

**AUTOMOBILNA VOZILA**, vozila koja se bez upotrebe tračnica pokreću snagom vlastitog motora. Nazivaju se i *motorna vozila*, iako se taj naziv ponekad (npr. u izrazu »motorni vlak» i »motorna kola tramvaja») upotrebljava i za vozila koja se kreću po tračnicama. U ovom članku bit će govor o uglavnom o vozilima pokretanim motorom s unutarnjim sagorijevanjem, koji se danas najviše upotrebljavaju, i to o cestovnim vozilima (automobilima, autobusima, kamionima i motociklima), vozilima za vuču (traktorima) i vozilima za specijalne namjene (za prijevoz specijalnih tereta ili vršenje nekih radova). O buldozerima i skreperima, koji takođe spadaju u automobilna vozila za specijalne namjene, v. *Bagerovanje*. O automobilskim motorima v. *Motor*.

Mnogi pripremni radovi istraživača u XVII i XVIII st. (A. Volta, E. G. Kleist, R. Street, J. B. van Helmont, J. Becher, H. Searle, R. Boyle, P. Lebon i drugi) omogućili su Isaacu de Rivazu da 1807 dobije prvi patent za automobil s motorom na unutarnje sagorijevanje. Pri tom je bio upotrijebljena gorivo vodik, odnosno plin pripremljen suhom destilacijom ugljena ili drveta. Rad je trebalo dobiti pomoću slobodnog klipa u cilindru, ali ova izvedba nije realizirana. Glavna teškoća proizlazila je iz potrebe sigurnog paljenja smjese plina i zraka u točno određenom momenatu.

U početku XIX st. na istom problemu rade i postepeno doprinose njegovom rješenju: W. Cecil, S. Brown, Hazard, Morey i dr. Međutim, u trećem deceniju XIX st. vlada još veliko nepovjerenje prema motoru s unutarnjim sagorijevanjem, iako su radovi mnogih fizičara dokazivali opravdanost nastojanja da se toplina goriva pretvori u mehanički rad direktno u cilindru, tj. mimo parnog kotla (Sadi Carnot, Dalton, Gay-Lussac, Robert Mayer, J. P. Joule, J. Tyndall, H. Helmholtz). Između 1830 i 1860 pridonose mnogo razvoju motora s unutarnjim sagorijevanjem W. Wright, W. Barnett, A. Drake, L. de Christoforis, E. Barsanti i F. Matteucci. Težište se u to vrijeme stavlja na izvedbu motora sa slobodnim klipom.

Značajna prekretnica u produkciji cestovnih vozila s mehaničkim pogonom počinje između 1858 i 1860 kada je u Francuskoj Lenoir izveo svoj dvotaktni plinski motor s električnim paljenjem, bez pretkomprimiranja. Taj stroj stvara nove mogućnosti za razvoj lakih cestovnih motornih vozila.

S industrijskom proizvodnjom rasvjetnog plina i derivata zemnog ulja i s razvojem elektrotehnike stvoreni su potrebni preduslovi za dalje usavršavanje Lenairova motora, koji je u početku uspijevaо da pretvori u koristan rad svega 3% toplinske energije goriva. Primjenom četverotaktnog principa rada s pretkomprimiranjem smjese, koji je 1862 predložio u Francuskoj Beau de Rochas, a praktički ga izveo u Njemačkoj Otto, uspijeо je u koristan rad pretvoriti oko 15% kaloričnog vrijednosti spaljenog goriva.

1875 izvodi Marcus u Njemačkoj svoj dvotaktni motorni automobil, u kome upotrebljava po prvi put benzin kao gorivo. Slične automobile izvode oko 1883 u Francuskoj Delamare i Deboutteville.

Svoj konačni načelni oblik nalazi motorni automobil u konstrukcijama Gottlieba Daimlera, koji na njima radi između 1885 i 1900 u suradnji s konstruktorom motora N. A. Ottom i A. Langenom, a poslije s K. Maybachom i K. Benzom. Na slici 1 vidi se prvi motorni kotač Daimlera iz 1885, sagraden uglavnom od drveta. Patentni crtež prvog Daimlerovog automobila prikazan je na sl. 2.



Sl. 1. Prvi motocikl (Daimler 1885)

Benz izvodi 1886 krajnje lagani automobil od svega 300 kg, i tom je konstrukcijom udaren solidan temelj gradnji lakih motornih vozila. Motor je bio hladjen vodom i tako osposobljen za duži rad. Benz je primijenio baterijski sistem paljenja i jednostavan karburator podgrijavan ispušnim plinom, radi postizavanja boljeg isparivanja lagog goriva, benzina. Benzov automobil nije imao spojku u današnjem smislu. Motorni pogon zagonske osovine osiguravao su 2 remena sa dvije remenice različitog promjera, koje su omogućavale dvije brzine. Vozilo se zaustavljalo premještanjem remena od zagonske na slobodnu remenicu.

Snaga motora iznosila je oko 3 KS uz 300 okreta u minuti a brzina vozila kretala se između 8 i 20 km/h. Poslije uspjeha koji su postigli njemačke konstrukcije automobile počinje proizvodnja motornih vozila u svim zemljama u kojima je tehnički razvijat, do toga vremena bio postigao određenu visinu.

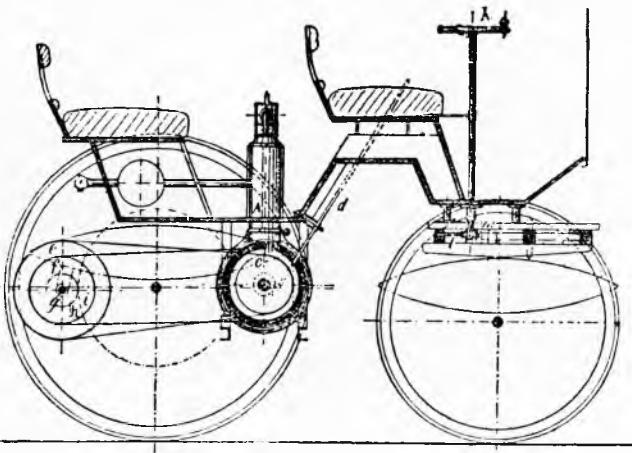
Poseban zamah dobiva produkcija automobila u Francuskoj, gdje se prelazi na industrijsku fabrikaciju. Ištici se konstruktori: Panhard, Levassor, Peugeot, Bollee, de Dion, Bouton, Renault, Dietrich, Bayard i Darracq. Prema vrsti

primjene raspolažu u to vrijeme motorna vozila snagom od 2 do 12 KS, a između 1 i do 30 KS, pri čemu se obično postižu srednje brzine od 20...45 km/h. Broj okreta motora dostigao je u nekim slučajevima 1200 pa i 2000 u minuti što je u to vrijeme predstavljalo za motor izvanredno visoko opterećenje, tj. 5 KS po litru cilindarske zapremine.

Početkom XX st. stvaraju se u svim industrijskim zemljama vlastite konstrukcije automobila i osnivaju poduzeća za njihovu proizvodnju. U već spomenute izvedbe u Njemačkoj i Francuskoj ištici se u Engleskoj motorni automobili: Lancaster, Thornycroft, Napier, Daimler i Rolls.

U Italiji se poslije 1893 intenzivnije radi na razvoju motornih vozila; među pionirima nalaze se Bernardi, Lanza i Martino. 1890 osniva Agnelli u Torinu talijansku tvornicu automobila »FIAT» (Fabbriche Italiane Automobili Torino). Do 1910 pojaviće se u Italiji preko 20 tvornica automobila, među kojima se ističu: Lancia, Itala, Bianchi, Isotta-Fraschini i Daimler.

U USA radio se pred kraj XIX st. dosta slabo na razvoju automobilizma. Razlog za to treba tražiti u lošim putovima. Značajne su ipak konstrukcije Mültera, Marya, Haynes-Appersona, Lewisa, Armeza, Hartleya, Hilla i drugih. 1892 stvara H. Ford svoj prvi automobil, a 1903 osniva tvornicu automobila, koja se s vremenom razvila u najveće poduzeće ove vrste. 1903 osnovana je i General Motors Corp., u čiji sastav ulazi s vremenom veliki broj samostalnih tvornica. Već tokom prvog decenija ovog stoljeća zauzima produciju motornih vozila u USA prvo mjesto u svijetu. Koncerni General Motors Corp. i Ford Motor Comp. dosežu, pa i prelaze svojom jednodnevnom produkcijom 7000 vozila. Preko 30 velikih tvornica radi na proizvodnji automobila. Danas se



Sl. 2. Patentni crtež prvog Daimlerovog automobila (1890)

ištici svojom kvalitetnom suvremenom koncepcijom vozila: Lincoln, Packard, Studebaker, Chrysler, Cadillac, Ford, Buick, Chevrolet, Dodge, Nash, Hudson.

U Engleskoj se ištici — između tridesetak tvornica koje se iz 1945 bave proizvodnjom automobila — vozila: A. E. C., Atkinson, Badford, Crossley Daimler, Dodge, Leyland, Morris, Rover, Thornycraft.

U Francuskoj se danas ištici svojim vlastitim konstrukcijama — između dvadesetak tvornica automobila — vozila: Renault, Citroën, Berliet, Chausson, Panhard, Peugeot i Hotchkiss.

Izuzetan zamah dobila je poslije 1945 njemačka industrija automobila, koja je postala značajni privredni faktor u zapadnom dijelu zemlje. Preko 20 tvornica radi na proizvodnji osobnih i teretnih vozila; među njima se ištici poduzeća: Auto-Union, BMW, Borgward, Daimler-Benz, Opel, Porsche, Volkswagen-Werk, Büssing, Henschel, Krupp i M. A. N.

Podaci o industriji automobila u SSSR-u vrlo su nepotpuni, iako je poznato da se ovoj grani proizvodnje posvećuje izuzetna pažnja i da je ona u stanju da namiri osnovne domaće potrebe. Težište proizvodnje je na teretnim vozilima.

U svim ostalim industrijskim zemljama proizvode se danas motorna vozila bilo vlastitih koncepcija bilo licencu renomiranih stranih proizvođača.

U općoj industrijalizaciji naše zemlje dobiva odmah poslije 1945 svoju perspektivu i automobilska industrija, od koje treba ištaci: Tvornicu automobila u Mariboru, Industriju motora u Rakovici, Fabriku automobila u Friboru i Fabriku automobila »Crvena Zastava» u Kragujevcu.

Oko 1950 počinju u odjeljenju za ispitivanje svih većih tvornica u svijetu radovi na pripremi novog trakcionog motora, plinske turbine. Znatan broj ovih vozila nalazi se već na probnoj vožnji.

Prednosti plinskih turbina prema klipnom motoru imale bi proizaći iz njihove manje težine i zapremine, visoke specifične snage, odsutnosti vibracija, i ekonomičnosti koja se očekuje od ovih strojeva.

Uz vozila gonjena parom, a poslije i motorom s unutarnjim sagorijevanjem, pokušali se već 1842 iskoristiti električnu energiju za pogon automobila. Такво je vozilo, vrlo velikih dimenzija, demonstrirao na ulicama Edinburgha neki Davidson.

Sigurni podaci postoje o tome da je 1881 G. Trouvez konstruirao u Parizu vozilo na tri kotača gonjeno električnom energijom. Ovaj se elektromobil kretao brzinom zaprežnih kola (10...12 km/h), a gonjen je bio elektromotorom, koji se u to vrijeme već primjenjivao za pokretanje malih vozila na tračnicama. 1894 izvodi i Jeantaud laki elektromobil s Pacinottijevim, odnosno Grammeovim prstenom. Jeantaud spada zajedno Kriegerom i Darracqom među najpoznatije graditelje elektromobila u Francuskoj potkraj XIX st., kada se je pojavio cito niz sličnih vozila s električnim pogonom koja su u velikim gradovima industrijskih zemalja počela zamjenjivati dodatandom zaprežna kola (šljakere). Na ovom su se području istakle, između ostalih, evropske tvornice Siemens & Halske i Henschel & Cie. u Njemačkoj, i J. Lohner & Co. u Beču.

Daljnji razvoj elektromobila u početku XX st. bio je vrlo otežan nezgodnim snabdijevanjem samostalnih vozila električnom energijom, tj. putem vrlo teških olovnih akumulatorskih baterija relativno malog kapaciteta, koje je trebalo nakon kratke upotrebe regenerirati kroz dosta dugi vrijeme u posebnim stanicama. Znata teškoća je proizlazila i iz velike osjetljivosti akumulatorskih baterija koja je doveila do vrlo male izdržljivosti u upotrebi. Ovi nedostaci nisu bili dovoljno kompenzirani prednostima elektromobila — njihovom jednostavnosti, tiham radom i čistoćom. Samostalna električna vozila nestaju došće oko 1910 s ulica u osobnom saobraćaju, ali se poslije 1920 ponovno

# AUTOMOBILNA VOZILA

pojavljuju u izmijenjenom obliku, tj. kao platforma pokretna u horizontalnom smjeru ili horizontalnom i vertikalnom smjeru kao radionička dizalica i slično. Primjena ovih vozila danas je od velikog značaja u tvornicama i na željezničkim stanicama, jer su ona jeftina, mala, čista, pokretna i pogodna za unutarnji transport manjih tereta na ograničenom radnom području, što omogućuje jednostavno i razmjerno brzo punjenje akumulatorskih baterija (5-8 h). Brzina ovih vozila kreće se danas između 8 i 12 km/h, a ostalih elektromobila do 30 km/h, s akcionim radijusom od 40-80 km, već prema kapacitetu akumulatorske baterije.

**Proizvodnja motornih vozila u svijetu.** Početkom XX st. uvidio se u svim zemljama u kojima se tada počela razvijati industrija izuzetan značaj proizvodnje motornih vozila za vlastite potrebe zemlje i za razmjeru. Poseban interes za ovu granu industrije pokazale su u Evropi Njemačka, Francuska, Engleska i Italija.

Dok se automobilска industrija osobnih vozila USA orijentirala poslije 1945 na snažna i komforntna kola, sa dosta znatnom potrošnjom goriva, u Evropi je industrija izgradivala manja, laka i ekonomičnija vozila, za koja se mogao naći kupac. Poseban uspjeh u ovom pogledu postigla je automobilска industrija Savezne Republike Njemačke, koja je svoja jeftina osobna vozila dobro plasirala ne samo na unutarnjem tržištu, već i na inozemnim tržištima zemalja koje ne raspolažu vlastitim industrijskim motornih vozila, štaviše, i onih u kojima je ova industrija vrlo razvijena. Tako podaci udruženja producenata automobila u USA pokazuju da je 1957 od ukupno 107 675 uvezenih osobnih vozila otpalo samo na Saveznu Republiku Njemačku 59 911 kola, dakle oko 56 %. U istoj su godini USA uvezle više osobnih vozila nego što su ih izvezle, iako je prihod od ukupno izvezenih svih vozila bio u stalnom porastu. 1956 ovaj je prihod iznosio 1 515 623 000 US-\$.

U tablici 1 navedena je, prema statistikama Organizacije Ujedinjenih Nacija, proizvodnja cestovnih automobilnih vozila sa četiri ili više kotača u pojedinim zemljama svijeta god. 1960. Pod nazivom »osobna vozila« obuhvaćena su cestovna vozila za prijevoz najviše 8 putnika; naziv »komercijalna vozila« po pravilu obuhvaća teretnjake, cestovna vučna kola, specijalne automobile, radna cestovna vozila i autobuse. Pod nazivom »montaža« navedena su »osobna« i »komercijalna« vozila koja se u pojedinih zemljama montiraju iz uvezenih dijelova.

Iz tablice 2 proizlazi visok udio automobilске industrije USA u ukupnoj potrošnji nekih temeljnih industrijskih materijala. Ovi podaci vrijede za 1956.

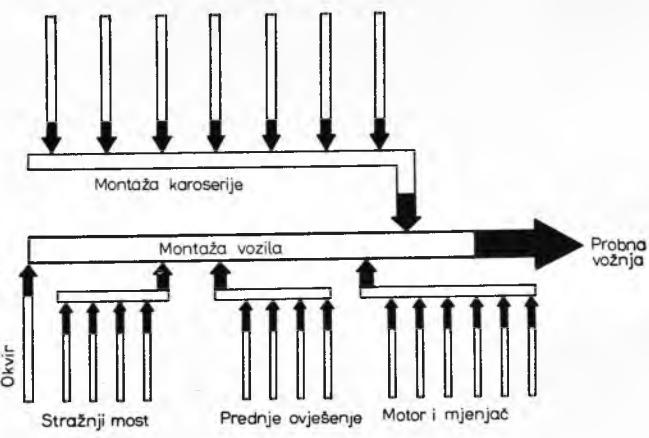
**Tablica 1.**  
**PROIZVODNJA MOTORNIH VOZILA U SVIJETU 1960**  
(u hiljadama komada)

Zemlja	Osobna vozila	Komerc. vozila	Montaža	Primjedba
Argentina <sup>1</sup>	45,1	44,2	—	
Australija	150,6 <sup>2</sup>	44,9 <sup>3</sup>	292,8	
Austrija	7,9	4,7	7,7	
Belgija	—	—	216,0	
Brazil <sup>1</sup>	57,2	75,7	—	
Cehoslovačka	56,2	51,2	—	
Danska	—	—	27,0	
Francuska	1 115,6	233,5	—	
Indija	24,6	27,1 <sup>4</sup>	—	
Irška	—	—	38,6	
Italija <sup>5</sup>	595,9	48,9	—	
Japan	165,1	595,2	—	
Jugoslavija	10,5	5,5 <sup>4</sup>	—	
Južna Afrika	—	—	107,6	
Kanada <sup>7</sup>	326,3	70,7	—	
Meksiko	—	—	49,8	
Nizozemska	15,2 <sup>8</sup>	4,1	39,8	
Nova Zelandija	—	—	38,1	
Njemačka D. R. <sup>9</sup>	64,1	12,9 <sup>9</sup>	—	
Njemačka, S. R.	1 673,3	380,3 <sup>6</sup>	—	
Poljska	12,9	23,9 <sup>4</sup>	—	
Rumunjska	3,0 <sup>10</sup>	9,1	—	
SSSR	138,8	501,3	—	
Španjolska <sup>1</sup>	42,4	13,2	—	
Švedska	107,2	20,0	—	
Švicarska	—	—	15,4	
USA	6 674,8	1 194,5	—	
Velika Britanija	1 352,7	458,0	—	
Venezuela	—	—	10,4 <sup>4</sup>	
SVIJET ~	11 420	4 000	—	

U ovoj tablici nije označen utjecaj automobilске industrije na mnoge druge privredne grane, kao što je npr. industrija motornih goriva i maziva, elektrotehnička industrija, industrija stakla, tekstila, boja i lakova itd. Istači treba znatan utjecaj proiz-

vodnje motornih vozila i automobilskog saobraćaja na izgradnju putova u zemlji. Vozila u eksploataciji opterećena su redovno posebnim takšama, koje služe isključivo za izgradnju novih putova i održavanje postojećih. Iz svega proizlazi izuzetan značaj razvoja automobilске industrije i na mnoge ostale grane privrede, koje rade direktno ili indirektno za potrebe industrije motornih vozila. Da bi se postigao što viši stupanj u racionalnoj proizvodnji složenog proizvoda kao što je motorno vozilo, bilo je neophodno sprovesti najdublje mehaniziranje, tako da ova proizvodnja često služi kao uzor ostalim industrijskim pri razradi proizvodnog procesa i podjeli na osnovne operacije, koje može s uspjehom obavljati

Preizvodnja i parcijalna montaža elemenata karoserije



Sl. 3. Shema lančane proizvodnje automobila

priučeno osoblje. Na sl. 3 prikazan je shematski tok proizvodnje automobila. Cjelokupan fabrikacioni proces počinje u laboratoriju u kome se ispituju za proizvodnju nabavljeni materijali. Ispravan materijal odlazi na strojeve za obradu i u ostala odjeljenja u kojima se vrše početne operacije. Proizvedeni dijelovi, prema potrebi prethodno termički obrađeni, ulaze u parcijalnu montažu sklopova, koja se kod svake značajnije proizvodnje vrši na vrpcu, kao i ugradnja sklopova u samo vozilo. Završni rad je ispitivanje vozila na probnoj stanicu i, konačno, u vožnji.

**Tablica 2**  
**UDIO AUTOMOBILSKE INDUSTRIJE USA U POTROŠNJI INDUSTRIJSKIH MATERIJALA**

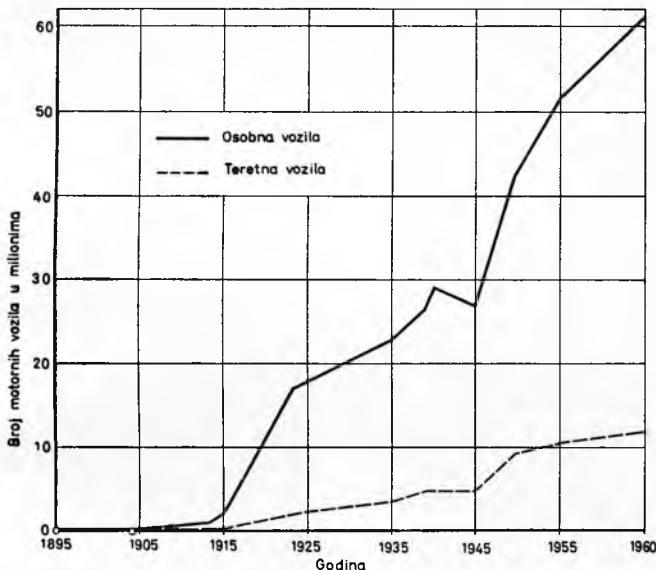
Vrsta materijala ukupno proizvedenog 1956 u USA	Utrošeno od automobilске industrije u %
Konstrukcijski čelik u plosnatim šipkama	23,9
” ” u okruglim šipkama	24,0
Razne obične legure čelika	42,1
Nerdajući čelik	30,3
Bakar u svim oblicima	15,2
Olovo ”	7,1
Cink ”	42,4
Nikal ”	28,2
Guma prirodna ”	13,6
Guma sintetska ”	64,8
Koža za tapeciranje ”	61,0
	71,5

**Stanje motornih vozila u eksploataciji.** Prva motorna vozila počela su se pojavljivati u Evropi poslije 1886., tj. nakon registracije Daimlerovog najznačajnijeg patentata. To su bila vozila pojedinačno rađena i njihov je broj u pojedinim zemljama sporo rastao. Prvi su privatni osobni automobile bili službeno registrirani u USA 1895, a bilo ih je tada svega 4; 1896 već 16, a 4 godine kasnije, tj. 1900 već 8000. Prva teretna vozila registrirana su u USA 1904, njihov je broj iznosio svega 700, a 1910 on se popeo na 10 123. Porast privatnih registriranih osobnih i teretnih vozila u USA od 1895 do 1957 prikazan je na grafikonu sl. 4.

Prema statističkim podacima Automotive Division, U. S. Department of Commerce bilo je 1956 registrirano u svijetu ukupno 102 654 536 osobnih i teretnih vozila, zajedno s autobusima.

U našoj je zemlji 1964 registrirano 323 955 motornih vozila, od toga 102 168 motocikla, 141 792 putničkih i 66 600 teretnih automobila, 7374 autobusa i 6021 specijalnih vozila.

