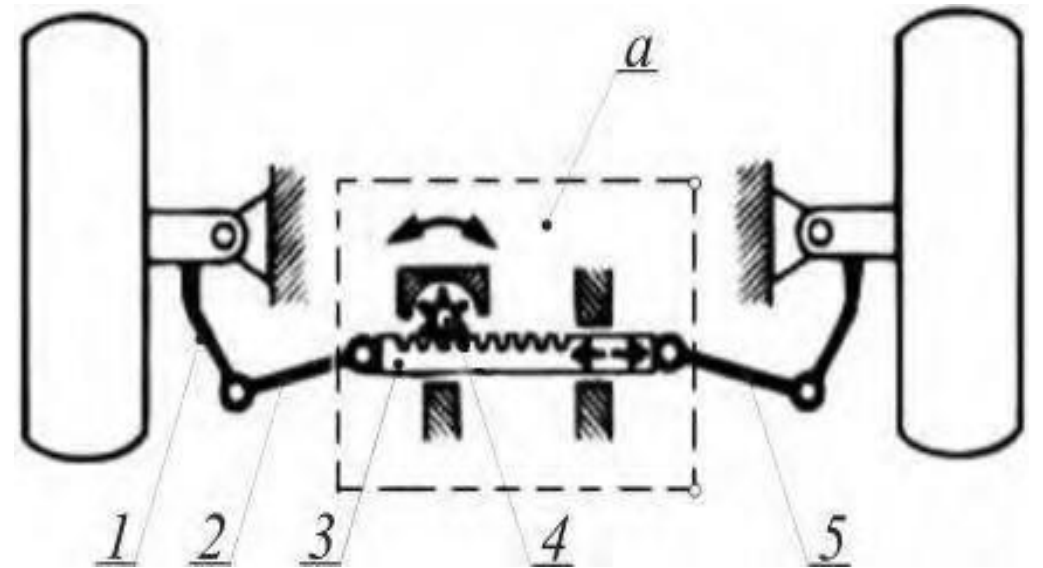
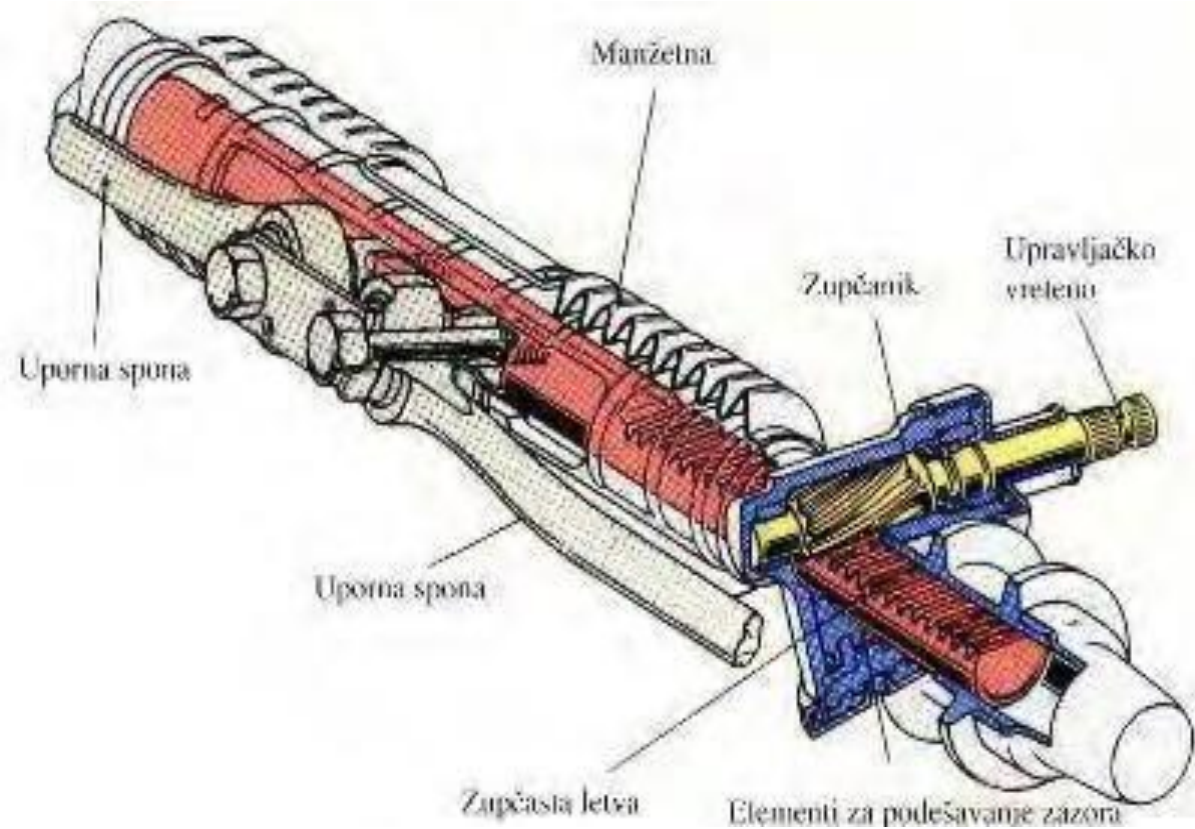


Управљачки преносник са
куглицама



СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ - Управљачки преносник -

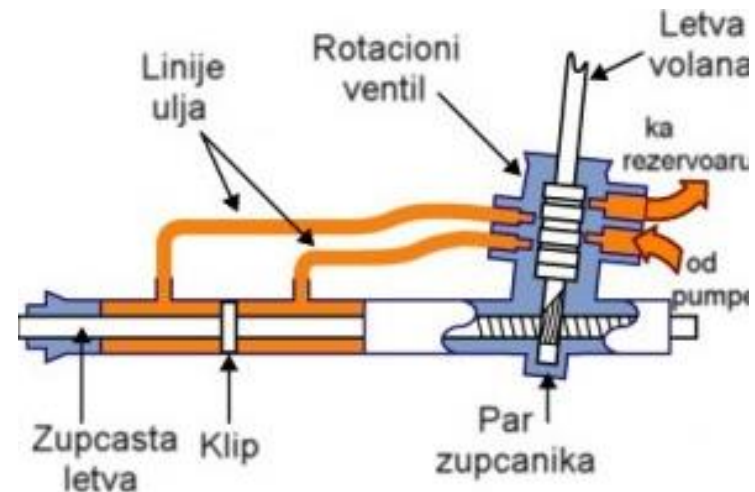
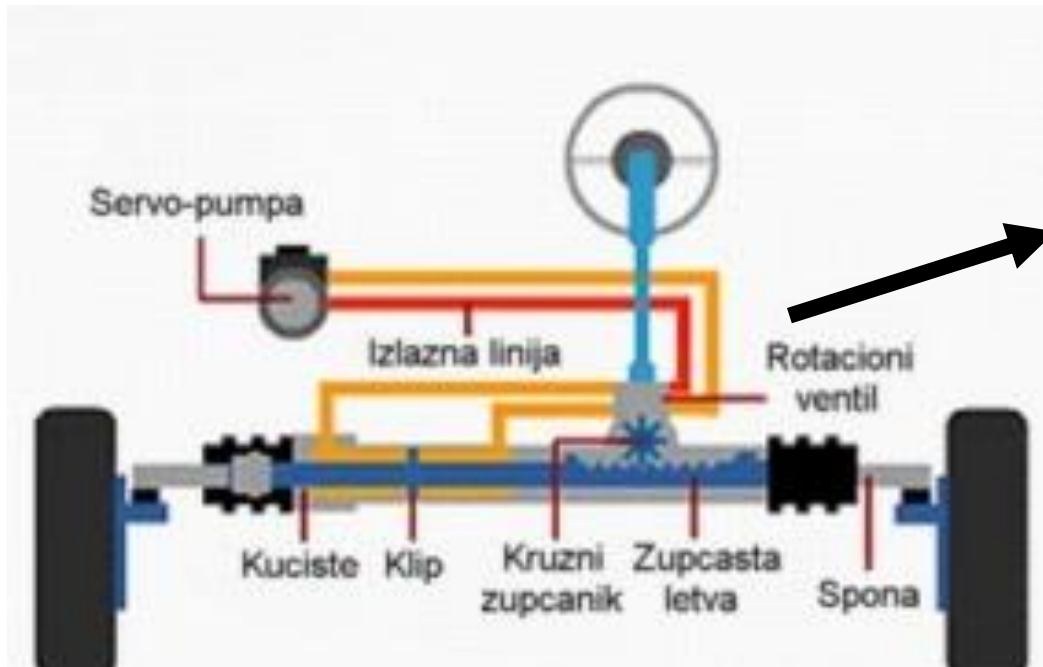
Управљачки механизам са зупчастом летвом



1. Полуга рукавца точка
2. Десна спона
3. Зупчаста летва
4. Зупчаник
5. Лева спона

СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ - Управљачки преносник -

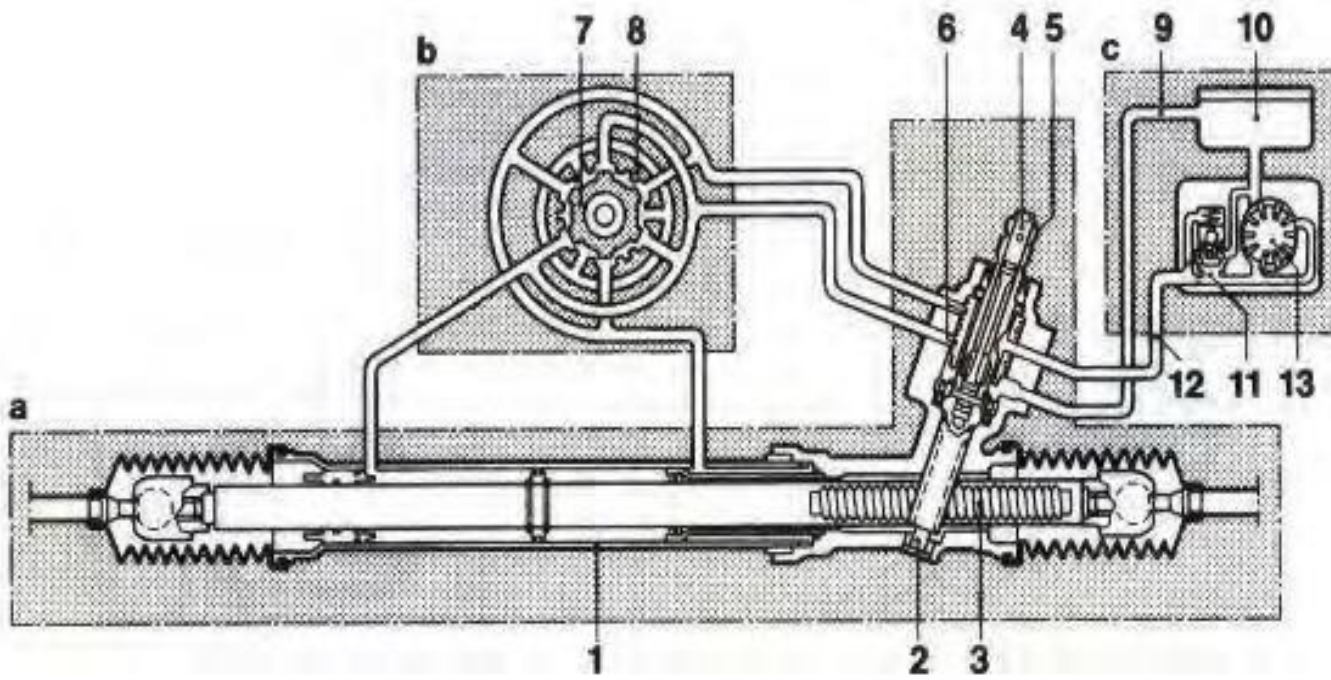
Зупчаста летва са хидрауличним серво погоном



СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ - Управљачки преносник -

Серво управљачки преносник са зупчастом летвом

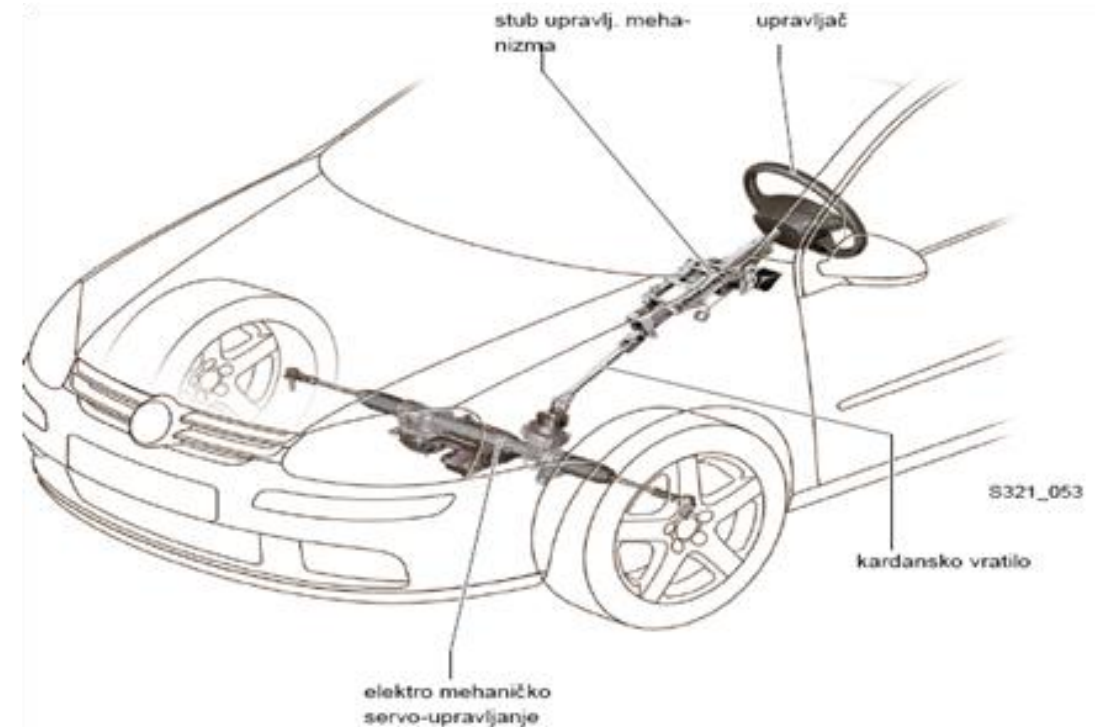
- а) Управљачки преносник (Извршна група) б) Хидро разделник (“Командна група”)
в) Хидропумпа (Енергетска група)



1. Радни цилиндар
2. Зупчаник управљача
3. Зупчаста летва
4. Управљачко вретено
5. Доње вретено
6. Жљеб управљача
7. Обртни шибер
8. Чаура управљача
9. Канал за повратно уље
10. Резервоар уља
11. Вентил за ограничавање протока и притиска
12. Потисни вод
13. Крилна пумпа

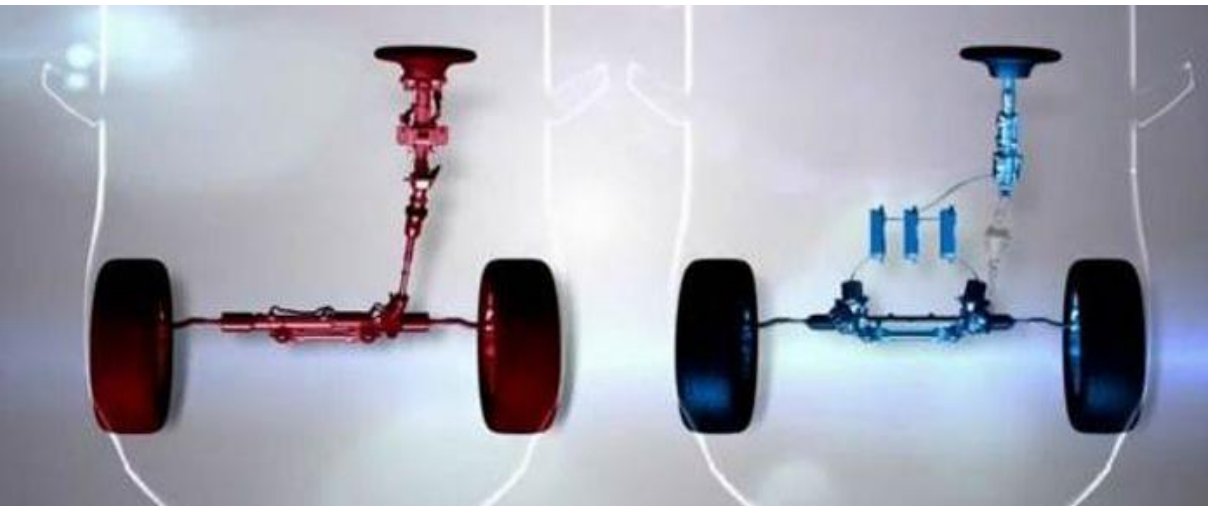
СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ - Управљачки преносник -

Зупчаста летва са електричним серво погоном



СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ - Управљачки преносник -

Електронски систем управљања возилом (System Steering by wire)

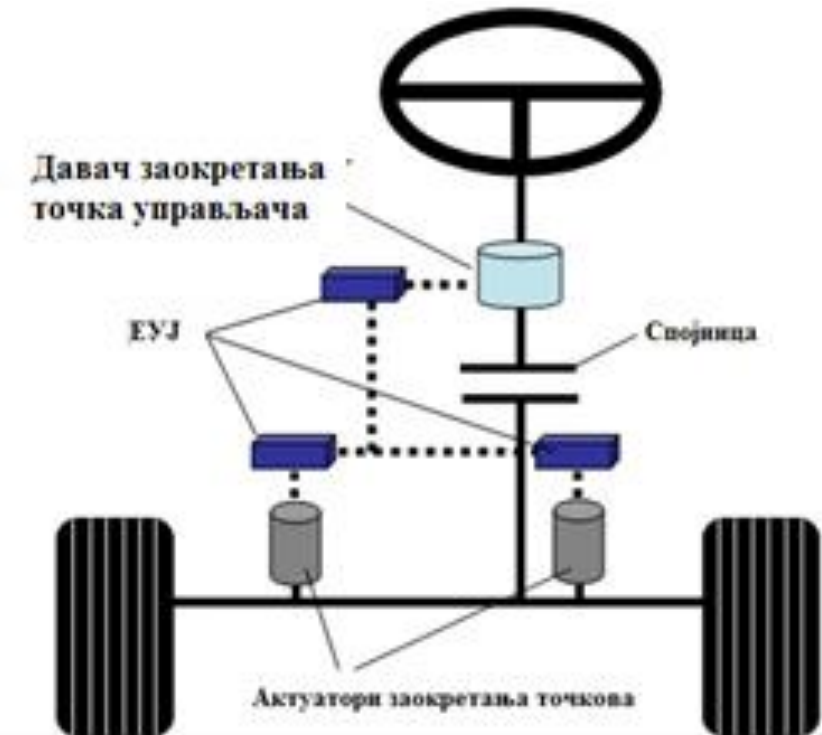
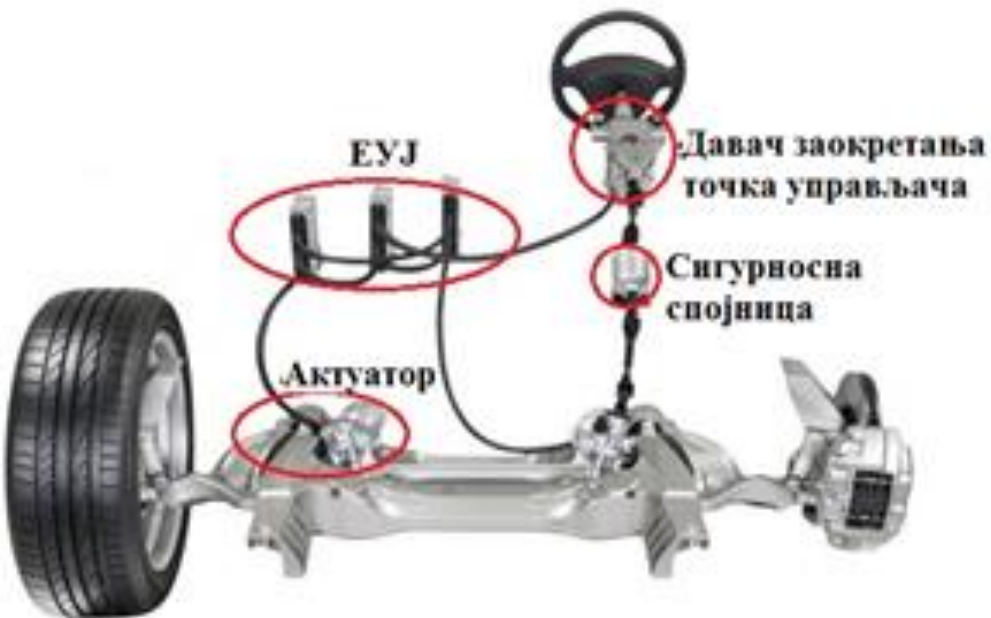


Приказ конвенционалног система управља возилом (лево) и система електронског управљања возилом (десно)

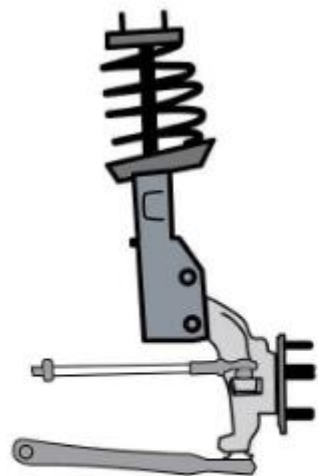


СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ - Управљачки преносник -

Електронски систем управљања возилом (System Steering by wire)



СИСТЕМ ЗА ОСЛАЊАЊЕ



Macpherson Strut



Double Wishbone

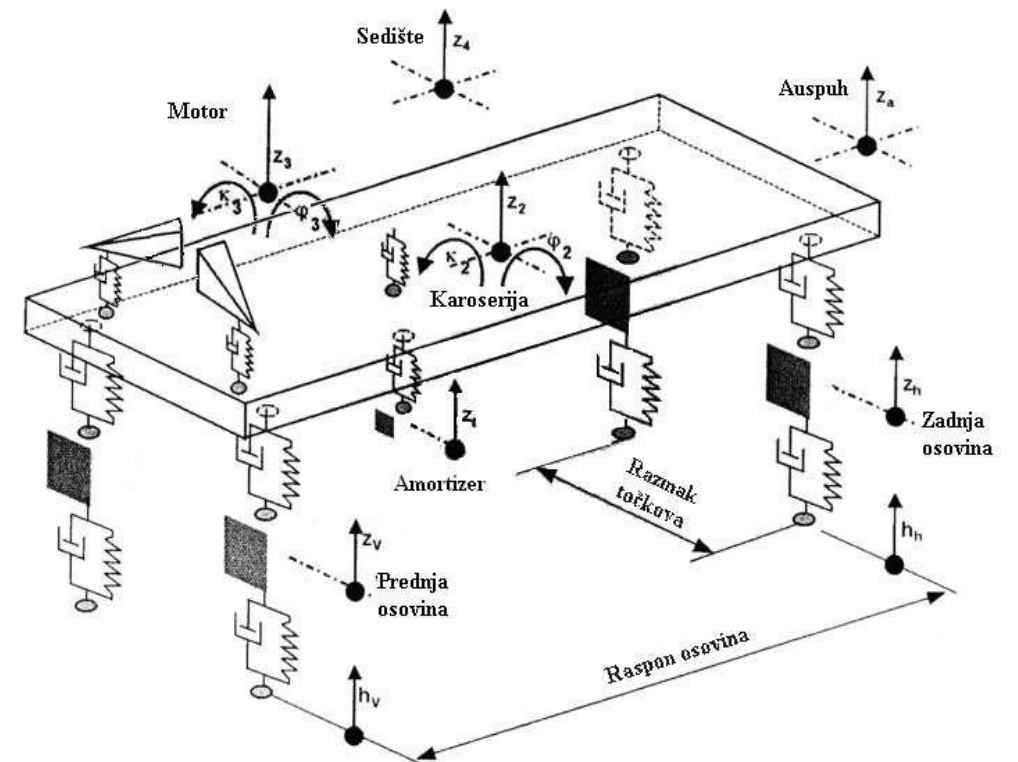
СИСТЕМ ЕЛАСТИЧНОГ ОСЛАЊАЊА

С обзиром да су системи ослањања (осовине и точкови) у директној вези са системом огибљења, а у савременим конструкцијама путничких возила најчешће губе смисао појединачних склопова, није сврсисходно, а понекада је чак и немогуће, њих посматрати и анализирати одвојено. Управо стога се користи израз систем еластичног ослањања, често у скраћеном облику СЕО.