Stupanj motorizacije na pojedinim kontinentima i u pojedinim zemljama vrlo je različit. Dok u prosjeku, npr., u Aziji otpada oko 580 ljudi na 1 vozilo, u Evropi otpada oko 27, a u Sjevernoj i



Sl. 4. Porast broja automobilnih vozila u USA

Centralnoj Americi svega 3,4 čovjeka. Stupanj motorizacije, izražen odnosom broja motornih vozila jedne zemlje i broja njezinih stanovnika, daje u stanovitoj mjeri i predodžbu o intenzitetu rada i života dotočne zemlje.

Razumljivo je da je, zahvaljujući izuzetno naglom razvoju industrije motornih vozila u svijetu i njenom utjecaju na privredu i život naroda, za posljednjih 50 godina mnogo urađeno i u cilju povećanja kvaliteta ove proizvodnje, sigurnosti i udobnosti vožnje motornim vozilima, kao i u pogledu snizavanja proizvodnih troškova. Usavršavanjem konstrukcije motora i vozila, upotreboom kvalitetnijih materijala i primjenom savremenih proizvodnih strojeva i metoda rada stalno je bila povećavana izdržljivost automobila u upotrebi, tj. produženo vrijeme pogona do prve generalne revizije. Evo prosječnih vrijednosti koje pokazuju kako je postepeno rastao broj eksploracionih kilometara novoproizvedenih vozila do generalnog popravka, u vremenskom periodu od 1910 do 1950:

Godina	1910	1920	1930	1940	1950
Izdržljivost novih vozila u km	30 000	50 000	110 000	130 000	150 000

#### MEHANIKA MOTORNIH VOZILA

**Otpori vožnje i potrebna pogonska snaga.** Da bi se jedno vozilo pokrenulo, potrebno je svelatiti otpore vožnje i ubrzavanja, koji se sastoje od:  $R_k$  — otpora kotrljanja;  $R_z$  — otpora zraka;  $R_p$  — otpora penjanja;  $R_u$  — otpora ubrzavanja. Ukupni otpor  $R$  jednak je sumi spomenutih parcijalnih otpora:

$$R = R_k + R_z + R_p + R_u. \quad (1)$$

Ako vozilo mora vući još i prikolicu, otporu  $R$  bit će dodan još i otpor vožnje prikolice, određen analogno kao otpor vozila.

**Otpor kotrljanja**  $R_k$  direktno je proporcionalan koeficijentu otpora kotrljanja ( $f_k$ ) i normalnoj komponenti opterećenja kotača  $G \cdot \cos \alpha$  (sl. 5). Ukupna težina vozila ( $G$ ), zamišljena da djeluje u težištu ( $T$ ), rastavljena je naime u dvije komponente: u smjeru vožnje ( $G \cdot \sin \alpha$ ) i okomito na taj smjer ( $G \cdot \cos \alpha$ ). Otpor kotrljanja se može dakle odrediti iz općeg izraza:

$$R_k = f_k G \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

ili za  $\alpha = 0$ :

$$R_k = f_k \cdot G.$$

Koeficijent otpora kotrljanja  $f_k$  zavisi od: pritiska zraka u gumi, izvedbe i stanja ceste, izvedbe i stanja gume, lepršanja kotača i brzine vožnje. On naglo raste ako natpritisak u gumi spadne ispod 2 at a brzina vožnje prede 80 km/h.

Uz pretpostavku da je vozilo snabdjeveno zračnim gumama prosječne izvedbe i stanja, da se natpritisak zraka u gumi kreće oko 2 at i da brzina vožnje ne prelazi 100 km/h, vrijednosti za  $f_k$  iznose, u zavisnosti od vrste ceste: za asfaltnu cestu  $\sim 0,010$ , za betonsku cestu  $\sim 0,015$ , za makadamsku cestu  $\sim 0,030$ , za zemljaniu prosječnu cestu  $\sim 0,08 \dots 0,16$ , za pjeskovitu cestu  $\sim 0,15 \dots 0,30$  i više.

**Otpor zraka**  $R_z$  upravno je proporcionalan specifičnom pritisku zraka na čeonu površinu vozila ( $p$ ), čeonoj površini vozila ( $A$ ) i koeficijentu otpora ( $c$ ), koji zavisi od oblike vozila, dakle:

$$R_z = p A c = \frac{\rho v_r^2}{2} A c, \quad (3)$$

gdje je:  $v_r$  relativna brzina struje zraka i vozila,  $\rho$  specifična masa zraka,  $c$  koeficijent otpora zraka, koji iznosi za teretnjake oko 1, za trakciona kola s prikolicom do 1,5, za stari tip zatvorenih osobnih vozila  $\sim 0,65$ , za novi tip zatvorenih osobnih vozila  $0,3 \dots 0,45$ , za novi tip otvorenih osobnih vozila  $0,6 \dots 0,65$ , za autobus uobičajene izvedbe  $\sim 0,6$ , za trkača kola  $\sim 0,2$ , za motocikl sa vozačem  $1 \dots 2,4$ .

**Otpor penjanja**  $R_p = 0$  pri vožnji u ravni. Na usponu (sl. 5):

$$R_p = G \cdot \sin \alpha, \quad (4)$$

gdje je  $G$  ukupna težina vozila a  $\alpha$  kut nagiba ceste. Na padinu je otpor penjanja negativan.

**Otpor ubrzavanja**  $R_u$  sastoji se od otpora ubrzavanja vozila koje se translaciono giba i otpora ubrzavanja dijelova koji rotiraju (radilica, zupčanici, kotači itd.):

$$R_u = (m + m_0) a,$$

gdje je  $m$  stvarna a  $m_0$  virtualna masa vozila,  $a$  uslovljeno ubrzanje vozila ( $0,5 \dots 4 \text{ m/s}^2$ ). Virtualna masa  $m_0$  iznosi:

$$m_0 = \frac{I_k + I_m i^2}{\left(\frac{D}{2}\right)^2},$$

gdje je  $I_k$  polarni moment tromosti masa u rotaciji vezanih uz gonjene osovine i reduciranih na njih,  $I_m$  polarni moment tromosti masa u rotaciji vezanih uz motorsku osovnu i reduciranih na nju,  $i = n_m/n_k$  odnos broja okreta motorske osovine ( $n_m$ ) i gonjenih kotača ( $n_k$ ),  $D$  vanjski promjer zagonjenih kotača, na koji se reducira virtualne mase.

$m_0$  iznosi obično  $2 \dots 5\%$  od  $m$ , pa se može zanemariti ili uvesti u račun procjenom.

Snaga na zagonskim kotačima potrebna za sveladanje otpora vožnje i ubrzavanje iznosi:  $P = R v$ , gdje je  $v$  brzina vozila.

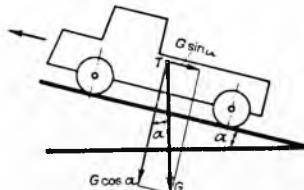
Potrebna snaga na spojnici motora ( $P_m$ ) približno je za  $10\%$  veća od potrebne snage na zagonskim kotačima, uslijed gubitaka u zagonskom mehanizmu.

**Granica trenja.** Sile vuče i kočenja ( $F$ ) ne mogu prijeći stacionitu graničnu vrijednost uslovljenu opterećenjem vučnih kotača  $G'$  i koeficijentom trenja  $\mu$  (sl. 6):

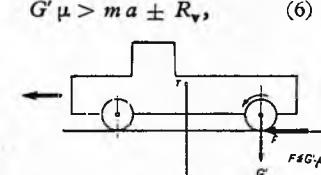
$$F \leq G' \mu. \quad (5)$$

Ako vučna sila pređe graničnu vrijednost, dolazi do klizanja pogonskih kotača, pri kočenju do klizanja kočenih kotača. Suma otpora vožnje i otpora ubrzavanja ili kočenja mora biti manja od granične vučne sile, dakle:

$$G' \mu > m a \pm R_v, \quad (6)$$



Sl. 5. Normalna komponenta opterećenja kotača



Sl. 6. Vučna sila i opterećenje vučnih kotača

gdje  $ma$  označava silu ubrzavanja ili kočenja, a  $R_v = R_k + R_p + R_z$  sumu otpora vožnje. Pozitivan predznak dolazi u obzir pri ubrzavanju vozila a negativan pri kočenju.

Vrijednosti za koeficijent trenja  $\mu$  zavise od stanja gume te stanja i vrste ceste i iznose približno: 0,5...0,65 za dobru cestu, izvedenu od zemlje, asfalta, kamena ili hraptavog betona, suhu; 0,2...0,35 za isto takvu cestu, vlažnu; 0,1...0,5 za vožnju po snijegu, bez lanaca na kotačima; 0,2...0,6 za vožnju po snijegu, s lancima na kotačima; 0,05...0,15 za vožnju po ledu, bez lanaca na kotačima; 0,15...0,35 za vožnju po ledu, s lancima na kotačima.

Ako se vrši kočenje ili ubrzavanje automobila na sva četiri kotača, bit će  $F \leq G\mu$  jer je  $G' = G$ . U ovom se slučaju postiže najveća vučna sposobnost vozila ( $a \approx 3\cdots4 \text{ m/s}^2$ ), kao i optimalna sposobnost kočenja ( $a \approx 6\cdots8 \text{ m/s}^2$ ).

Održavanje staze vozila može se postići ako rezultirajuća sila na trakcioni kotač ( $F_r$ ) ne prelazi vrijednost  $G'\mu$  (sl. 7). Budući da je  $F_r = \sqrt{F_1^2 + S^2}$ , gdje je  $F_1$  trakcionala sila na periferiji kotača a  $S$  bočna sila koja djeluje na kotač, npr. pod utjecajem poprečnog nagiba ceste, bočnog vjetra itd., mora biti zadovoljen uslov

$$F_r < G' \cdot \mu.$$

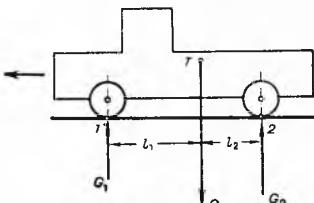
**Opterećenje kotača.** Iz prednjih razmatranja vidi se da su trakcionala sposobnost, sposobnost kočenja i sigurnost staze vozila osobine koje su, uz konstantni koeficijent trenja, direktno proporcionalne opterećenju kotača koji osiguravaju trakciju, kočenje i upravljanje vozilom. Razmotrit će se nekoliko karakterističnih slučajeva opterećenja kotača koji omogućavaju rješavanje i svih ostalih varijanata.

*Opterećenje kotača kada se vozilo nalazi u horizontalnoj ravni i u stanju mirovanja ( $G_1$  i  $G_2$ , sl. 8) proizlazi iz jednadžbi momenata za dirališta prednjih (1) i stražnjih (2) kotača sa terenom.*

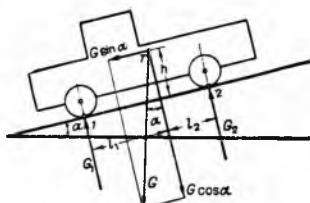
$$G_1 = \frac{G \cdot l_1}{l_1 + l_2}, \quad G_2 = \frac{G \cdot l_2}{l_1 + l_2}, \quad (7)$$

$$G_1 + G_2 = G,$$

gdje je  $G$  ukupno opterećenje vozila a  $l_1$ ,  $l_2$  horizontalni razmaci između sile  $G$  i  $G_1$  odn.  $G$  i  $G_2$ .



Sl. 8. Opterećenje kotača vozila u stanju mirovanja i u horizontalnoj ravni



Sl. 9. Opterećenje kotača vozila zakločenog na strmini

*Normalno opterećenje kotača kada se vozilo nalazi zakočeno na strmini* (sl. 9) proizlazi iz jednadžbi momenata postavljenih za dirališta prednjih (1) i stražnjih (2) kotača sa terenom.

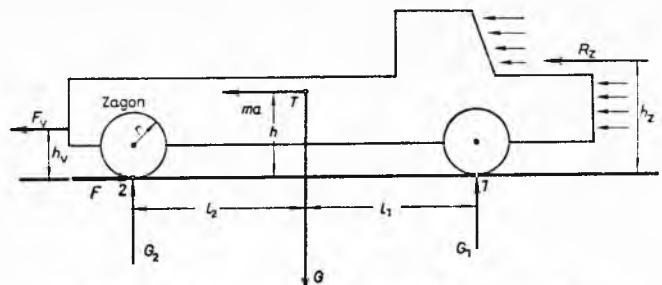
$$G_1 = \frac{G}{l_1 + l_2} (l_1 \cos \alpha - h \sin \alpha), \quad (8)$$

$$G_2 = \frac{G}{l_1 + l_2} (l_2 \cos \alpha + h \sin \alpha). \quad (8a)$$

U tim jednadžbama  $h$  je visina težišta iznad tla.

*Normalno opterećenje prednjih i stražnjih kotača kada se vozilo nalazi u pokretu mijenja se*, u poređenju s opterećenjem u stanju mirovanja, pod utjecajem: otpora zraka, inercionih sile koje se pojavljuju uslijed promjene brzine prilikom ubrzavanja i kočenja, reakcionih momenata izazvanih zagonom i kočenjem vozila i vučne sile potrebne za savladavanje otpora vožnje prikolice, ukoliko ova postoji. Na

sl. 10. prikazano je vozilo u pokretu na horizontalnom putu s utjecajem svih dodatnih sile i momenata na opterećenje prednjih ( $G_1$ ) i stražnjih kotača ( $G_2$ ). Parcijalni momenti  $M_p$  koji će utjecati



Sl. 10. Opterećenje kotača vozila u pokretu na horizontalnom putu

na opterećenja prednjih i stražnjih kotača jesu: moment otpora zraka  $R_z h_z$ , moment sile ubrzanja ili kočenja  $ma h$ , moment vučne sile  $F_v h_v$ , moment zagona ili kočenja  $F_r$ .

Uvezši u obzir utjecaj svih ovih momenata, proizlazi da je opterećenje prednjih kotača:

$$G_1 = \frac{G l_2 + \Sigma M_p}{l_1 + l_2}, \quad (9)$$

a opterećenje stražnjih kotača:

$$G_2 = \frac{G l_1 - \Sigma M_p}{l_1 + l_2}, \quad (9a)$$

gdje je u slučaju zagona

$$\Sigma M_p = -R_z h_z - ma h - F_v h_v - Fr,$$

a u slučaju kočenja

$$\Sigma M_p = -R_z h_z + ma h + F_v h_v + Fr.$$

Značenje oznaka proizlazi iz slike.

*Opterećenje kotača iste osovine (npr.  $G_1$ ) pri poprečnom nagibu ceste ( $G_{1u}$  i  $G_{1v}$ )* može se odrediti iz sl. 11 i jednadžbi momenata postavljenih za dirališta vanjskih (v) i unutarnjih (u) kotača s terenom. Iz jednadžaba

$$G_{1u} = G_1 \left[ \frac{1}{2} + \frac{r+h}{p} \operatorname{tg} \beta \right], \quad (10)$$

$$G_{1v} = G_1 \left[ \frac{1}{2} - \frac{r+h}{p} \operatorname{tg} \beta \right] \quad (10a)$$

slijedi da je  $G_{1u} > G_{1v}$ .

Da bi u razmatranom slučaju (sl. 11) bilo sprječeno bočno klizanje vozila, neophodno je da bude zadovoljen uslov

$$G_1 \cos \beta \cdot \mu > G_1 \sin \beta,$$

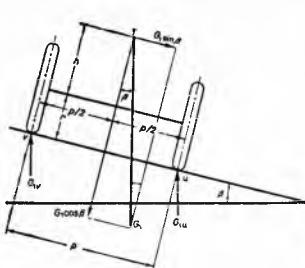
ili

$$\mu > \operatorname{tg} \beta. \quad (11)$$

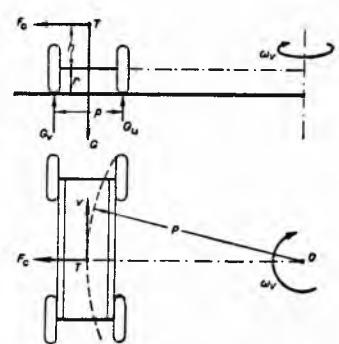
Za  $\mu = 0,6$  je  $\beta \approx 31^\circ$ ,

za  $\mu = 0,2$  je  $\beta \approx 11^\circ 30'$ .

*Opterećenje kotača prilikom vožnje u zaokretu mijenja se, spram opterećenja kotača pri vožnji u pravcu, pod utjecajem centriugalne sile i momenta zvrka.*



Sl. 11. Opterećenje kotača vozila u pokretu na horizontalnom putu pri poprečnom nagibu ceste



Sl. 12. Centrifugalna sila vozila u zaokretu

Centrifugalna sila ( $F_c$ ) slijedi iz sl. 12 i izraza:

$$\cdot F_c = m \frac{v^2}{\rho} = m \cdot \rho \cdot \omega_v, \quad (12)$$

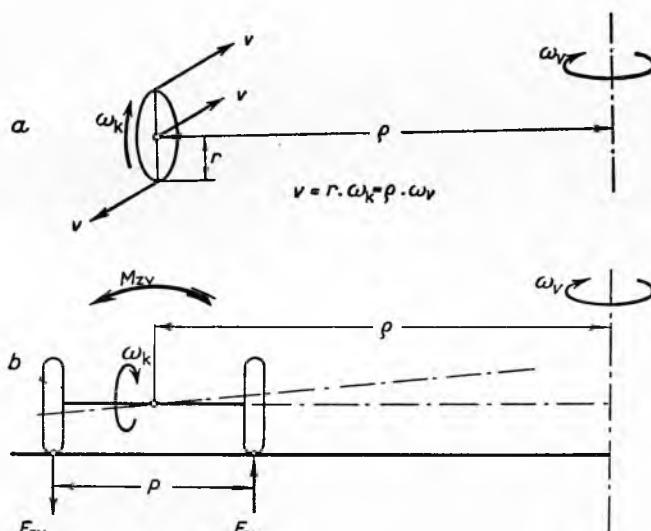
gdje je:  $v$  brzina vožnje,  $\omega_v$  kutna brzina vozila u zaokretu i  $\rho$  radijus krvine kroz koju prolazi težište ( $T$ ) vozila.

Pod utjecajem centrifugalne sile u zaokretu — koja se zamislja da djeluje u težištu vozila — i momenta  $F_c \cdot (h + r)$  dolazi do povišenog opterećenja vanjskih ( $G_v$ ) i smanjenog opterećenja unutarnjih kotača ( $G_u$ ).

Moment zvrka ( $M_{zv}$ ) koji izazivaju mase u rotaciji, prvenstveno kotači (sl. 13 a i b), proizlazi iz izraza:

$$M_{zv} = I_p \cdot \omega_v \cdot \omega_k = I_p \cdot \frac{v^2}{r \cdot \rho}, \quad (13)$$

gdje je, uz oznake naprijed objašnjene,  $I_p$  polarni moment tromači kotača,  $r$  radijus kotača,  $\omega_k$  kutna brzina kotača.



Sl. 13. Moment zvrka

Ako se pretpostavi da su mase i brojevi okreta svih kotača približno jednaki, a radijusi zakretanja kotača da su jednaki radijusu zakretanja težišta  $\rho$ , možemo uzeti da je suma momenata zvrka za  $n$  kotača jednaka

$$\Sigma M_{zv} = n \cdot I_p \cdot \frac{v^2}{r \cdot \rho}.$$

Pod utjecajem momenta zvrka kotača u rotaciji dolazi do povećanog opterećenja vanjskih i smanjenog opterećenja unutarnjih kotača, jer zvrk nastoji u zaokretu postaviti svoju os rotacije tako da ona zatvara što manji kut s osi prisilnog zakretanja koje je uneseno kutnom brzinom  $\omega_k$ . Smjerovi rotacije kutnih brzina  $\omega_v$  i  $\omega_k$  moraju se pri tome poklapati. Ako je za osovinu sa 2 kotačima ukupan moment zvrka  $2 M_{zv}$  iznosit će razlika u opterećenju vanjskog i unutarnjeg kotača (sl. 13b):

$$F_{zv} = 2 \cdot \frac{M_{zv}}{\rho}.$$

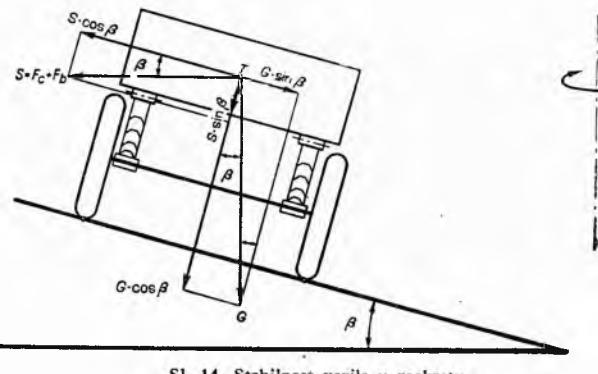
**Uslovi stabilnosti vozila prilikom vožnje u zaokretu** proizlaze iz jednadžbi za sumu opterećenja vanjskih kotača ( $G_v$ ) i unutarnjih kotača ( $G_u$ ). Pretpostavlja se da na opterećenje kotača djeluju samo težina vozila ( $G$ ), centrifugalna sila ( $F_c$ ) i moment zvrka ( $M_{zv}$ ). Ukupno opterećenje vanjskih ( $G_v$ ) i unutarnjih kotača ( $G_u$ ) bit će (s oznakama prema sl. 12):

$$G_v = \frac{G}{2} + F_c \cdot \frac{h+r}{\rho} + \frac{\Sigma M_{zv}}{\rho}, \quad (14)$$

$$G_u = \frac{G}{2} - \left( F_c \cdot \frac{h+r}{\rho} + \frac{\Sigma M_{zv}}{\rho} \right), \quad (14a)$$

$$G_v + G_u = G.$$

Granični slučaj, iza koga dolazi do prevrtanja vozila, nastaje kad iščezne opterećenje unutarnjih kotača. Za  $G_u = 0$  slijedi:



Sl. 14. Stabilnost vozila u zaokretu

$$\frac{F_c}{G} \frac{h+r}{\rho} + \frac{\Sigma M_{zv}}{G} = \frac{G}{2}, \\ G_v = G.$$

No u zaokretu ne smije doći ni do klizanja vozila, pa mora biti zadovoljen uslov

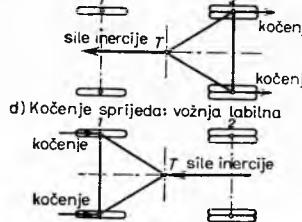
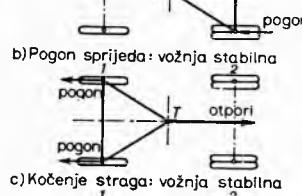
$$G \mu > S,$$

gdje je sa  $S$  označena suma svih bočnih sile, tj. centrifugalne sile, sile bočnog vjetra i bočne komponente težine kad vozilo zaokreće na cesti koja je pod poprečnim nagibom. U ovakvom općem slučaju mora biti zadovoljena — prema sl. 14 — jednadžba

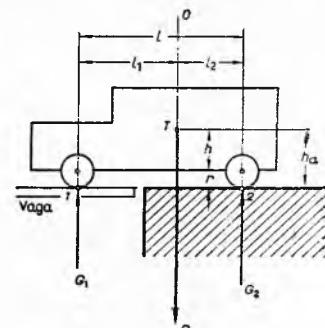
$$(G \cos \beta + S \sin \beta) \cdot \mu > G \sin \beta - S \cos \beta.$$

Na sl. 15 vidi se utjecaj izbora gonjenih i kočenih kotača na stabilnost vožnje i sigurnost upravljanja. Pogon prednjih kotača je povoljan za stabilnost vožnje a nepovoljan zbog manje vučne sposobnosti uslijed smanjenog opterećenja tih kotača. Kočenje prednjih kotača je povoljno zbog njihova povećanog opterećenja i bolje sposobnosti kočenja, a nepovoljno zbog smanjenja stabilnosti vožnje. Stabilnu vožnju osigurava pogon na prednjim i kočenje na stražnjim kotačima.