Чињеница је да свако кретање возила по путу изазива осцилације целог возила као и маса које су у или на њему, а које се побуђују неравнинама подлоге. У сваком случају није могуће анализирати један детаљ, на пример удобност и осцилације у кабини без узимања у обзир осцилаторних ефеката осталих склопова возила.

Систем еластичног ослањања у који спада и систем пригушења осцилација (СЕО), имају основни задатак да обезбеде:

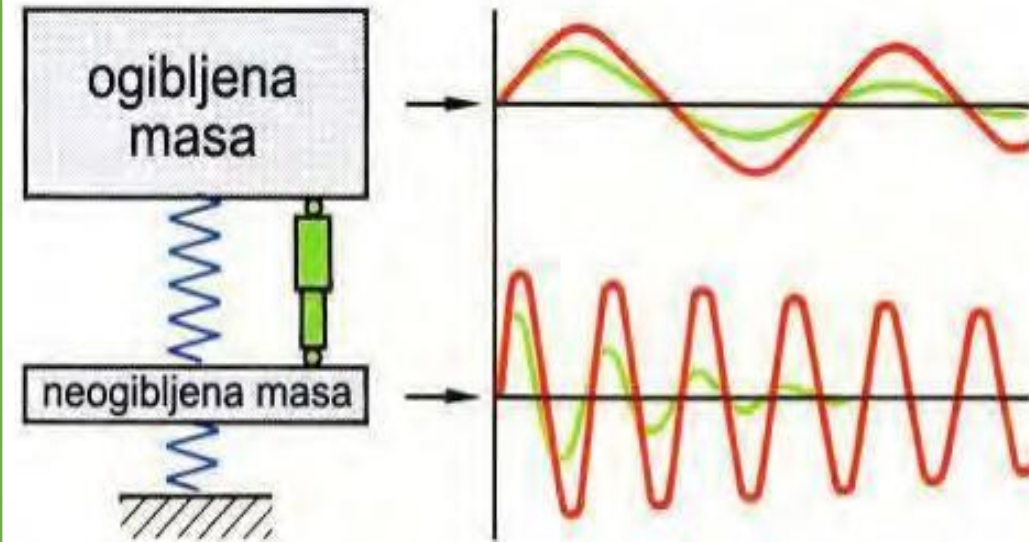
- комфор вожње возача и путника, односно терета код теретних возила
- квалитетно одржавање контакта точкова са путем и држање правца кретања возила у кривини, што чини основ активне безбедности возила.



СИСТЕМ ЕЛАСТИЧНОГ ОСЛАЊАЊА

Елементи, који као конструктивни систем, повезују предњу осовину са рамом или самоносивом каросеријом, називају се предње вешање или предње ослањање. Они обухватају дакле, предње точкове возила, осовину, систем огибљења и пригушења осцилација и елементе повезивања свих делова унутар овог система и целог система за каросерију. Аналогно томе, елементи који повезују задњу осовину са каросеријом називају се систем задњег вешања или задње ослањање.

Систем вешања у себи обухвата следеће подсистеме и елементе: **еластични елементи**, којима се остварује еластична веза међу деловима или једноставније речено - еластично ослањање. У суштини ови делови преносе динамичке реакције тла и ублажују динамичка оптерећења. Начин извођења еластичних елемената је условљен наменом возила, тако да се код савремених конструкција срећу елементи од челика (лиснати гибњеви, спиралне и торзионе опруге), ваздушно, хидраулично или хидропнеуматско огибљење, гумени елементи или комбинација гума **елементи вођења** или елементи веза у ужем смислу речи, који прихватају побудне и бочне силе као и одговарајуће моменте, који се од пута преко точкова преносе на огибљењу масу.



СИСТЕМ ЕЛАСТИЧНОГ ОСЛАЊАЊА

Под огибљеном масом подразумевају се сви делови изнад еластичних елемената (нпр. гибњева), чија тежина оптерећује еластичне елементе. Овој групи елемената се додаје и половина масе самих елемената. Аналогно томе, сви елементи односно масе испод еластичних елемената, чија тежина не оптерећује еластичне елементе, називају се неогибљеном масом. Сходно овоме масе предње и задње осовине и половина масе еластичних елемената припадају групи (не) огибљених маса (у литератури се поред појма „огибљене“ и „неогибљене масе“ врло често среће појам са истим значењем „овешане“ и „неовешане масе“).

Општи закључак је да се системом ослањања и огибљења обезбеђује:

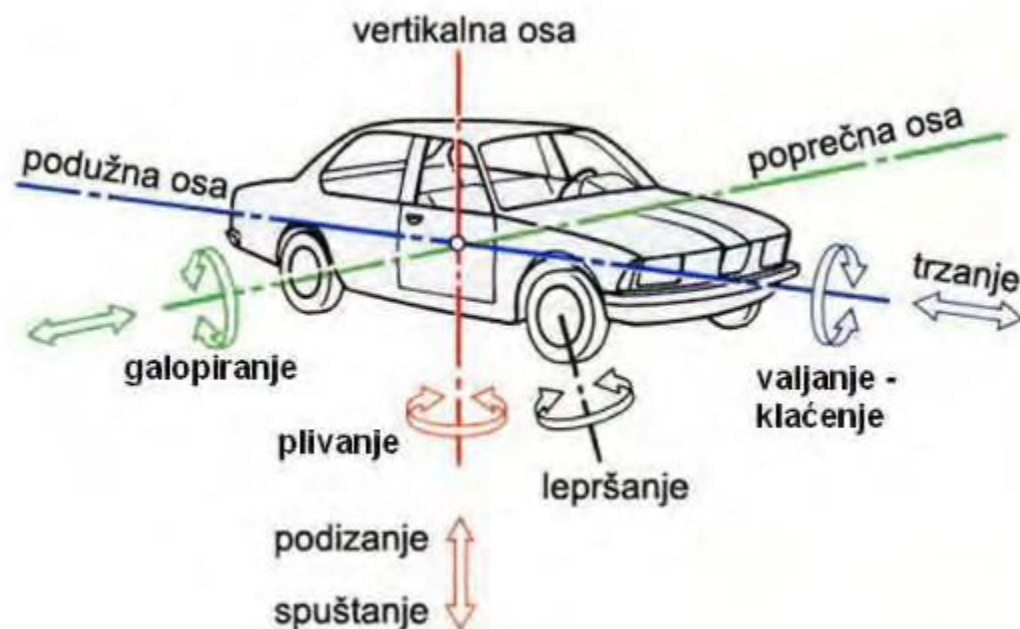
Осцилаторна удобност, која подразумева ограничавање максималних убрзања маса, те самим тим спречавање ударних оптерећења, одржавање убрзања огибљених маса у предвиђени границама и то у ширем фреквентном дијапазону, пригушивање осцилација и угаоних померања огибљених маса као и ограничавање хода и зазора истих.

Стабилност управљања којом се обезбеђује стално одржавање контакта точка са коловозом, те тиме поуздано преношење сила и момената, стабилно одржавање правца пута, при вожњи у кривини и спречавање заносења.

Довољно дуг век трајања делова и целог система, тиме што се спречавањем ударних оптерећења и еластичним преношењем сила и момената сви елементи система штите од претераног хабања, укључујући и пнеуматике.

Осциловање система

- Возило, као један осцилаторни система у принципу чине три масе:
 - укупна огибљена маса,
 - маса предње осовине са точковима и
 - маса задње осовине са точковима

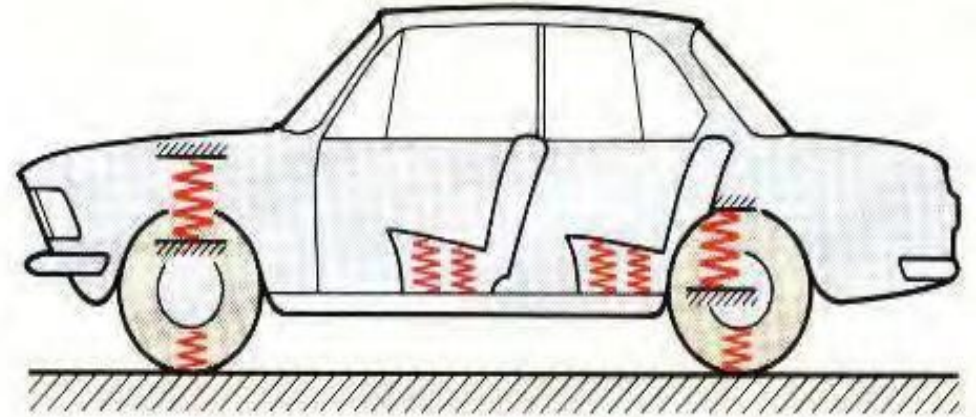


ПРИКАЗ
ПРЕТПОСТАВЉЕНИХ И
ПРЕДВИЂЕНИХ КРЕТАЊА
МАСА ВОЗИЛА

Битно је истаћи да поред сила које узрокују неравнине пута и друге силе могу да узрокују осцилације возила (вучне силе на точковима, сила кочења, сила ветра и сличне).

Осциловање система

Укупно огибљење возила чине пнеуматици возила и еластични елементи система, који су постављени између осовина и каросерије (рама). Додатно огибљење, је огибљење седишта. Чињеница је да све три врсте огибљења морају да дејствују једновремено и међусобног морају да буду подешени. Приликом кретања возила, неравнине пута повремено узрокују поред вертикалних, ударе и у хоризонталном правцу - подужне и попречне, који су чињеница је, знатно мање јачине. И ову врсту удара на себе примају еластични елементи система и то првенствено пнеуматици, а потом и гумена лежишта унутар система, којима се учвршћују носећи елементи са рамом.

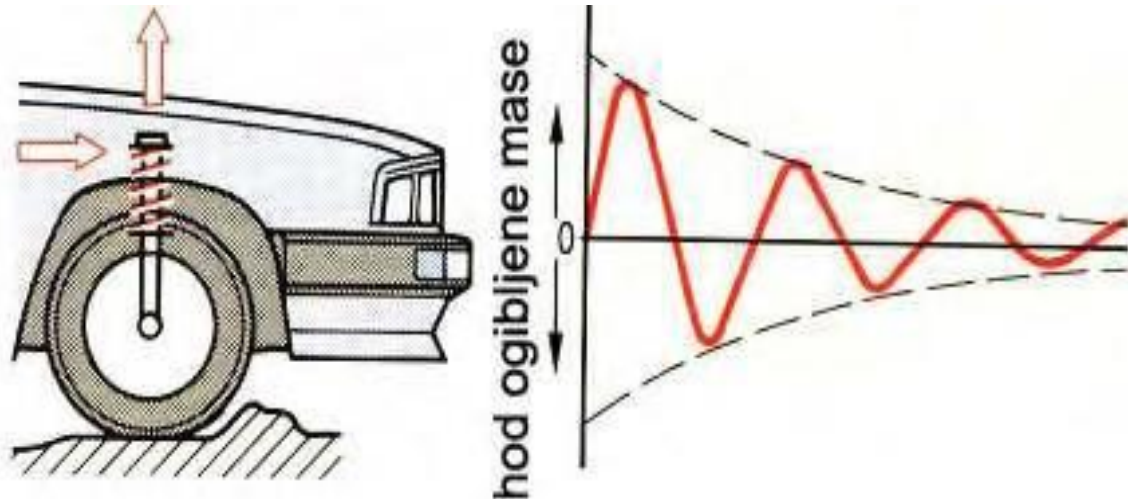


Осциловање система

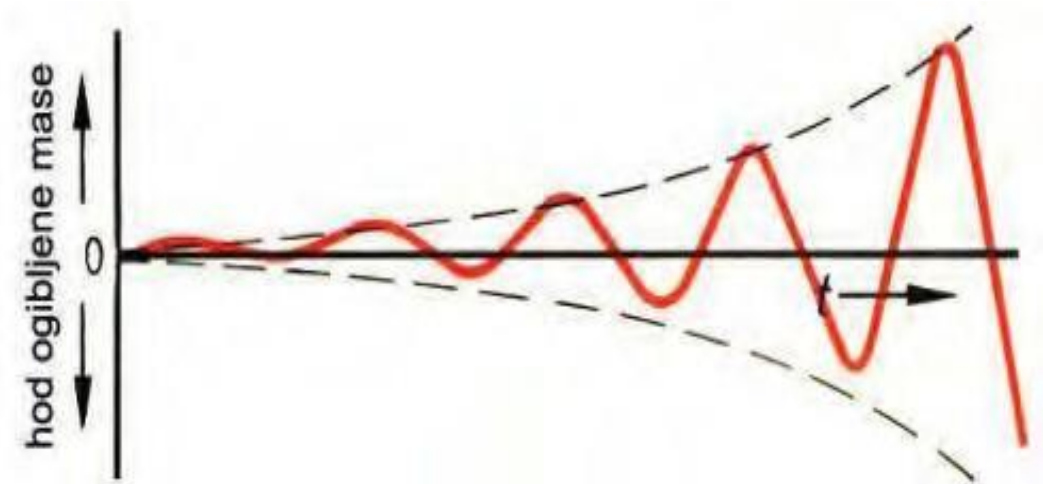
Преласком точка преко мањих избочина на друму долази до кретања точка на горе, што се преко система повезивања точка са осталим делом система и огибљењем, директно одражава на систем огибљења, тако да се еластични елементи целог система (пнеуматици, међуелементи, опруге) сабијају, док каросерија, због велике инерције система остаје релативно мирна.

У случајевима када је сила изазвана неравнином већа од силе у еластичним и пригушним елементима, точак се „одбацује“ од коловоза, реакција каросерије је знатно већа, те је игибање каросерије веће.

У том периоду точак губи спој са подлогом, тако да у том, у принципу кратком периоду, који директно зависи од брзине кретања возила, нема управљања ни кочења.



Пригушене осцилације и амплитуда осциловања



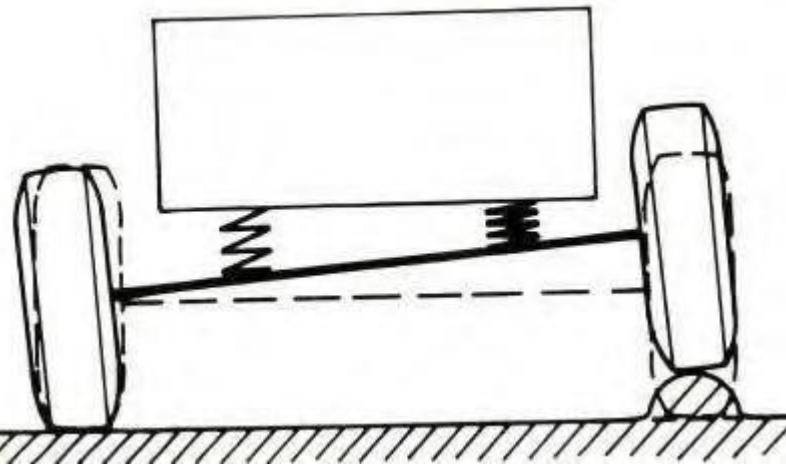
Настанак непригушених и прогресивних осцилације

ВРСТЕ СИСТЕМА ЕЛАСТИЧНОГ ОСЛАЊАЊА

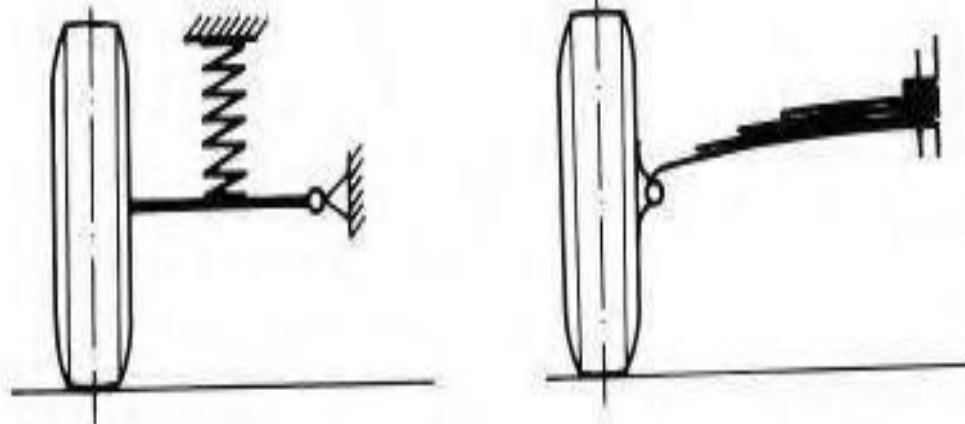
У циљу пројектовања и конструкције система еластичног ослањања, сходно намени возила, примењују се различити системи ослањања и огибљења, У општем случају, поред огибљења масе возила и обезбеђења осцилаторне удобности, конструкција огибљења има задатак да у сваком случају одрже:

- добро подужно и попречно вођење точкова,
- добро пријањања свих точкова, како би било могуће кочење, потпуно одржање вучне сила код погонских точкова и одлична управљивост код управљајућих точкова,
- потпуно одржање геометрије управљачких точкова.

Зависно огибљење, када померање једног од точкова осовине директно утиче на померање другог



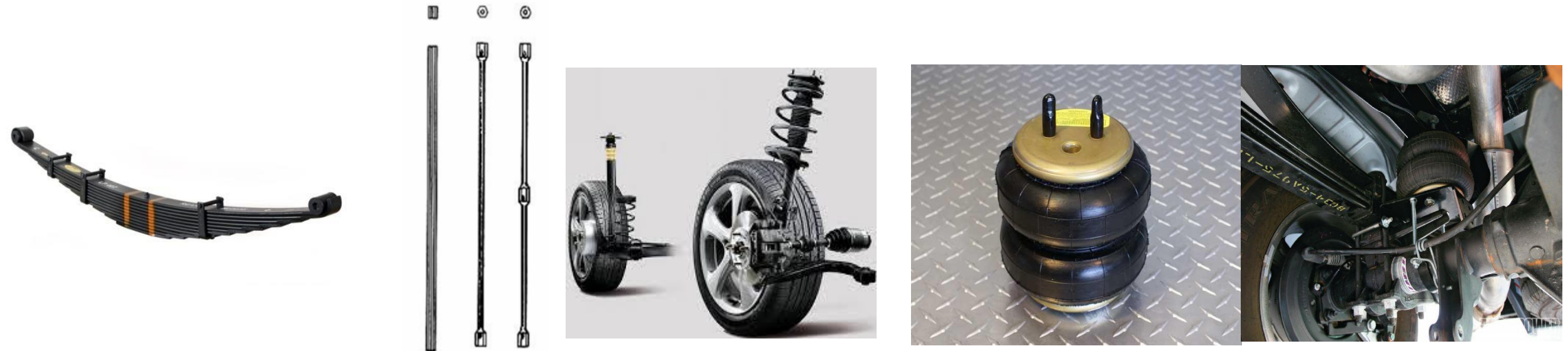
Независно огибљени точкови, када померање ма ког точка по висини не утиче на померање другог на истој „осовини“ или уопште осталих точкова



Комбиновано огибљење, када су точкови једне осовине (уобичајено предње) независно огибљени, а точкови задње/задњих осовина зависно.

ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ОСЛАЊАЊА

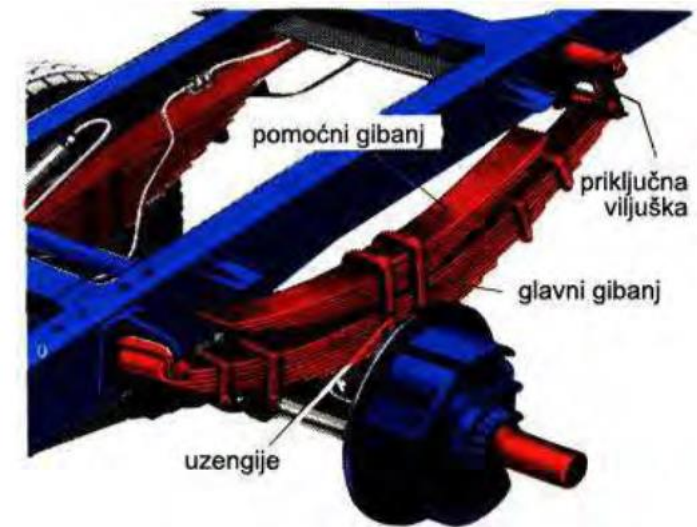
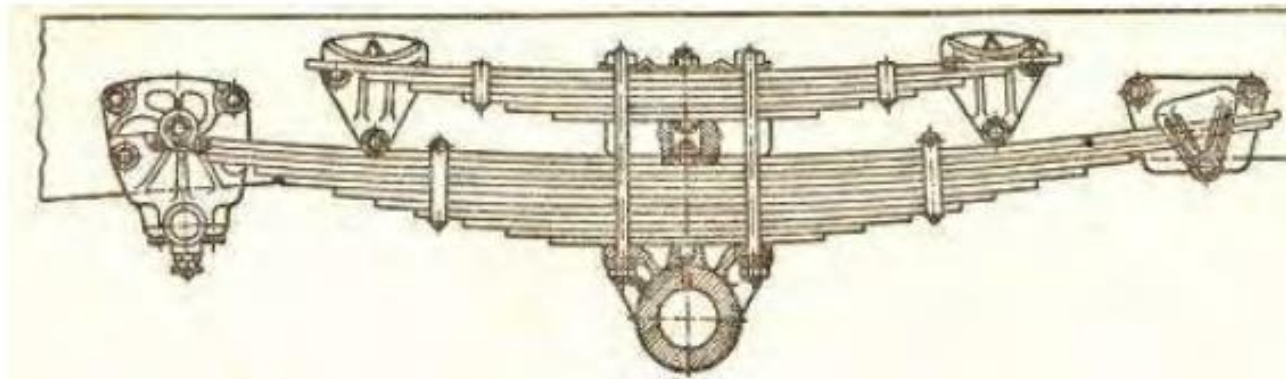
Код возила, за постизање што веће осцилаторне удобности и сигурности „лежања „ возила на коловозу, користе су у принципу сви системи познати у машинству (лиснате, спиралне, торзионе опруге, гумени или гумо-метални еластични елементи, хидраулично, ваздушно и хидро - пнеуматске опруге. Овом систему се додају и одговарајући елементи – пригушивачи осцилација, такозвани амортизери.



ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ОСЛАЊАЊА

- Гибњеви -

Лиснати гибњеви спадају у еластичне елементе који се под дејством силе савијају. Састављени су од подужних, појединачних опруга, правоугаоног или елипсастог облика, међусобног наслаганих један на други по дужини, тако да образују полуелипсу. По средини сви листови гибња су притегнути једним централним завртњем ради спречавања међусобног подужног померања листова.



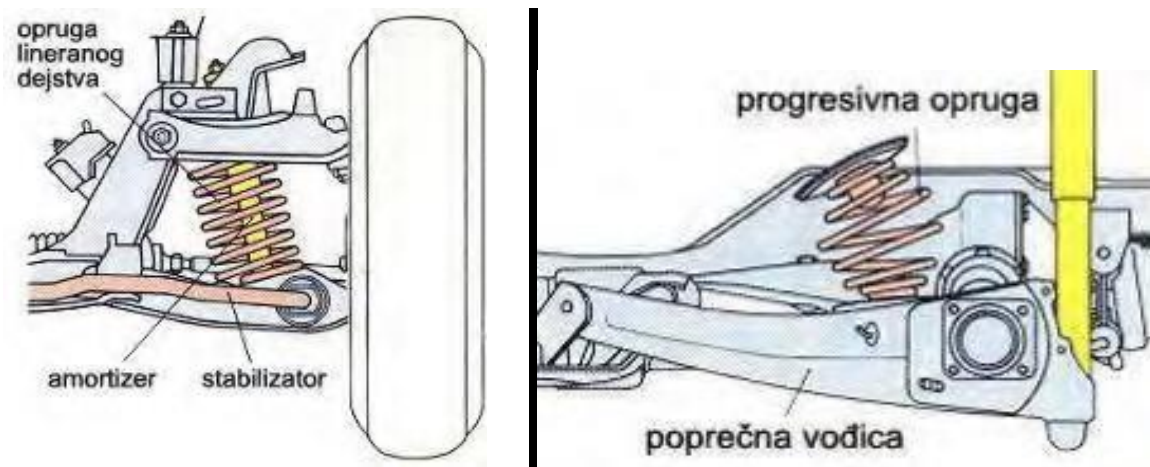
Лиснати гибњеви имају и добру пригушну карактеристику, која се постиже међусобним трењем појединачних листова. Ова врста гибњева је веома погодна за огибљење теретних возила, те у принципу на њима налази главну примену. Код путничких возила налазе примену као гибњеви задње осовине или као попречни гibaњ предње осовине.

ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ОСЛАЊАЊА

- Спиралне опруге -

Ова врста опруга је предодређена за примање искључиво сила у аксијалном правцу, тако да се не може користити за примање бочних или подужних оптерећења. Из тих разлога конструкција са спиралним опругама увек садржи подужне и попречне упорне споне, које се једним својим крајем зглобно везују за доњи ослонац опруге а другим за каросерију.

Унутар цилиндричне спиралне опруге у принципу се постављају амортизери или још једна опруга са спиралом мањег пречника, чиме се постиже повећана крутост система.



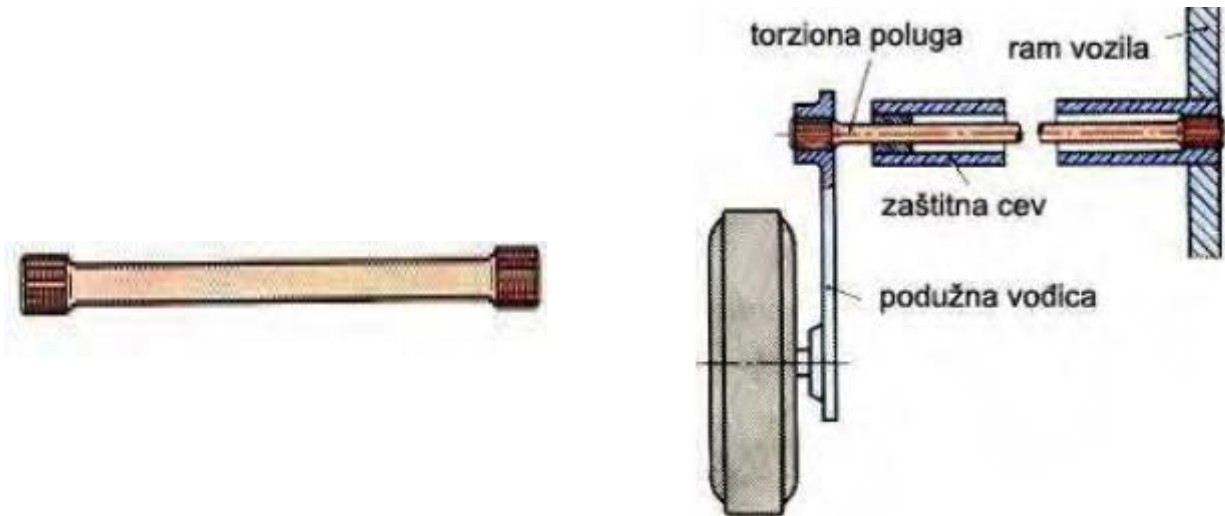
Спиралне опруге

а) са линеарном крутошћу б) са прогресивном крутошћу

ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ОСЛАЊАЊА

- Торзионе опруге -

Код ових врста опруга полуга изграђена од опружног челика напреже се на увијање дејством силе на крај једне једнокраке полуге за коју је фиксирана главчина точка. Торзионе полуге су различитих конструкција: користе се пуни кружни или квадратни профили, цеви са разрезаним зидовима, пакети пљоснатих четвороугаоних полуга, мада је најчешћа примена - опружни челик са пуним кружним профилем.



Челична торзиона опруга



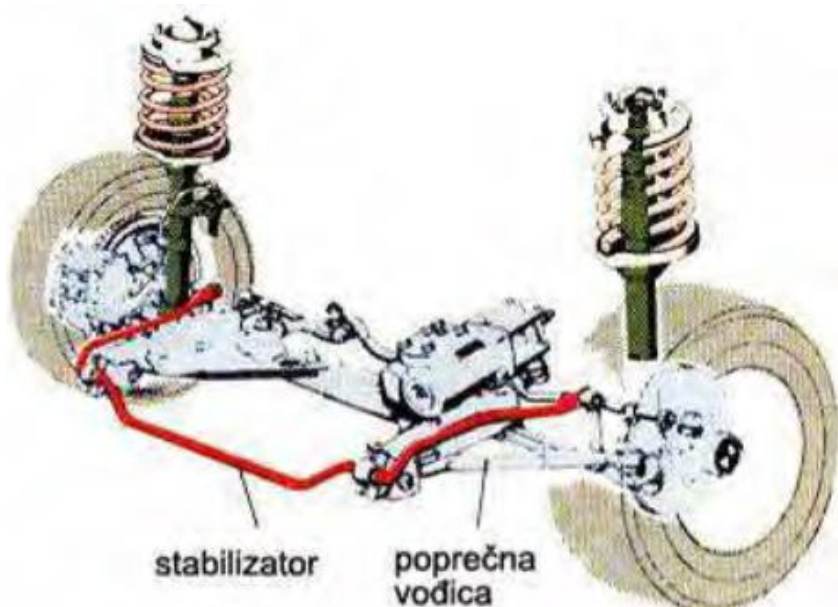
Торзиона опруга са гуменим елементом

ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ОСЛАЊАЊА

- Торзионе опруге -

Торзионе опруге налазе примену како код теретних тако и код путничких возила. Код примене на тешким теретним возилима (камион „Татра“) или на тенковима (домаћи тенк Т 55; Т 85), торзионе опруге се пре уградње испитују на увијање, чиме им се век трајања знатно продужава.

Стабилизатори спадају у специјални вид торзионих опруга, којима се спречава превелико нагињање возила. Стабилизатор торзионо реагује једино у случају када се само један од точкова на истој осовини угиба или када се каросерија возила нагиње око своје подужне осе. С обзиром да и средина стабилизатора има мале ротације, а и крајеви угаоно померање (горе- доле), сходно померању точка, са носећим елементима се спајају гума - металним чаурама.

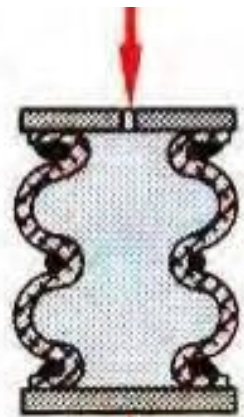


Стабилизатори се користе код свих врста возила и у комбинацији са свим видовима огибљења, изузевгибајућих и лебдећих осовина.

ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ОСЛАЊАЊА - Гасне (ваздушне) опруге -

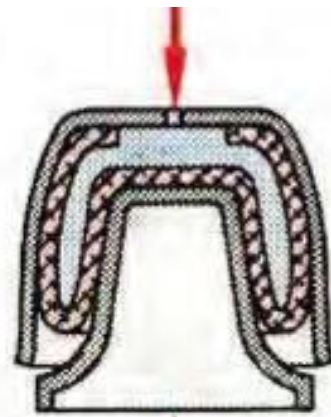
Ове опруге су затворени гумени елементи, испуњени најчешће ваздухом а ређе азотом, при чему се у сврху еластичности користи стишљивост затвореног гаса. За ове елементе се у пракси и **литератури користи назив и ваздушни јастуци.**

Систем ваздушног огибљења има веома практичну и скоро обавезну примену код система где је потребно регулисати и одржати ниво или ублажити нагињање возила, на пример код аутобуса.



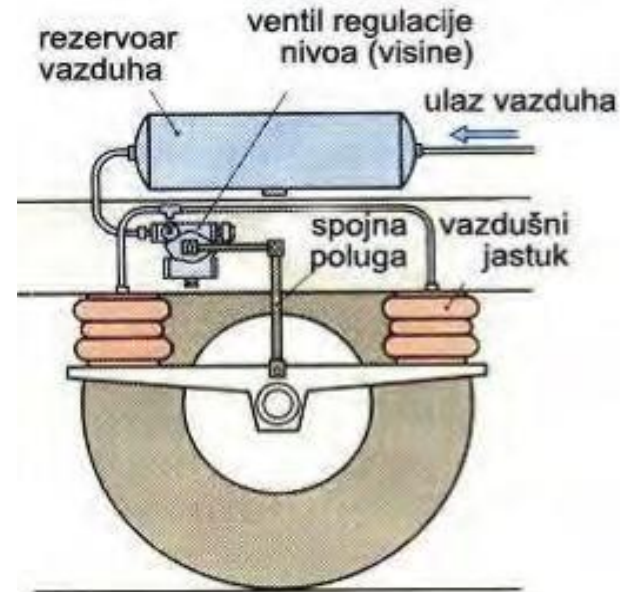
jastuk
sa dvostrukim
prstenom

Облици гасних опруга



nasadni
jastuk

б) Насадни мех („јастук“)



Ваздушно огибљење



Практична изведена гасна опруга

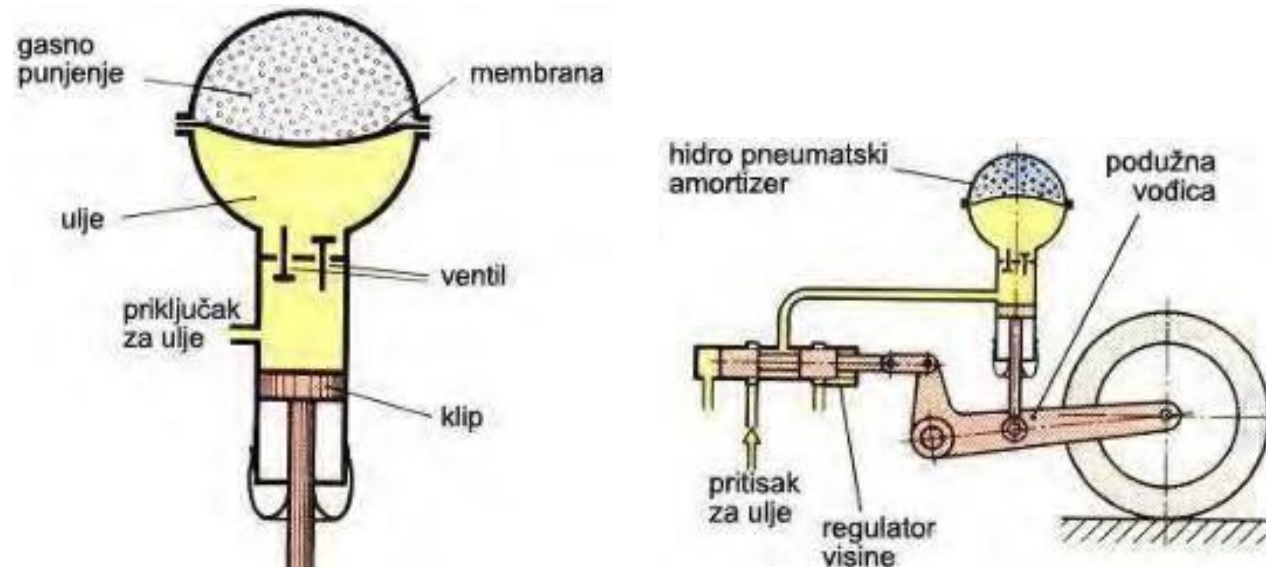
а) мех („јастук“) са двоструким прстеном

ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ОСЛАЊАЊА

- Хидропнеуматске опруге -

Хидропнеуматске опруге ради по принципу гасна опруге.

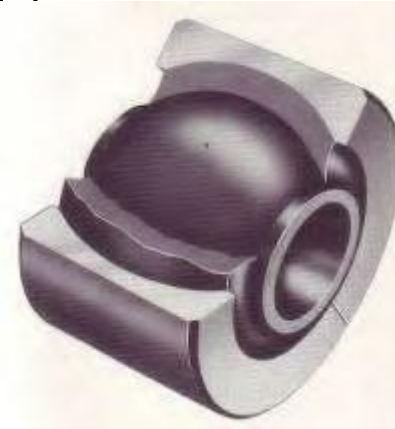
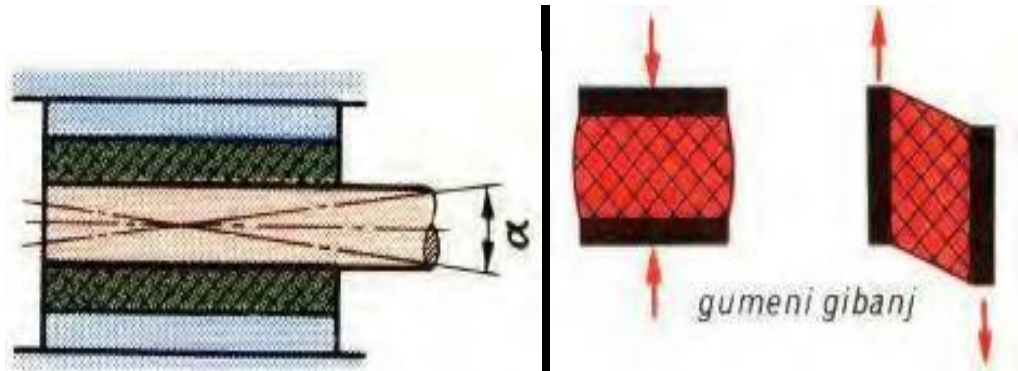
Састоји се од двеју комора, од којих је једна испуњена непроменљивом количином гаса, најчешће азот и друга комора у којој се налази цилиндар са клипом и системом вентила, у којој се као флуид користи уље. Флуиди у коморама се налазе под притиском између 100 до 200 bar, а међусобног су одвојене гуменом мембраном.



ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ОСЛАЊАЊА

- Гума - метал елементи -

Елементи система еластичног ослањања, који функционишу комбинацијом гума-метал, имају веома различиту примену у возилима, те услед тога проистиче и њихова велика разноликост по облику, димензијама и местима примене. Код ових елемената се користе висока еластична гуме природног или вештачког порекла. Гума по својој природи има изванредне карактеристике пригушивања осцилација и вибрација.



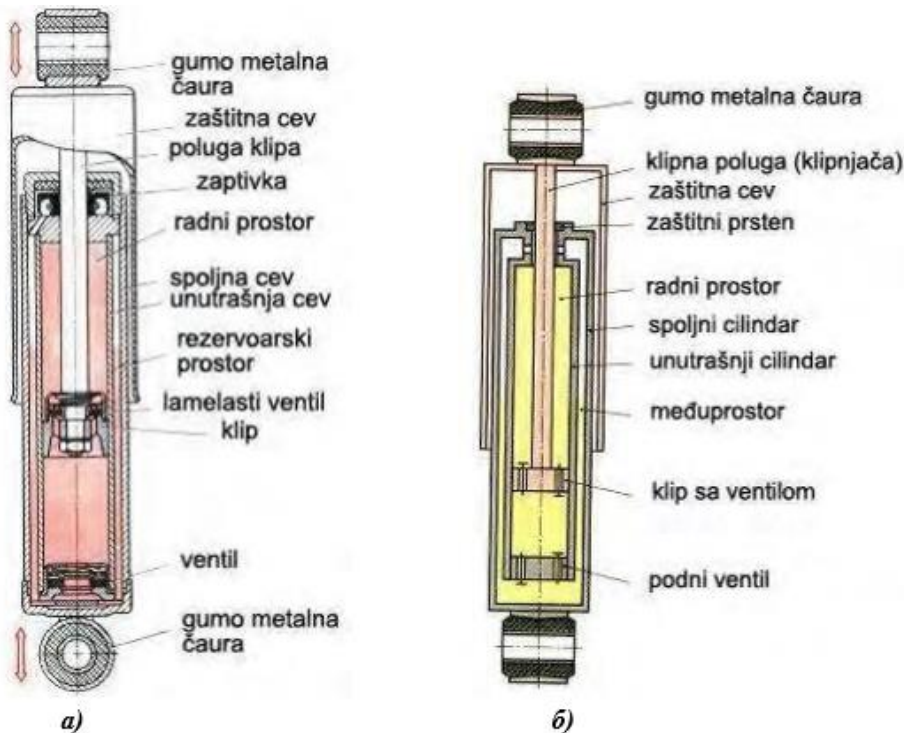
Гума - метал опруга се често користи и као самостална опруга у случају високих оптерећења, када се гума - метал елементи постављају у вишеслојном „сендвич паковању“ (огибљење локомотива).

ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ОСЛАЊАЊА

- Амортизери -

Основна функција овог склопа је, како му само име каже, да амортизује или пригуши вертикалне ударне силе које прима возило при кретању. Тиме се код возила директно утиче на удобност, стабилност и сигурност кретања, тако да исти спадају у елементе активне сигурности возила.

Постоје различите конструкције и типови амортизера, али се код савремених возила, тамо где су потребни, искључиво користе телескопски хидраулични амортизери. Састоје се од клипа са клипњачом који се крећу унутар радног цилиндра (унутрашњи цилиндар), који је испуњен уљем. Оба ова дела се налазе унутар једног спољног цилиндра.



Телескопски хидраулични амортизери

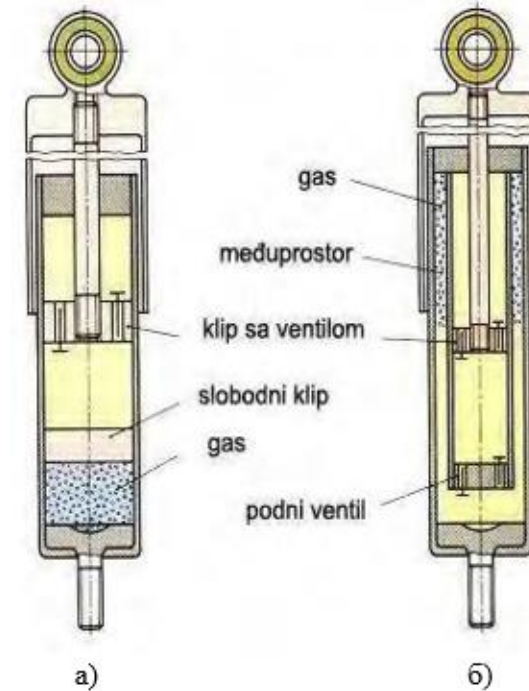
а) Телескопски двоцилиндрични хидраулични амортизер

б) Функционална шема хидрауличног амортизера

ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ОСЛАЊАЊА

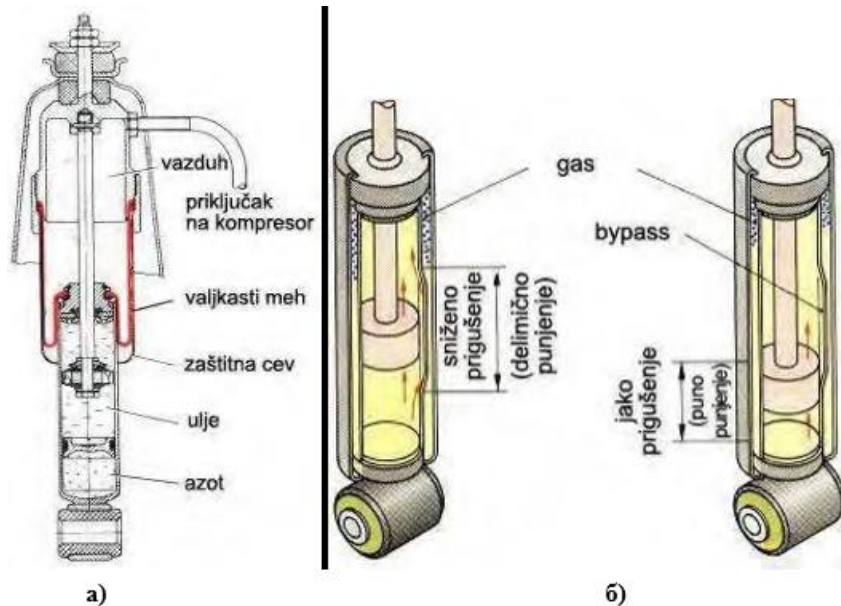
- Амортизери -

Телескопски гасно хидраулични амортизери
а) једноцилиндрични гасно хидраулички амортизер
б) двоцилиндрични гасно хидраулички амортизер



Гасно хидраулични амортизери са варијабилним пригушењем

а) једноцилиндрични
б) двоцилиндрични



Примери комбиновања амортизера и опруга



MACPHERSON STRUT



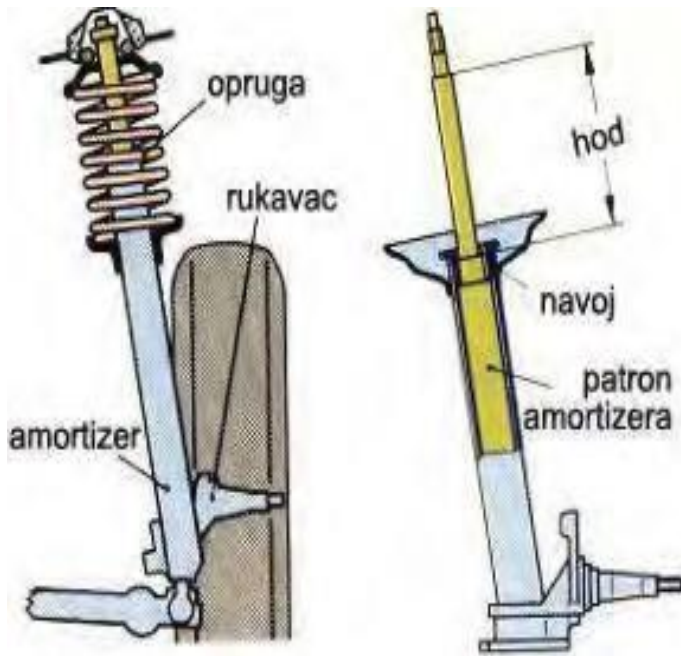
DOUBLE WISHBONE



MULTI-LINK

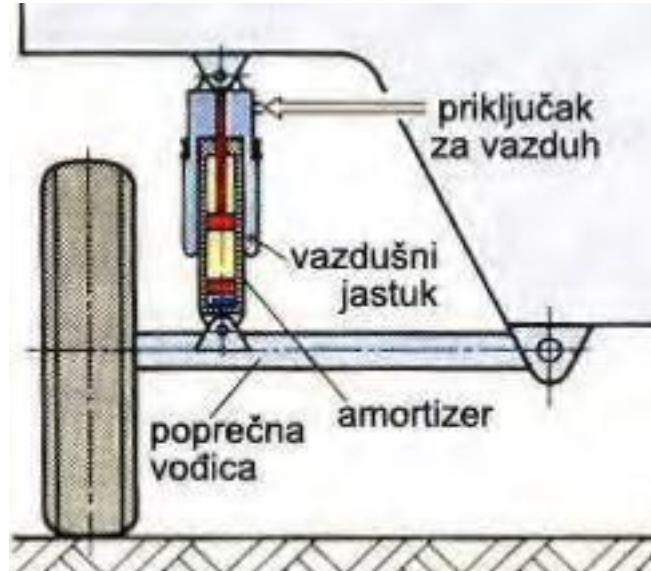


TRAILING-ARM

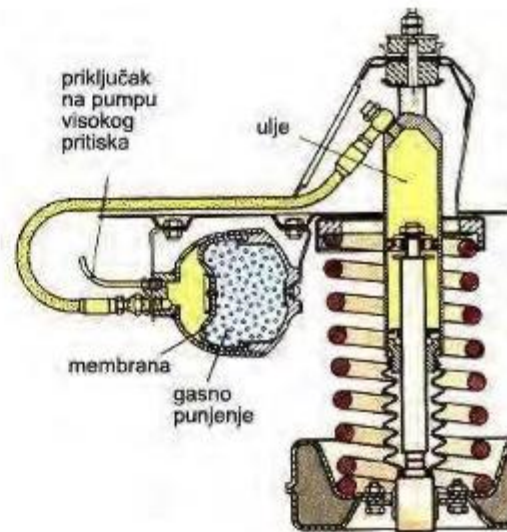
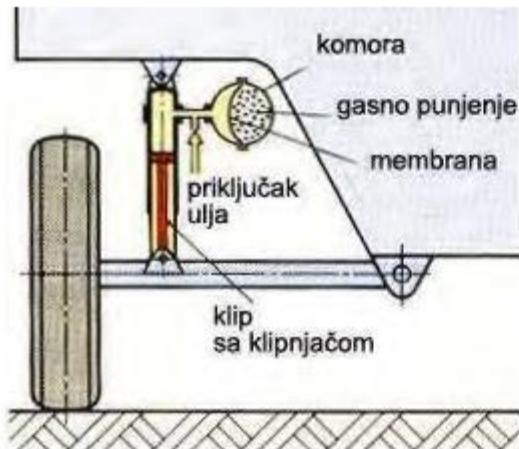


Макферсонова (Mc Pherson) нога представља комбинацију ојачаног телескопског амортизера и спиралне опруге, која потпуно задовољава захтеве који се постављају пред управљачке тачкове путничких возила. Ради правилног вођења тачкова потребне су још упорне полуге. Подешавањем места постављања опруге у односу на амортизер, помоћу лежишта опруге са навојем могуће је подешавати карактеристику целог система сходно потребама возила.

Примери комбиновања амортизера и опруга

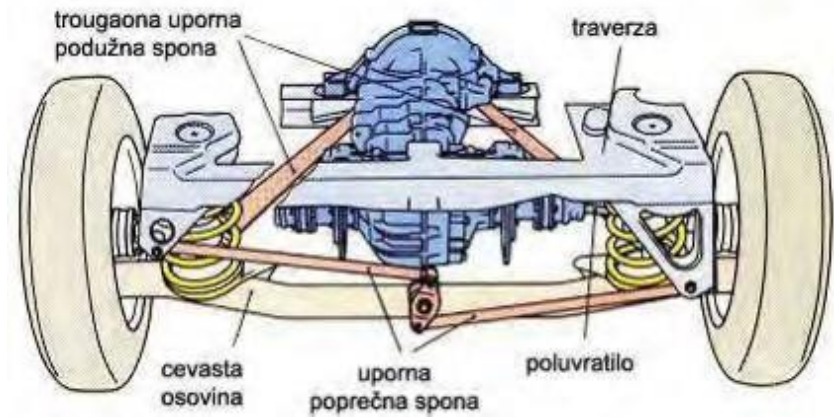
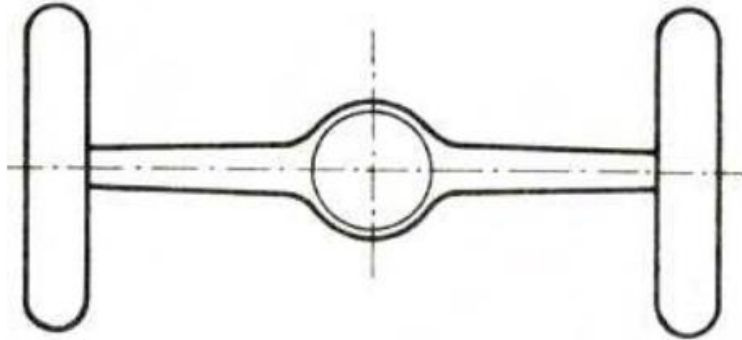


Систем гасног амортизера са регулацијом нивоа возила

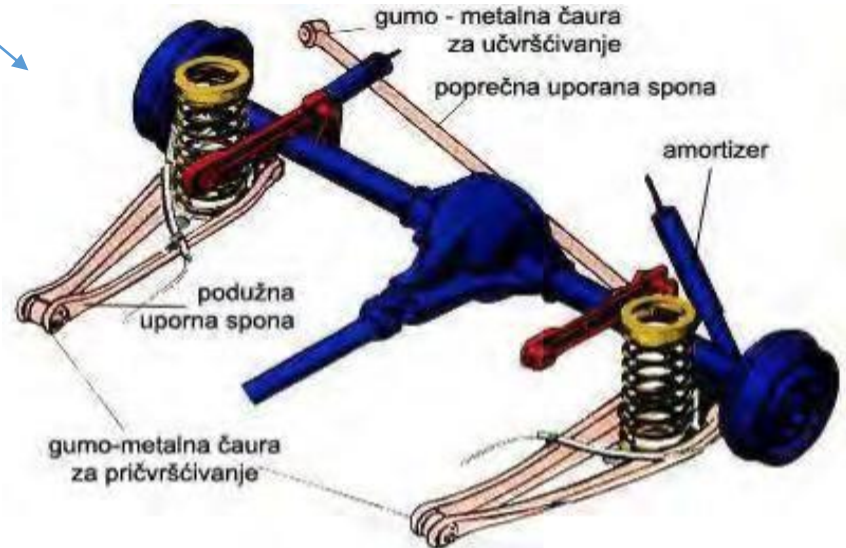
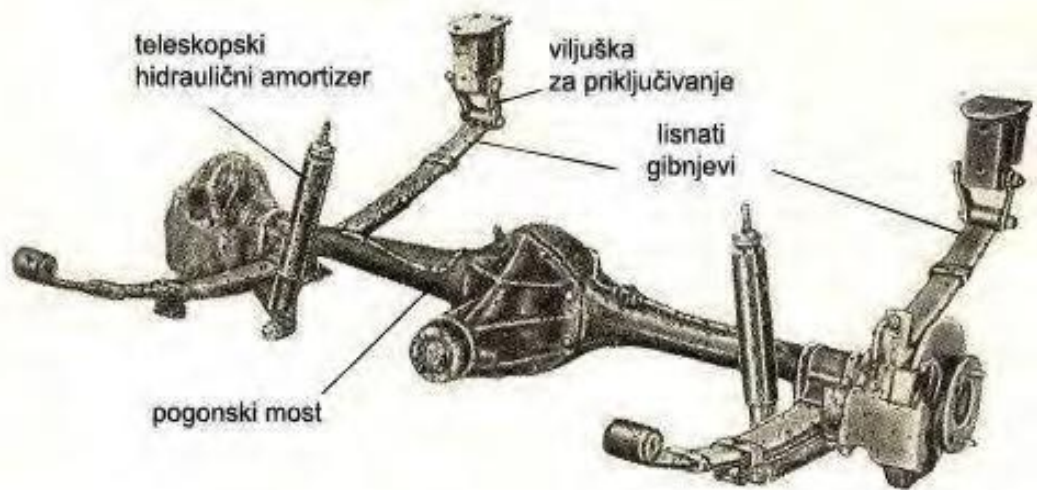


Систем гасно хидрауличког амортизера и опруге са регулацијом нивоа возила

Шематско и практично извођења зависног огибљења (круте осовине)



Де Дионова осовина

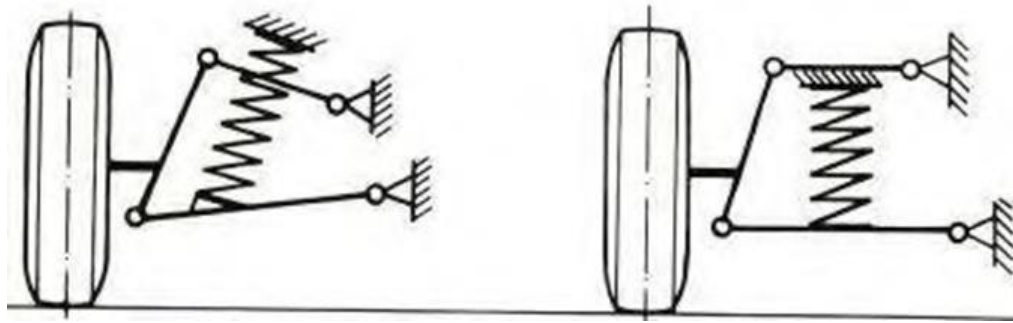


Крута погонска осовина са лиснатим гибњевима

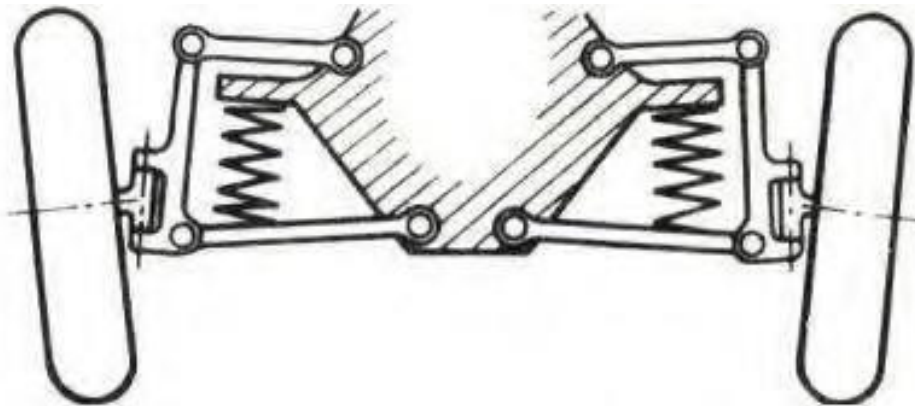
Крута погонска осовина са спиралним опругама и упорним полугама

Карактеристике и извођења независног огибљења

- Независно огибљење са вођењем у попречној равни -



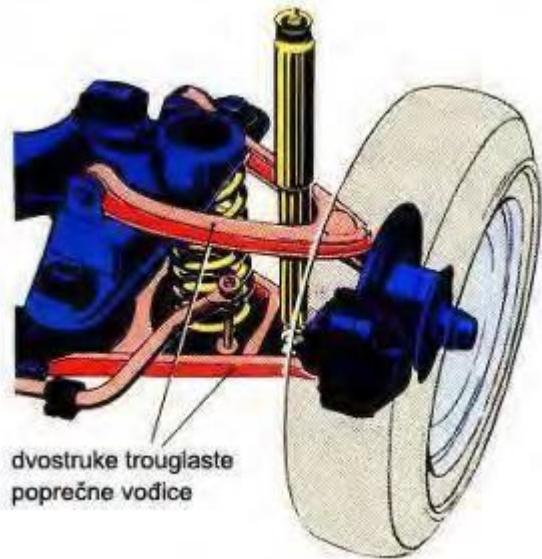
Независно огибљење са вођењем у попречној равни двама вођицама



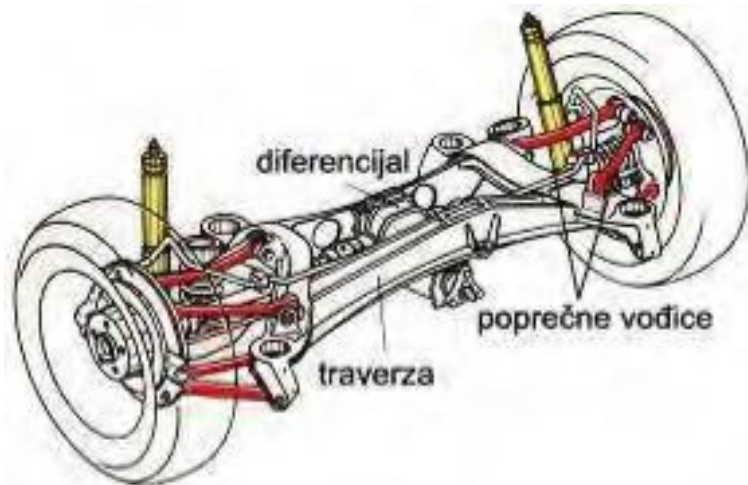
Начини извођења независног огибљења двоструким трапезастим попречним вођицама управљајуће осовине

Карактеристике и извођења независног огибљења

- Независно огибљење са вођењем у попречној равни -



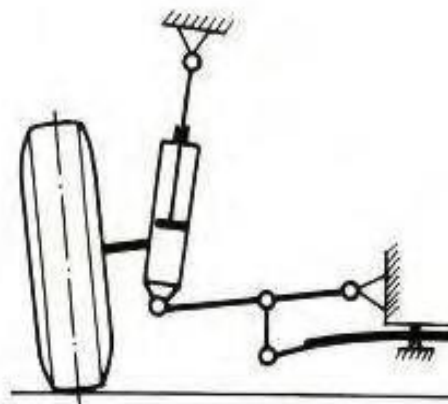
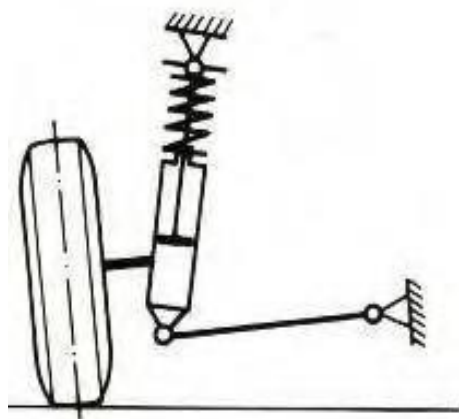
Практично изведено независно огибљење са вођењем у попречној равни двома троугластим вођицама



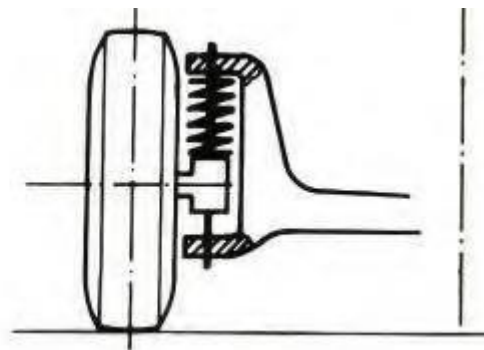
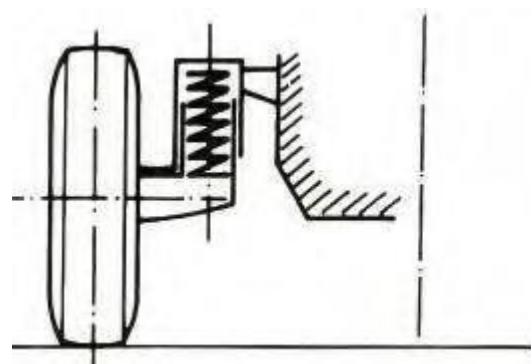
Практично изведено независно огибљење задње осовине са вођењем у попречној равни двома вођицама

Карактеристике и извођења независног огибљења

- Независно огибљење са вођењем у попречној равни -



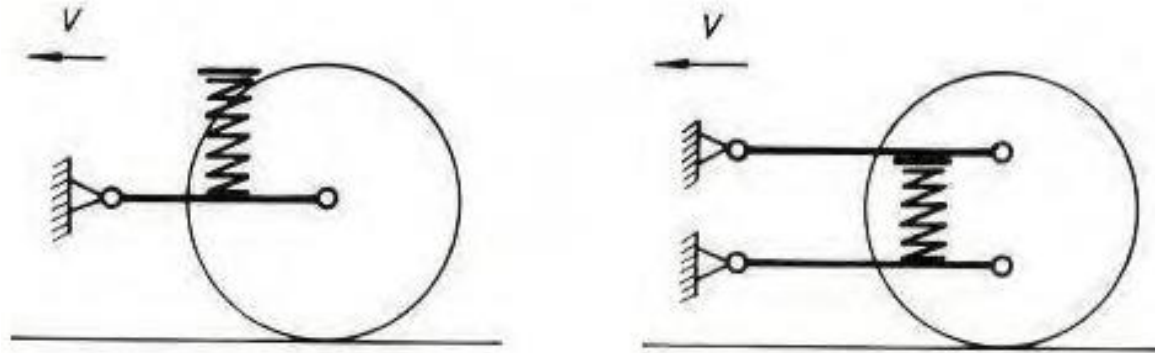
Практично изведено независно огибљење предње осовине са вођењем у попречној равни „Макферсоновим ногама“



Независно огибљење са линијским (цилиндричним) вођењем

Карактеристике и извођења независног огибљења

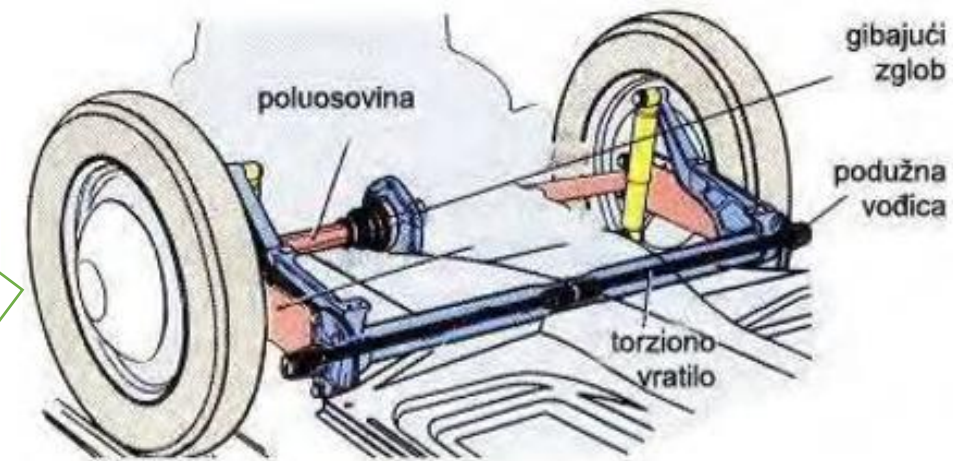
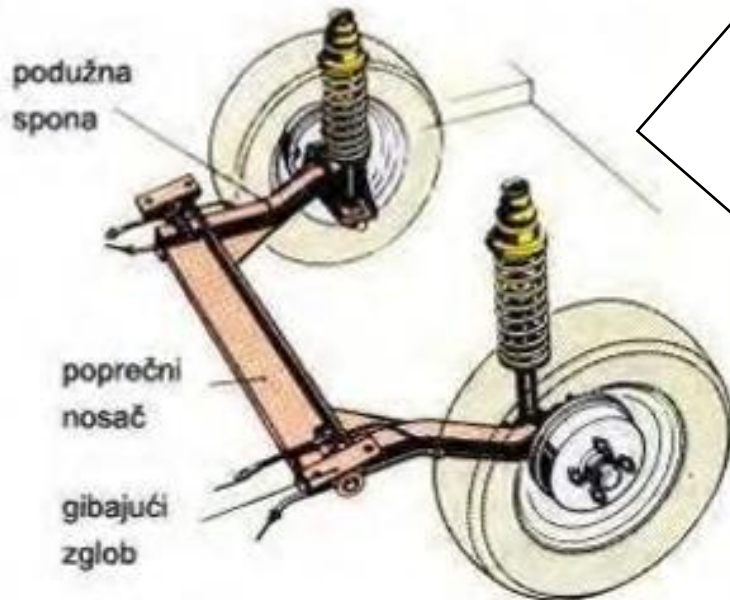
- Систем независног огибљења са подужним вођењем -