**Odredivanje težišta vozila** važno je da bi se moglo odrediti opterećenje prednjih i stražnjih kotača, kao i tačno ispitati stabilnost vozila. Pretpostavlja se da je vozilo simetrično opterećeno s



Sl. 15. Stabilnost vožnje i sigurnost upravljanja u slučajevima pogona i kočenja na prednjim i stražnjim kotačima



Sl. 16. Mjerenje opterećenja kotača vaganjem u horizontalnom položaju

obzirom na poprečnu ravninu, pa je prema tome potrebno samo odrediti koordinate težišta  $T$  u uzdužnoj ravnini ( $l_1$  i  $h_a$ , sl. 16 i 17). Vaganjem vozila u horizontalnom položaju (sl. 16) mogu se odrediti opterećenja prednjih i stražnjih kotača,  $G_1$  i  $G_2$ , kao i ukupna težina vozila  $G = G_1 + G_2$ . Razmak između prednjih i stražnjih kotača  $l$  može se izmjeriti.

Postavljanjem jednadžbi momenata s obzirom na dirališta kotača sa tlom, 1 i 2, mogu se odrediti razmaci do težišta ( $T$ ),  $l_1$  i  $l_2$ :

$$l_1 = l \cdot \frac{G_2}{G}, \quad (15)$$

$$l_2 = l \cdot \frac{G_1}{G}. \quad (15a)$$

Ako se povuče vertikala  $O$  na razmaku  $l_1$  od prednje osovine (1), na njoj će biti težište vozila ( $T$ ). Tačan smještaj težišta na vertikali može se odrediti grafički ili proračunom visine  $h_a$ .

Vaganjem prednjeg dijela vozila nagnutog pod kutom  $\alpha$  (sl. 17) može se odrediti opterećenje prednjih kotača ( $Q_1$ ). Postavljanjem jednadžbe momenata s obzirom na stražnju osovnu (2) utvrđuje se razmak  $p$  od osovine 2 do nove težišnice  $O'$ :

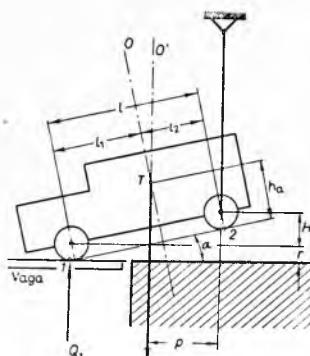
$$p = \frac{Q_1}{G} \cdot l \cos \alpha. \quad (16)$$

Povlačenjem vertikale  $O'$  dobiva se u sjecištu težišnica  $O$  i  $O'$  težište  $T$ .

Visina težišta iznad tla može se odrediti i proračunom iz

$$h_a = \frac{p - l_2 \cos \alpha}{\sin \alpha} + r \quad (17)$$

ili  $h_a = \frac{l^2}{H} \cdot \frac{Q_1 - G_1}{G} \sqrt{1 - \frac{H^2}{l^2}} + r. \quad (17a)$



Sl. 17. Mjerenje opterećenja kotača nagnutog vozila

#### VIBRACIJE VOZILA

Prilikom vožnje motornog vozila pojavljuje se u njemu velik broj vibracija, od kojih se obično razmatraju temeljne, one koje djeluju duž i oko triju glavnih osi  $x$ ,  $y$  i  $z$  kroz težište  $T$  (sl. 18), a pod utjecajem rada motora, stanja površine ceste preko koje vozilo prolazi, sila tromosti izazvanih ubrzavanjem ili kočenjem, vjetra, centrifugalnih sila i momenata zvuka u zaokretu. Vozilo mora biti tako izvedeno da se ove vibracije mogu prihvati i poništiti, kako bi se izbjegla mogućnost pojave rezonancije titraja uslijed superponiranja. Elastično ovješenje nadgradnje vozila preko pera omogućava doduše ublažavanje raznih impulsa koje vozilo prima dok je u pokretu, ali je ono i uzrok dugih i vrlo složenih vibracija izazvanih vanjskim i unutarnjim silama. Sistem ovješenja mora sve impulse prihvati, ublažiti i brzo amortizirati, pogotovo ako su amplitudne vibracije značajnije. Kod motornih vozila imamo redovito



Sl. 18. Osi kroz težište vozila  $x$ ,  $y$  i  $z$  oko kojih i u kojima dolazi do glavnih vibracija

složene elastične sisteme, jer vibracije nadgradnje izazivaju mnogi uzročnici, kao npr. pneumatici, glavna pera vozila, elastičitet okvira i osovine, pera samih sjedišta itd. Suvremene konstrukcije teže k tome da, uz izolaciju buke, bude i rezultirajuće titranje vozila za vrijeme vožnje što manje, ne samo zbog udobnosti već također zbog sigurnosti i izdržljivosti vozila.

Udobnost vožnje osigurana je ako su frekvencija i amplituda titranja što manje. Organizam čovjeka teško podnosi preko 6 titraja u sekundi, pogotovo ako su i visine titraja veće od 1 mm. U ležećem položaju podnose se vibracije još teže, pa bolesnička kola moraju u tom pogledu biti naročito pažljivo izvedena.

Trajanje titraja jednog pera ( $T$ ) može se odrediti iz izraza:

$$T = 2\pi \sqrt{m \cdot f} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}}, \quad (18)$$

u kojem je  $m$  masa koja na peru titra,  $f = \frac{1}{c}$  elastičitet pera,  $c = \frac{1}{f}$  karakteristika pera.

Ugodna se vožnja postiže ako se  $T$  kreće između 0,8 i 1,2 s, tj. sa približno 50...75 titraja u minuti. Kod  $T < 0,8$  s pojavljuju se značajne vertikalne akceleracije, tj. vrlo neugodna potresanja,

a kod  $T > 1,2$  s može doći do nelagodnog osjećaja, sličnog onome koji se pojavljuje pri ljuštanju broda na moru.

Sigurnost vožnje zahtijeva također da vibracije vozila budu što manje, kako bi kontakt kotača s terenom ostao uščuvan i bila задржана visoka adheziona sposobnost vozila, izuzetno važna za sigurno održavanje staze i upravljanje. U ovom je cilju potrebno za loše ceste predvidjeti tvrdja pera koja se brzo prilagodjuju profilu puta jer im je frekvencija titraja visoka pa su intervali raspona kotača vrlo kratki.

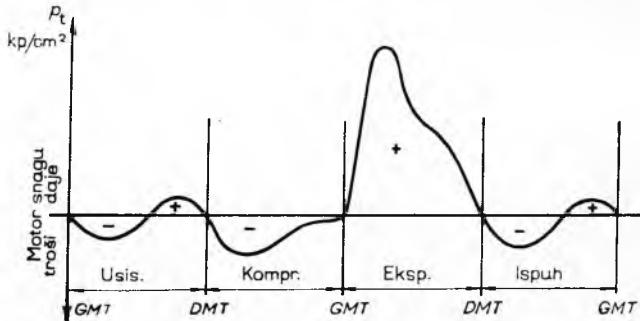
Izdržljivost vozila kao cjeline, a posebno pojedinih elemenata, vrlo mnogo zavisi od vibracija, naročito ako su njihove amplitude znatne. Dijelovi kola izvrgnuti su za vrijeme vožnje znatnim naprezanjima uslijed pojave titranja, što može dovesti i do lomova izazvanih savijanjem ili torzijom, odnosno kombinacijom ovih naprezanja.

**Vibracije izazvane radom motora.** Vozila u koja su ugrađeni klipni motori, a to su danas više ili manje sva, podliježu vibracijama izazvanim promjenljivim zakretnim momentom, slobodnim centrifugalnim silama ekscentričnih masa u rotaciji i silama inercije izazvanim od masa u alternativnom gibanju.

Rad klipnih motora nije kontinuiran, nego na 4 ili 2 hoda klipa dolazi svega jedan radni takt. Osim toga, tokom ovog taktova mijenja se pritisak na dno klipa, pa prema tome i zakretni moment motora. Predodžbu o promjenljivom zakretnom momentu daje tangencijalni dijagram motora. Na sl. 19 prikazan je tok specifične tangencijalne sile ( $p_t$ ) na krugu rukavca glavne osovine za 1-cilindarski, 4-taktni motor. Dijagram pokazuje neujednačenost tangencijalne sile tokom taktova usisa, kompresije, ekspanzije i ispuna. Ova specifična tangencijalna sila uglavnom je pozitivna samo tokom radnog taktta. (Sa GMT i DMT označene su gornja i donja mrtva tačka.) Promjenljivi zakretni moment izaziva reakcijski moment u samom motorskom bloku, kao i torzionalne vibracije u glavnoj osovinu i ostalim, pomoćnim osovinama motora i vozila koje prenose zakretne momente. Uslijed tih vibracija može doći i do lomova osovine izazvanih zamaranjem koje je često uzrokovano i rezonancijom titranja. U svakom slučaju torzionale vibracije izazivaju buku u zupčanicima i njihovo oštećivanje. Pri pojavi ovih vibracija u bregastoj ili pogonskoj magnetskoj osoVINI (Otto-motora) dolazi do promjenljivog momenta otvaranja i zatvaranja ventila, kao i variranja prepaljenja.

Primjenom većeg broja cilindara postiže se mnogo ujednačeniji tangencijalni dijagram, pa su prema tome i manje torzionalne vibracije, koje mogu biti prigušene pogodno izvedenim masama, vezanim putem trenja s jednim krajem glavne osovine.

Slobodne centrifugalne sile ( $F_{ct}$ ) unutar motora (sl. 20), mogu biti eliminirane ili prihvocene. One će biti eliminirane putem izjednačenja posebnim masama, protutegovima ( $m_s$ ), a prihvocene mogu biti od karterskih ležajeva, smještenih uz svaki rukavac dobro dimenzionirane glavne osovine. U ovom će posljednjem slučaju slobodne centrifugalne sile ipak izazivati vibracije, koje će



Sl. 19. Tok specifične tangencijalne sile za jednocijlindarski četverotaktni motor

se od motora prenosi dalje na podvozje i nadgradnju vozila. Sile tromosti (inercije) izazvane masama ( $m$ ) koje se alternativno gibaju unutar motora mogu se samo djelomično, a izuzetno i potpuno poništiti ili prihvati, i to izvedbom većeg broja cilindara i njihovim pogodnim poređajem na kućištu, protutegovima, malim masama u alternativnom gibanju i, konačno, izvedbom dobro dimenzioniranih glavnih osovin.

U alternativnom gibanju nalaze se klipovi s karikama, osovinica klipa i glava klipnjače. Mase ovih dijelova izazivaju tokom rada motora sile tromosti koje također dovode do vibracija motora ako je broj cilindara manji od 6. Ove sile djeluju u osi cilindra sa smjerom koji je u GMT upravljen van, a u DMT unutar kućišta motora. Sile tromosti ( $F'$ ) direktno su proporcionalne masi dijelova koji se alternativno gibaju ( $m$ ), radijusu rotiranja rukavca glavne osovine ( $r$ ) i kvadratu kutne brzine ( $\omega^2$ ); one zavise od kuta  $\alpha$  i odnosa  $\lambda = r/l$  (sl. 20). Sa  $l$  je označena dužina klipnjače.

$$F' \approx mr\omega^2(\cos\alpha \pm \lambda \cos 2\alpha). \quad (19)$$

Ovo je približan izraz za  $F'$ , kojim su određene samo sile tromosti 1. i 2. reda.

Maksimalna vrijednost ( $F'_{\max}$ ) postiže se u GMT:

$$F'_{\max} \approx mr\omega^2(1 + \lambda), \quad (19a)$$

a minimalna vrijednost ( $F'_{\min}$ ) u DMT:

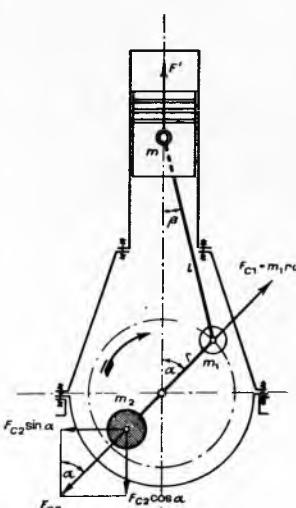
$$F'_{\min} \approx -mr\omega^2(1 - \lambda). \quad (19b)$$

Na sl. 21 prikazan je tok sila tromosti (inercije) 1-cilindarskog motora za vrijeme jednog okreta. S obzirom na razlike u veličini ovih sila u GMT i DMT, nemoguće ih je potpuno poništiti počevanjem mase protutega  $m_2$ , sl. 20. Iz iste se slike vidi da će samo vertikalna komponenta centrifugalne sile protutega  $F_{c2}$ , dakle  $F_{c2} \cdot \cos\alpha$ , biti kadra ustanoviti vibracije izazvane silom  $F'$ . Horizontalna komponenta  $F_{c2} \cdot \sin\alpha$  unosi u sistem nova potresanja u horizontalnoj ravni, koja se mogu dobrim dijelom prihvatići vijcima za učvršćenje motora na njegovo postolje.

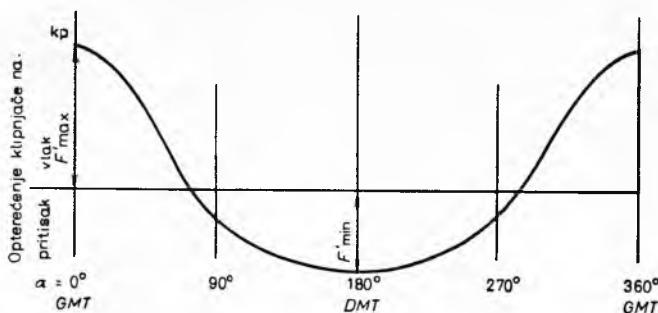
Potresanja uslijed tromosti masa u alternativnom gibanju potpuno su isključena npr. kod dvotaktnih Diesel-motora sa dvostrukim klipovima u cilindrima, tipa »Junkers«.

**Vibracije izazvane voznjom.** Vrlo znatne vibracije vozila mogu biti izazvane samom vožnjom. Na takve vibracije utječu npr. izvedba i stanje ceste, izvedba i stanje guma, izvedba i stanje pera i amortizera, lepršanje prednjih kotača, kočenje i ubrzavanje vozila.

Neravna cesta dovodi do vibracija kotača, koje se prenose na podvozje i nadgradnju (karoseriju). Ukoliko su neravnosti nepravilno raspodijeljene duž ceste, bit će ove vibracije manje



Sl. 20. Djeđovanje centrifugalnih i inercijskih sile u jednocilindarskom motoru



Sl. 21. Tok sila inercije jednocilindarskog motora

opasne jer je mogućnost rezonancije smanjena. Pritisak zraka u gumi utječe na frekvenciju i amplitudu titranja vozila.

Podvozje počiva obično na lisnatim cilindričnim ili torzionim perima, koja apsorbiraju rad impulsa, a zatim ga pod utjecajem amortizera postepeno oslobadaju. Poželjno je za udobnost vožnje da se trajanje jednog titraja nadgradnje vozila kreće oko 1 sekunde

i da opterećenje vozila što manje utječe na frekvenciju titranja. Sistemi ovješenja kod kojih se trajanje titranja ne mijenja s opterećenjem zovu se izohroni. Pojedina praktički izvedena ovješenja podvozja mogu se približiti više ili manje izohronom sistemu, za koji mora biti zadovoljen uslov  $m \cdot f = \text{konst.}$ , tj. produkt mase koja na peru titra ( $m$ ) i elasticiteta pera ( $f$ ) mora ostati nepromijenjen. To znači da pri povećanom opterećenju vozila elasticitet pera mora biti manji, i obrnuto.

Meka pera imaju manju frekvenciju titranja i teže osiguravaju kontakt kotača s terenom. Pogodnom izvedbom i kombinacijom pera moguće je znatno se približiti uslovima idealnog izohronog sistema.

Pod utjecajem progiba pera prednjih kotača i njihove povezanosti s upravljačkim mehanizmom dolazi ponekad do lepršanja ovih kotača i do vibracije cijelog vozila.

Razumljivo je da će i pri svakom naglom ubrzavanju i kočenju doći do pojave sile inercije, koje će izazvati promjenu opterećenja prednjih i stražnjih pera, pa prema tome i vibracije vozila.

Ukoliko vozilo vuče za sobom još i prikolicu, ona će također utjecati na vibracije trakcionih kola, jer ona ne slijedi idealno trag vozila koje je vuće; prikolica prima na putu i bočne impulze, a ima i vlastitu inerciju koja dolazi do izražaja pri kočenju i ubrzajuju. Sve ove sile utječu na trakciono vozilo i potresaju ga.

Da bi vibracije vozila bile što brže potisnute, neophodno je na pogodna mjesta ugraditi uređaje za prigušivanje vibracija (amortizere), prvenstveno onih koje su usmjereni u vertikalnom smjeru. Prigušivanje se može vršiti putem frikcionih, hidrauličkih, pneumatskih ili gumenih amortizera. Na sl. 22 prikazan je jedan slobodan i jedan prigušen titraj pera. Karakteristika amortizera može se mijenjati, pa se prema tome može utjecati na intenzitet gušenja vibracija. Samostalnim elastičnim ovješenjem svakoga kotača vozila i amortiziranjem vibracija može se titranje nadgradnje vozila svesti na najmanju moguću mjeru.



Sl. 22. Prigušivanje vibracije pera

#### ISPITIVANJE MOTORA I VOZILA

**Ispitivanje motora.** Od vrlo velikog broja raznih ispitivanja kojima su tokom fabrikacije podvrgnuti pojedini dijelovi motora, motorski pribor i konačno sam motor kao cjelinu, ovdje će se spomenuti samo neka značajnija završna provjeravanja u cilju utvrđivanja kvaliteta motornog goriva, potrošnje goriva i maziva, potrošnje zraka, prirode procesa izgaranja u motoru, snage motora, karakteristika sistema hlađenja i vibracija motora.

Prije prijelaza na ispitivanje samog motora treba utvrditi da li *kvalitet motornog goriva* udovoljava propisanim uslovima u pogledu općih fizikalnih i kemijskih osobina. Osim toga, gorivo mora biti dovoljno otporno prema pojavi detonacije, što će se ispitati u posebnom jednocilindarskom motoru (npr. motoru C. F. R. ili I. G.), u kome je za vrijeme rada moguće mijenjati stupanj kompresije, vrstu goriva i ostale uslove rada, sa ciljem da se izazove detonantno izgaranje u cilindru. S pomoću takvih specijalnih motora tipa Otto i Diesel može se odrediti oktanski ili cetanski broj goriva. Ovim je brojevima, koji se teoretski kreću od 1 do 100, određena otpornost prema detonaciji, i to oktanskim brojem za Otto-motore, a cetanskim brojem za Diesel-motore.

Uobičajene vrijednosti za oktanske brojeve goriva kreću se za današnje konstrukcije automobilskih Otto-motora između 70 i 100. Niže vrijednosti odgovaraju motorima s manjim stupnjem kompresije, bolje hlađenima i općenito manje toplinski opterećenima. Motori trkačih vozila, često snabdjeveni i kompresorom, zahtijevaju goriva najvišeg oktanskog broja. Cetanski brojevi goriva za Diesel-motore kreću se između 45 i 80.

Uslijed detonantnog (naglog) izgaranja u motoru može doći do visokih pritisaka i temperatura u cilindrima, pa i do pojave teških kvarova na vitalnim elementima motora (cilindrima, ventilima, klipovima, prstenima klipova, klipnjačama, glavnim osovinama).

Potrošnja goriva i maziva jednog motora je glavna karakteristika kojom su određeni pogonski troškovi. Ova se potrošnja određuje u kilogramima ili litrima kroz 1 sat rada, pri tačno određenom opterećenju na probnoj stanicu, tj. uz poznatu snagu motora. Mjerjenje utrošenog goriva može se provesti s pomoću pogodne staklene menzure, preko koje se dovodi gorivo u karburator, odnosno pumpu za ubrizgavanje, i koja omogućava tačno očitavanje vremena u kome je utrošena poznata nam količina goriva (npr. 100, 200 ili 500 cm<sup>3</sup>). Iz potrošnje goriva u cm<sup>3</sup> ili gramima, poznatog vremena rada i motorne snage može se odrediti specifična potrošnja goriva u g/KSh.

Potrošnja goriva ili maziva može se slično odrediti i vaganjem rezervoara iz koga se crpe gorivo, odnosno mazivo, tokom izvjesnog vremena, a uz poznatu snagu motora.

Utrošak maziva za motore koji sadrže mazivo u kućištu utvrđuje se mjerjenjem nivoa prije kontrolnog ispitivanja, koje može trati više sati, i dopunjavanjem maziva u kućištu iz menzure dok se ne postigne nivo utvrđen prije početka ispitivanja. Količina maziva koja je upotrijebljena za dopunjavanje nivoa u kućištu odgovara količini ulja utrošenoj tokom onog vremena u kome je ispitivanje vršeno. Odnos utrošenog maziva u gramima na sat i snage motora u KS daje specifičnu potrošnju maziva u g/KSh.

Potrošnja zraka od strane motora omogućava da se pobliže odredе karakteristike procesa izgaranja. Mjerjenje količine zraka vrši se s pomoću pogodnog plinomjera, uvezši dakako u obzir pritisak zraka, temperaturu i vlagu, koji podaci omogućavaju da se u motor usisana količina zraka svede na standardne uslove, npr. barometarski pritisak od 760 mm Hg, temperaturu od 20° C i vlagu od 0 mm Hg.

Snaga motora može se odrediti iz indikatorskog dijagrama ili kočenjem. Iz indikatorskog dijagrama određuje se *indicirana snaga* ( $P_i$ ) prema jednadžbi:  $P_i = k A n_a$ , u kojoj je  $n_a$  broj radnih ciklusa motora u jedinici vremena,  $A$  korisna površina indikatorskog dijagrama,  $k$  koeficijent proporcionalnosti između rada i površine indikatorskog dijagrama.