Независно огибљење са вођењем у подужној равни једном или двама вођицама

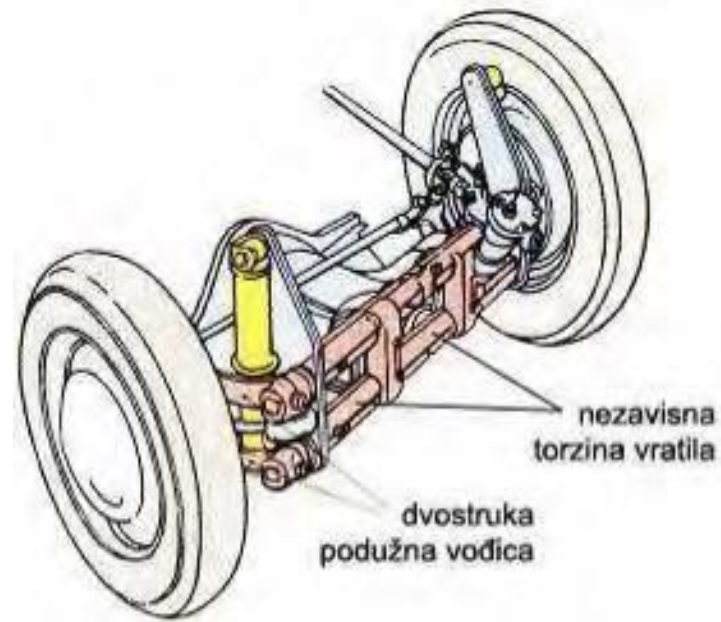
Практично изведено независно огибљење задње осовине са вођењем у подужној равни једном вођицом

Практично изведено независно огибљење погонске задње осовине са торзионим вратилом и вођењем у подужној равни једном вођицом

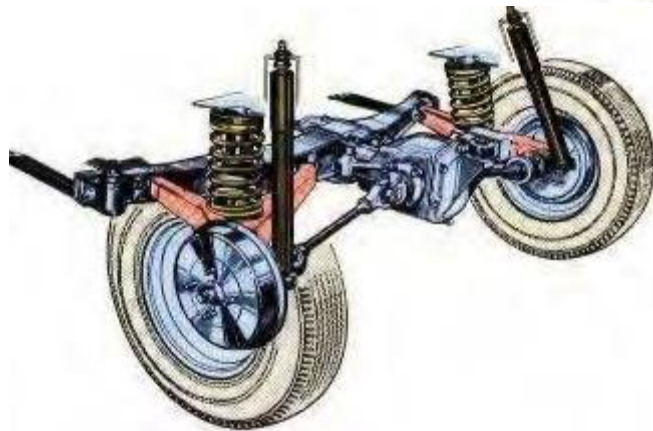


Карактеристике и извођења независног огибљења

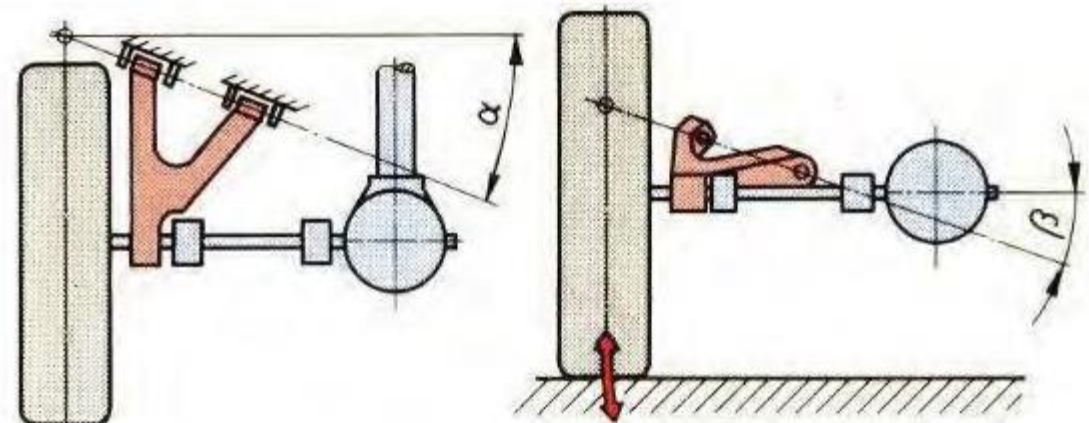
- Систем независног огибљења са подужним вођењем -



Практично извођењем независног огибљења торзионим вратилима предње осовине са вођењем у подужној равни



Практично изведено независно огибљење задње погонске осовине са косо постављеним вођицама

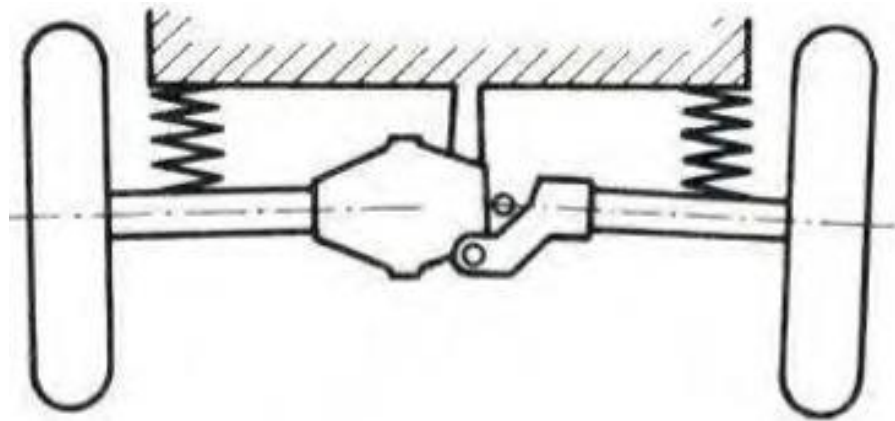


Карактеристике и извођења независног огибљења

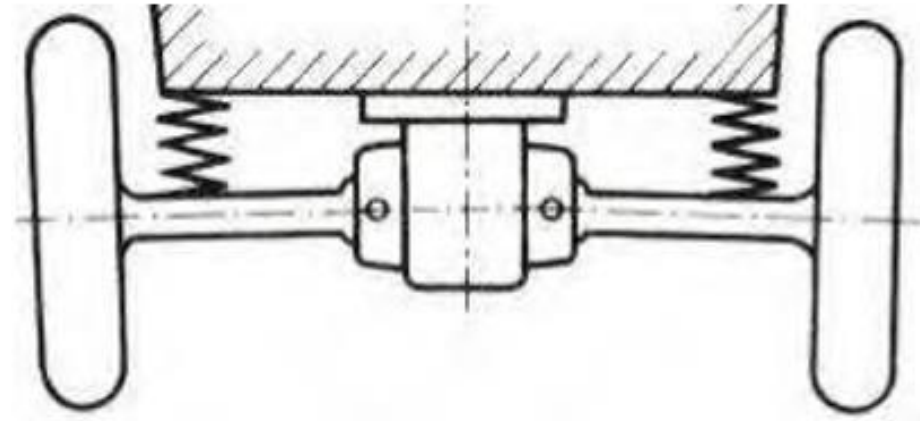
- ГИБАЈУЋА ОСОВИНА-

Гибајућа осовина пружа могућност да се оба точка „закрећу“ у вертикалној равни око једног или два зглоба који је причвршћен за рам или каросерију возила или главни преносник са диференцијалом (када је осовина погонска).

Причвршћивање за носећу конструкцију изводи се најчешће еластичним елементом гума – метал, како би се вибрације каросерије смањиле.

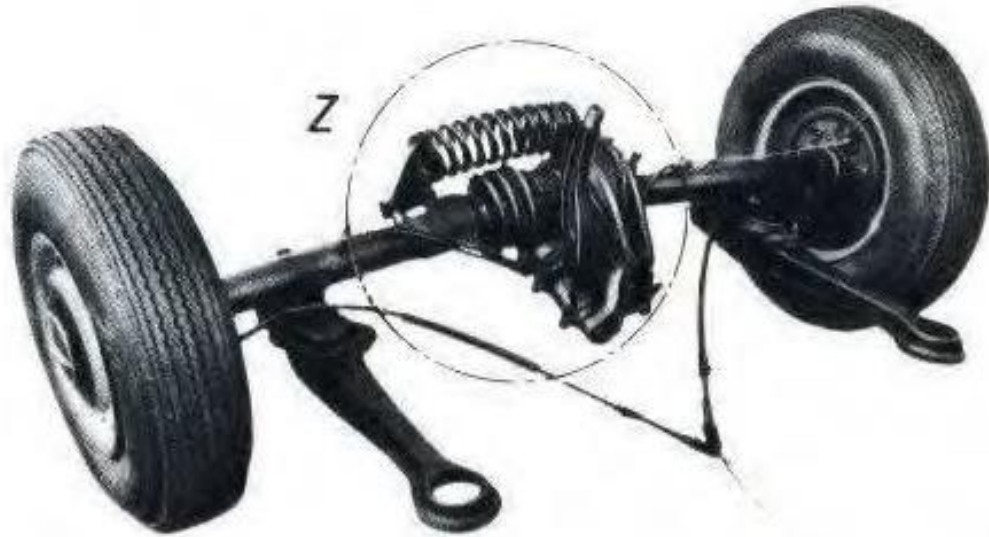


Гибајућа осовина са једним зглобом



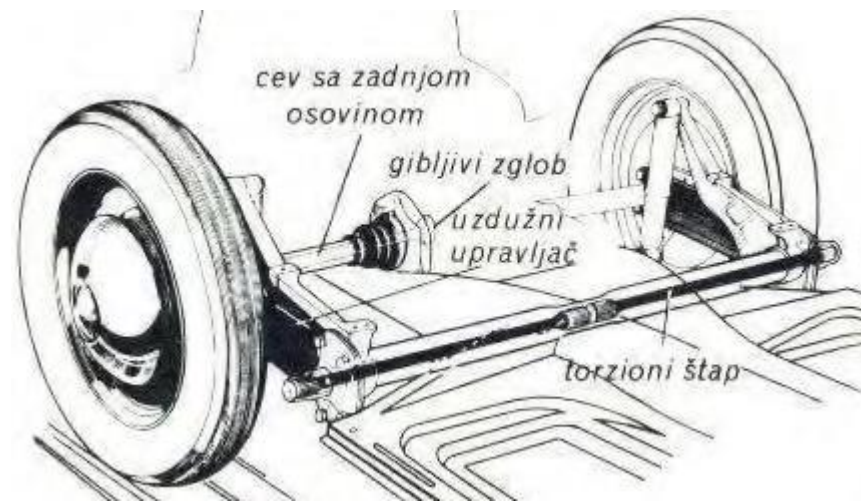
Гибајућа осовина са два зглоба

Карактеристике и извођења независног огибљења - ГИБАЈУЋА ОСОВИНА-

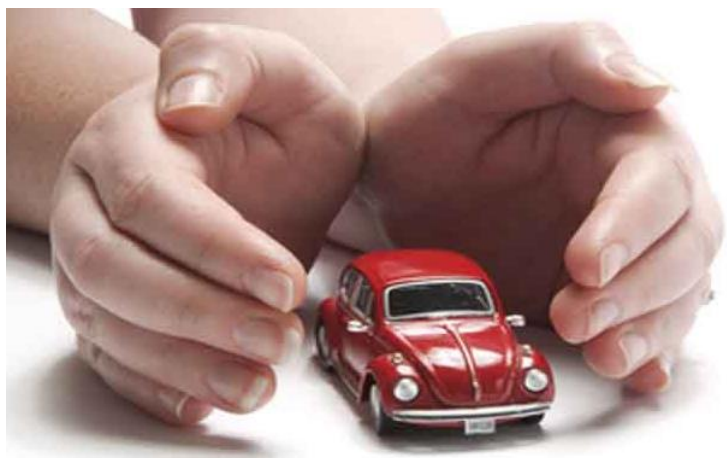


Гибајућа осовина са једним зглобом и попречно постављеном спиралном опругом

Гибајућа погонска осовина са торзионим вратилом



БЕЗБЕДНОСТ ВОЗИЛА



Безбедност возила

Проблеми везани за безбедност путника и возила у саобраћају су веома комплексни.

Безбедност возила се може поделити на:

*активну безбедност, пасивну безбедност, општу безбедност возила (заштита од неовлашћене употребе и сл.)
еколошки квалитет возила (токсична издувна емисија, бука, радиофреквенцијске сметње и сл.).*

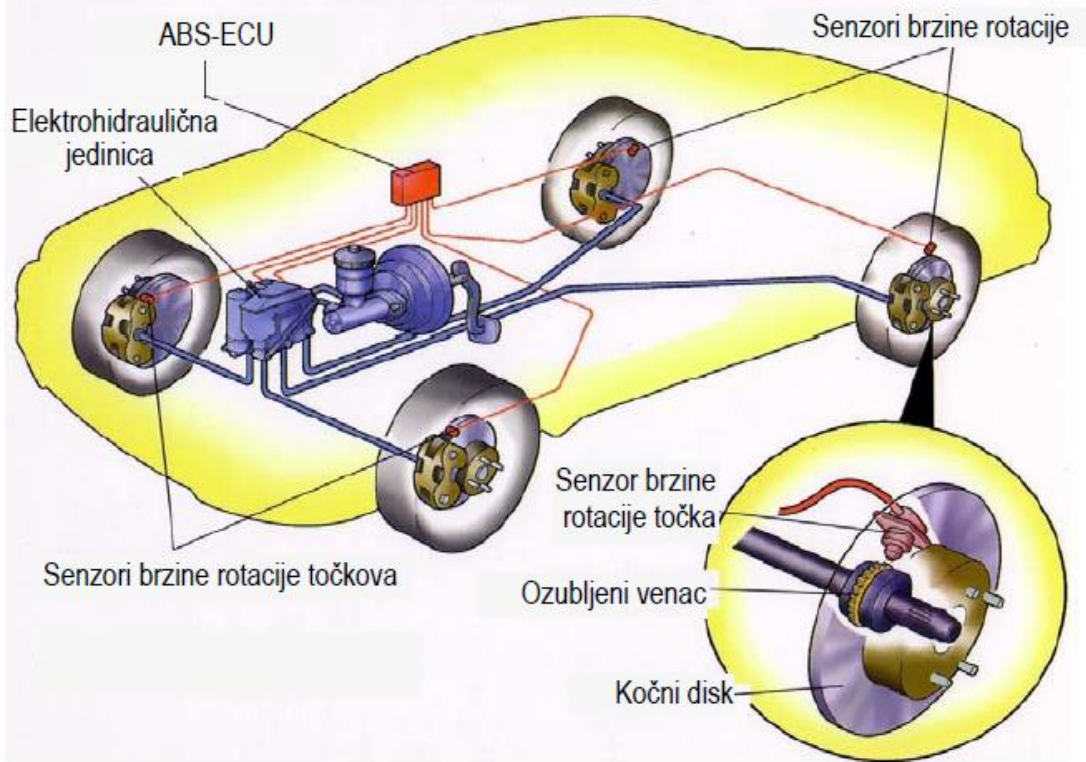


Активна безбедност

Активна безбедност возила се дефинише могућностима које то возило пружа возачу да поуздано и са што бољом контролом управља моторним возилом и на тај начин избегне конфликтне ситуације на путу и потенцијални настанак саобраћајне незгоде.

- **Са гледишта возила, основни елементи активне безбедности су:**
 - безбедност вожње
 - безбедност управљања и руковања
 - условна безбедност (конфор вожње: удобност и ергономија седишта, бука и осцилације возила, проветравање и климатизација)
 - благовременост опажања, под којом се може да се сврста опрема за сигнализацију и осветљавање, видно поље, видљивост кроз возачко стакло

Систем за онемогућавање блокирања точкова (ABS - Anti-lock Braking System)



а) понашање возила без ABS



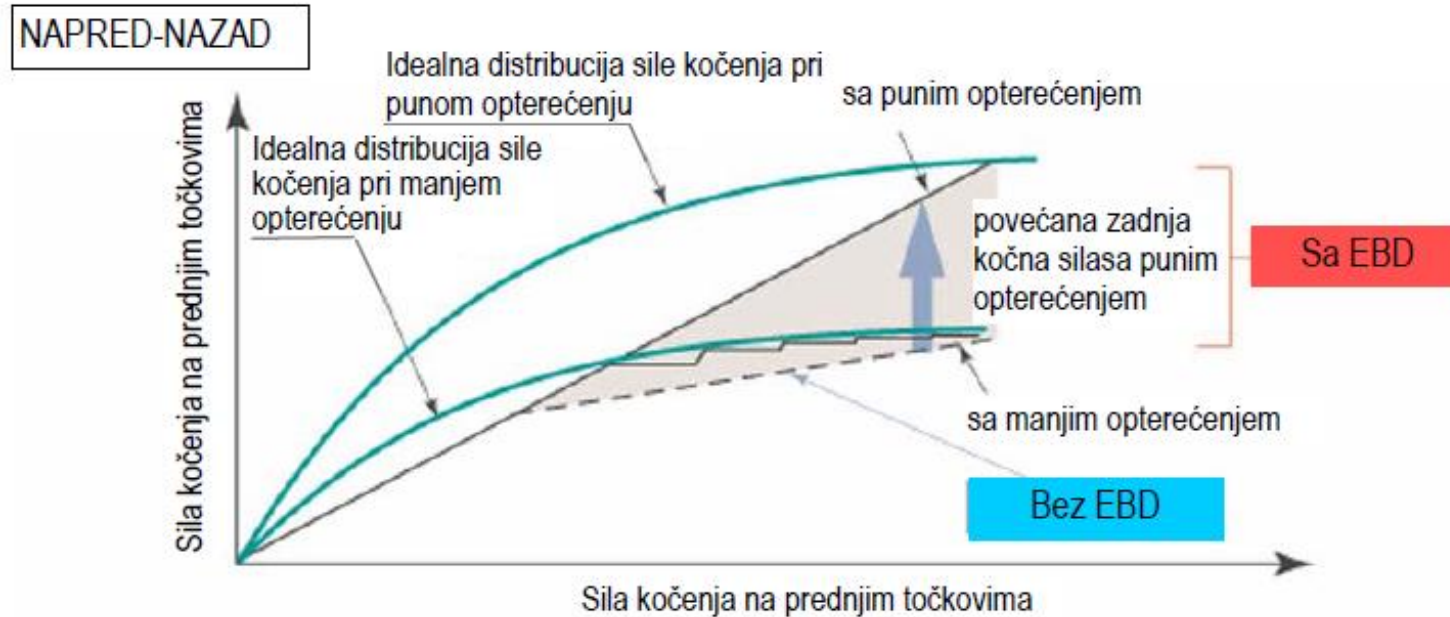
б) понашање возила са ABS

Систем за онемогућавање блокирања точкова (ABS - Anti-lock Braking System)

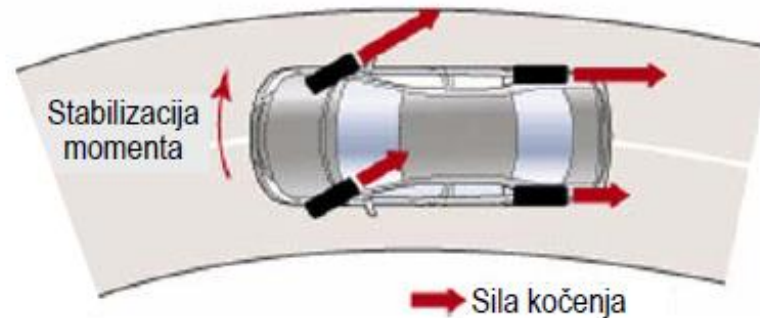
Утицајне величине на ABS регулацију

Утицајне величине	Појединачне утицајне величине
Полазни утицаји	Тежина возила на точку, адхезионе величине точак - коловоз
Електронски регулациони уређај	Сензори, импулсни прстен, електронски управљачки уређај
Улазни параметри	Број обртаја по точку одакле следи убрзање, успорење, проклизавање
Величине ометања	Услови коловоза, стање кочница, тежина возила, стање точка и пнеуматика, величина точка (неједнаки пречници точкова)
Утицај возача	Сила на педали кочнице и притисак у главном кочионом цилиндру
Подешавана величина	Притисак у кочионим цилиндрима точкова

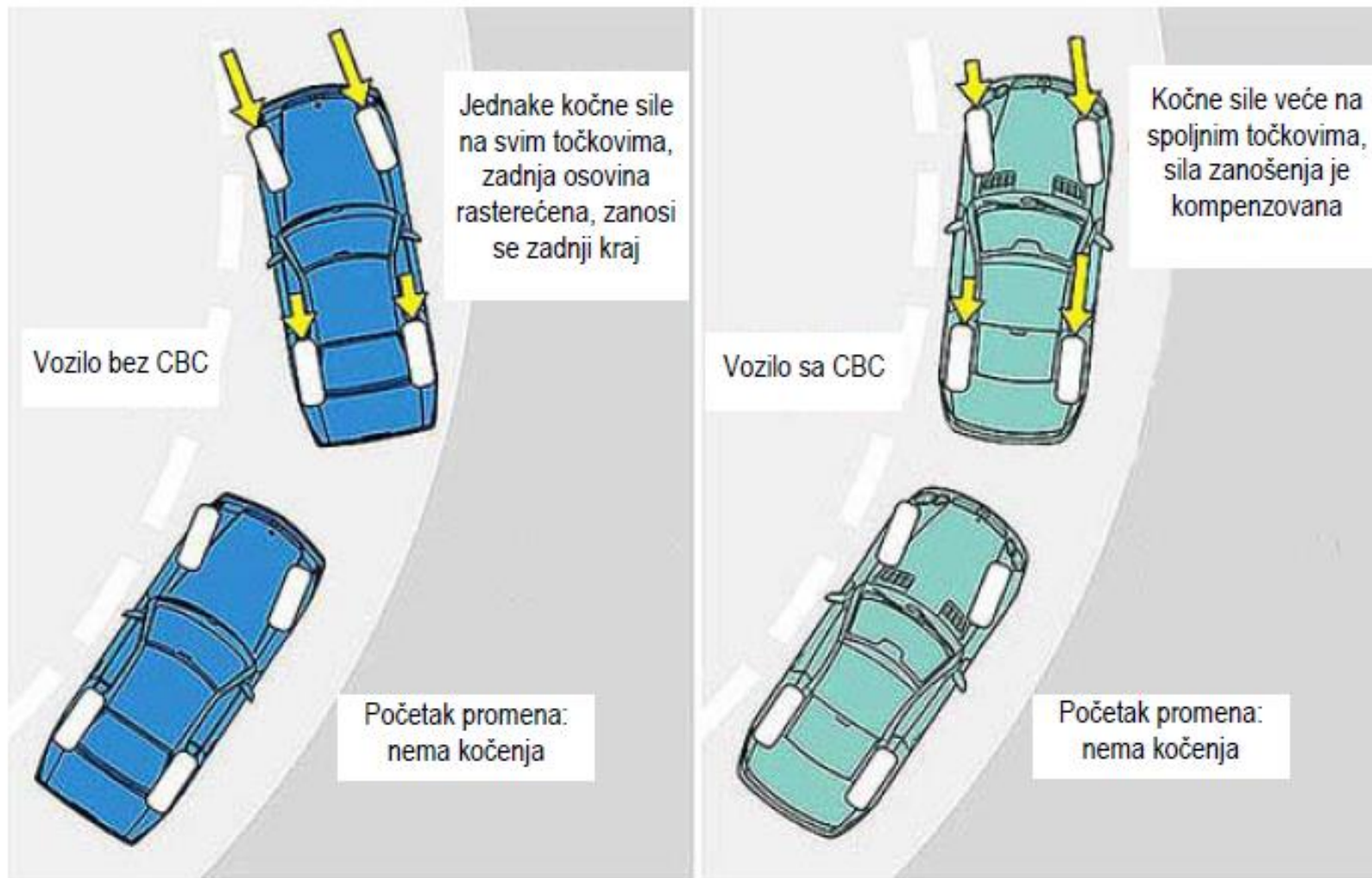
Електронска дистрибуција силе кочења (EBD - Electronic Brake Force Distribution)