Kočenjem motora na mehaničkoj, aerodinamičkoj, hidrauličkoj ili električnoj ispitnoj stanicu može se odrediti *stvarna (efektivna ili raspoloživa) snaga motora* ( $P_e$ ). Mehanička energija motora pretvara se u kočnici u neku drugu formu energije (rad trenja, vrtloženje zraka ili vode, električnu energiju), koja omogućava određivanje reakcionog momenta vagom ili mjerjenje proizvedene električne energije. Najjednostavniji mehanički uredaj

Analogno se vrši određivanje snage i ostalim vrstama kočnica, koje moraju uvijek oscilirati oko svoje osi ako se želi odrediti reakcioni moment. Pri izravnom električnom kočenju motor je spojen sa čvrstom generatorom u kome se transformira gotova sva mehanička energija u električnu, a ova se troši u pogodnom otporniku. Snaga motora proizlazi iz izraza

$$P_e = \frac{u I}{\eta},$$

u kojem je  $u$  napon struje proizvedene u generatoru,  $I$  jačina struje,  $\eta$  koeficijent djelovanja generatora, koji se može očitati iz dijagrama za odgovarajući broj okreta.

Snaga kočenog motora može se odrediti i s pomoću posebnih instrumenata kojima se može utvrditi zakretni moment, prenesen preko tarirane i na torziju opterećene osovine. Kut upredanja osovine proporcionalan je prenesenom momentu, uz odredene mehaničke osobine materijala i konstantnu mjernu dužinu.

*Karakteristike sistema hlađenja* određuju se obično na posebnoj probnoj stanicici opremljenoj za ispitivanje količina i temperaturu rashladnog sredstva, tekućine ili zraka. Toplina odvedena sistemom hlađenja može se odrediti mjerjenjem količine fluida koji prolazi kroz cilindarske košuljice motora u jedinici vremena i temperature vode na ulazu i izlazu iz motora:

$$q = mc \Delta t,$$

gdje je  $q$  toplina odvedena sredstvom za hlađenje u jedinici vremena;  $m$  protok mase sredstva za hlađenje u jedinici vremena;  $c$  specifična toplina sredstva za hlađenje u području ulazne temperature: za vodu  $c \approx 1,000$  kcal/kg °C, za glikol  $c \approx 0,627$  kcal/kg °C, za zrak  $c \approx 0,24$  kcal/kg °C, pri konstantnom pritisku;  $\Delta t$  razlika temperature sredstva za hlađenje na izlazu i ulazu.

*Vibracije motora* treba eliminirati koliko je to moguće, jer one dovode do zamaranja dijelova, pa i lomova, a znatno smanjuju i udobnost vožnje. Da bi se mogle poduzeti potrebne mjere za oticanje vibracija, treba ih utvrditi s obzirom na njihovu prirodu i veličinu. Utjecaj promjena izvedenih na uzročnicima vibracija može se lako odrediti s pomoću pogodnih mehaničkih ili električnih uredaja za registriranje vibracija.

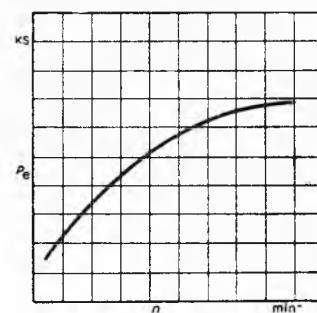
**Ispitivanja općih konstrukcijskih i eksploracionih karakteristika vozila u tvornici.** Prije serijske produkcije motornih vozila prilazi se izradi i ispitivanju modela, a zatim izradi vozila i ispitivanju njegovih karakteristika.

*Ispitivanje modela vozila* vrši se prvenstveno u tunelu u kome se mogu snažnim ventilatorom izazvati brzine struje zraka koje odgovaraju najvećim relativnim brzinama koje će se kod projektiranog vozila moći pojaviti prilikom vožnje. Cilj ovih ispitivanja je da se utvrdi koeficijent otpora zraka vozila, kao i ukupna snaga potrebna vozilu za savladavanje otpora zraka pri raznim brzinama. Model vozila izведен je tačno prema vozilu kojemu bi trebalo provoditi, ali u smanjenom mjerilu.

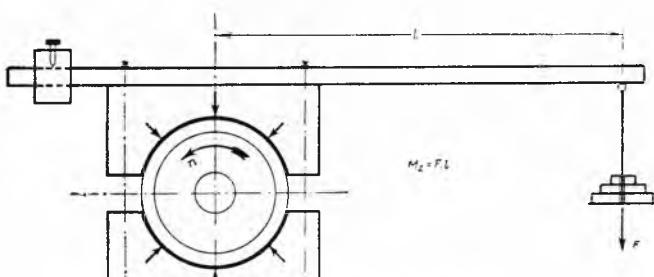
Mjerena otpora zraka, pritisaka i depresija na pojedinim površinama vozila izvode se u zračnom (strujnom) tunelu s pomoću jedne ili više preciznih vaga i manometara. Prikupljeni podaci omogućavaju vršenje korektura oblika vozila u cilju postizanja što povoljnijeg koeficijenta otpora zraka (v. Aerotunel).

Osim ispitivanja modela u zračnom tunelu vrše se gdjekada i ispitivanja modela vozila sa samostalnim pogonom, vlastitim sistemom kočenja i upravljanja, a zbog kontrole ponašanja ovih modela u vožnji uz razne konstrukcione izvedbe. Od posebnog je interesa da se utvrdi utjecaj pojedinih varijanata zagona kotača, kočenja i upravljanja, kao i da se ustanovi ponašanje vozila kada na njega djeluju izvjesne vanjske sile.

*Ispitivanje općih konstrukcijskih karakteristika vozila u tvornici* vrši se u cilju određivanja raspoložive snage vozila, karakteristika sistema upravljanja, kočenja, elastičnog ovješenja i udobnosti vožnje.



Sl. 24. Krivulja snage motora



Sl. 23. Načelna izvedba Pronyjeve kočnice

za ispitivanje efektivne snage motora je Pronyjeva kočnica (sl. 23). Ona djeluje kočenjem jednog kraja motorske osovine na koji se učvrsti pogodno izveden bubanj. Kočenje se vrši zatezanjem na bubanj papučica od drveta, fibera, ferodosa ili drugog materijala i mjerjenjem reakcionog zakretnog momenta motora ( $M_z$ ) na poluzi vase:

$$M_z = F \cdot l,$$

gdje je  $F$  sila koja izjednačava zakretni moment na kraku  $l$ .

Efektivna snaga  $P_e$  proizlazi iz  $P_e = M_z \cdot n$ , gdje  $n$  označuje broj okreta kočene osovine u jedinici vremena, koji se može odrediti obrtomjerom, totalizatorom ili stroboskopom. Ovakvim se ispitivanjem može utvrditi i zavisnost snage od broja okrta tj. krivulja snage motora (sl. 24). Ona je definirana nizom vrijednosti  $P_e$  kod punе snage motora pri različitim brojevima okreta motorske osovine ( $n$ ), koje se dobivaju jačim ili slabijim kočenjem bubnja.

*Raspoloživa snaga na kotačima vozila* može se odrediti s pomoću specijalne ispitne stanice, na kojoj se gonjenim kotačima zagonje bubenjevi hidrauličke ili električne kočnice, tako da se može na temelju očitanog zakretnog momenta i broja okreta izračunati snaga motora raspoloživa na kotačima vozila.

*Ispitivanje karakteristika sistema upravljanja, elastičnog ovješenja i udobnosti vožnje* provodi se na prototipovima vozila u tvornici, u cilju postizavanja optimalnih eksploatacionih uslova, koji utječu mnogo na konačnu ocjenu vozila. Za udobnost vožnje bit će od najvećeg značaja izvedba elastičnog ovješenja s uređajima za prigušivanje vibracija i smanjivanje buke u vozilu. Kontrola sistema elastičnog ovješenja može se provesti s pomoću mnogih instrumenata koji registriraju vibracije primjenom mehaničkih, optičkih ili električnih metoda. Osim motora i drugih dijelova vozila u pokretu, na vibracije mogu vrlo nepovoljno utjecati i kotači.

Udobnost vožnje u osobnim vozilima zahtijeva da se izvrše i ispitivanja nepropustljivosti za kišu i prašinu. Ova se kontrola vrši u posebno izvedenim komorama u kojima mlazovi vode udaraju sa svih strana u vozilo ili ovo radi u vihoru prašine.

Sposobnost puštanja u pogon i rada motora pri temperaturama od  $-50^{\circ}\text{C}$  predstavlja također važno tvorničko ispitivanje na temelju koga se može ujedno izvesti zaključak o izdržljivosti laka i nekih drugih elemenata motora i vozila prema niskim temperaturama, kao i o radnoj sposobnosti uređaja za zagrijavanje vozila.

Serijski se u produkciji i u eksploataciji motornih vozila vrši ispitivanje sistema kočenja, koji je od najvećeg značaja za sigurnost vožnje. Mjere se sile kočenja na svakom pojedinom kotaču i pravilno reguliraju kočnice. Mechanizam je ugrađen ispod površine pokretnih traka koje prenose gibanje kotača.

*Ispitivanje osobina vozila u vožnji.* Kad su završena sva ispitivanja u odjeljenjima i laboratorijsima tvornice, pristupa se temeljitim ispitivanjima vozila i u eksploataciji, i to pod najtežim uslovima koji mogu u praksi nastupiti. Ovim se ispitivanjima posebno strogo podvrgava sistem upravljanja, elastičnog ovješenja i kočenja. Sistem kočenja i sposobnost ubrzavanja ispituju se da se odredi retardacija i sposobnost akceleriranja vozila pod raznim uslovima iskorišćenja.

Ispitivanja se vrše pod raznim nagibima, da bi se utvrdile stvarne sposobnosti ubrzavanja u pojedinim brzinama. Maksimalna brzina određuje se na posebnoj stazi ili trkalištu sposobnom da prihvati velike centrifugalne sile koje bi mogle izazvati prevrtanje.

Izdržljivost kotača, pera, amortizera, osovina, okvira, nadgradnje, instrumenata itd. renomirani svjetski proizvođači motornih vozila ispituju pod izvanredno oštrom uslovima. Staze kojima takva vozila prolaze vrlo su teške, a u nekim se slučajevima zahtijeva i ispitivanje ispravnog rada motora i nepropustljivost vozila na prolazu kroz vodu odredene dubine. Terenska vozila se ispituju pod najtežim uslovima vožnje koji se mogu očekivati u eksploataciji.

#### OSOBINE VOZILA

Motorno vozilo bit će definirano svojim temeljnim karakteristikama koje su odredene: vrstom pogona, snagom motora i njegovim specifičnim konstrukcionim osobinama; osobinama mjenjačkog mehanizma; nosivošću, odnosno brojem osoba koje vozilo može prevesti; općim i specifičnim konstrukcionim osobinama podvozja sa sistemom ovješenja, upravljanja i kočenja, kao i izvedbom nadgradnje (karoserije).

Podvozje (franc. châssis, engl. chassis, njem. Fahrgestell) bitni je dio svakog motornog vozila i sastoji se od: okvira ili postolja na koje je učvršćen motor sa svim ostalim elementima i sklopovima pogona, zatim pribor vozila i nadgradnja; prenosnog mehanizma od motora do kotača, tj. spojke, mjenjačke kutije, osovina, zglobova, lanaca, zupčanika, odnosno mehanizma za izjednačenje (diferencijala) i kotača; pera i uređaja za prigušivanje vibracija vozila; mehanizma za upravljanje i mehanizma za kočenje.

Prije prijelaza na konstrukcionu razradu motornog vozila, odnosno na izbor vozila, neophodno je imati podatke: o vrsti upotrebe, o prometnim karakteristikama i o namjeni vozila.

Vrsta upotrebe vozila može biti višestruka, npr. vozilo može biti predviđeno za transport osoba, transport tereta, transport

osoba i tereta, vuču prikolica i pogon poljoprivrednih strojeva ili za specijalne komunalne, građevinske, poljoprivredne i druge svrhe. Motornim vozilom u užem smislu smatra se stroj kome je glavni zadatak transport osoba ili tereta.

Od vozila predviđenih za transport ljudi zahtijeva se: da potresanje i buka tokom vožnje bude što manja, da sjedišta budu udobna, da ulaz i izlaz iz vozila bude lak, dobra zaštita protiv nevremena, vrućine i hladnoće, dobro provjetravanje vozila, dovoljna brzina transporta (najmanje 70 km/h za osobna vozila na horizontalnom putu), dobra vidljivost puta. Snage motora serijskih vozila ove kategorije kreću se između 20 i 300 KS, a brzine između 60 i 180 km/h.

Vozila namijenjena transportu tereta treba da imaju: veliku ekonomičnost određenu odnosom  $\epsilon = \text{koristan teret/vlastita težina}$  (ovaj se odnos kreće u granicama između 0,5 i 2; neophodno je da vozilo bude izvedeno što lakše, jer će mu onda i potrošnja goriva biti manja: kad su visoke vrijednosti odnosa  $\epsilon$ , dolazi do smanjivanja ubrzanja i brzine vozila); mogućnost lakoga utovara i istovara; mogućnost lakog prilagodivanja tovarnog prostora raznom materijalu i dovoljnu brzinu vožnje (min. 50 km/h). Snage motora ovih vozila kreću se između 50 i 300 KS, a brzine između 50 i 100 km/h.

Uslovi za vučna kola (teglenjake) i traktore: maksimalna brzina obično iznosi za vučna kola 20...70 km/h a za traktore do 25 km/h; vučna sila u 1. brzini doseže obično 1...7 MP, ukoliko se ne radi o izuzetno lakinim izvedbama; snaga motora: 30...200 KS.

Prometne karakteristike utječu također na koncepciju vozila. Nije bez značaja za konstrukciju da li se vozilo predviđa za iskorišćenje na dobrom cestama ili na slobodnom terenu, u gradskom ili međugradskom saobraćaju.

Gradske ulice, dobre ceste, a pogotovo autostrade, dopuštaju vozilu: veće brzine; manju visinu najniže točke vozila iznad tla (clearance, sl. 25,  $h \approx 160\text{--}300 \text{ mm}$ ); manje iznose za vertikalni progib pera; veće opterećenje osovinu i manju sposobnost penjanja.

Vozilo predviđeno za gradski saobraćaj trpi pod utjecajem stalnih ubrzavanja i usporavanja. Težina vozila ne smije biti velika. Moraju biti osigurana elastičnost zagonskog mehanizma i lakoća uključivanja i isključivanja brzina.

Za međugradski saobraćaj vozila po dobroj cesti ili autostrade predviđaju se kola za veliku brzinu i trajan rad pod istim uslovima. Utjecaj otpora zraka je znatan, pa je koristan i aerodinamičan oblik vozila. Zagonski mehanizam radi pod trajnim punim opterećenjem. Postolje vozila slabo je opterećeno, a gume znatno, zbog brze vožnje.

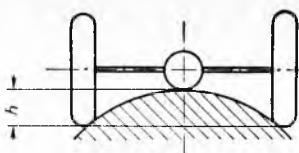
Slobodan teren zahtijeva: veću poprečnu i uzdužnu visinu najniže točke podvozja iznad tla; malo specifično opterećenje kotača; što kraći stražnji kraj vozila iza osovine; gume s velikom adhezionom sposobnosti, ukoliko nije potrebno primijeniti i trakcijski lanac; veliku mogućnost za ugib pera; veliku sposobnost penjanja, tj. veći broj brzina.

Namjena vozila za određeni krug potrošača bit će također značajna za samu konstrukciju i osobine.

Kad se vozila izrađuju za strano tržište, treba uzeti u obzir saobraćajne propise dotične zemlje i zahtjeve potrošača, što može utjecati na nosivost vozila, unutarnju opremljenost, smještaj upravljača i slično.

Zbog znatnih razlika u tehnološkom procesu pri pojedinačnoj i velikoj serijskoj proizvodnji na vrpci mogu se pojaviti izvjesne specifičnosti u karakteristikama izvedenih vozila. Službeni propisi utjecat će često na dimenzije vozila, opterećenje osovinu, poprečni razmak kotača, kao i na broj i značajke tipova vozila.

Opće osobine nekog motornog vozila određene su i načinom pokretanja, tj. ostvarivanja vučne sile. U tom pogledu mogu biti sva vozila podijeljena u dvije grupe, prema tome da li se vučna sila ostvaruje na periferiji kotača ili trakcionog lanca. Ovime će obično biti i definirana načelna izvedba podvozja.



Sl. 25. Minimalna poprečna visina vozila iznad tla

**Vozila s kotačima.** Kotači motornih vozila snabdjeveni su danas gotovo redovito pneumaticima, koji mnogo pridonose elastičnoj i ugodnoj vožnji jer osjetno amortiziraju vertikalne udare. Pone gume primjenjuju se kod određenih tipova vojnih i industrijskih vozila, a čelični ozubljeni kotači zadržani su do danas samo kod nekih poljoprivrednih traktora predviđenih za rad na

klizavim i tvrdim terenima, na kojima oni ostvaruju visoke koeficijente trenja, pa prema tome i veliku vučnu sposobnost.

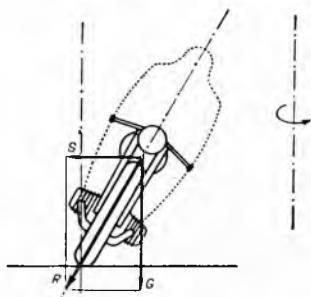
**Vozila sa 2 kotača,** tj. motorne dvokolice, snabdjevene su redovito Otto-motorom čija se cilindarska zapremina kreće obično između 75 i 1000 cm<sup>3</sup> a snaga od 1 do 35 KS. Broj brzina: 2 do 4. Zagon je predviđen na stražnjem kotaču, koji je opterećen sa približno 60 % ukupne težine. Zakretni se moment prenosi preko lanca, direktnog zahvata zupčanika ili kardanske osovine.

Predviđeni prednji upravljeni kotač (sl. 26) omogućuje da se on automatski vrati u smjer vožnje nakon zaokreta, i to pod utjecajem povratnog momenta  $M = F_k \cdot a$ , gdje je  $F_k$  otpor kotrljanja i  $a$  krak sile  $F_k$ .

Stabilnost motornog kotača pri vožnji u pravcu i zaokretu bit će osiguran ako rezultirajuća sila  $R$  ukupne težine  $G$  i bočne sile  $S$  (centrifugalne sile, vjetra), prolazi kroz dijalište kotača s terenom (sl. 27) iako je zadovoljen opći uslov za otpor klizanja  $G \mu > S$ .

Primjena motornih dvokolica s kotačima malog promjera (Roller, scooter) povoljna je za dobre puteve jer dovodi do veće stabilnosti vožnje.

Sl. 26. Predviđeni prednji upravljeni kotač



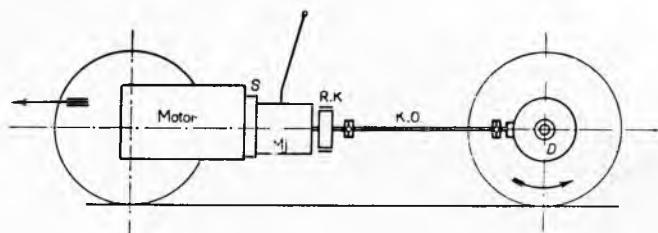
Sl. 27. Djelovanje sile na motorni kotač u zaokretu

(Roller, scooter) povoljna je za dobre puteve jer dovodi do veće stabilnosti vožnje.

**Vozila sa 3 kotača** primjenjuju se u sportskom motociklizmu, a služe i za transport lakih tereta. Tip motora: Otto. Cilindarska zapremina prelazi 400 cm<sup>3</sup>. Broj brzina: 3 do 4 naprijed i 0 do 1 natrag. Njihova je stabilnost bolja od stabilnosti motornih dvokolica, a lošija od stabilnosti vozila sa 4 i više kotača. Već prema rasporedu kotača ova vozila ostavljaju na terenu 2 ili 3 traga. Sa dva traga karakterizirana su sportska vozila, a sa tri komercijalna, koja se odlikuju lakoćom i niskom cijenom. Otpori kotrljanja vozila sa tri traga veći su na mekom terenu. Zagon je predviđen na jednom ili oba stražnja kotača.

**Vozila sa 4 kotača** primjenjuju se za transport osoba i tereta, za razne poljoprivredne, građevinske i ostale rade. Snaga motora kreće se — već prema kategoriji vozila — između 20 i 300 KS. Na osobnim vozilima primjenjuje se gotovo redovito Otto-motor, a na teretnim većim dijelom motor tipa Diesel. Neka osobna vozila, predviđena za gradski saobraćaj, zagonjena su elektromotrom, napajanim električnom energijom iz akumulatorske baterije ili iz mreže (trolejbus). Broj brzina uz primjenu motora s unutarnjim izgaranjem: 3 do 6 naprijed i 1, izuzetno 2, brzine nazad. Na vozilima sa 4 i više kotača moraju biti predviđena dva odvojena sistema kočenja (na kotačima i zagonskoj osovini). Zagon je predviđen na stražnjim, na prednjim ili na stražnjim i prednjim kotačima terenskih vozila. Načelno se predviđa zagon kotača koji su više opterećeni, tj. koji omogućuju veću trakcionu sposobnost vozila. Zagon stražnjih kotača čini vožnju manje sigurnom i zahtijeva veći napor pri upravljanju vozilom. Zagon prednjih kotača u ovom je pogledu povoljniji, ali obično on omogućuje manju trakcionu sposobnost. Kočnice se primjenjuju na svim kotačima vozila. Smještaj motora predviđa se na prednjem dijelu

vozila, straga ili ispod podvozja, što zavisi od opće konцепцијe vozila i eksploatacionalih karakteristika koje se žele postići. Na sl. 28 prikazana je shematski izvedba jednog vozila s motorom naprijed i zagonom straga preko spojke ( $S$ ), mjenjača ( $M_j$ ), bubnja ručne kočnice (R.K.), kardanskih zglobova i osovine (K.O.) do diferencijala ( $D$ ) i stražnjih kotača.



Sl. 28. Dispoziciona shema automobila s motorom naprijed i zagonom straga

Traktori i vučna kola sa 4 kotača imaju motor smješten redovito na prednjem dijelu vozila. Snaga motora: obično između 30 i 200 KS. Minimalna brzina: 4...6,5 km/h. Maksimalna brzina traktora iznosi 25 km/h a trakcionih kola do 70 km/h.

Radi postizavanja velike vučne sposobnosti meću se na traktore s gumenim kotačima za meki teren velike i meke (natpritisak: 1...2 at), duboko profilirane zagonске gume, ponekad snabdjevene i posebnim čeličnim hvataljkama radi povećanja koeficijenta trenja. Za tvrdi teren mogu se gume puniti vodom ili 25% tlim rastvorom CaCl<sub>2</sub> u vodi, koji sprečava zamrzavanje.

**Vozila sa 6 ili više kotača** primjenjuju se kada se želi postići rasterećenje guma ili osovine. Snaga motora: obično između 60 i 200 KS. Broj brzina: 4...6 naprijed i jedna, izuzetno dvije natrag.

**Vozila s trakcionim lancima (gusjeničari).** Primjena trakcionih lanaca mjesto kotača dolazi u obzir obično na težim traktorima i specijalnim vozilima, kada se želi smanjiti specifični pritisak kotača na površinu tla (0,3...0,5 kp/cm<sup>2</sup>), postići veća trakciona sposobnost vozila zbog povećanog koeficijenta trenja (1...1,2) i veće adhezije težine, omogućiti siguran prelaz vozila preko neravnog terena. Vozila s trakcionim lancima ostvaruju vrlo veliku vučnu silu i snagu na kuki. U ova se vozila ugraduju većinom motori tipa Diesel sa snagom od 20...60 KS za potrebe poljoprivrede, 60...150 KS za potrebe građevinarstva, 100...250 KS za potrebe vojske.

#### EKONOMIČNOST MOTORNIH VOZILA

Osnovni zadatci privrednih motornih vozila je u tome da se neki broj putnika ili određeni teret preveze na određenu daljinu za što kraće vrijeme i sa što manjim troškom. Prema ovom cilju bit će usmjerene i konstrukcije vozila, kao i njihova proizvodnja. Ukupna ekonomičnost zavisi od specifične ekonomičnosti vozila i njegovog racionalnog iskorišćenja.

**Specifična ekonomičnost** motornog vozila zavisi od njegove nabavne cijene, odnosa korisnog i mrtvog tereta, pogonskih troškova i izdržljivosti vozila u upotrebi.

Niska nabavna cijena vozila utječe znatno na ekonomičnost u slučaju kada je koeficijent iskorišćenja vozila nizak, tj. kada je vozilo tokom godine malo eksploatirano.

Odnos korisnog i mrtvog tereta — faktor specifične ekonomičnosti  $e$  — mora da je privredna vozila biti velik. Koristan teret ili tovarna težina je težina koju vozilo prevozi a nije potrebna za pogon vozila. Sva ostala težina vozila smatra se mrtvim teretom; on se sastoje od težine praznog vozila, za put potrebne težine pogonskog goriva i maziva i težine upravljača vozila. Faktor specifične ekonomičnosti  $e$  kreće se u granicama između 0,3 i 2, već prema karakteristikama vozila. Velike vrijednosti za ovaj faktor dovode do smanjivanja brzine i sposobnosti akceleracije vozila, ali i do male potrošnje goriva po putniku i kilometru ili toni i kilometru predenog puta. Povoljan faktor specifične ekonomičnosti postiže se lakom izvedbom vozila. Ovakva su vozila obično i jeftinija u serijskoj produkciji zbog manje upotrebe materijala.

Pogonski troškovi određeni su protrošnjom goriva, maziva, guma, sitnih rezervnih dijelova, kao i troškovima za manje popravke i za personal koji vozilom upravlja i održava ga. Veća ekonomičnost u radu jednog motora postiže se npr. pri većem stupnju kompresije, ubrizgavanju goriva umjesto karburiranja, povoljnijem sastavu smjese goriva i zraka, povoljnom pretpaljenju ili predubrizgavanju goriva, primjeni ulja niskog viskoziteta, visokoj radnoj temperaturi motora.

Način upravljanja vozilom utječe također na ukupnu specifičnu ekonomičnost vozila. Kontinuirani rad motora u ekonomičnom području znatno snizuje potrošnju goriva. Često mijenjanje brzina i kočenje nepovoljno utječe na ekonomičnost vožnje. Na autostradi se iz ovih razloga mogu pojaviti uštede u gorivu do 40% prema utvrđenoj potrošnji uz istu brzinu vožnje na cesti, ili vremenska ušteda od  $\sim 30\%$  uz istu potrošnju goriva.

Izdržljivost vozila u upotrebi, tj. konstrukcione i fabrikacione osobine vozila, utjecat će znatno na specifičnu ekonomičnost. Konstruktivna rješenja, upotrijebljeni kvalitet materijala, provedeni tehnološki procesi, kao i mnogi drugi faktori, vrlo su važni za izdržljivost pojedinih dijelova u upotrebi, njihovu laku zamjenljivost, kao i stalnu eksploatacionu pripravnost vozila.

**Racionalno iskorišćenje motornog vozila** utječe, uz specifičnu ekonomičnost vozila, na ukupan rentabilitet cestovnog motornog saobraćaja. Ispravno iskorišćenje vozila bit će osigurano dobrom organizacijom, brzinom i visokim učinkom transporta.

Organizacija i brzina transporta mogu osigurati visok eksploatacioni efekt cestovnih motornih vozila, pa prema tome i odgovarajući rentabilitet. Vozilo privreduje i amortizira se samo za ono vrijeme kada je iskorišćavano, pa, prema tome, treba sve zastoje u radu svesti na najmanju mjeru. Pretvare robe treba izbjegavati kao i sva nepotrebna zaustavljanja na putu, jer to dovodi do smanjivanja transportnog učinka uz gotovo nepromijenjene režijske troškove. Personalni i mnogi materijalni troškovi u vezi s održavanjem transporta i vozila stalni su, pa prema tome za svoje pokriće zahtjevaju sve veće procente od transportnog prihoda, ukoliko ovaj opada uslijed loše organizacije saobraćaja. Ne treba zaboraviti da vozilo kao cjelina s vremenom gubi postepeno svoju vrijednost, bez obzira na to da li je eksploatirano ili ne, iako je proces opadanja vrijednosti vozila u eksploataciji mnogo brži.

Brzina transporta dovodi — unutar izvjesnih granica — do direktnog povećanja rentabiliteta transporta. Visoka brzina transporta utječe indirektno na ukupnu ekonomičnost jer osigurava npr. brzu razmjenu osjetljive robe čija vrijednost mnogo zavisi od vremena (transport voća, riba, mlijeka, lijekova, novina itd.).

Učin transporta određen je radom izvršenim u jedinici vremena, tj. izražen je u tona-kilometrima na sat, dan, mjesec ili godinu, ili u putnicima-kilometrima na sat, dan, mjesec ili godinu. Ove karakteristike proizlaze iz produkta količine robe ili broja putnika i prevaljenih kilometara, podijeljenog s utrošenim vremenom.

Takvi podaci daju vrlo dobar uvid u intenzitet eksploatacije nekog vozila u određenom vremenskom razmaku. Nedostatak ove karakteristike je, međutim, u tome što se iz određenog broja tona-kilometara na sat ne može utvrditi da li je učinak postignut visokim opterećenjem vozila ili velikom brzinom, što je od značaja za ocjenu pravilne eksploatacije vozila, koje ne smije biti preopterećeno ni količinski ni brzinski.

Lako će vozilo biti racionalno iskorišćeno ako se eksploatira s velikom (direktnom) brzinom uz umjerenou opterećenje. Teško vozilo treba iskorišćavati u području srednje brzine uz visoko opterećenje.

Na učin transporta utječe znatno i priroda ceste. Na dobroj cesti, a posebno na autostradi, može se postići veliko skraćenje vremena transporta (25...50 %) uslijed mogućeg povećanja brzine vozila; manja potrošnja goriva i maziva po toni-kilometru ili putniku-kilometru zbog umjerenih otpora vožnje, mogućnosti rada motora u ekonomičnom području i manje čestog kočenja i ubrzavanja; smanjivanje troškova održavanja koji otpadaju na prevaljeni jedinični put (npr. 1000 km) zbog povećane izdržljivosti vozila postignute smanjenjem otpora kotrljanja, vibracija i raznih oštećivanja.

Opterećenje vozila određeno je: odnosom stvarnog korisnog opterećenja vozila i njegove nosivosti ili odnosom stvarnog broja putnika i konstrukcijom predviđenog broja putnika. Prema ovom podatku može se ocijeniti komercijalni učin nekog vozila.

**Ukupni troškovi održavanja.** Troškovi cestovnog motornog transporta dijele se na stalne i eksploatacione.

**Stalni troškovi** nezavisni su od samog iskorišćenja vozila i oni se obično računaju za vrijeme od 1 godine. Ovi se troškovi sastoje od amortizacionog iznosa nabavne cijene vozila, od kamata na pozajmljeni novac, od troškova registriranja i oporezovanja vozila, od troškova osiguranja i od troškova garažiranja.

**Eksploatacioni troškovi** izazvani su iskorišćenjem vozila i sastoje se od troškova izazvanih organizacijom transporta, od troškova za gorivo i mazivo, od troškova obnavljanja guma i od troškova održavanja vozila u ispravnom stanju.

D. Kan.

### SPOJKE

Princip rada motora s unutarnjim izgaranjem, za razliku od rada elektromotora ili parnog stroja, zahtjeva da motor ima određeni zamah prije nego što se može korisno opteretiti. Kod motora za vozila taj se zamah postiže tek iznad 600 do 800 o/min. S druge strane, jedan od uvjeta dobro i ekonomično konstruiranog motora za vozila jest da on bude što manji i što lakši. U odnosu na vozilo takvi motori nisu u stanju izravno dati moment okretanja ili vučnu silu koja bi bila u mogućnosti svladati velike sile potrebe bilo za pokretanje vozila bilo za svladavanje većih opterećenja.

Stoga, da bi se postiglo ispravno i polagano pokretanje vozila, treba omogućiti pokretanje motora a da on ne bude odmah opterećen kretanjem vozila, a između osovine motora i pogonske osovine kotača smjestiti reduktor koji će razmjerno mali moment okretanja motora višestruko povećati, a ujedno u istoj mjeri reducirati visoke brojeve okretaja motora na potrebni niski broj okretaja osovine pogonskih kotača. Iz toga slijedi da mora postojati mogućnost uključivanja i isključivanja spoja osovine pokrenutog motora i osovine zagona. To se najbolje postiže upotrebom fričijskih, elektromagnetskih ili hidrauličkih spojki.

Jednom jednakom, stalnom redukcijom broja okretaja vozilo bi bilo usko ograničeno u rasponu brzina i opterećenja. Da bi vozilo moglo iskorišćivati šire područje brzina i opterećenja i tako u punoj mjeri odgovarati svojoj svrsi, ugraduje se uz stalni prenosni omjer i reduktor s promjenljivim prenosnim omjerima ili *mjenjač brzina*. Mijenjanje brzina vrši se za vrijeme vožnje, pa je i s tog razloga potrebna spojka, kako bi se promjene brzina izvršavale s isključenjem motorom i uslijed toga što blaže, tj. pod utjecajem što manjih sila ili udaraca.

Fričijske, elektromagnetske i hidrauličke spojke imaju nadalje i tu dobru stranu što štite kako motor tako i cijeli pogonski mehanizam od udarnih naprezanja, pa i iznenadnih preopterećenja.

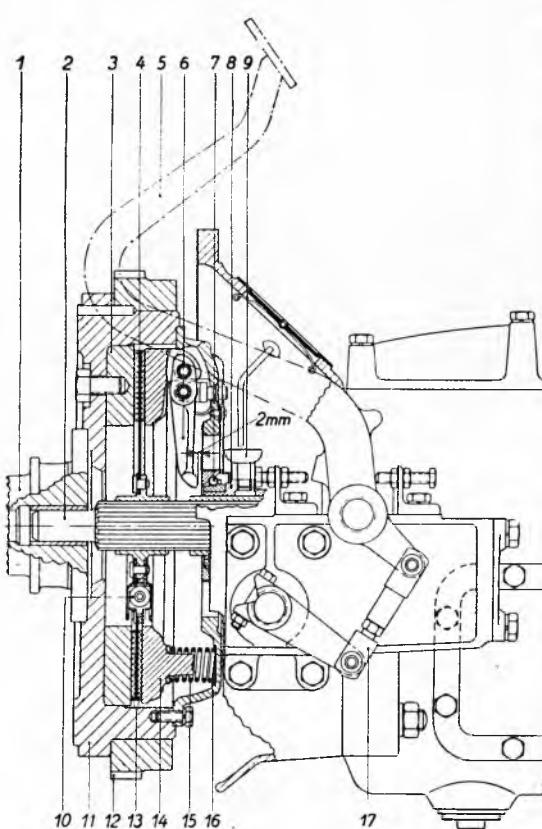
Kako bi spojka bila što manje opterećena i time što manja i lakša, ugraduje se ispred reduktora, tj. neposredno uz motor.

**Fričijske spojke.** Na sl. 29 prikazana je jedna od najviše upotrebljivanih fričijskih spojki, i to spojka s jednom pločom. Kako je spojka smještena tik do zamašnjaka motora, upotrebljava se u njega uložena ploča 3 kao pogonska ploča spojke. Gonjena ili povodna ploča 4 nasadenja je klizno na ožlijebljeni dio gonjene osovine 2. Medusobni pritisak fričijskih ploha izaziva tarna ploča 14 koja je potiskivana većinom s pomoću 6 cilindričnih vijčanih pera 15. Sa druge se strane pera odupiru na tanjur 16 koji je čvrsto vezan sa zamašnjakom. U takvom stanju spojka trajno prenosi snagu. Da bi se prekinuo prijenos snage, potrebno je odmaknuti tlačnu ploču od povodne ploče, tj. prekinuti trenje među pločama. To se vrši s pomoću poluge 6, kojih ima obično tri, a čije je okretište vezano sa tanjurom spojke 16. Potiskivanje poluge 6 vrši se silom izvana, i to tako da se vilicom nožne poluge 5 potiskuje tuljak 8, koji kliže po gonjenoj osovinji 2. Budući da vilica i tuljak 8 miruju, a poluge 6 se okreću zajedno sa zamašnjakom, nasaden je na tuljak 8 kotrljujući ležaj 7, koji potiskuje poluge. Potiskivanjem krakova poluga 6 prema zamašnjaku odmiče se tlačna ploča 14 u smjeru protivnom od zamašnjaka, ali se pri tome mora svladati pritisak pera 15. Otpuštanjem nožne poluge sile pera potiskuje tlačnu ploču prema zamašnjaku, uslijed čega se uklješti povodna ploča. Podmazivanje tuljaka 8 vrši se u ovoj spojki preko centralnog uredaja za podmazivanje, a preko lijevika 9.

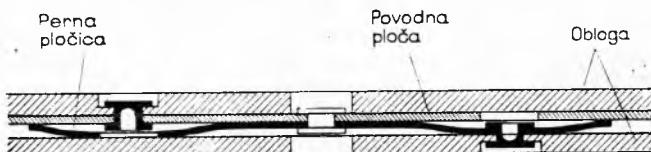
Za pouzdan rad spojke važno je da je tlačna ploča uvijek dobro pritisнутa na povodnu ploču. U tu svrhu mora između potisnog

ležaja 7 i poluga 6 biti osiguran razmak, koji obično iznosi 1,5 do 2 mm, što odgovara praznom hodu nožne poluge 5 od 25 do 35 mm. Navedeni razmak odnosno prazni hod postiže se uđavanjem položaja nožne poluge, odnosno njenih spona 17.

fričijski prsten ploče podijeli se preorezima na 12 do 16 isječaka, koji se izvinu poput krila propelera za nekoliko desetinki milimetara. Tlačna ploča zahvaća u tom slučaju najprije malu površinu povodne ploče malom silom, a povećanjem pritiska sve veću i veću



Sl. 29. Frikcijska spojka s jednom pločom. 1 osovina motora, 10 prigušno pero, 11 zamašnjak motora, 12 zupčanik za pokretanje motora, 13 obloge spojke



Sl. 30. Elastično učvršćenje obloga

Povodna ploča spojke obložena je s obje strane specijalnim fričijskim oblogama od azbestnih vlakana impregniranih sredstvima za vezanje i otvrdivanje.

Ovakve obloge rade najpovoljnije pri potpuno suhom trenju, pa su strogo izolirane od bilo kakvog pristupa ulja ili masti. Sama fričijska površina nije izvedena kao krug, već u obliku prstena. Time se smanjuje razlika u trošenju obloge koja nastaje uslijed toga što se obodna brzina okretanja povećava od središta prema obodu ploče. Obloge su na ploču zakovane zakovicama od mjeđi ili lakog metala. Zakovice su upuštene, da ne bi dodirivale tarne površine. U mnogo je slučajeva ploča izvedena s radikalnim prerezima, kako se ne bi izbacila u slučaju jakog zagrijavanja. Želi li se postići osobito mekano uključivanje spojke, izvodi se povodna ploča tako da se dodirne površine ploča postepeno povećavaju. Elastični



Sl. 31. Povodna ploča s pri-šnim perima



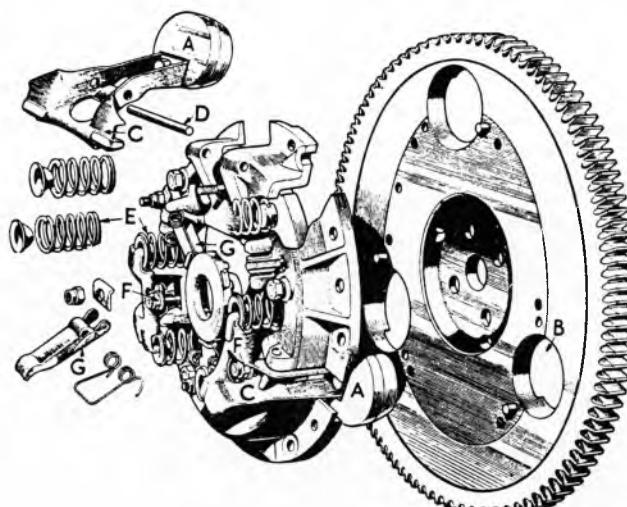
Sl. 32. Hidrauličko aktiviranje spojke

pa je i uključivanje mnogo finije. Isto se može postići ulaganjem pernih pločica između obloge i ploče, kao što je prikazano na sl. 30. Takve perne izvedbe imaju i prednost da se ploče brže razdvajaju prigodom isključivanja; time se postiže brže umirenje gonjene osovine, što je važno za mekano mijenjanje brzina.

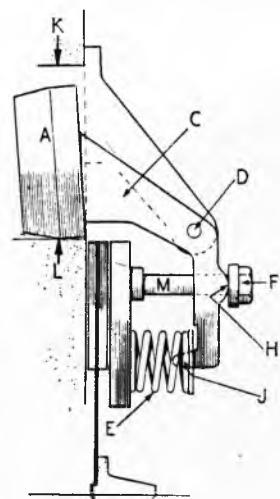
Daljnje profinjenje povodne ploče sastoji se u tome da se ona izvede poput elastične spojke, a sa svrhom da se priguši okretno titranje motora, kao i eventualna udarna opterećenja. Namjesto da je ploča kruto povezana sa glavicom, ona ima mogućnost da se slobodno kružno pokreće unutar granica koje dopušta niz vijčanih prigušnih pera smještenih koncentrično naokolo glavine (sl. 31). Kad treba prenijeti veće momente, ili kad se spojka želi izvesti sa što manjim promjerom, upotrebljavaju se spojke sa više povodnih ploča. Takve spojke rade često u ulju, u kojem slučaju mogu imati obloge od pluta ili uopće nemaju oblogu, pa se vrši trenje metal-a o metal. Debljina ploča koje rade bez obloga kreće se od 1 do 2 mm pa se ovakve spojke, za razliku od spojki s oblogama, nazivaju lamelaste spojke.

U vozilima koja imaju motor vrlo elastično ugrađen u okvir sve se više upotrebljava hidraulički prijenos sile (sl. 32). Cilj današnjeg razvitka u gradnji spojki jest da se one automatiziraju, tj. da postanu samoradne i time da otpadne potreba nožnog pedala, a prema tome i briga vozača o radu spojke. Samoradno djelovanje može se postići djelovanjem centrifugalne sile ili elektromagnetskim, pneumatskim i hidrauličkim uređajima.

Na sl. 33 prikazana je Newtonova centrifugalna spojka. Utg A, nošen polugom C, ima okretište oko svornjaka D, uležištenog u tanjuru spojke, koji se okreće zajedno sa zamašnjakom. Donji kraj J poluge C upire se u tanjuru E. Kad se pokrene motor, centrifugalna sila pokreće uteg A prema van, uslijed čega dolazi do djelovanja pera E na tlačnu ploču, a time i do pokretanja povodne ploče. Kako raste broj okretaja, a s njime i snaga, uteg sve više tlači pero E, pa je i rad spojke progresivan. Smanjenjem broja okretaja smanjuje



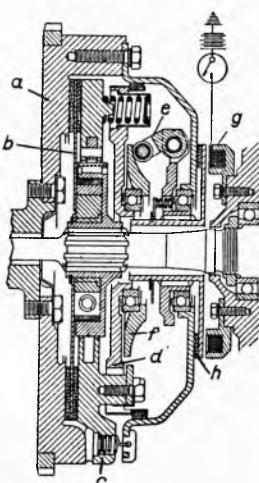
Sl. 33. Newtonova centrifugalna spojka



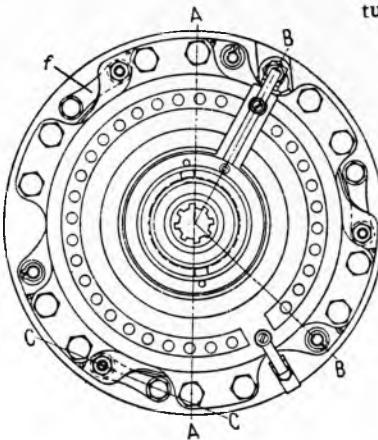
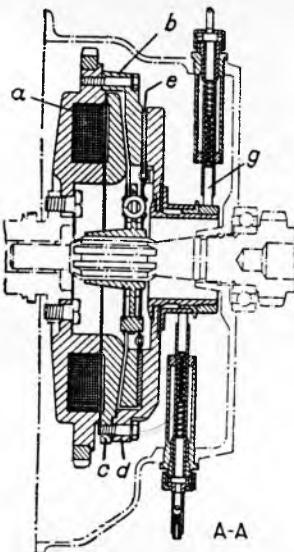
Sl. 34. Centrifugalna spojka izvedbe Newton

se pritisak na pero *E*, koje sada, obratno, zbog skupnog djelovanja krakova uporišta *J* i *H* tlačne ploče, vraca uteg do graničnog ruba *L* rupe u zamašnjaku. Najveće djelovanje utega ograničeno je vanjskim obodom rupe *K*. Isključivanje spojke pri većem broju okretaja vrši se na isti način kao i kod običnih spojki, tj. s pomoću potisnog ležaja i poluga *G*.

Na sl. 34 prikazana je centrifugalna spojka Gravina. Izmedu zamašnjaka *a* i tlačne ploče *c* uložena je povodna ploča *b*. Vijačna pera koja potiskuje tlačnu ploču upiru se na akcionalno pomičnu upornu ploču *d*. Elektromagnetski upravljanom frikcijskom spojkom *h* prenosi se vrtinja zamašnjaka na utege *e* (kojih ima pet), uslijed čega se oni pokreću djelovanjem centrifugalne sile prema van i preko valjčića tlače na potisni prsten *f*, koji preko akcionalnog ležaja, uporne ploče *d* i viječnih pera prenosi taj pritisak na tlačnu ploču *c*. Pomicanjem ručice mijenjača brzina, u svrhu promjene brzine, elektromagnetskim se putem prekida veza spojke *h* sa zamašnjakom, a time i vrtinja utega *e* i djelovanje centrifugalne sile, a time i pritisak tlačne ploče *c* na povodnu ploču *b*. Kod ove je spojke povodna ploča vezana sa glavinom preko frikcijske spojke slobodnog hoda. To spriječava iznenadno kočenje vozila u slučaju kad se spojka uključi u nisko odabranoj brzini mijenjača a vozilo ide brzo, ili se motor okreće premalim brojem okretaja. Frikcijskim djelovanjem spojke slobodnog hoda postiže se i brže izjednačenje broja okretaja transmisijske i motorske osovine.