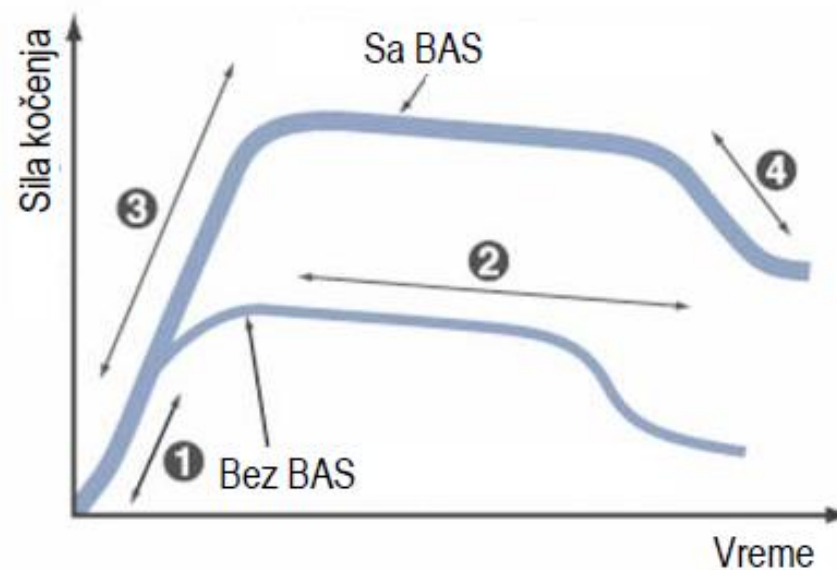
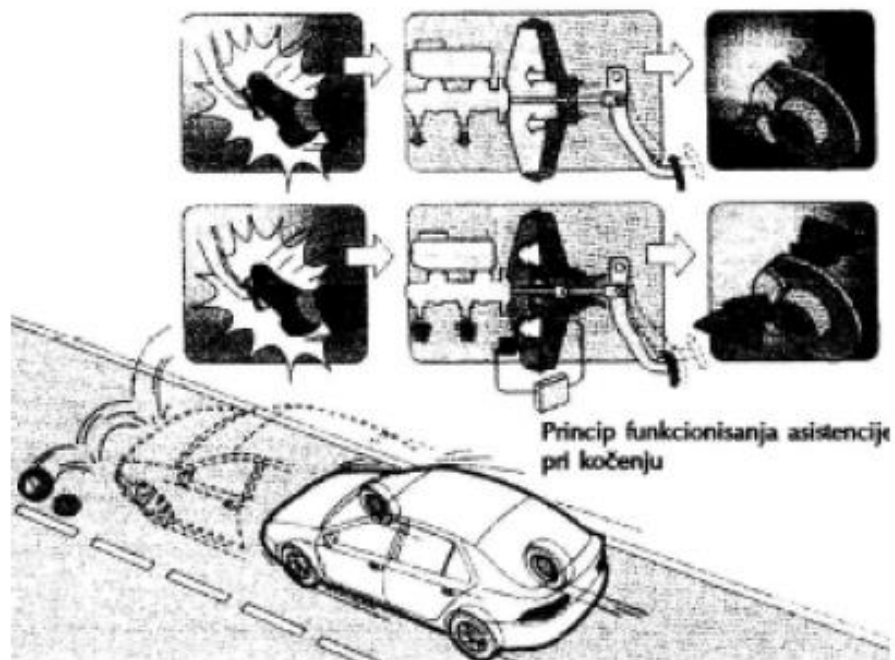
LEVO-DESNO



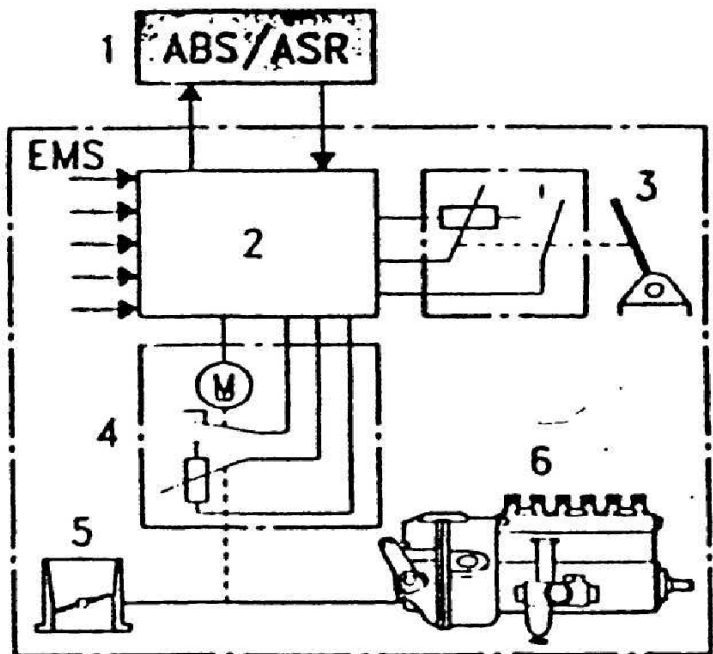
Електронска контрола кочења у кривини (CBC - Cornering Brake Control)



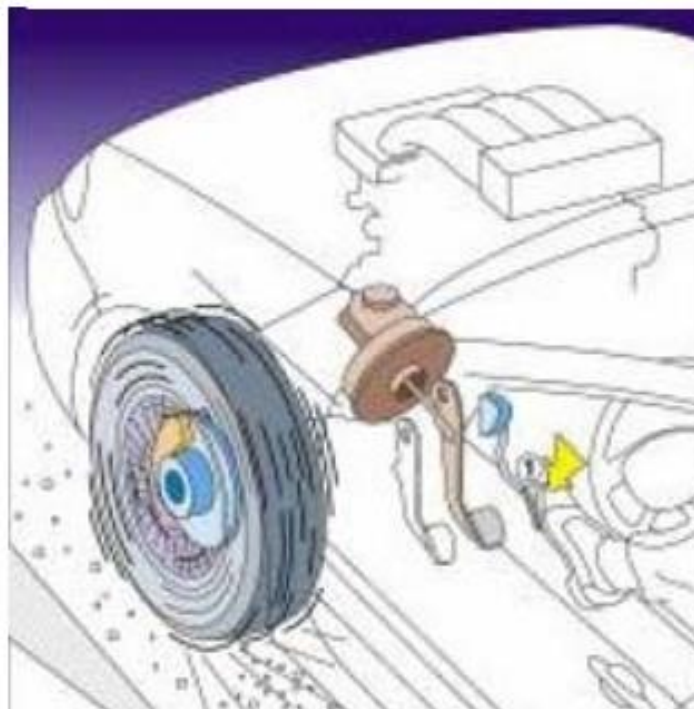
Асистенција при кочењу (BAS - Brake Assist System)



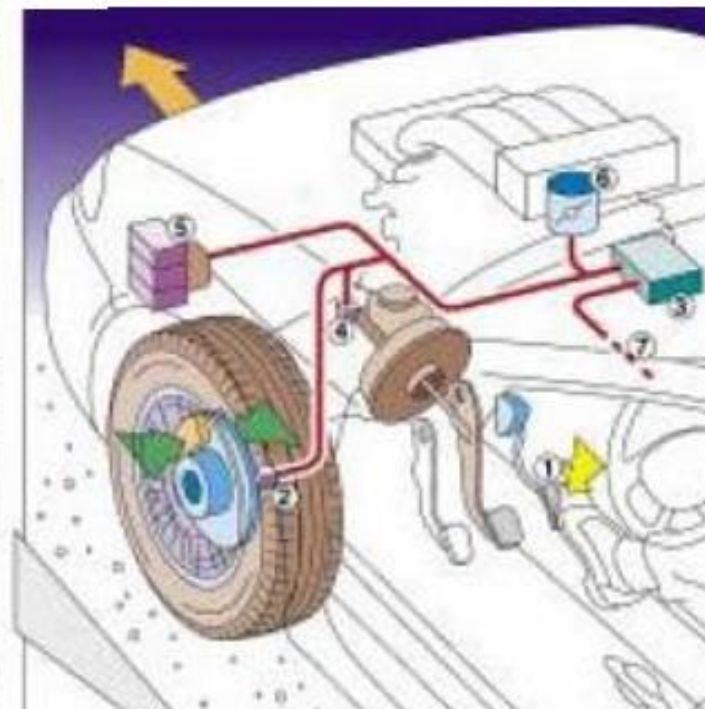
Систем за регулацију проклизавања погонских ТЧКОВА (ASR - Anti Slip Regulation)



1. ABS/ASR контролна јединица,
2. EMS контролна јединица,
3. Педала гаса, 4 Сервомотор,
- 5 Лептир гаса, 6 Пумпа високог притиска

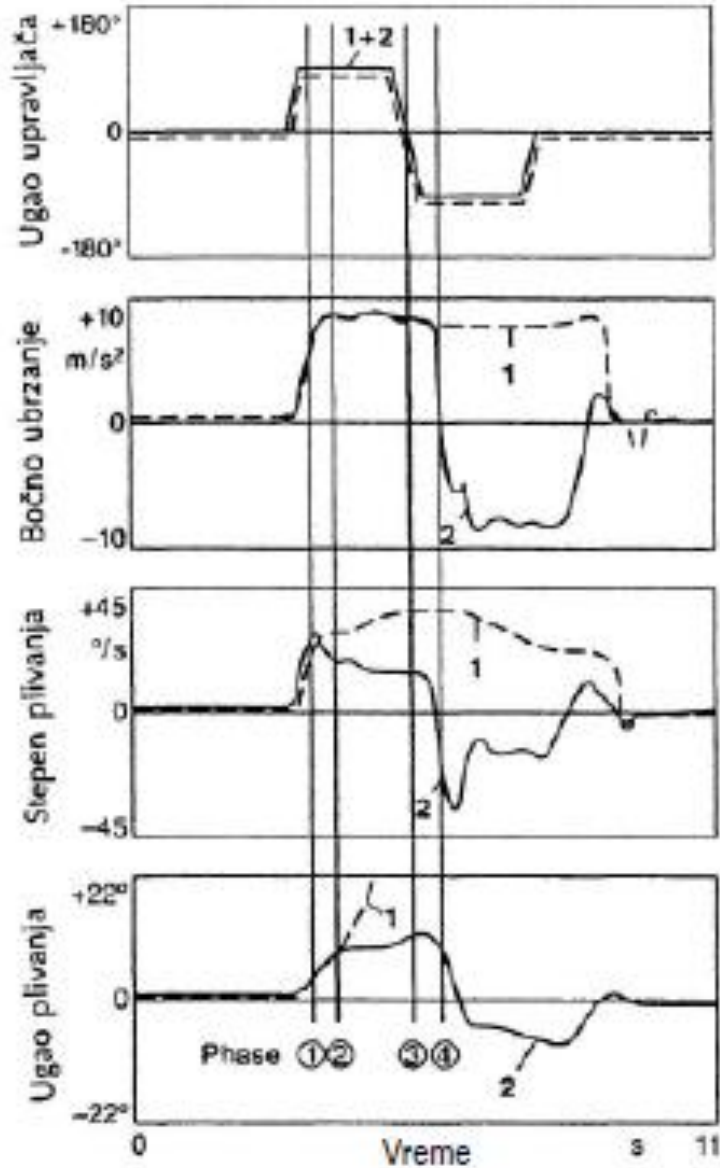


а) возило без ASR

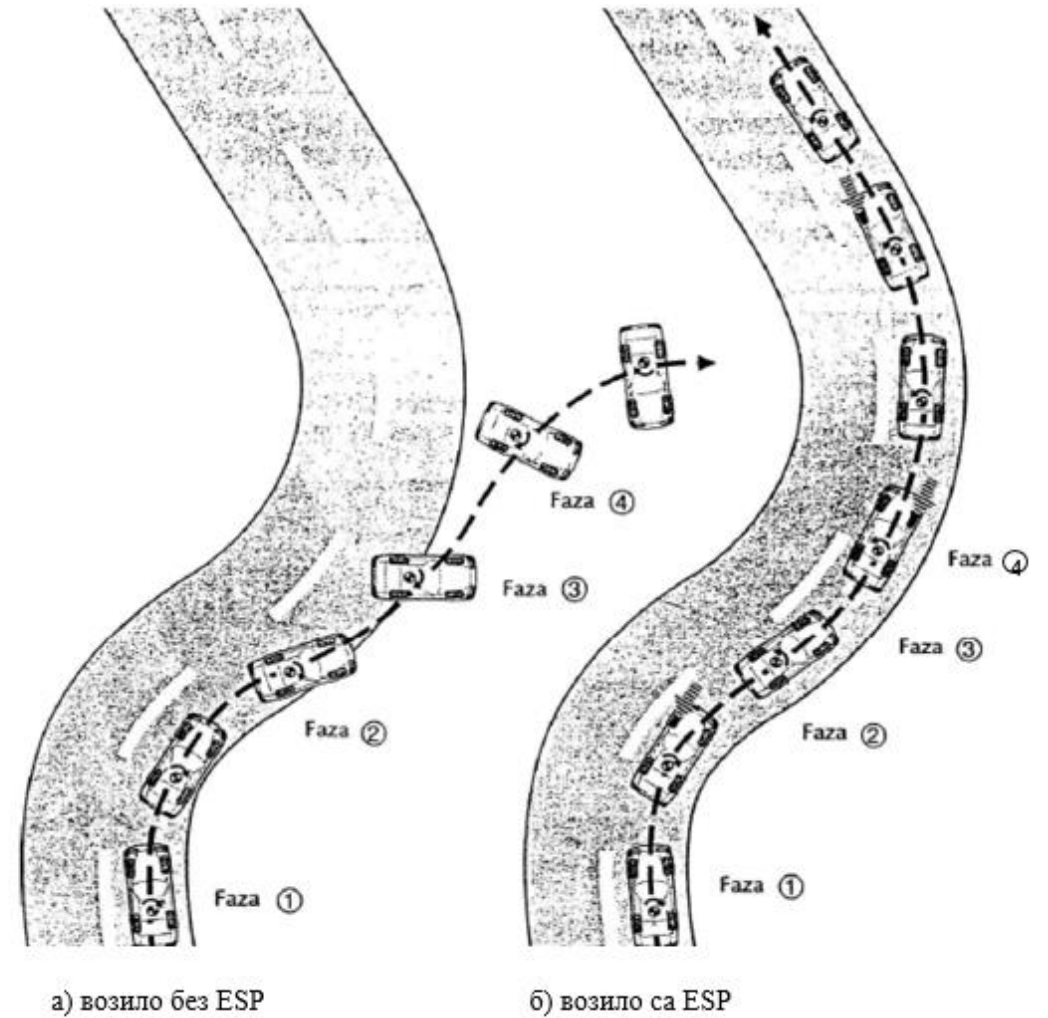


б) возило са ASR

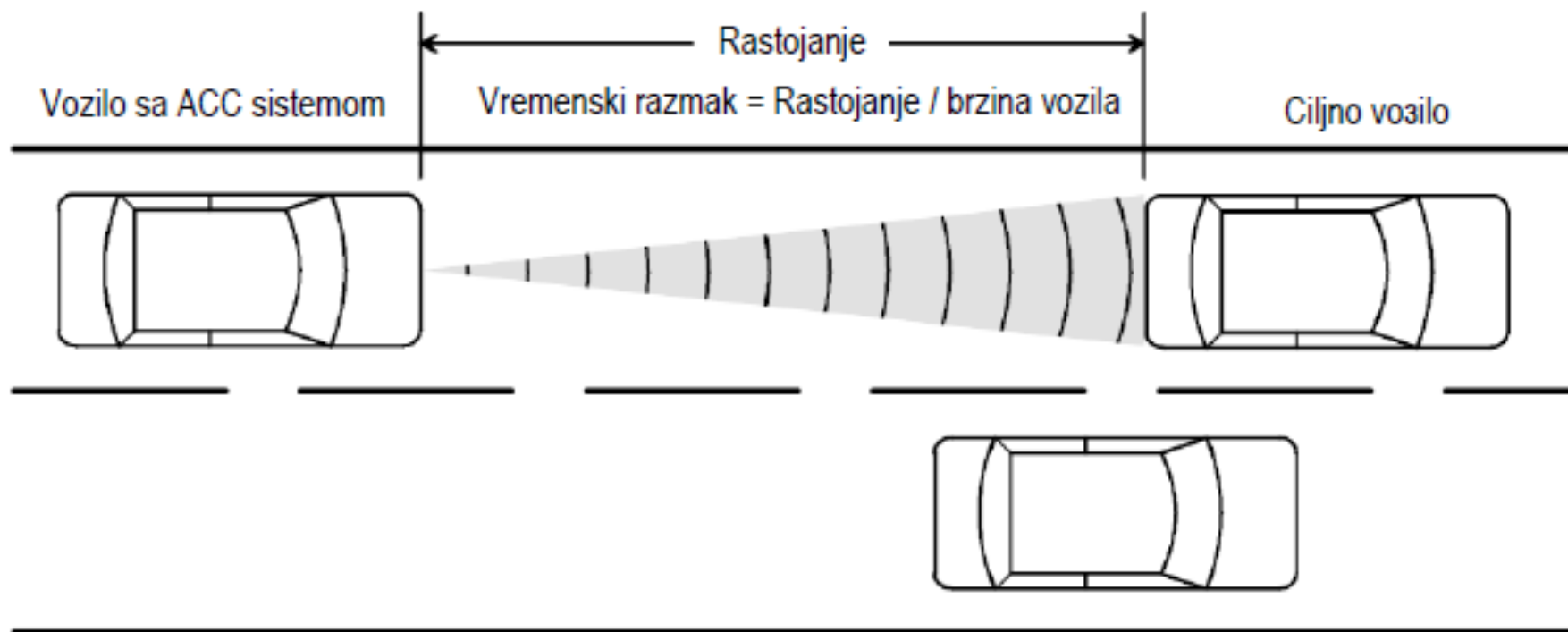
Електронски стабилизациони програм (ESP - Electronic Stability Program)



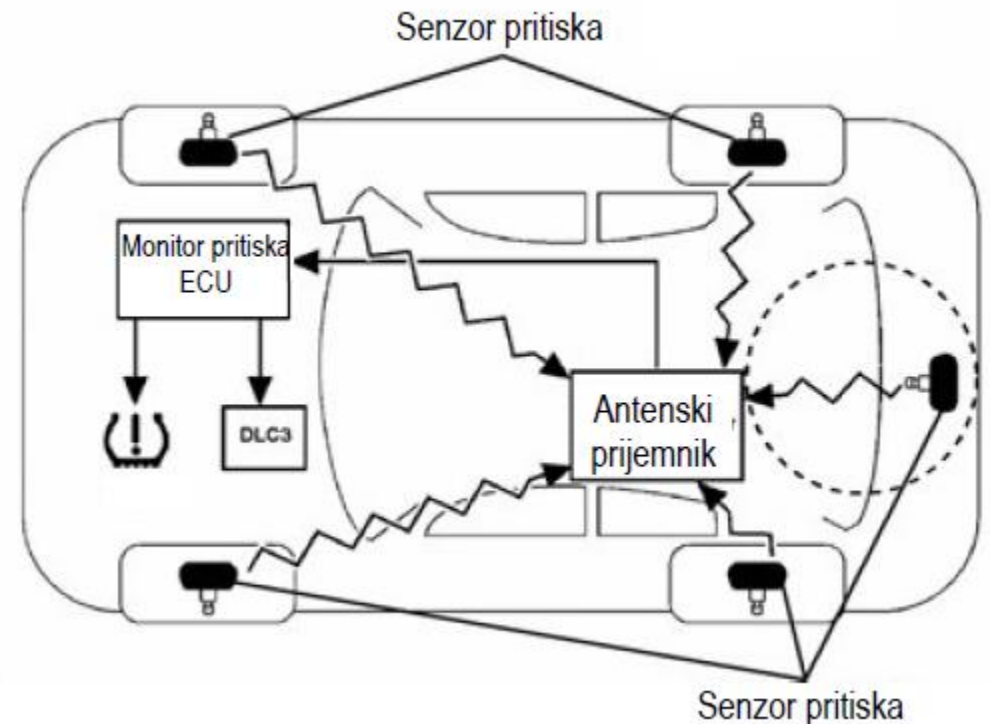
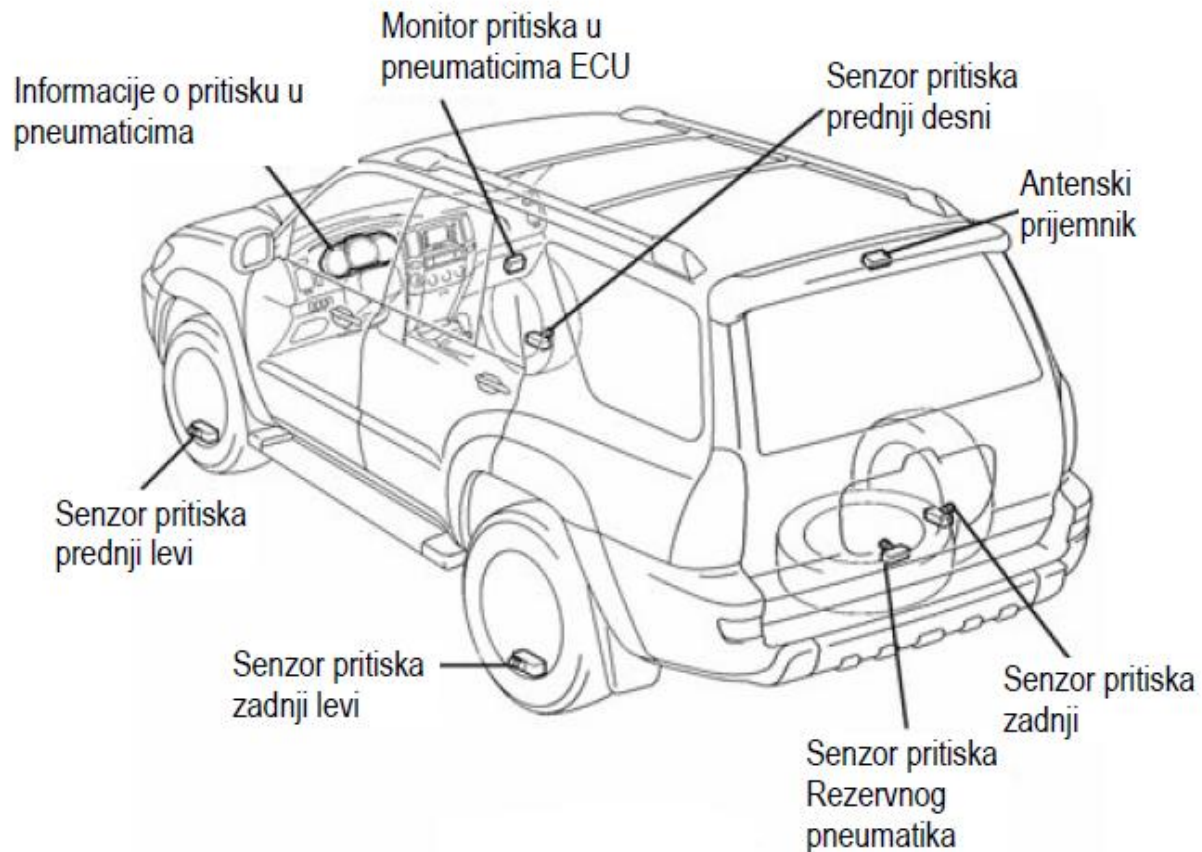
1 – vozilo bez ESP
2 – vozilo sa ESP