Sl. 34. Centrifugalna spojka izvedbe Gravina



Sl. 35. Elektromagnetski upravljana spojka Ferlec

Kako bi se vozilo za vrijeme stajanja na strmini moglo zakočiti i motorom, postoji mogućnost da se tlačna ploča spoji sa glavinom povodne ploče s pomoću centrifugalno upravljenih zapornika. Isti uređaj služi, u slučaju potrebe, i za paljenje motora guranjem vozila.

Na sl. 35 prikazana je elektromagnetski upravljana spojka Ferlec. Povodna ploča *a* stlačena je između ploče *b* koja je vezana sa zamašnjakom i tlačne ploče *d* koja je vezana sa kotvom *c*. Djelovanjem elektromagneta *a* privlači se kotva *c*, čime se povodna ploča *a* stlači između ploče *b* i *d*. Struja se dovodi elektromagnetu preko kliznih prstena i ugljena *g*. Pomicanjem ručice mijenjača prekida se krug struje, a time se oslobađa i spojka. U slučaju paljenja motora guranjem vozila magnet se uzbuduje izravno akumulatorom. Dio otpornika električnog uređaja upravljan je poluzavjetom leptira rasplinjača, tako da je jakost magnetske avizinske o srazi motora. Zaustavljanje se vozila može izvršiti zatvaranjem rasplinjača, tj. pedalom za smjesu, i kočenjem, a bez obzira na to u kojoj je brzini mijenjač.

Sistem pneumatski upravljane spojke »Saxomat« prikazuje sl. 36. Spojka *k* je izvedena s utezima i radi centrifugalnom silom. Kad se ubaci brzina i poveća broj okretaja motora, spojka se uključuje djelovanjem centrifugalne sile i vozilo krene. Povlačenjem ručice *a* za sljedeću brzinu zatvara se krug struje elektromagnetski upravljivog ventila *b*, uslijed čega kotva elektromagneta potisne tanjuric ventila *c* na lijevo i time uspostavi spoj između usisne cijevi motora *d* i cilindra servomotora *f*. Kad se stvoriti podtlak na lijevoj strani membrana servomotora *f*, atmosferski pritisak potiskuje membranu na lijevo, čime se preko spone *g* i poluge *h* isključi spojka na već poznati način. S obzirom na djelovanje servomotora mogla se spojka isključiti i da se motor ne uspori na broj okretaja pri kojem prestaje djelovanje centrifugalne sile. Ukoliko se sasvim otpusti pedal rasplinjača, kao npr. pri vožnji nizbrdo, ne smije se broj okretaja motora sniziti toliko da se uslijedi prestanka djelovanja centrifugalne sile spojka oslobodi i da se izgubi mogućnost kočenja motorom. Zato djeli se podtlak i na membranu *p*, koja ne dopušta da se leptir rasplinjača sasvim zatvori.

Ubacivanjem ručice *a* u odabranu brzinu prekida se krug struje elektromagneta *b*, pero tanjuric ventila *c* potiskuje ventil na desno sjedište, čime se prekida spoj servomotora *f* s usisnom cijevi motora *d*, a podtlak u servomotoru postepeno pada, jer preko rupica na tanjuricu ventila *c* ulazi atmosferski zrak, pa se i spojka postepeno uključuje. Prilikom naglog ubrzanja vozila podtlak u usisnoj cijevi motora *d* jako opada zbog sasvim otvorenog leptira rasplinjača; uslijed toga pero *n* može membranu potisnuti prema dolje, a preko nje i tanjuric ventila *m*,

čime se uspostavi izravan spoj servomotora s atmosferom, nastaje nagli pad podtlaka a time i naglo uključivanje spojke.

**Proračun frikcijskih spojki.** Proračun frikcijske spojke s jednom povodnom pločom, a to znači sa dvije frikcijske površine (jer se trenje vrši s obje strane ploče), vrši se uz pretpostavku da moment trenja na spojki mora biti veći ili jednak momentu okretnoga kočenja koji se prenosi, tj.

$$CM \leq 2(R^2 - r^2)\pi p \mu R_s,$$

gdje je *C* koeficijent sigurnosti ili nejednoličnosti, *R* vanjski polujer kružnog vijenca frikcijske plohe, *r* unutarnji polujer kružnog vijenca, *p* površinski pritisak, *R<sub>s</sub>* srednji polujer kružnog vijenca, *M* najveći moment motora a *μ* koeficijent trenja.

Kružnica polujera *R<sub>s</sub>* ide kroz težiste vrlo malog isječka kružnog vijenca, pa je prema tome

$$R_s = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2},$$

Uvrsti li se to u gornju jednadžbu, dobiva se

$$CM \leq \frac{4}{3}(R^3 - r^3)\pi p \mu.$$

Ako spojka ima *n* povodnih ploča, prenosi se moment

$$CM \leq \frac{4}{3}(R^3 - r^3)\pi p \mu n.$$

*C* se za vozila uzima 1,25...3, tj. spojka se računa kao da prenosi moment 1,25...3 puta veći od najvećeg momenta motora.

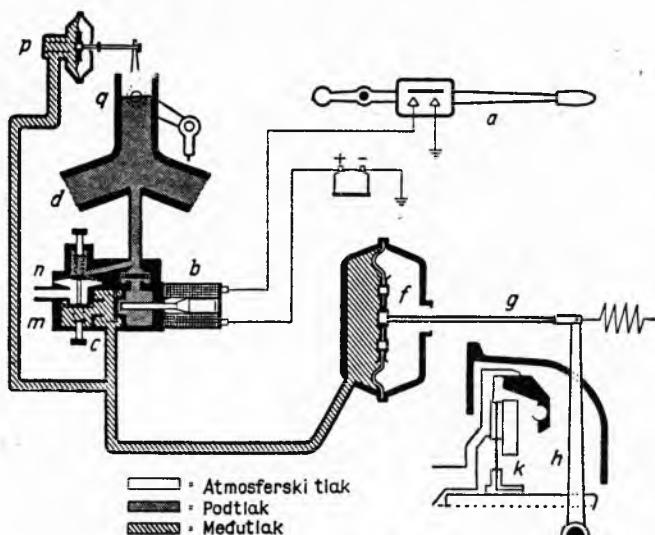
Sila kojom se ploče međusobno pritiskuju iznosi

$$F = (R^2 - r^2)\pi p;$$

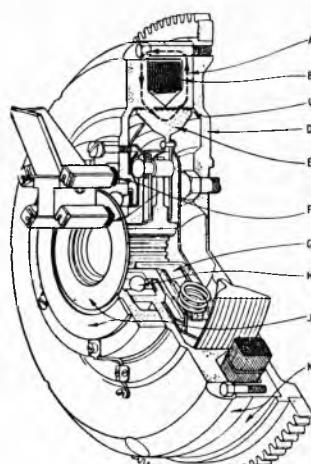
tu silu treba raspodijeliti na sva pera koja potiskuju tlačnu ploču.

Omjer *r : R* kreće se između 0,5 i 0,8. Koeficijent trenja *μ* za suhe tarne spojke s oblogama iznosi 0,25 do 0,3. Za lame-laste spojke koje rade u ulju *μ* iznosi 0,04 do 0,1. Vrijednosti za *p* iznose od 1 do 2,5 kp/cm<sup>2</sup> za suhe spojke, a za spojke u ulju do 5 kp/cm<sup>2</sup>. Pritisak nogom na pedal spojke ne smije biti manji od 9 kp niti veći od 14 kp. Put pedala neka ne prelazi 120 do 150 mm.

**Elektromagnetske spojke.** Na sl. 37 prikazana je elektromagnetska spojka izvedbe Smith. Ona iskorišćuje svojstvo praha



koji se može magnetizirati da se pod utjecajem magnetskog polja skručuje i tako je kadar prenosi silu. Unutar zamašnjaka *D* smješten je povodni valjak *E*. Između zamašnjaka i povodnog valjka je uski prstenasti prostor *C* ispunjen prahom određene finoće zrna. Uzbuđivanje magnetskog namotaja *B* vrši se automatski u zavisnosti od broja okretaja motora. Pri mijenjanju brzinā prekida se krug struje, čime se postigne i oslobođanje spojke. Struja se dovodi preko ugljenih četkica *F* i kliznih prstenova *J*. Prikladnim automatskim reguliranjem struje prilagođuje se spojka zahtjevima ekonomične vožnje. Potrošnja struje kod osobnih automobila iznosi  $\sim 50$  W.



Sl. 37. Elektromagnetska spojka izvedbe Smith

nije jednak na jednom i drugom imati npr. 48, a drugo 44 lopatica. Razlog je tome što se pri prolazu lopatica pumpe mimo lopatica turbine izaziva izvjesno narušavanje toka tekućine, pa se nejednakim brojem lopatica izbjegava istovremeno narušavanje toka kod svih lopatica. 85 do 90% unutrašnjosti spojke ispunjeno je lakim mineralnim uljem. Kad se pokrene pumpa, počinje se okretati i tekućina, pa je centrifugalna sila tijera od središta prema vanjskom obodu. Kolo turbine, još miruje, pa prema tome centrifugalna sila ne djeluje na tekućinu u tom kolu, tako da je tekućina iz pumpe potiskuje prema središtu turbine, gdje prelazi u pumpu. Na taj se način stvara kruženje tekućine, koje traje dokle god postoji razlika u broju okretaja pumpe i turbine. Kako se turbine uvijek okreće sa nešto manjim brojem okretaja, centrifugalna je sila u pumpi uvijek nešto jača, i tekućina neprestano kruži predajući turbini dio zamaha što ga dobiva od pumpe.

Momenti pumpe i turbine predavani tekućinom međusobno su jednaki. Moment što ga prenosi spojka jednak je

$$M = c n^2 D^5 \rho,$$

gdje je *c* koeficijent koji iznosi 0,04...0,09, *n* broj okretaja pumpe, *D* vanjski promjer kola pumpe odnosno turbine,  $\rho$  specifična masa tekućine unutar kolā spojke. Ova jednadžba daje veličinu momenta s obzirom na veličinu spojke i broj okretaja. Međutim, pokazano je da je djelovanje spojke uvjetovano razlikom između broja okretaja kolā pumpe i kolā turbine. Ta razlika brojeva okretaja naziva se klizanje, a izražava se u postocima, i to prema broju okretaja kolā pumpe. Na veličinu klizanja utječe broj okretaja kola pumpe, jer pri manjem broju okretaja postoji i manja centrifugalna sila pa je i strujanje tekućine slabije, uslijed čega se i kolo turbine okreće znatno sporije. S druge strane, na klizanje se može utjecati mijenjanjem količine tekućine unutar spojke, u koju svrhu postoje i posebni uređaji.

Veličina klizanja jednaka je

$$s = \frac{n_p - n_t}{n_p},$$

gdje je  $n_p$  broj okretaja pumpe a  $n_t$  broj okretaja turbine.

Veličina momenta okretanja spojke izražena klizanjem jednaka je

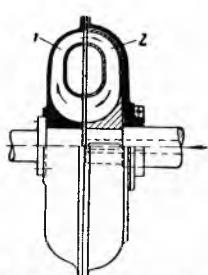
$$M = cs \left( \frac{n}{100} \right)^2 m (R^2 - r^2),$$

gdje je *c* koeficijent veličine oko 1,4, *s* klizanje, *m* masa tekućine unutar kola spojke, *R* srednji polujer ulaznog toka u turbinu, *r* srednji polujer izlaznog toka iz turbine.

Na sl. 40 prikazana je karakteristika hidrauličke spojke. *M* označuje moment kola pumpe i turbine,  $M_m$  moment motora, *s* klizanje, a  $\eta$  stupanj djelovanja spojke. Vidi se da se stupanj djelovanja i klizanje upotpunjivaju na 100%. Klizanje pri punom opterećenju iznosi obično 2...3%. U tom slučaju je  $\eta = 0,98 \dots 0,97$ .

Prednost je ove spojke da gotovo u potpunosti prigušuje sve titrage i udarce i tako sprečava njihov prijelaz bilo s motora na transmisiju bilo obratno. Pri niskom broju okretaja motora klizanje spojke je toliko da se vozilo može zaustaviti kočnicom bez isključivanja mjenjača u ma kojoj brzini, a čim se otpusti kočnica, ono će se opet polagano pokrenuti. Time se znatno smanjuje potreba čestog mijenjanja brzina, pa je i upravljanje vozilom mnogo jednostavnije.

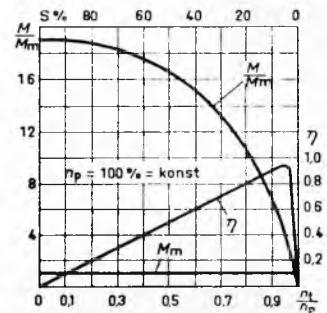
Hidraulička spojka sama za sebe nije prikladna za upotrebu s običnim mjenjačem brzina, jer iako klizanje može biti 100%, kolo turbine je stalno potiskivano, što otežava ispravno mijenjanje brzina. S tog se razloga hidraulička spojka kod običnih mjenjača brzina upotrebljava uvijek u zajednici s frikcijskom spojkom, kojom se upravlja automatski i koja služi samo za mijenjanje brzina. Kod planetarnih mjenjača može se hidraulička spojka upotrijebiti samostalno.



Sl. 38. Hidraulička spojka



Sl. 39. Kola hidrauličke spojke



Sl. 40. Karakteristika hidrauličke spojke

Da bi se motor mogao iskoristiti za kočenje i pokrenuti guranjem vozila, kolo se turbine povezuje jednosmјerno s osovinom motora, i to obično spojkom slobodnog hoda.

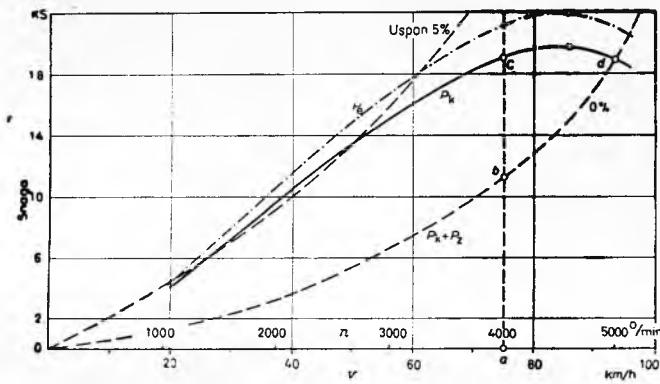
#### MJENJAČI BRZINA

U poglavljiju o spojkama vidjelo se da je za racionalno iskorištenje motora potreban mjenjač brzina. Upotrebom raznih prenosnih omjera mjenjača može se u povoljnim omjerima sniziti broj okretaja kotača i vozilu dati brzina uz koju je otpor motoru tolik da ga on može savladati. Više-manje stalni moment motora povećava se visokim prijenosom u istom omjeru na osovini pogonskih kotača; time se postiže potrebna vučna sila bilo za pokretanje vozila bilo za veća opterećenja. Za već ubrzano vozilo, ili neopterećeno, potrebna je znatno manja vučna sila, pa će i potreben prijenos biti znatno manji.

Današnje izvedbe mjenjača brzina mogu se podijeliti na dvije glavne grupe: na mjenjače sa stupnjevanim prijenosom i mjenjače s kontinuiranim prijenosom. Stupnjevani se mjenjači izvode: a) sa kliznim zupčanicima, b) sa stalno uzubljenim zupčanicima i c) sa planetarnim prijenosom. Kontinuirani mjenjači, koji mogu dati beskonačno velik broj prenosnih omjera, dijele se na mehaničke, hidrauličke i električke.

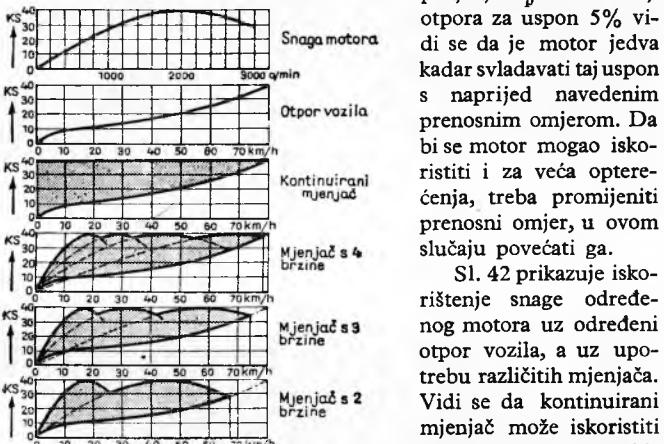
Efektivna snaga, tj. snaga na osovini motora *P<sub>s</sub>*, troši se na slijedevanje mehaničkih otpora u zagonskom mehanizmu *R<sub>m</sub>*, otpora kotrljanja *R<sub>k</sub>*, otpora zraka *R<sub>z</sub>*, otpora penjanja *R<sub>p</sub>* i otpora ubrzavanja *R<sub>u</sub>*. Odgovarajuće snage *P<sub>m</sub>*, *P<sub>k</sub>* i *P<sub>z</sub>* troše se stalno pri kretanju vozila, dok se snage *P<sub>p</sub>* i *P<sub>u</sub>* troše samo pri penjanju vozila odnosno njegovu ubrzavanju. Na dijagramu sl. 41 nanesene

su, u zavisnosti od brzine kretanja vozila, raspoložive i utrošene snage. Za svladavanje otpora  $R_k + R_z$  stoji na raspolaganju snaga na kotačima  $P_K = P_o - P_m$ , koja je nanesena kako u odnosu na brzinu vozila tako i u odnosu na broj okretaja motora.



Sl. 41. Dijagram učina vožnje

ra. Prenosni omjer broja okretaja motora i zagonjenih kotača jednak je u ovom slučaju 5,3, a promjer je kotača 524 mm. Uz brzinu od 75 km/h troši se od raspoložive snage  $a-c$  dio  $a-b$  na svladavanje otpora  $P_k + P_z$ , dok ostatak  $b-c$  stoji na raspolaganju za ubrzanje vozila. U sjecištu krivulja snage i otpora  $d$  vidi se da je raspoloživa snaga na kotačima jednaka snazi potreboj za svladavanje otpora, pa u tom slučaju nema više rezerve za ubrzanje vozila, a to znači da je vozilo postiglo najveću moguću brzinu. Otpori pri većoj brzini su veći od raspoložive snage. — Na usponu od 5% povećali bi se do sada navedeni otpori za otpor penjanja  $P_p$ . Po krivulji otpora za uspon 5% vidi se da je motor jedva kada svladavati taj uspon s naprijed navedenim prenosnim omjerom. Da bi se motor mogao iskoristiti i za veća opterećenja, treba promijeniti prenosni omjer, u ovom slučaju povećati ga.



Sl. 42. Usporedba učina vožnje uz upotrebu mjenjača sa različitim brojem brzina

zinu, oko 80 km/h. Isto vozilo s mjenjačem koji ima na raspolaganju samo dva prijenosna omjera ili, kako se kaže, dvije brzine, može punu snagu motora iskoristiti samo na uskom području brzine oko 18 km/h i na području oko brzine od 45 km/h, s time da se najveća brzina dosegne tek oko 68 km/h. Veličine na bijelom području iznad krivulje otpora vožnje ostaju neiskorištene. Tako se npr. pri brzini od 25 km/h iskoristiće uz mjenjač sa dvije brzine samo 30 KS, dok se uz mjenjač sa 4 brzine iskoristiće skoro puna snaga.

Granični prijenosni omjeri određuju se uvjetima koje postavlja pokretanje vozila odnosno najveća brzina. Najmanji prijenosni omjer  $i_1$ , koji je uvjetovan najvećom brzinom  $V_1$ , jednak je

$$i_1 = \pi D n / V_1,$$

sa  $V_1 = P / R_1$ , gdje je  $D$  dinamički promjer kotača,  $n$  broj okretaja motora uz snagu  $P$ , a  $R_1$  zbroj svih pogonskih gubitaka i otpora vožnje pri maksimalnoj brzini u ravnici.

$V_1$  je obično  $(1,10 \dots 1,25) \cdot V_p$ , gdje je  $V_p$  brzina uz maksimalnu snagu. Najmanji prijenosni omjer  $i_1$  izведен je kao stalni prijenos u zagonu pogonske osovine kotača.

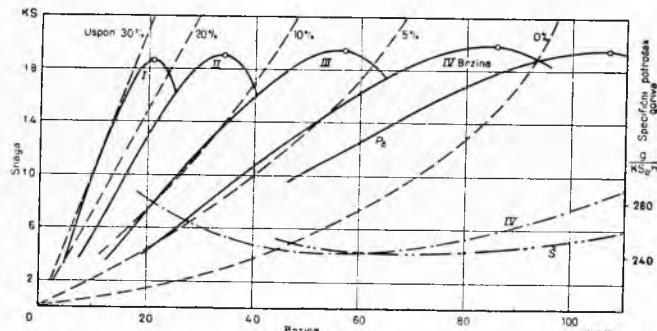
Najveći prijenosni omjer određuje se uvjetima pokretanja vozila i jednak je  $i_2 = \pi D n / V_2$ , sa  $V_2 = P / (R_2 + R_p + m_r a)$ , gdje je  $V_2$  najmanja brzina vozila,  $R_2$  zbroj svih pogonskih gubitaka i otpora vožnje pri brzini  $V_2$  u ravnici,  $R_p$  otpor penjanja za pokretanje vozila na najvećem odabranom usponu,  $m_r$  ukupna masa vozila reducirana na obod pogonskog kotača,  $a$  ubrzanje pokretanja ( $\approx 3 \text{ m/s}^2$ ). Najveći prijenosni omjer sastoji se od stalnog prijenosnog omjera u zagonu i najvećeg prijenosnog omjera u mjenjaču brzina, tj. prijenosnog omjera prve brzine:

$$i_2 = i_1 \cdot i_1.$$

Prijenosni omjeri unutar mjenjača biraju se tako da se pri padanju broja okretaja motora uslijed povećanja opterećenja ne padne ispod najvećeg momenta motora, već da se u toj tački prelazi na slijedeći veći prijenosni omjer, čime se motor opet vraća na veći broj okretaja, pa se daljnjim povećanjem opterećenja proces ponavlja.

Kod stupnjevanja se mjenjača broj brzina kreće obično u prosjeku od 3 do 6, s time da se stupnjevanje brzina odabire približno po geometrijskom redu. Svi mjenjači bez iznimke raspolažu jednom do tri brzine za vožnju natrag.

Kad vozilo postigne željenu brzinu, ona se može zadržati i manjom snagom, jer otpada udio snage potreban za ubrzavanje.

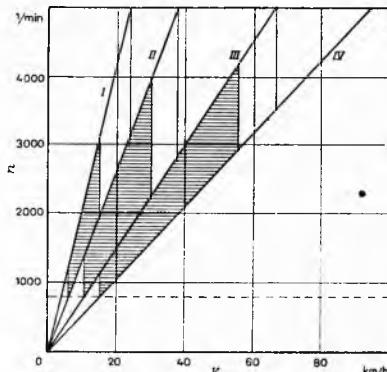


Sl. 43. Dijagram učina vožnje uz upotrebu mjenjača sa četiri brzine

Dodavanjem tzv. štednog prijenosa (overdrive), koji je manji od jedan, što znači da se gonjena osovina okreće brže od pogonske, može motor raditi na manjem broju okretaja, a time i na manjoj snazi, a da se zadrži ista brzina vozila. Radom na manjem broju okretaja ne štodi se samo motor već i gorivo.

Na sl. 43 prikazan je dijagram raspoložive i potrebne snage za pogon vozila pri raznim brzinama i usponima, a s mjenjačem sa četiri brzine. Vidi se da se u prvoj brzini s maksimalnom snagom postiže brzina vozila od 21 km/h i da se uspon od 20% svladava s maksimalnom brzinom od 25,5 km/h. S istim prijenosom jedva se svladava uspon od 30%, i to brzinom od  $\sim 11 \text{ km/h}$ . Na isti

način može se ocitati iskorištenje vozila u drugoj, trećoj i četvrtoj brzini. Krivulja  $P_g$  pokazuje da bi se štednim prijenosnikom s prijenosnim omjerom  $i_g = 0,8$  mogla postići brzina od npr. 93 km/h uz snagu od 18,6 KS i 3960 o/min. Uz tu snagu je specifični potrošak goriva 248 g/KS.h. Sa četvrtom ili izravnom brzinom postiže se brzina od 93 km/h sa snagom od 18,6 KS kod 5000 o/min, a uz specifični potrošak goriva od 266 g/KS.h.



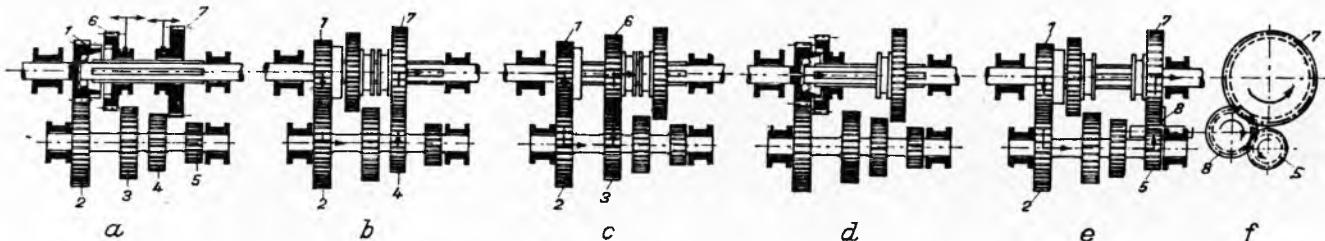
Sl. 44. Dijagram odnosa broja okretaja motora i brzine vozila za razne prijenosne omjere

Dijagram na sl. 44 prikazuje koje se brzine mogu postići kod pojedinih prijenosnih omjera odnosno brzina u odnosu na broj okretaja motora, a za mjenjač prema dijagramu na sl. 43. Taj di-

## AUTOMOBILNA VOZILA

jagram ujedno pokazuje veličinu skokova broja okretaja motora pri prijelazu s jedne brzine na drugu. S prvom brzinom može se, npr., postići najveća brzina vozila od 23 km/h. Da bi se vozilo dalje kretalo istočni brzinom usprkos prebacivanju na drugu brzinu, mora broj okretaja motora pasti na  $\sim 3200$  o/min, tj. izvršiti skok od 1800 o/min. Područje iskorištenja mjenjača je ograničeno minimalnim brojem okretaja motora ( $\approx 800$  o/min). Šrafirano područje je područje normalne upotrebe.

Zupčanik 4, koji se slobodno okreće na osovini 5, stalno je uzubljen sa zupčanicom predložne osovine. Glavna sinhronizatora 7 klizno je nasadena na uzležbeni dio osovine 5. Na ozubljeni obod glavine navučen je protuzubljeni prsten 3, vezan sa glavom pomoćnim čepom 6, koji je potiskivan perom 2. Lakim potiskivanjem prstena 3 nadesno (protivno od smjera strelice P) dolazi do spoja konične površine glavine 7 sa koničnom površinom zupčanika 4 (konična spojka), uslijed čega se izjednača broj okretaja zupčanika 4 i osovine 5. Jačinom potiskivanjem prstena 3 utisne se čep 6, čime se prsten 3 oslobođi glavine 7, klizne dalje nadesno i uzbubi u zube na obodu konusa zupčanika 4. Time je postignuta čvrsta veza između zupčanika 4 i osovine 5. Potiskivanjem sinhronizatora u smjeru strelice P uključuje se osovina 5 izravno sa zupčanicom 1 na naprijed opisan način.



Sl. 45. Princip rada mjenjača s kliznim zupčanicima

U donjoj tablici navedeni su prijenosni omjeri stupnjevnih mjenjača za neka vozila.

	<i>Osobni automobili</i>	<i>Teretni automobili i autobusi</i>
Mjenjač sa 3 brzine	I 3,0...3,8 II 1,6...1,8 III 1 N 3,5...5,0	
Mjenjač sa 4 brzine	I 3,7...4,2 II 2,0...2,7 III 1,4...1,5 IV 1 N 3,0...4,5	4,5...5,8 2,8...3,5 1,5...1,9 1 4,0...6,0
Mjenjač sa 5 brzina		I 8,0...9,0 5,0...5,8 II 4,0...5,0 3,0...3,2 III 2,5...2,85 1,5...1,7 IV 1,3...1,4 1 V 1 0,65...0,72 N 8,0...9,0 5,0...5,8
Mjenjač sa 6 brzina		I 8,0...9,0 5,5...6,0 II 5,0...6,0 3,5...3,8 III 3,5...4,0 2,0...2,5 IV 2,0...2,5 1,5...1,6 V 1,3...1,5 1 VI 1 0,6...0,75 N 8,0...9,0 5,0...5,5

Ugradnjem spojke slobodnog hoda (Freilauf) između mjenjača i stražnjeg pogona može se u slučaju potrebe sniziti broj okretaja motora, bez isključivanja mjenjača, a da se brzina vozila zadrži. Time se ne samo postiže uštednja na gorivu već se omogućuje i lakše mijenjanje brzina, jer se usporenjem motora usporuju odmah i osovine u mjenjaču, pa je i uključivanje brzina mnogo lakše.

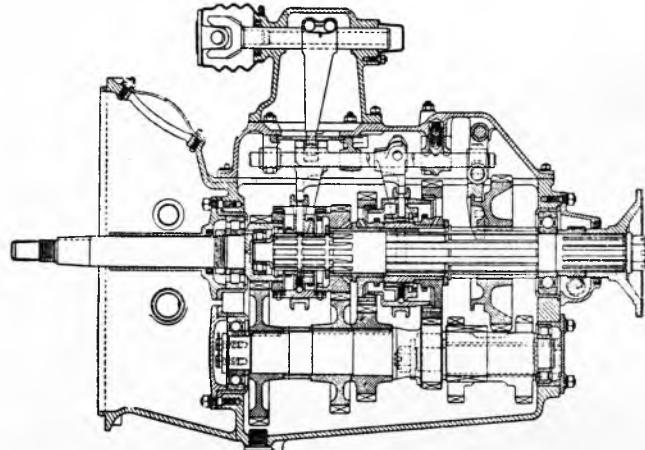
Kako bi vozilo moglo voziti natraške i da bi se moglo kočiti motorom, ili da bi se motor mogao upaliti guranjem vozila, mora postojati mogućnost da se ponisti djelovanje spojke slobodnog hoda i time izravno spoji mjenjač sa zagonskom osovinom.

**Stupnjevani mjenjači.** Na sl. 45 prikazan je princip rada stupnjevanog mjenjača s kliznim zupčanicima.

Osovina spojke pokreće preko zupčanika 1 i 2 predložnu osovinu (sl. 45a). Uključivanjem zupčanika 7 u zupčanik 4 prenosi se snaga s predložne osovine na glavnu, izlaznu osovinu mjenjača (sl. 45b). Kako je time uključen najveći prenosni omjer, uključena je 1. brzina. Isključivanjem zupčanika 7 i uključivanjem zupčanika 6 u zupčanik 3 dobiva se prijenos 2. brzine (sl. 45c), a uključivanjem zupčanika 6 s pomoću zubate spojke u zupčanik 1 izravni prijenos snage s predložne osovine na glavnu osovinu mjenjača, a time i izravna ili, u ovom slučaju, 3. brzina (sl. 45d). Uključivanjem zupčanika 7 u međuzupčanik 8 dobiva se obrnuti smjer okrećanja osovine mjenjača, tj. vožnja unatrag (sl. 45e, f).

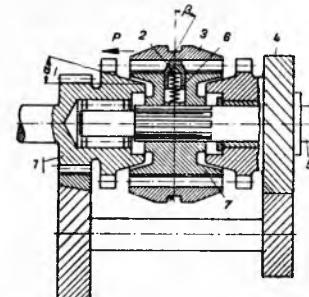
Ispravno uključivanje kliznih zupčanika zahtijeva od vozača dosta osjećaja i pažnje, jer da bi se postiglo mekano uključivanje, moraju se obodne brzine obaju zupčanika što više izjednačiti. Taj se nedostatak može ukloniti na mjenjaču sa stalno uzubljenim zupčanicima s pomoću uređaja za izjednačenje brzina (sinhronog uređaja). Jedna od izvedaba sinhronog uređaja prikazana je na sl. 46.

Na sl. 47 prikazan je mjenjač sa 5 brzina. Prva se i natražna brzina uključuju kliznim zupčanicima, dok su zupčanici svih ostalih brzina stalno uzubljeni, a uključuju se sinhronim uredajem. Mjenjač je predviđen za autobus s motorom od 90 do 100 KS pri 2000 o/min.



Sl. 47. Mjenjač s pet brzina

Daljnja, sve više upotrebljavana mogućnost lakšeg uključivanja uzubljenih zupčanika postiže se upotrebom lamelastih spojaka. Na sl. 48 prikazan je takav mjenjač sa 6 brzina tipa ZF-Media. Svaka lamelasta spojka ovakvih mjenjača

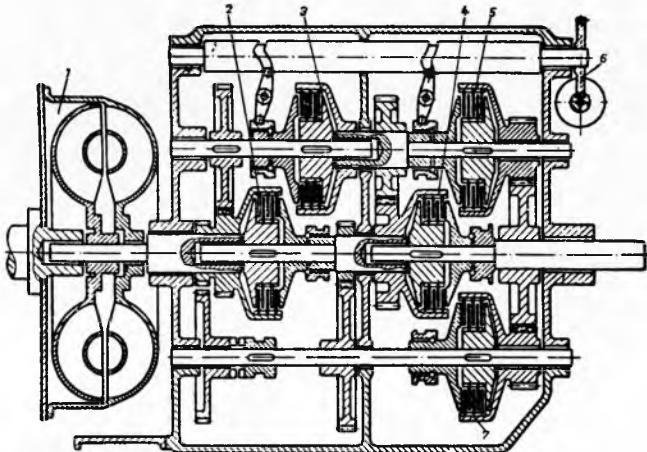


Sl. 46. Sinhroni uređaj mjenjača

mora biti u stanju prenjeti moment motora, pa se kod izvjesnih izvedaba i pogonskih uvjeta i zaobilazi glavna spojka, i motor izravno predaje moment na mjenjač. Mjenjanjem brzina, odnosno aktiviranje lamelastih spojaka, vrši se mehanički, hidraulički ili električkim putem. Na sl. 49 prikazano je aktiviranje lamelaste spojke s pomoću razvodnog valjka, koji se može pokretati i elektromotorom. Brzine se uključuju kako slijedi (sl. 48): 1. brzina: spojka 3 i spojka 7; 2. brzina: spojka 2 i spojka 7; 3. brzina: spojka 3 i spojka 5; 4. brzina: spojka 2 i spojka 5; 5. brzina: spojka 3 i spojka 4; 6. brzina: spojka 2 i spojka 4; natražna brzina: zubata spojka i spojka 7. Međuzupčanik za vožnju natraške nije ucrtan.

S obzirom na vrlo jednostavno rukovanje mnogo se upotrebljavaju mjenjači s planetarnim zupčanicima. Na sl. 50 prikazana je principijelna shema planetarnog prenosnika. Pogonski ili sunčani zupčanik A vezan je s pomoću dva ili više planetarnih zupčanika ili satelita B sa zupčanicom s unutarnjim ozubljenjem D. Šes osovine planetarnih zupčanika učvršćene su na zajednički jaram u obliku ploče, bubnja, krža ili prstena C.

Ukoči li se zupčanik D dok se sunčani zupčanik A okreće u smjeru strelice, okrećat će se planetarni zupčanici oko svoje osi u obratnom smjeru, ali će se istovremeno, zglob ukočenog zupčanika D, pomicati zajedno sa prstenum C u smjeru okrećanja sunčanika. Ako je broj zuba sunčanika jednak  $z_1$ , satelita

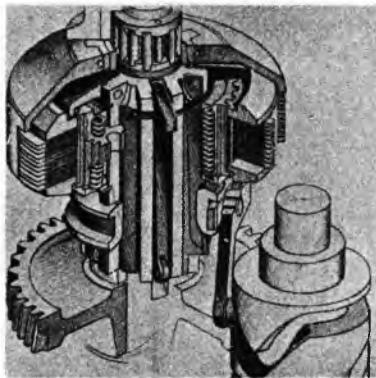


Sl. 48. Mjenjač s lamelastim spojkama

$z_1$  a zupčanika  $D$   $z_3$ , bit će prenosni omjer između broja okretaja sunčanika i prstena  $C$  jednak

$$i_1 = \frac{z_3 + z_1}{z_1}.$$

tj. 1,5 u slučaju ovog primjera. To znači da će se zupčanik  $D$  morati okrenuti 1,5 puta dok se jaram okreće 1 put. Sprječiti li se okretanje jarma  $C$ , sateliti će se okretati obratno od sunčanika, pa će se i vijenac  $D$  okretati u suprotnom smjeru od sunčanika, a u omjeru  $z_3/z_1$ .

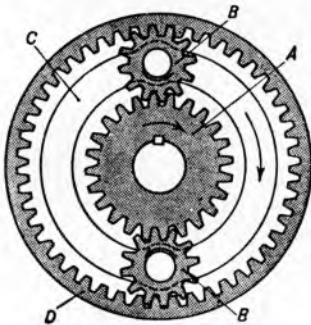


Sl. 49. Aktiviranje lamenlaste spojke s pomoću razvodnog valjka

Ako je npr.  $z_1 = 24$  a  $z_3 = 48$ , prenosni je omjer jednak 3, tj. dok se sunčanik okreće 3 puta, prsten se  $C$  okreće 1 put.

Ukoci li se naprotiv sunčanik, a okreće zupčanik  $D$ , okreće se jaram  $C$  u istom smjeru kao i zupčanik  $D$ , ali u omjeru

$$i_3 = \frac{z_3 + z_1}{z_3},$$



Sl. 50. Shema planetarnog prijenosnika

Na sl. 51 prikazana je principijelna izvedba planetarnog mjenjača sa 4 brzine naprijed i 1 brzinom natrag. Kočenjem vijenca  $D''$  prijenos se vrši preko sunčanika  $A''$ , satelita  $B''$  i jarma  $C''$  sa prenosnim omjerom prve brzine

$$i_{II} = \frac{d'' + a''}{a''}.$$

Oslobodenjem vijenca  $D''$  i kočenjem vijenca  $D$  prijenos se vrši preko sistema zupčanika  $A$ , satelita  $B$  i jarma  $C$  i istovremeno preko sistema sunčanika  $A''$ , satelita  $B''$  i jarma  $C''$ . Medutim, u ovom slučaju vijenac  $D''$  ne miruje, jer čini cijelinu sa jarmom  $C$ , nego se kreće u smjeru kretanja sunčanika, pa se jaram  $C''$  ili gonjena osovina okreće prenosnim omjerom druge brzine

$$i_{III} = \frac{(d' + a')(d'' + a'')}{a'(d' + a') + a'd''}.$$

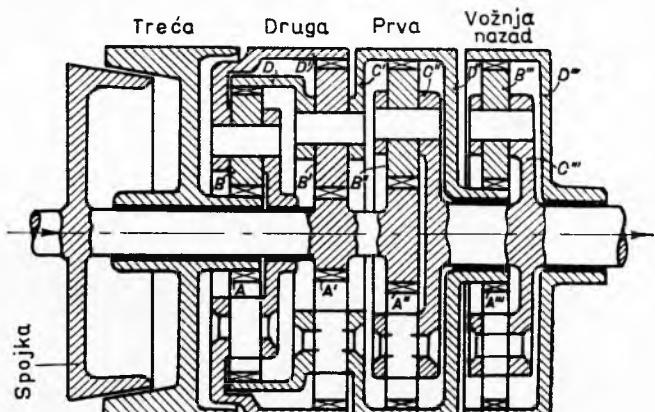
Uvođenjem trećeg planetarnog sistema kod kojeg se kočenjem bubnja sunčanika  $A$  utječe na brzinu okrećanja jarma i vijenca prvih dvaju sistema, dobiva se treća brzina s prenosnim omjerom

$$i_{III} = \frac{(a'' + d'') [(a' + d')(a + d) - dd']}{d'' a' (a + d)}.$$

Otkočivanjem bubnja sunčanika  $A$  i uključivanjem u spojku povezuju se sva tri sunčanika u jednu cijelinu, čime se blokira cijeli planetarni sistem, pa se okreće pogonske osovine prenosi na gonjenu bez ikakva prijenosa. To je izravna, direktna, ili četvrta brzina.

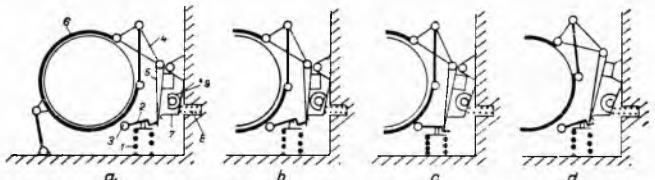
Vožnja natrag dobiva se kočenjem vijenca  $D''$  u četvrtom sistemu. Gonjena osovina ima dva jarma  $C''$  i  $C'''$ . Sunčanik  $A''$  čini cijelinu sa vijencem  $D''$ , koji je slobodan. Usljedi otpora protiv okrećanja koji pruža gonjena osovina, a prema tome i jarmu  $C''$ , okreće sunčanik  $A''$  u smjeru kazaljke na satu zahtijevat će obrnuti smjer okrećanja vijenca  $D''$ . Obrnuti smjer okrećanja sunčanika  $A''$ , s obzirom na to da je vijenac  $D''$  ukočen, zahtijeva i obrnuti smjer okrećanja jarma  $C'''$ , a time i jarmu  $C'$ , a prema tome i gonjene osovine, i to u prenosnom omjeru

$$i_N = 1 - \frac{d d'}{a a'}.$$



Sl. 51. Planetarni mjenjač sa četiri brzine

Osobito značenje za vozila ima Wilsonov planetarni mjenjač, i to s obzirom na njegov sistem predizbornog mijenjanja brzina. Pokazano je da se mijenjanje brzina postiže kočenjem pojedinih planetarnih sistema, kao i to da istovremeno radi uvijek samo jedna kočnica. Silu kočenja daje vijčano pero čije se djelovanje na pojedine kočnice prenosi predizbornim sistemom polužja. Pero  $I$  (sl. 52) stalno potiskuje potisni žlijeb  $2$ , koji se upravlja preko osovine nožne poluge  $3$ . Sva ova tri dijela iskorišćuju sve kočnice zajednički. Potiskivanjem poluge kočnice  $4$  s pomoću potisnika  $5$  steže se pojas kočnice  $6$ . Da bi se mogao vršiti izbor koji će se sistem kočiti, ispred svakog potisnika  $5$  nalazi se izbirnik  $7$ , koji je potiskivan od pera  $8$ . Potiskivanje pera  $8$  sprečava razvodni brijeđ.



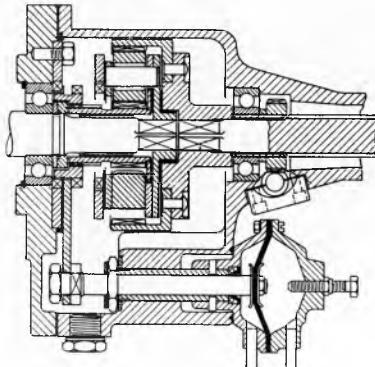
Sl. 52. Wilsonov sistem predizbornog mijenjanja brzina

Na sl. 52a prikazan je isključeni mehanizam. Pomicanjem ručice na volanu izabere se željena brzina, čime se djeluje na razvodni brijeđ  $9$  koji oslobada izbirnik  $7$  željene brzine, pa ovaj pritisnuje na potisnik (sl. 52b). Izbor brzine je izvršen, ali ona još nije uključena. Kad vozač želi da se brzina uključi, pritisne na nožnu polugu, uslijed čega se potisni žlijeb  $2$  spusti, pa je izbirnik  $7$  u mogućnosti da gurne potisnik  $5$  u žlijeb (sl. 52c). Potisnici svih ostalih kočnica ostaju u položaju kao na sl. 52a, jer njihov izbirnik  $7$  nije oslobođen. Ukoliko je koja brzina bila uključena, gornjim postupkom vraćen je razvodnim brijeđem izbirnik te brzine u početni položaj pa se spuštanjem potisnog žlijeba isključuje i potisnik te brzine. Otpuštanjem nožne poluge prestaje sprečavanje djelovanja pera  $I$ , pa ono izvrši kočenje na planetarnom sistemu željene brzine (sl. 52d). Svaka kočnica ima automatski uređaj za kompenzaciju istrošenja obloge; zbog toga nije potrebno to nadzirati.

**Štedni prijenosnik.** Štedni se prijenos može izvesti kao slijedeća brzina u mjenjaču ili se izvodi kao zasebna jedinica, u kojem se slučaju često uključuje i automatski.

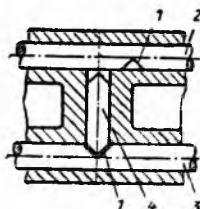
Na sl. 53 prikazan je štedni prijenosnik izvedbe Handa, koji je predviđen za naknadnu ugradnju na srednje osobne automobile. Prijenos se vrši s pomoći planetarnih zupčanika u omjeru 0,743 : 1. Prijenosnik se aktivira pneumatski, podtlakom iz usisne cijevi motora, a s pomoći dugmeta ventila na instrumentnoj tabli. U izravnoj vožnji zubata spojka spaja sunčanik s jarmom tako da je ulazna i izlazna osovina planetarnog prijenosnika blokirana. Aktiviranjem štednog prijenosa zubata spojka najprije oslobada sunčanik od jarma, a zatim ukočuje sunčanik spojivši ga s kućištem mjenjača (polozaj prikazan na slici). Okvukom dogradnjom štednog prijenosnika udvostručuje se i broj brzina samoga mjenjača.

**Uredaji za uključivanje brzina.** Ovi uredaji moraju ispunjavati slijedeće uvjete: 1. uključeni elementi moraju stalno zadržati svoj određeni položaj i ne smiju se za vrijeme rada sami isključivati; 2. mora postojati puna sigurnost da se istovremeno može uključiti samo jedan par zupčanika; 3. sve se brzine moraju uključivati djelovanjem na jednu ručicu.