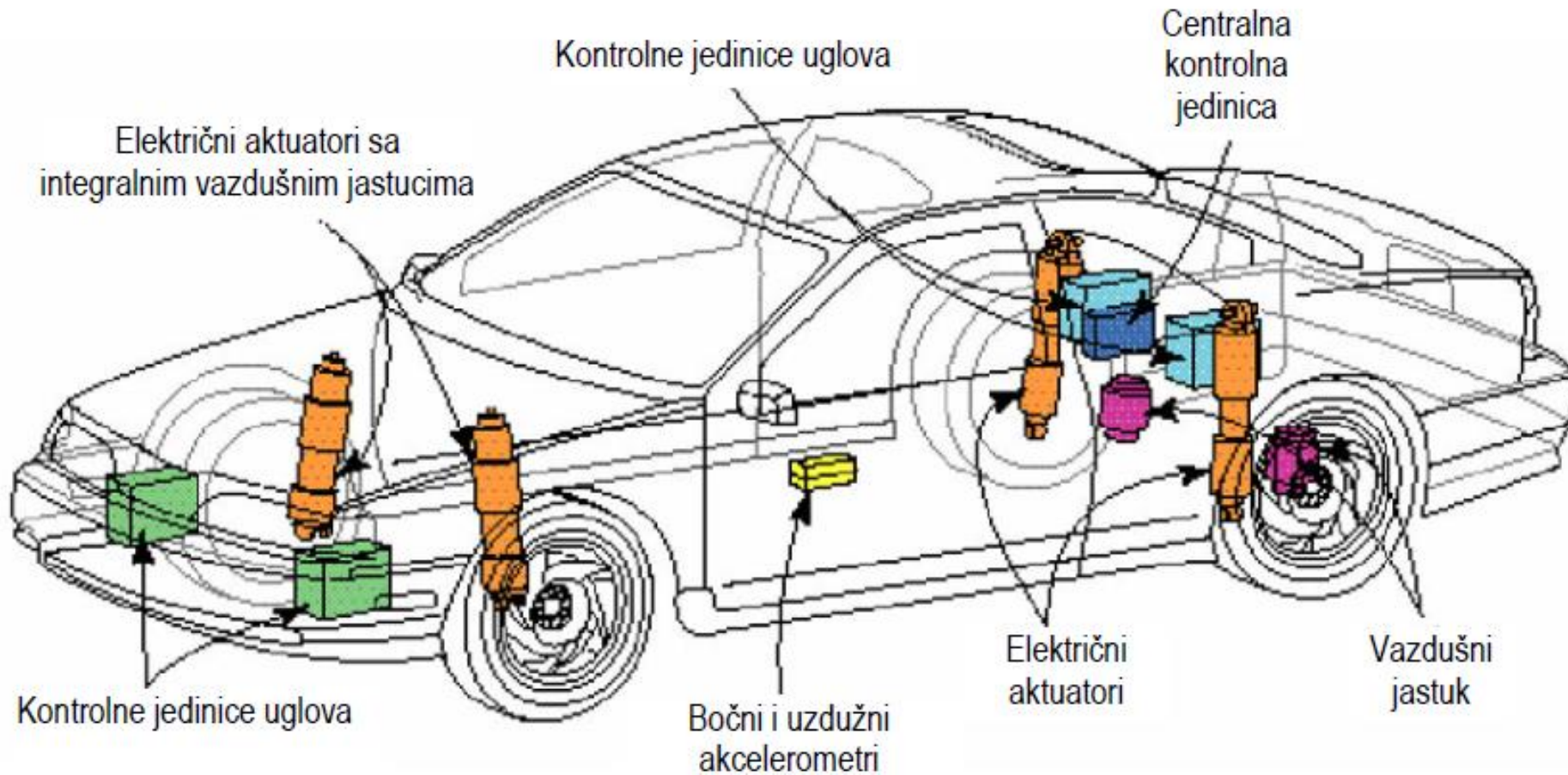
Активна контрола возње (ACC - Active Cruise Control)



Систем за контролу притиска у пнеуматцима (TPMS - Tyre Pressure Monitoring System)



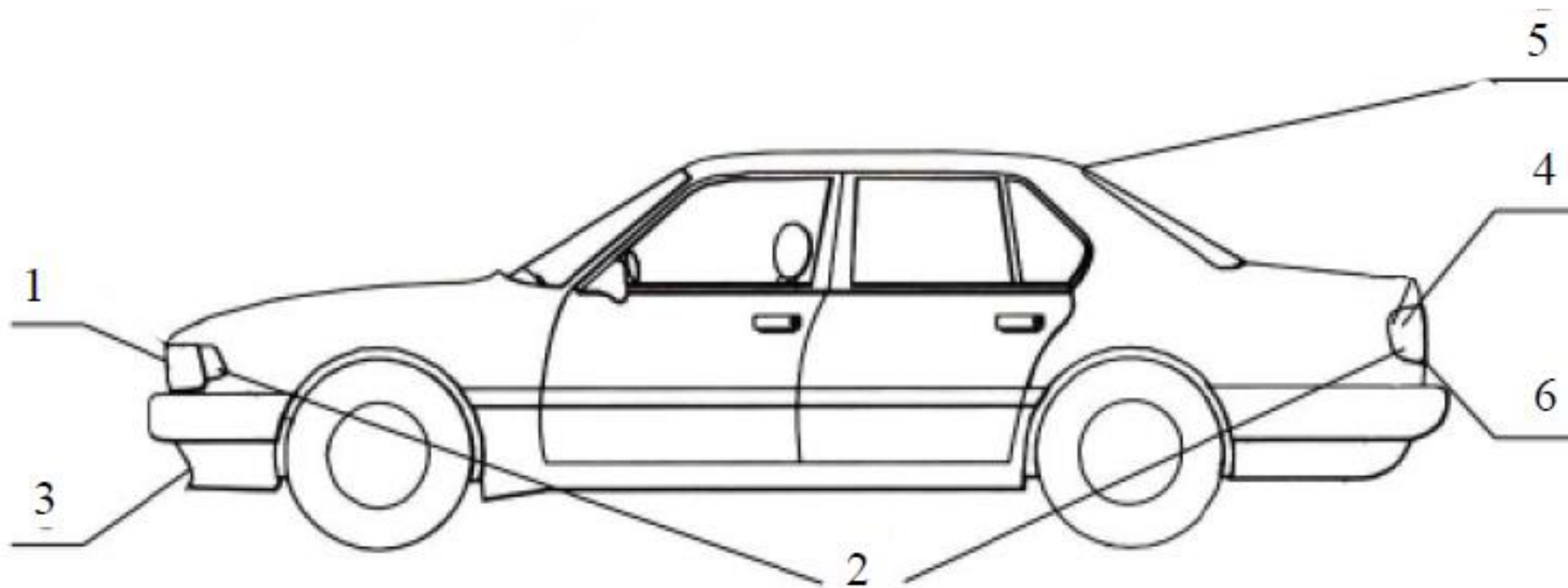
Активна контрола ослањања возила



Систем за повећање видљивости при ноћној возњи



Светла и светлосна сигнализација

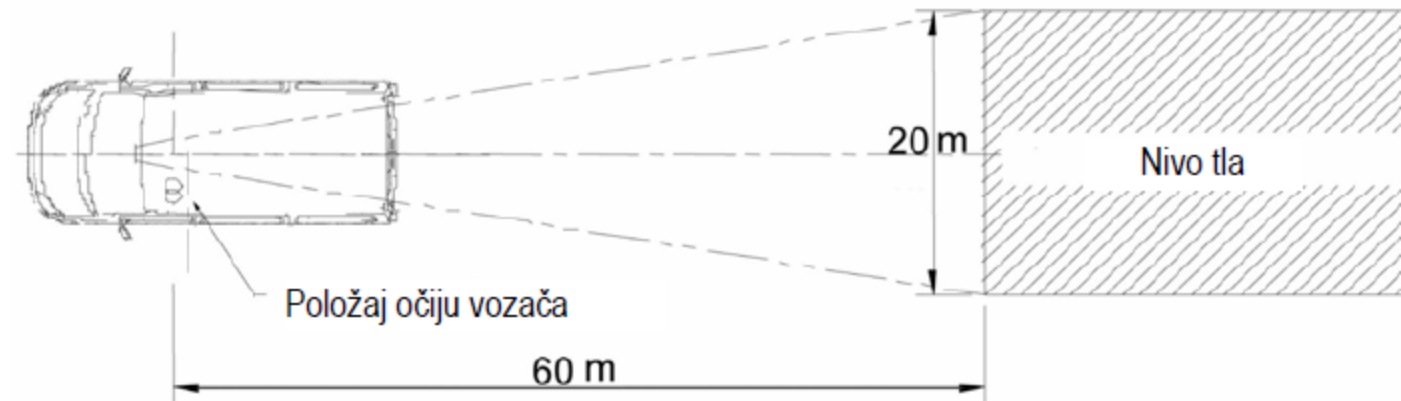
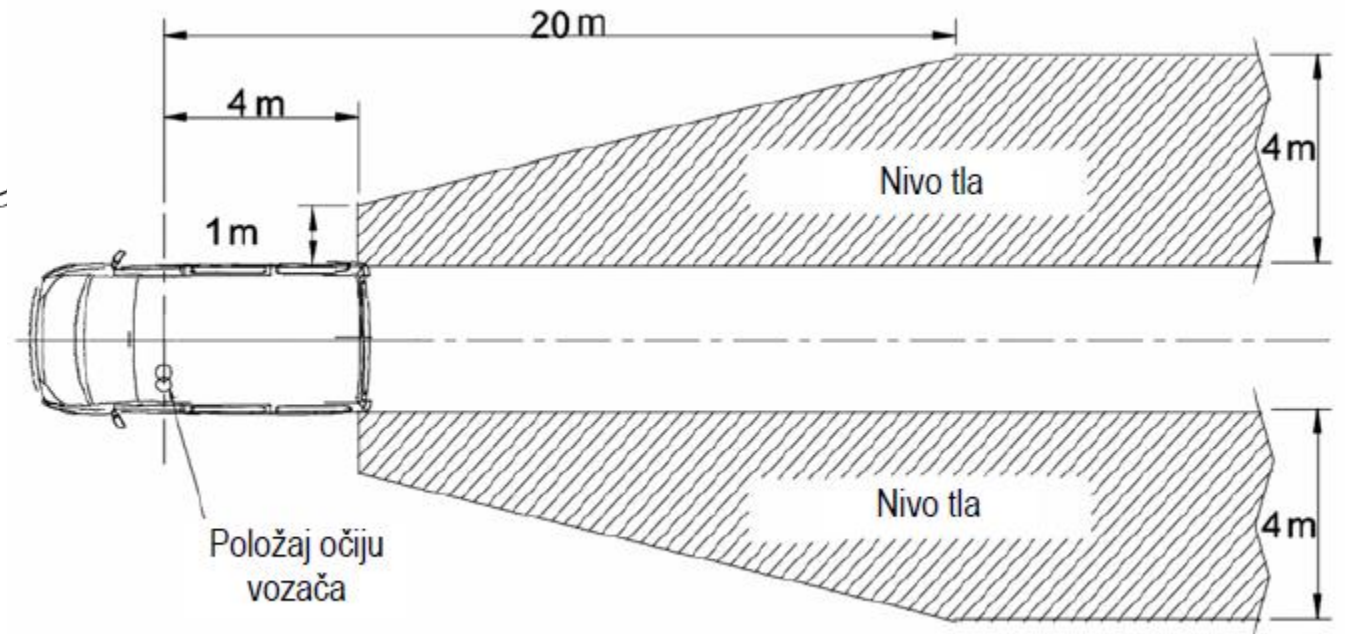
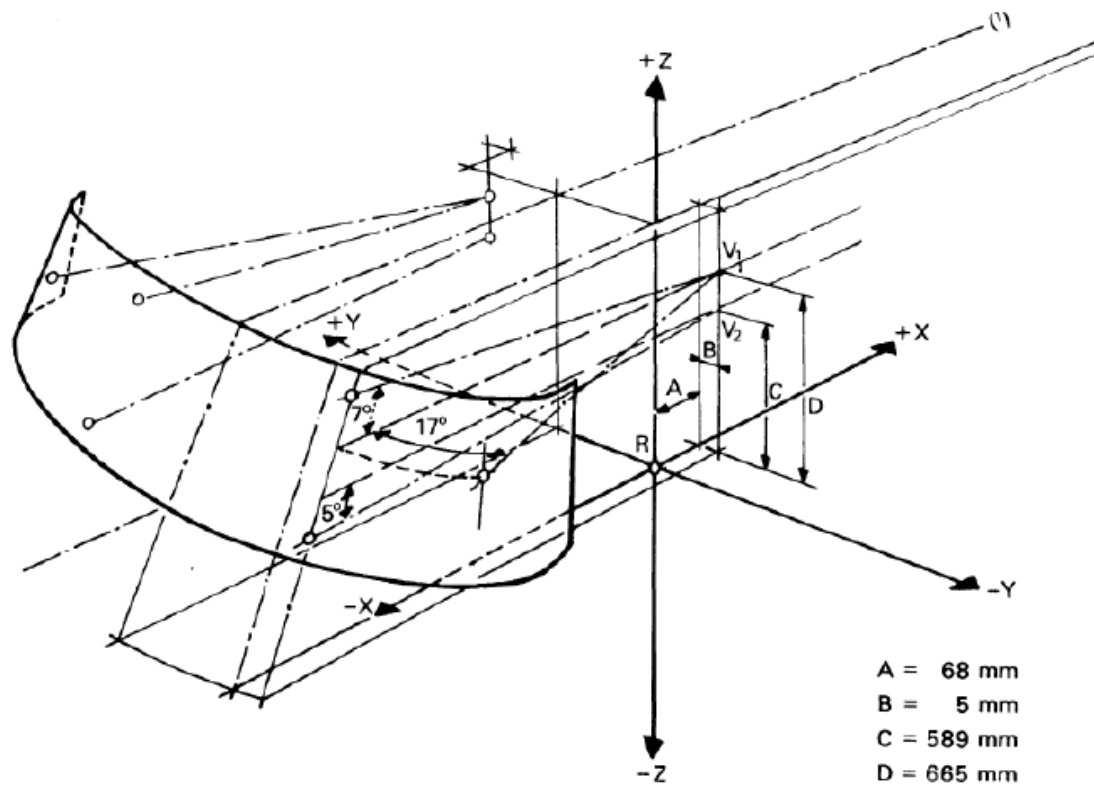


Уређаји који омогућавају нормалну ВИДЉИВОСТ

- У ову групу уређаја спадају:
 - ветробран и спољна прозорска окна кабине и каросерије;
 - уређај за брисање ветробрана (брисач ветробрана);
 - уређај за квашење спољне стране ветробрана (перач ветробрана);
 - огледало које возачу омогућава осматрање пута и саобраћаја (ретровизори дефинисану су регулативама ECE R 46).

Прописано је онемогућавање распрскавања ветробрана у случају саобраћајне незгоде.

Видно поље



Конфор путника

- У смислу ове тачке активне безбедности возила, подразумева се пре свега удобност возача, као и осталих путника, што захтева одговарајућа, прописно урађена седишта, затим дозвољени ниво буке и вибрација и одговарајуће проветравање и грејање путничког простора возила.
- Већим бројем Правилника и Директива дефинисани су захтеви за уређаје који би се могли сврстати у ову област, тако да се у овом поглављу само напомиње значај комфора у погледу спречавања саобраћајних незгода.

Потезница возила

- Када се говори о потезници возила, пре свега се мисли на конструкциони облик исте, начин учвршћивања за возило, висину потезнице од хоризонталне равни на којој стоји возило, али и оптерећење које приколица, преко потезнице, изазива на возилу. Све ове карактеристике су прописане одговарајућим стандардима.
- За путничка возила облик спојничке лопте прописан је стандардом SRPS ISO 1103 и SRPS ISO 3853.
- За теретна возила вучни уређаји су такође прописани стандардима, али се овде неће наводити, с обзиром да их има више типова и врста (вучно седло, вучни клинасти уређај, вучна ока и слично).
- У принципу, положај и место учвршћивања одређује произвођач, што је уобичајено за теретна возила, међутим код путничких возила ова веома важна карактеристика обично није прописана од стране произвођача.
- Дозвољено оптерећење потезнице прописује произвођач, зависно од возила, а верикално оптерећење обично је: за путничка возила највише 500 N ; за теренска класе M1 највише 700 N .

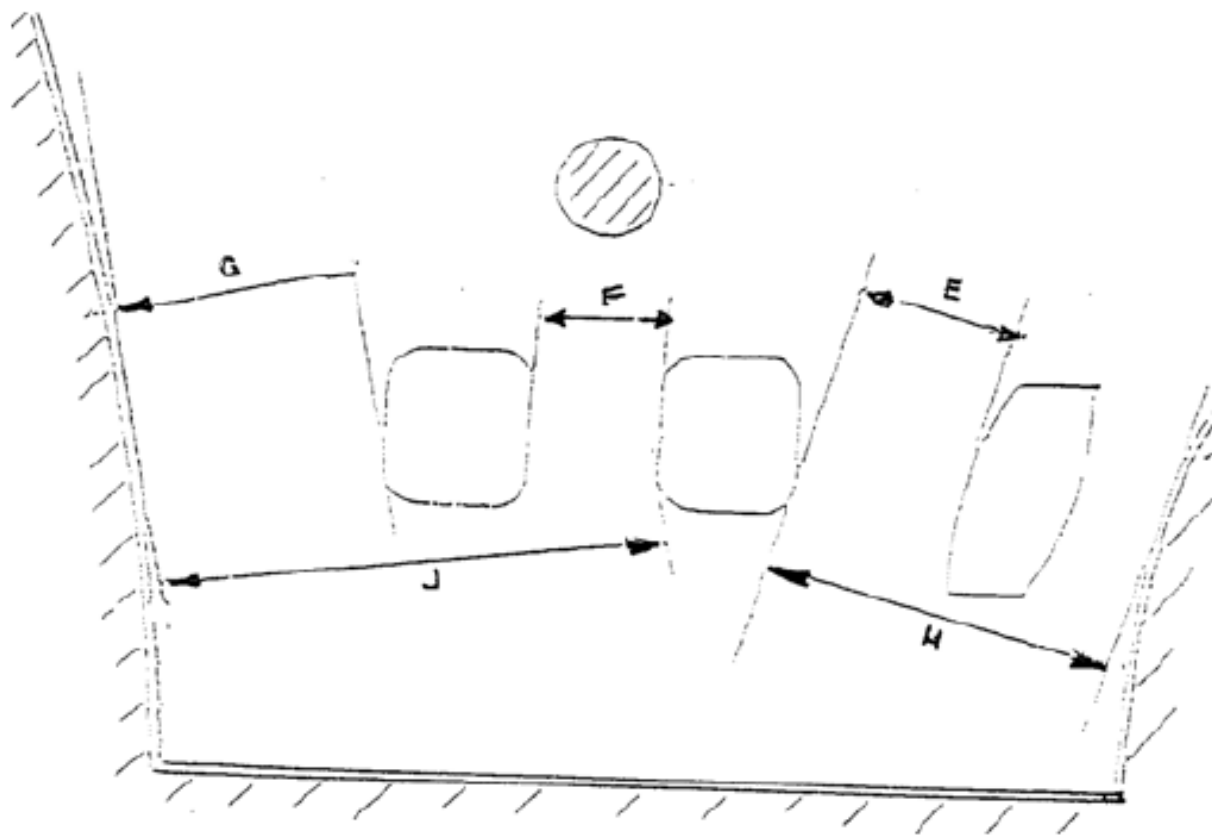
Дозвољена маса приколице

- Маса возила спремног за вожњу је збир: маса празног возила + маса од 75 kg (просечна маса возача) + маса која је једнака 90 % од масе течног горива које може да стане у резервоар.
- **Приколица без кочнице:** Највише до половине масе возила спремног за вожњу, при чему маса приколице не може да буде већа од 750 kg.

Приколица са инерционом кочницом:

- за путничка возила, са погоном на једној осовини: највише до масе возила спремног за вожњу, при чему маса приколице не може да буде већа од 1500 kg.
- За теренска возила (погон на свим точковима), маса приколица може да буде једнака 1,5 пута од масе возила, с тим да не сме да буде већа од 3,5 t, без обзира на масу теренског возила (према регулативама у земљама ЕУ). Но у овом случају, неопходно је навести, да према српском закону о безбедности у саобраћају, нигде нису посебно третирана теренска возила, тако да важе прописи као за возила са погоном на једној осовини, односно највише до 1500 kg.

Распоред и положај ножних команди



	max.	min.
E	100	50
F	-	50
G	-	50
H	-	130
J	-	130

Ергономске карактеристике возила



Точкови

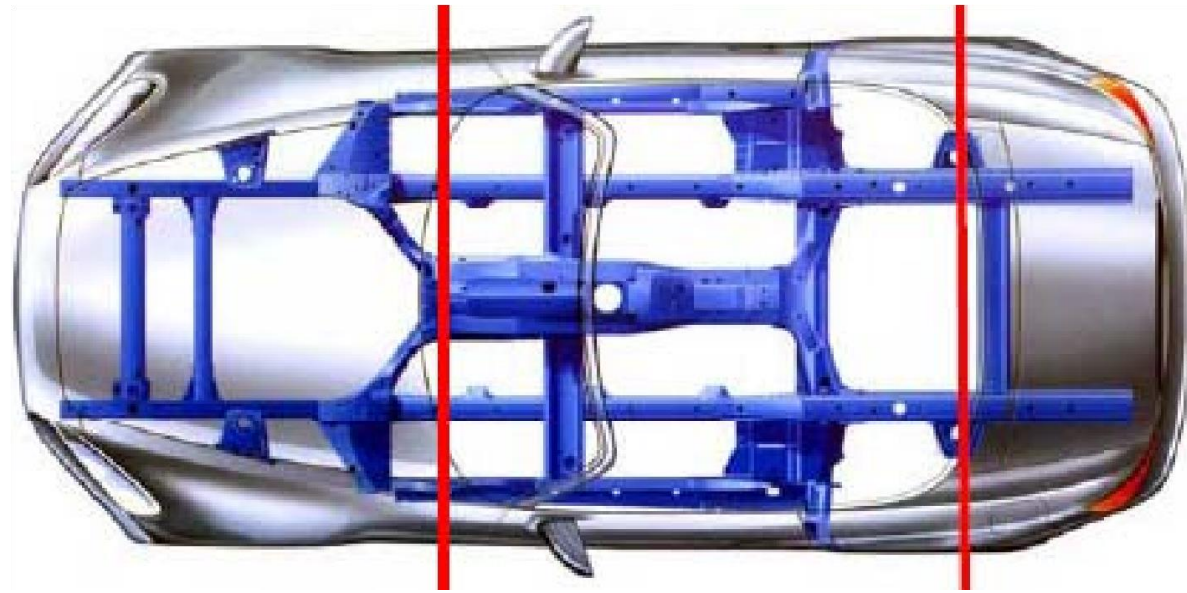
- **Под појмом “точак возила” подразумева се склоп наплатак точка и пнеуматика.**
- Захтеви које савремени точак возила мора да задовољи су бројни, а тичу се удобности, економичности вожње и пре свега - безбедности. Са гледишта безбедности, главне особине које точак треба да испуњава јесу:
 - чврстина точка и пнеуматика
 - способност квалитетног “држања” пута
- Законском регулативом уређене су поједине карактеристике пнеуматика које морају бити испуњене да би се могли уградити на наплатак и користити на возилу



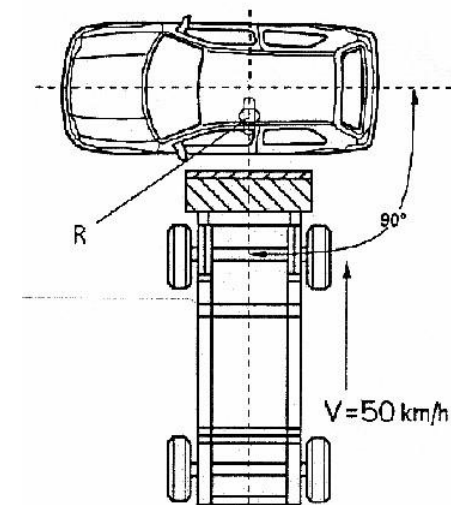
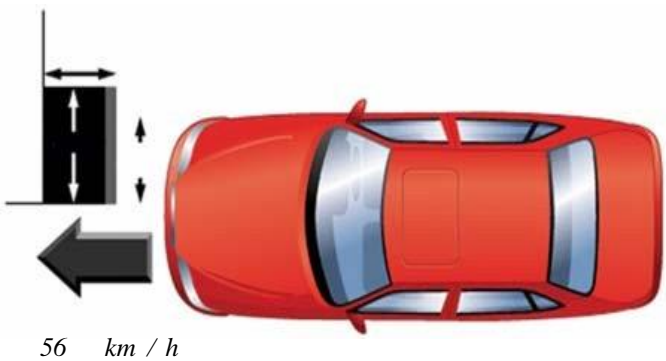
ПАСИВНА БЕЗБЕДНОСТ ВОЗИЛА

- врха пасивне безбедности возила јесте смањивање последица повреда путника и возача у случају саобраћајне незгоде.
- Основни елементи пасивне безбедности су:
 - каросерија возила,
 - седишта и наслони за главу,
 - сигурносни појасеви,
 - ваздушни јастуци,
 - делови унутрашњости возила,
 - делови спољашности возила,
 - кациге за лица на возилима са два точка,
 - остали елементи пасивне безбедности.

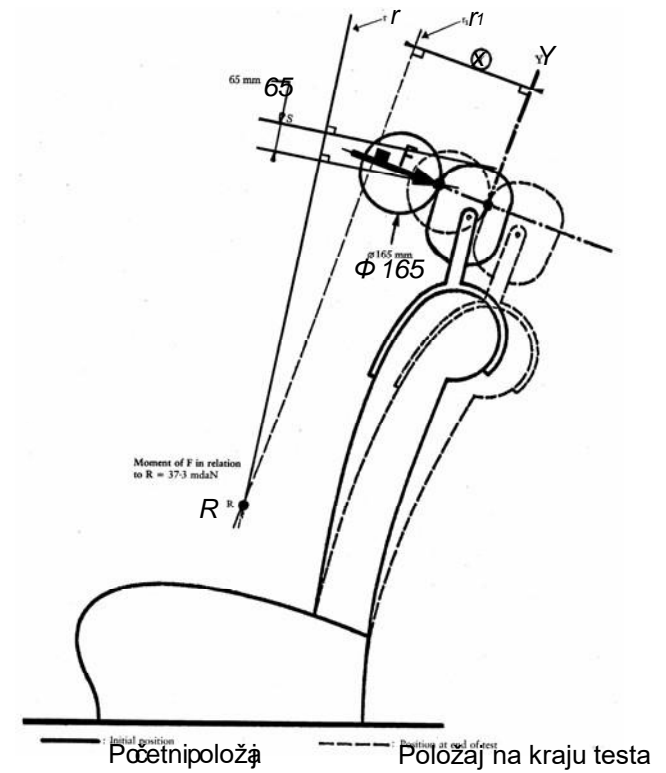
Каросерија возила



Каросерија возила



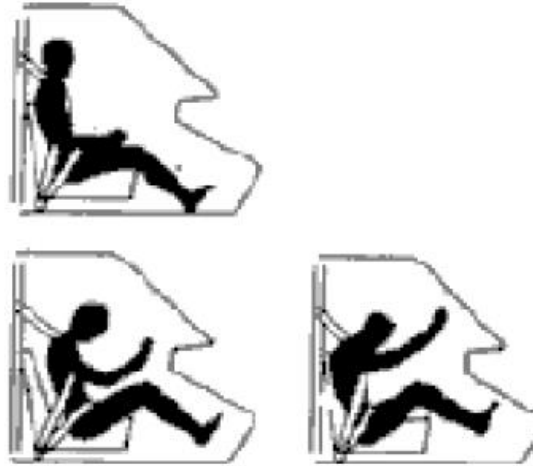
Седишта и наслони за главу



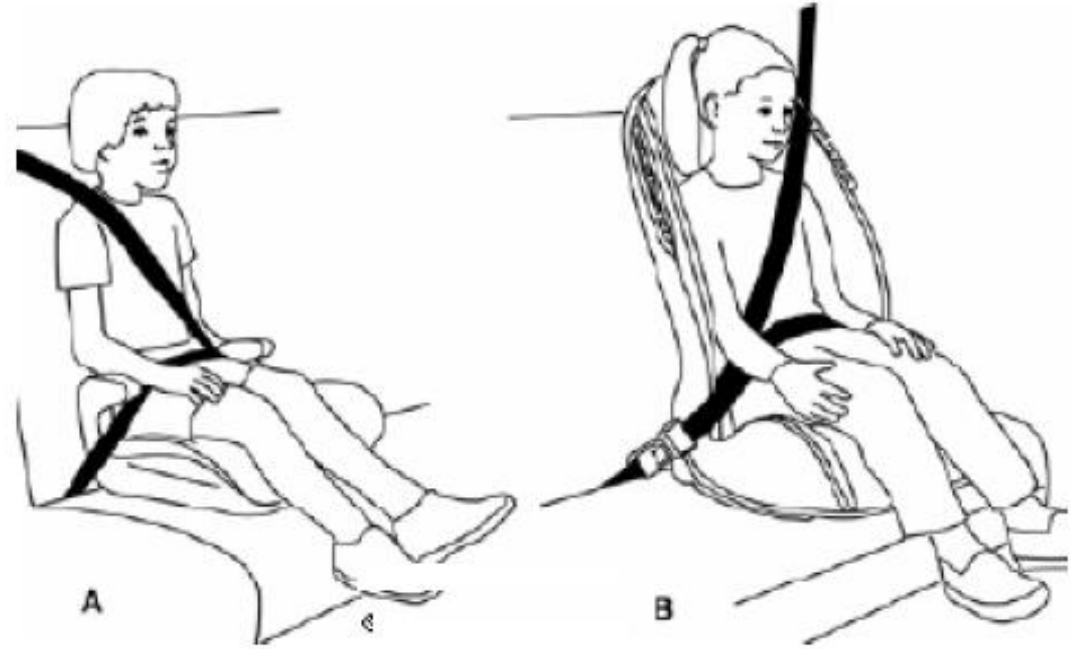
Сигурносни појасеви



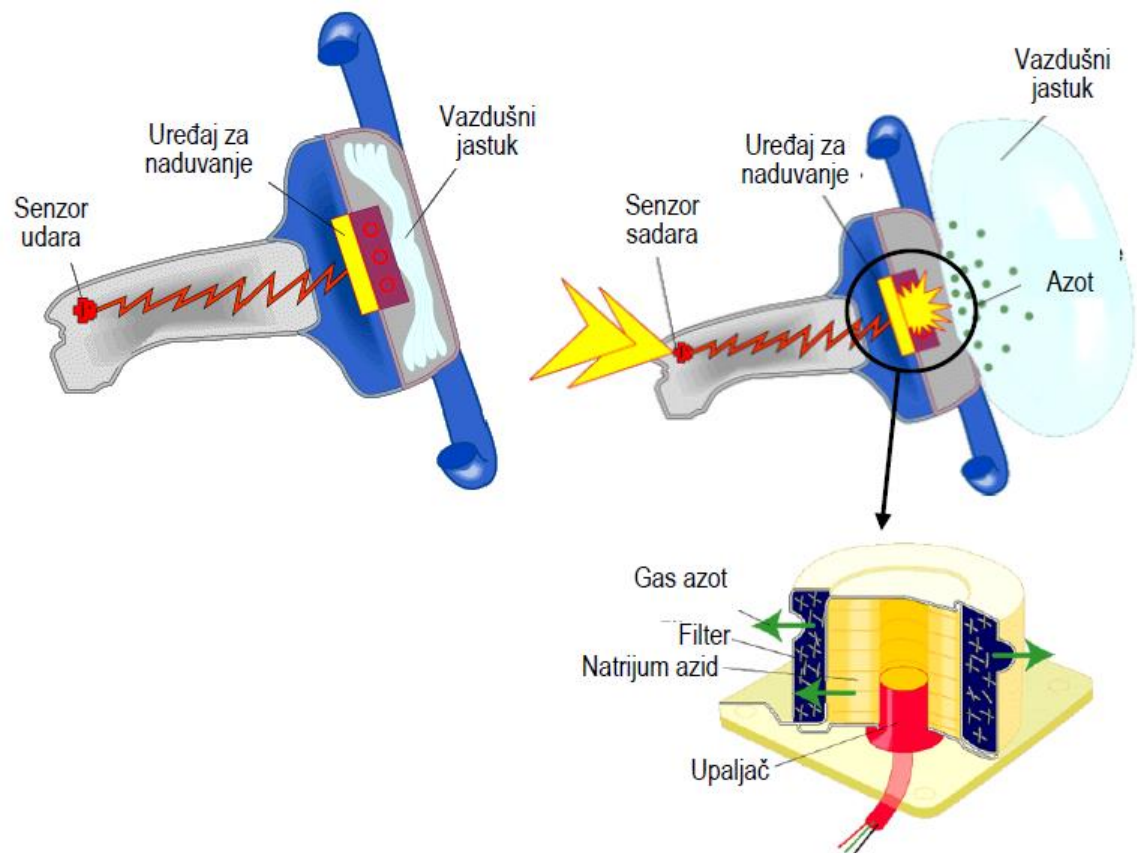
a)



b)



Vazdušni jastuci

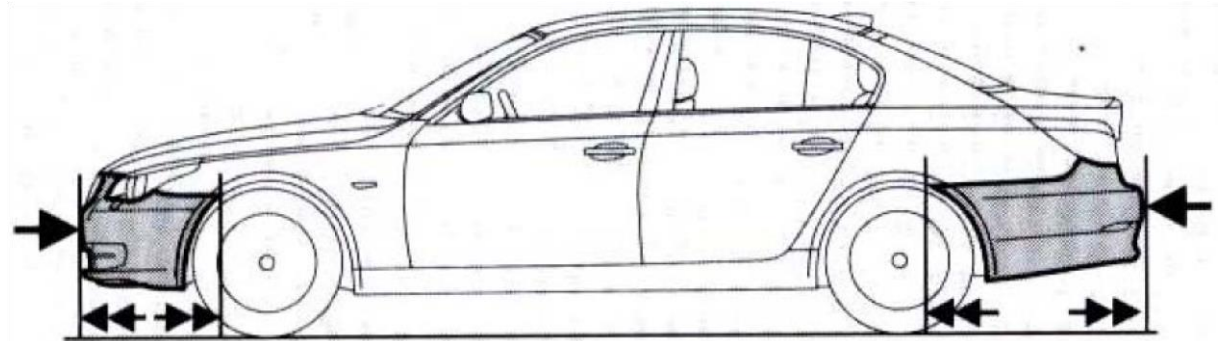


Израда делова возила

Делови унутрашњости возила



Делови спољашњости возила



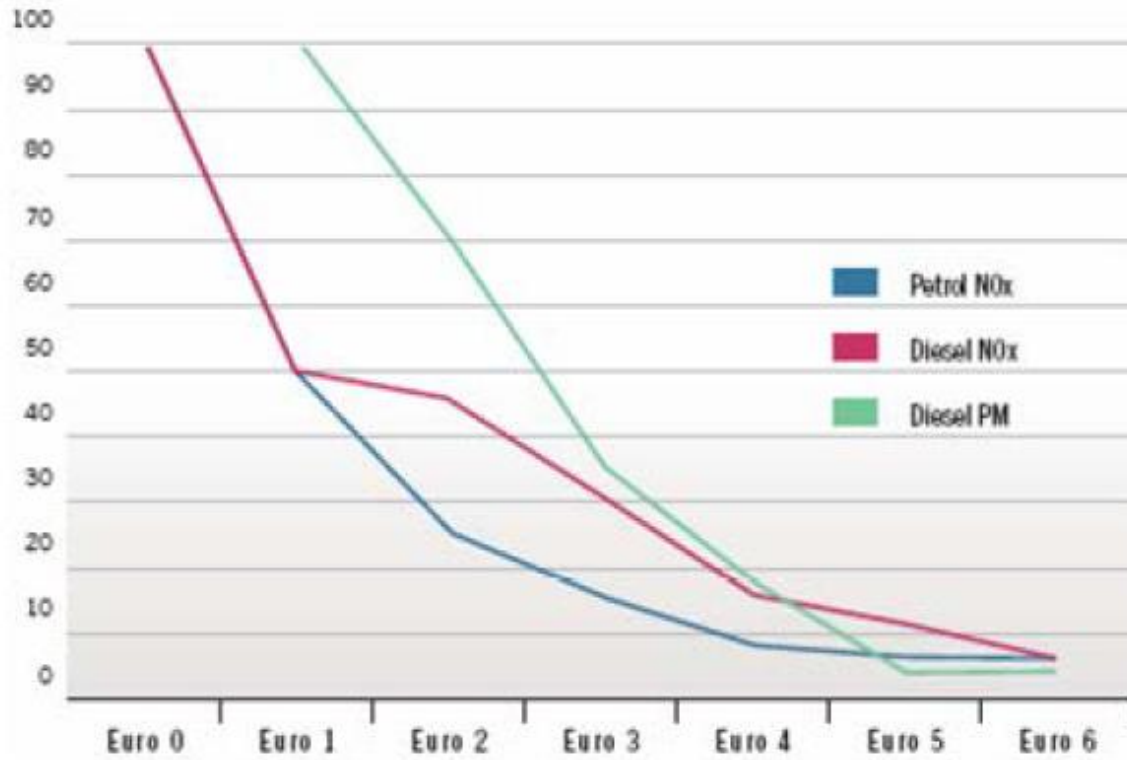
ОПШТА БЕЗБЕДНОСТ ВОЗИЛА (ЗАШТИТА ОД НЕОВЛАШЋЕНЕ УПОТРЕБЕ)

- Правилником ЕСЕ R 18 и Директивом 74/61/ЕЕС прописано је да свако возило мора имати уређај за спречавање неовлашћеног коришћења аутомобила.
- У ове уређаје спадају:
 - уређај за закључавање точка управљача,
 - кодирани кључ којим се успоставља комуникација са управљачком јединицом приликом стартовања мотора возила,
 - алармни уређаји,
 - и др.

БЕЗБЕДНОСТ ОКРУЖЕЊА ОД ОСТАЛИХ УТИЦАЈА ВОЗИЛА

- Када је аутомобил у питању, онда се аспект безбедности не може разматрати само у смислу заштите људи који користе возила и других учесника у саобраћају, већ је неопходно да се сагледају и други негативни утицаји које возило врши према животној средини.
- У овом одељку даје се кратак преглед следећих утицаја ове врсте:
 - емисија издувних гасова,
 - бука,
 - искоришћени аутомобили.

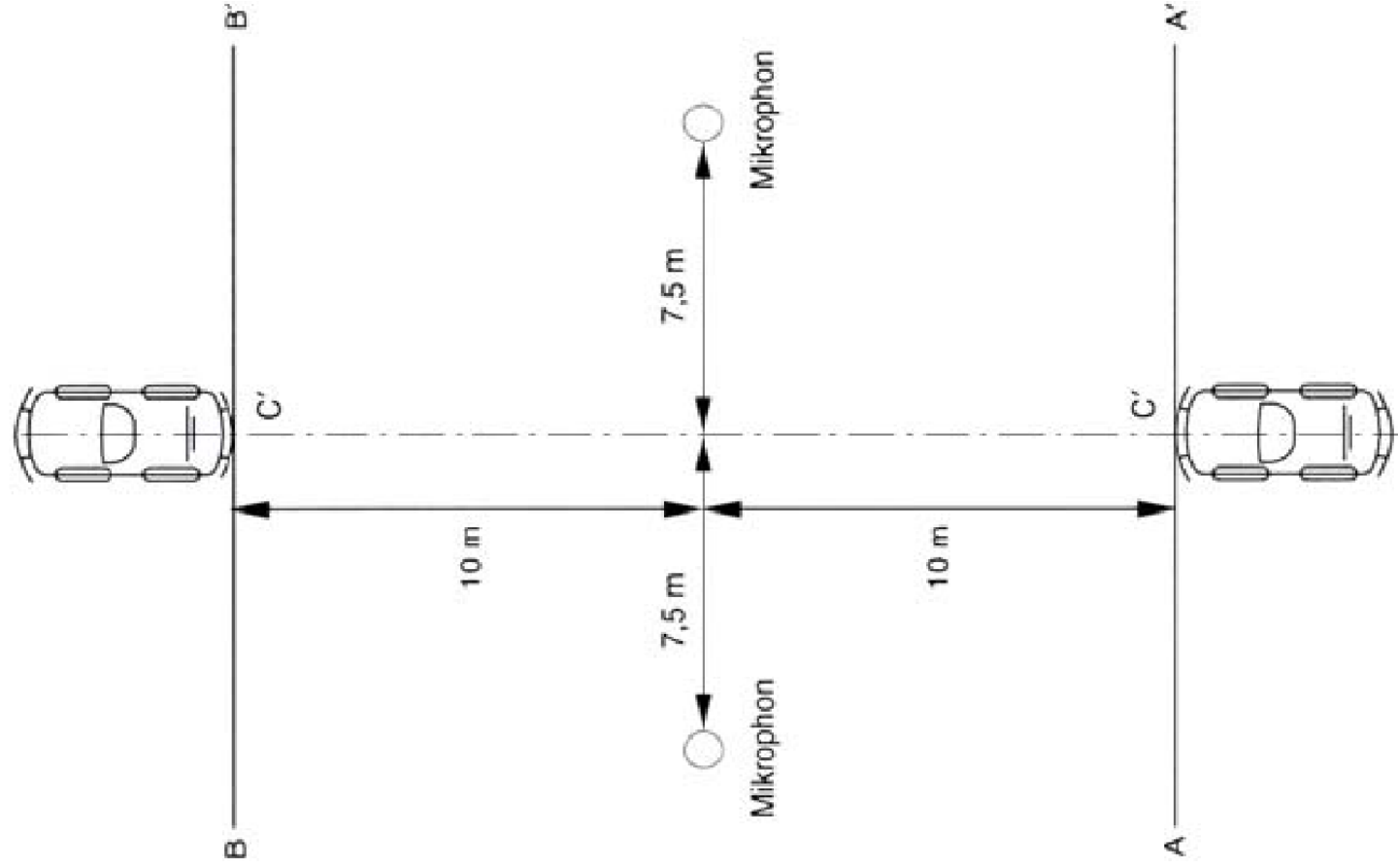
Емисија издувних гасова



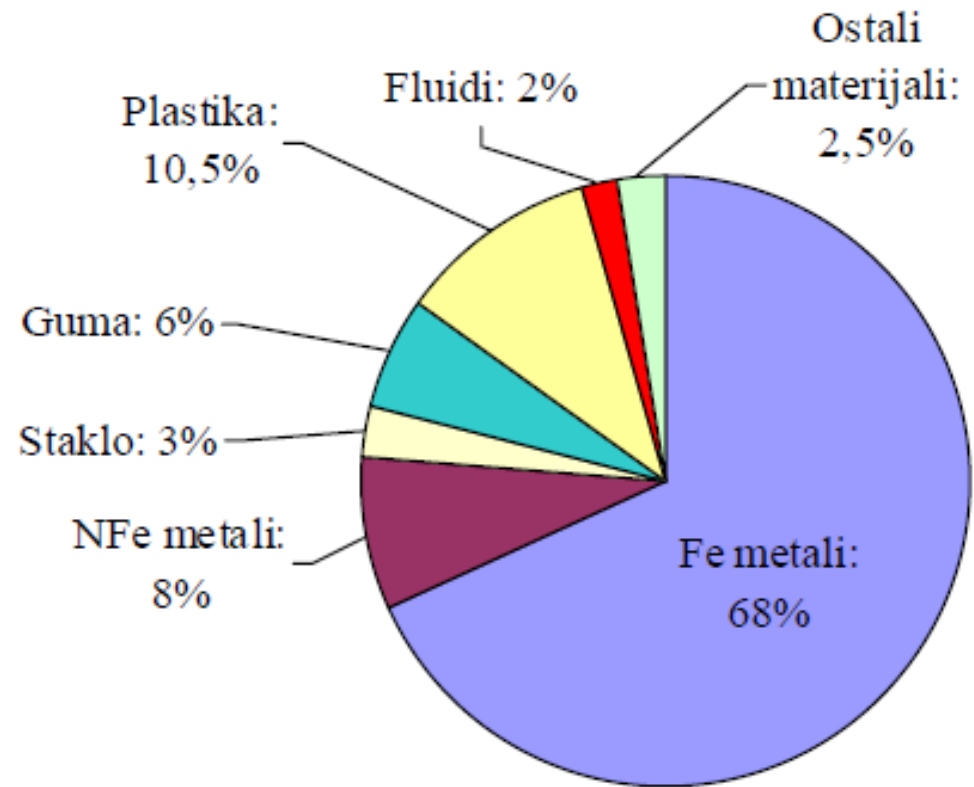
Значење ознака:

- Petrol NOx – Емисија азотових оксида из возила са бензинским моторима
- Diesel NOx – Емисија азотових оксида из возила са дизел моторима
- Diesel PM – Емисија честица из возила са Дизел моторима

Бука



Искоришћена возила



Хвала на пажњи!