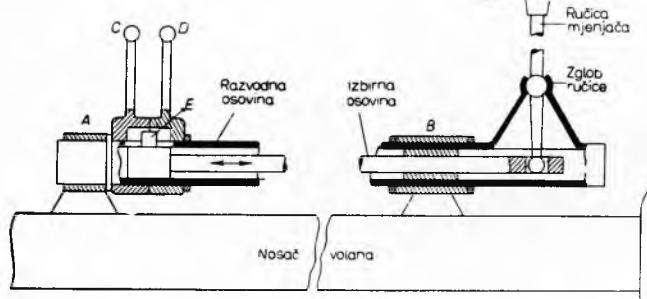


Sl. 53. Štedni prijenosnik

Na sl. 54 prikazana je shema jednostavnog uređaja za mijenjanje brzina s pomoću ručice mijenjača 5. Potiskivanjem ručice 5 nalijevo ili nadesno, prema smjeru vožnje, vrši se izbor kliznih osnova 3 i 4, a zatim se potiskivanjem ručice 5 naprijed ili natrag, prema smjeru vožnje, vrši pomicanje vilica 1 i 2 u željenu brzinu. Pomicanjem ručice u smjeru A donji se njen kraj pomiče u smjeru A', tj. zavlači klijinu osnovu 4. Potiskivanjem ručice u smjeru B pomiče se klijina osnova u smjeru B'.



Sł. 56. Schem zapora  
brzina



Sl. 57. Uredaj za mijenjanje brzina ručicom uz volan

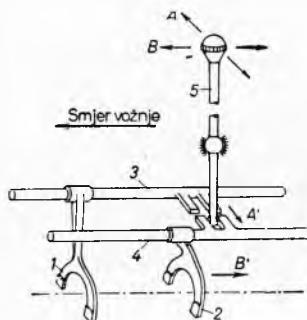
Izbor tačnog položaja klizne osovine kao i osiguranje tog položaja vrši se s pomoću uređaja prikazanog na sl. 55. U kliznu su osovinu uredzani utori koji određuju definirane položaje klizne osovine, a time i kliznog zupčanika ili prstena sinhronizatora. Ispravni se položaj određuje i osigurava čepom ili kuglicom 2, koji su u utor potiskivani perom 1. Klizna se osovina 3 može iz tih položaja pomaknuti samo time da se na ručici upotrijebi sila koja će nadjačati silu djejanja pera 1.

U slučaju neispravnog mehanizma za uključivanje ili nepažljivog rukovanja vozača postoji mogućnost da se istovremeno djeluje na obje klizne osovine, čime bi se istovremeno uključile i dvije razne brzine, što bi dovelo do sigurnog oštećenja mjenjača. Na sl. 56 prikazan je zaporni uredaj koji dopušta klijanje jedne osovine tek kad se druga osovina nalazi tačno u isključenom položaju. Klizne osovine 3 prečekaju čep 4, koji se ne može istisnuti dokle god je u dje-lovanju osovina 2. Isključenjem osovine 2 dolazi njen utor 1 tačno pred kanal čepa, pa se klijanjem osovine 3 može istisnuti čep koji odmah koči osovino 2. Za izbor natrične brzine treba na ručicu djelovati dodatnim zahvatom koji umanjuje mogućnost zabune i ubacivanje natrične brzine mjesto brzine za vožnju naprijed.

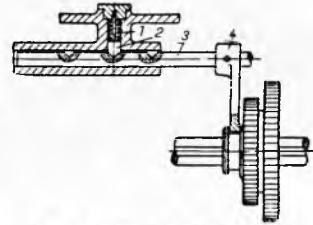
Na sl. 57 prikazan je uređaj za upravljanje mjenjačem s pomoću ručice na volanu. Uz nosač volana uležištena je u ležajima  $A$  i  $B$  razvodna osovina koja se može, s pomoću ručice mjenjača, ograničeno okreći oko svoje osi. Unutar razvodne osovine, koja je šupljia, nalazi se izbitna osovina, koja se može pomjerati u smjeru svoje osi, takođe s pomoću ručice mjenjača. Pomicanjem ručice u smjeru osi razvodne osovine vrši se izbor poluge  $C$  ili  $D$ , koje dajuju na mjenjač, i to upadanjem zatika  $E$  u utore poluge  $C$  i  $D$ . Pomicanjem ručice u smjeru okomitom na ravninu slike zaokreće se poluga  $C$  ili  $D$ , već koja je odabrana, prema gore ili dolje, čime se postiže uključivanje odabранe brzine.

Za olakšanje mijenjanja brzine, a osobito u vezi s automatskim mijenjanjem brzina, sve se više upotrebljavaju pneumatski i hidraulički uređaji za mijenjanje brzina.

Na sl. 58 prikazana je shema hidrauličkog uključivanja brzina za automobil Citroën DS 19. Djelovanjem na ručiću mjenjača, koja je također smještena uz volan, najprije se hidrauličkim putem automatski isključuje spojka, automatski uključuje odabrana brzina i zatim opet automatski uključuje spojka. Iz rezervoara A pumpa visokog pritiska  $C$  potiskuje ulje u akumulator B, iznad čije membrane se nalazi plin radi potrebnih elastičnosti akumulatora. Izbrinutim ventilom E ulje se ulje u cilindre mjenjača F i time izaziva pokretanje vilica iz neutralnog položaja. Vijećano pero G vraća vilice u neutralan položaj. Vod D služi kao povratni vod.



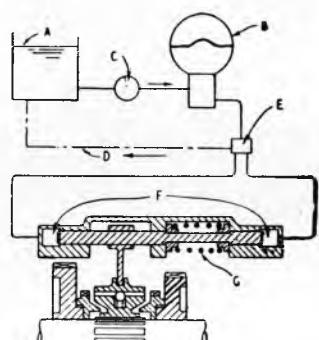
Sl. 54. Shema uređaja za mijenjanje  
brzina ručicom



### S1. 55. Osiguranje položaja vilice

**Osnovni računski i konstruktivni podaci.** Zupčanici mje-  
njača izvode se sa zahvatnim kutom  $20^\circ$  ili  $14^\circ 30'$ . Na zupčaniku  
s kosim zubima kut rezanja iznosi obično  $30$  do  $36^\circ$ . Kao materijal  
za zupčanike dolaze u obzir visokolegirani čelici za opremljenjivanje  
a osobito čelici za cementiranje, i to Č 4721 ili Č 4321 sa dubinom  
cementiranja i do  $1,5$  mm i tvrdoćom HRC 58 do 62. Kao pros-  
ječni dopušteni naponi na savijanje mogu se uzeti ove vrijednosti:

Mjenjači sa 3 brzine osobnih automobila: izravna brzina 3000  $\text{kp}/\text{cm}^2$ , 2. brzina 3500  $\text{kp}/\text{cm}^2$ , 1. brzina 5000  $\text{kp}/\text{cm}^2$ ; mjenjači sa 4 brzine teretnih automobila: izravna brzina 1200  $\text{kp}/\text{cm}^2$ , 3. brzina 1350  $\text{kp}/\text{cm}^2$ , 2. brzina 1800  $\text{kp}/\text{cm}^2$ , 1. brzina 2400  $\text{kp}/\text{cm}^2$ .



Sl. 58. Shema hidrauličkog uključivanja brzina

Osovine se izvode većinom od visokovrijednih legiranih čelika. Međutim, ti čelici ne povećavaju krutost osovina, a i vrlo su osjetljivi s obzirom na ureze i oštре prijelaze, pa treba nastojati što više upotrebljavati jednostavnije čelike ukoliko to dopuštaju promjeri. Pri proračunu osovina je najmjerodavniji ugib osovine, koji općenito ne smije biti veći od 0,2 mm, a u ravnni obiju osovina 0,1 mm. Kut uvijanja osovine mora biti manji od 0,2 mm na 1 m duljine.

Upotreba pojedinih brzina u međugradskoj vožnji iznosi prosečno: 1. brzina 0,55%, 2. brzina 1,17%, 3. brzina 3,95%, 4. brzina 94,33%.

Trajanost u satima uz puno opterećenje elemenata iznosi prosječno po brzinama

	1	2	3	4	5
Osobni automobili	9	81	300	2600	—
Teretni automobili	15	30	105	350	2460
Vučna kola	150	450	1950	450	—

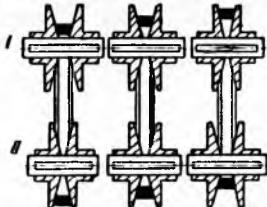
Taj omjer vremena i trajnosti utječe na gore navedene dopuštenje napone u pojedinim brzinama.

Slobodni prostor između dva susjedna zupčanika ne smije biti manji od 2 do 4 mm.

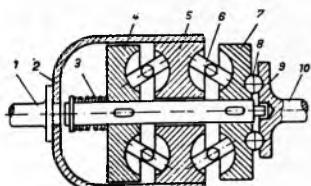
Kućište mjenjača izvodi se od sivog lijeva ili lakin metalata.

Treba predvidjeti dovoljnu količinu ulja radi hlađenja. Razina ulja treba da je tolika da najmanji zupčanik predložne osovine još zahvaća ulje.

**Kontinuirani mjenjači.** *Mehanički mjenjači.* Princip mehaničkih kontinuiranih mjenjača, koji uglavnom dolaze u obzir za motorna vozila, prikazan je na sl. 59 i 60.

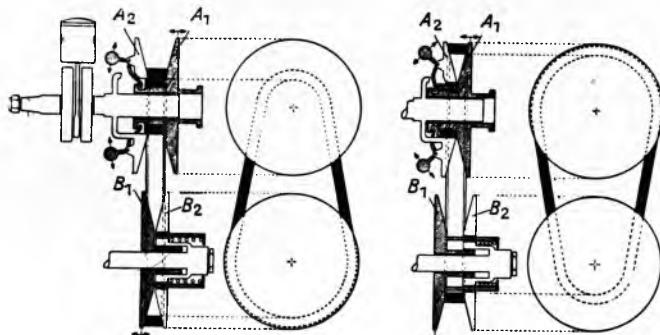


Sl. 59. Princip kontinuiranog prijenosa klinastim remenom



Sl. 60. Princip kontinuiranog prijenosa s pomoću frikcijskih kola

Mjenjač na sl. 59 radi na principu prijenosa klinastim remenom. Širenjem ili suživanjem koničnih polovina remenica postiže se veći ili manji promjer opsega remena, a prema tome i promjenju prijenosnog omjera. Izvedba prikazana na sl. 60 radi na principu frikcijskih kola. Moment pogonske osovine 10 prenosi se preko prirubnice 9 i niza ekscentrično smještenih kugala 8 na tlačnu ploču 7. Druga tlačna ploča 4, vezana uz istu osovinsku, djeluje pod pritiskom vičanog pera 3. Moment se od ploče 4 i 7 prenosi na gonjenu ploču 5 s pomoću frikcijskih kola 6, koja mogu svoj smjer mijenjati oko svojih radikalnih osovinica. Gonjena je ploča vezana sa gonjenom osovinom 1 s pomoću zvona 2. Veličina obodne sile zavisi o tlačnoj sili i koeficijentu trenja. Da se ne bi i pri malim obodnim silama upotrebljavala velika tlačna sila, koja izaziva visoke gubitke trenja kao i brže trošenje frikcijskih površina, potrebno je da se tlak pera 3 mijenja sa veličinom prenošenog momenta. To se postiže sistemom kugala 8 koje su uložene u kosi kanal. Povećanjem momenta kugla 8 potisnu ploču 7 naticevo, uslijed čega se pero 3 stisne i pritisnuće većom silom na tlačne ploče. Radi što manjeg trošenja moraju sve frikcijske površine biti kaljene, brušene i dobro podmazivane.



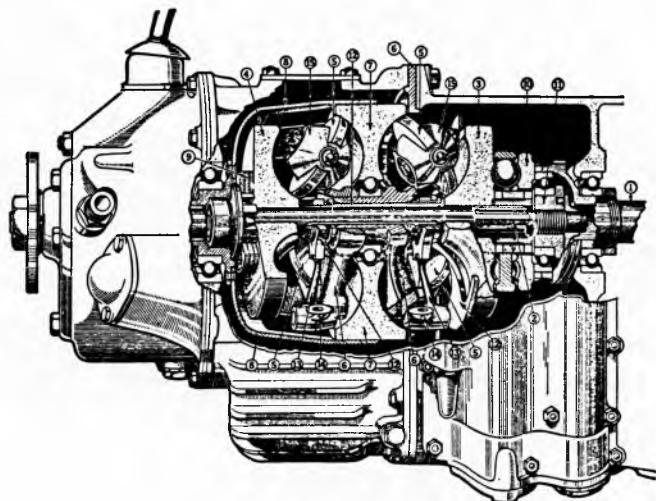
Sl. 61. Mjenjač s klinastim remenom na skuteru

Na sl. 61 prikazana je upotreba mjenjača prema sl. 59 na skuteru DKW-Hobby sa granicama prijenosnog omjera između 1 : 8,33 i 1 : 24,4. Pri pokretanju vozila stisnute su ploče gonjene remenice  $A_1$  i  $A_2$  pod djelovanjem pernog sistema. Kad se poveća broj okretaja pogonske remenice, sistem utega, pod djelovanjem centrifugalne sile, nadjačava djelovanje pera u gonjenoj remenici  $B_1$  i  $B_2$ , i stlačivanjem ploča pogonske remenice povećava njezin radni promjer, čime se smanjuje prijenosni omjer.

Na sl. 62 prikazana je upotreba mjenjača prema sl. 59 u automobilu male snage DAF. U ovoj se izvedbi automatsko djelovanje centrifugalnog sistema upotpunjuje i iskoriscivanjem opterećenja motora, i to djelovanjem podtlaka u usisnoj cijevi na regulatorni uredaj u cilindru pogonske remenice.



Sl. 62. Mjenjač s klinastim remenom na automobilu od 20 KS

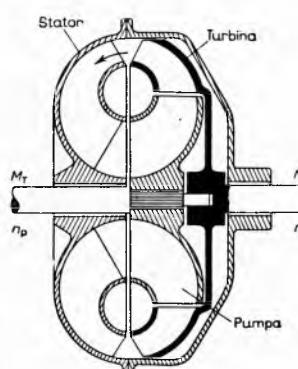


Sl. 63. Mjenjač s frikcijskim kolima

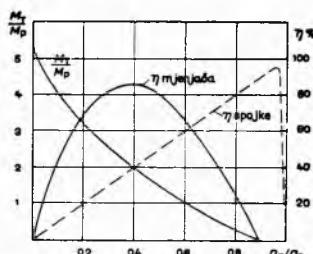
Sl. 63 prikazuje mjenjač Hayes, koji je građen prema shemi na sl. 60. S pogonske osovine 1 prenosi se moment preko ploče sa kosim žlijebom 10 i kugala na tlačne ploče 3 i 4, na koje djeluje plodasto pero 9. Fričijskim kolima 5 prenosi se dalje moment u promjenjenoj veličini na gonjenu ploču 9 i preko zvona na gonjenu osovinu. Na lijevom kraju mjenjača ugrađen je zupčani prijenos za vožnju natrag. Položaj frikcijskih kola mjenjača je automatski, i to hidraulički, s pomoću klipa čiji je pritisak zavisnik kako o broju okretaja uljne pumpe tako i o djelovanju protumomenta.

**Hidrodinamički mjenjači.** Ugraditi li se u hidrauličku spojku između turbine i pumpe treći element, stator, koji je nepokretan, tj. čvrsto vezan sa kućištem mjenjača, dobiva se hidrodinamički mjenjač (sl. 64). Djelovanje statora povećava moment okretanja turbine, jer se reaktivni moment, tj. razlika između pogonskog i zagonskog momenta, prenosi na kućište. Među momentima pojedinih kola mjenjača postoji zavisnost:  $M_T = M_p \pm M_s$ .

Na sl. 65 dana je karakteristika hidrauličkog mjenjača. Vidi se da je moment gonjene osovine pri pokretanju vozila najveći i približno do 5 puta veći od momenta pogonske osovine ili pumpe. Stupanj djelovanja mjenjača postiže svoj maksimum ( $\sim 85\%$ ) kada se kolo turbine okreće sa  $\sim 40\%$  broja okretaja pumpe. Kod viših brojeva okretaja turbine stupanj djelovanja naglo opada zbog otpora koji mirujući stator suprotstavlja protjecanju tekućine. Kad broj okretaja turbine iznosi  $\sim 63\%$  broja okretaja pumpe, moment je turbine jednak momentu pumpe. Prema tome je u



Sl. 64. Shematski prikaz hidrodinamičkog mjenjača



Sl. 65. Karakteristika hidrodinamičkog mjenjača

tom slučaju reaktivni moment statora jednak nuli. Kad je broj okretaja turbine još veći, moment je turbine manji od momenta pumpe, pa reaktivni moment statora mijenja predznak, što znači da je stator potiskivan u smjeru okretanja pumpe i turbine. Na dijagramu se vidi da je u toj tački, baš zbog prestanka djelovanja statora, stupanj djelovanja mjenjača jednak stupnju djelovanja hidrauličke spojke. Iz dijagrama se vidi da je ovakav mjenjač nezgodan za upotrebu na vozilima, zbog vrlo niskog stupnja djelovanja kad je brzina vozila veća. Trilokov princip hidro-

dinamičkog mjenjača iskoristio je činjenicu da reaktivni moment statora mijenja predznak kad se izjednače momenti pumpe i turbine, pa je na tom mjenjaču stator vezan uz kućište preko spojke slobodnog hoda, koja omogućuje da se stator vrti u smjeru pumpe i turbine, ali obratno ne. Prema tome, pri promjeni predznaka reaktivnog momenta statora on se počinje okretati u smjeru okretanja ostalih kola i tog se česa hidrodinamički mjenjač pretvara u hidrauličku spojku sa stupnjem djelovanja koji odgovara spojki. Da bi se postigao što jednoličniji uspon stupnja djelovanja, hidraulički se mjenjači često izvode također sa po dva statora, i/ili dvije pumpe, i/ili dvije turbine, jer se time, među ostalim, znatno poboljšavaju uvjeti strujanja tekućine.

Kako povećanje momenta okretanja u hidrodinamičkom mjenjaču često nije dovoljno za sve potrebe vozila, u većini se slučajeva hidrodinamički mjenjač kombinira s mehaničkim stupnjevanim mjenjačem. Uključivanje brzina vrši se većinom automatski. Svi hidrodinamički mjenjači bez iznimke moraju imati mehanički prijenos za vožnju natrag, kojim se upravlja većinom hidraulički. Za paljenje motora guranjem vozila, kao i za kočenje motorom, potrebno je premostiti hidraulički uredaj, kao što je to napomenuto kod hidrauličke spojke.

#### KARDANSKI PRIJENOS

Kardanski prijenos služi za prijenos snage, odnosno momenta okretanja između pojedinih razmaknutih pogonskih sklopova vozila koji nisu međusobno kruto vezani, ili im se osi osovina ne poklapaju, ili je čak međusobni položaj pojedinih sklopova promjenljiv. Na sl. 66 prikazan je najopćenitiji slučaj primjene kardanskog prijenosa u vozilima. Pod djelovanjem neravnosti tla stražnji prijenos 5 neprestano mijenja svoj položaj s obzirom na izlaznu osovinsku mjenjaču brzina 1. U ovom se slučaju kardanski prijenos sastoji od kardanskih zglobova 2 i 4 i kardanske osovine 3.

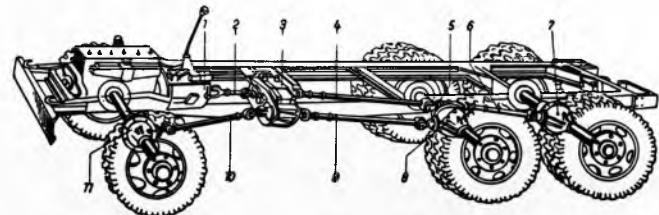
Usljed pregibanja kardanskog se osovini mijenja duljina. S tog razloga mora kardanska osovina biti vezana sa jednim zglobom s pomoću žlijebaste osovine ili pak kakvim elastičnim elementom, tj. tako da se osovina može produživati u smjeru svoje osi, ali da ipak u cijelosti prenosi moment okretanja.

Na sl. 67 prikazana je shema jednostavnog kardanskog zglobova. Kardanska osovina može raditi u bilo kojem položaju unutar naznačenog stoča. Kinematika kardanskog mehanizma pokazuje da se kutna brzina čvrste ili kruto uležištene osovine  $\omega_1$  ne prenosi jednolично na kardansku osovinsku čim ona odstupa za neki kut  $\alpha$  od smjera čvrste osovine. Odnos kutnih brzina  $\omega_2/\omega_1$  kreće se između  $1/\cos \alpha$  i  $\cos \alpha$ , gdje prva vrijednost predstavlja maksimum a druga minimum. Prema tome, što je veći kut  $\alpha$  to je veća nejednoličnost prijenosa kutne brzine. Ako je kutna brzina  $\omega_1 = 400 \text{ s}^{-1}$ ,  $\omega_2$  se promjeni za vrijeme jednog okretaja osovine, pri otklonu kardanske osovine za  $10^\circ$ , od  $406$  do  $394 \text{ s}^{-1}$ , a pri otklonu kardanske osovine za  $20^\circ$ , od  $425$  do  $276 \text{ s}^{-1}$ . Ovakve promjene u kutnim brzinama izazivaju dodatna dinamička naprezanja.

S obzirom na jednoličnost kutne brzine prije i poslije zglobova razlikuju se: a) jednostavni zglobovi i b) zglobovi za jednoličan prijenos kutnih brzina. Jednostavni zglobovi dijele se na križne zglove i elastične zglove. Zglobovi za jednoličan prijenos kutnih brzina dijele se na složene zglove i na specijalne zglove.

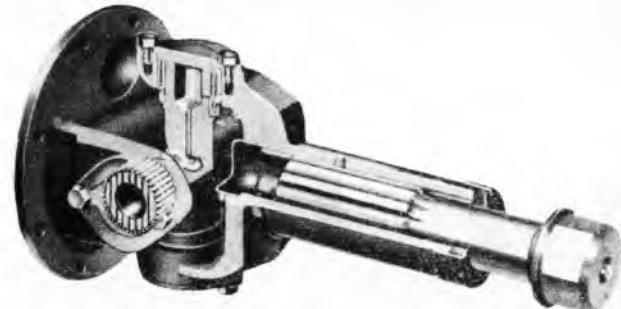
Na sl. 68 prikazan je kardanski prijenos troosovinskog automobila s pogonom na sve tri osovine. Moment okretanja prenosi se od mjenjača brzina 1 kardanskom osovinom 2 na razvodni prenosnik 3. Odavde se moment prenosi kardanskom osovinom 9 ka srednjoj osovini 8, a kardanskom osovinom 10 ka prednjoj osovini 11. Ka

stražnjoj osovini 7 moment se prenosi kardanskim osovinama 4 i 6. Obje su osovine približno u sredini, vodene ležajem 5.



Sl. 68. Kardanski prijenos troosovinskog automobila

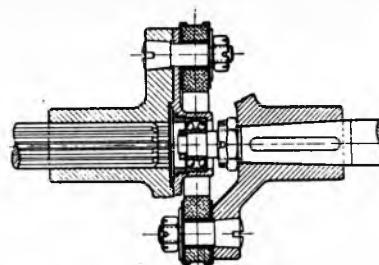
**Jednostavni zglobovi.** Na sl. 69 prikazana je izvedba križnog kardanskog zglobova Spicer. Njegova prednost je u tome što su mu ležajevi potpuno zaštićeni od prašine i vlage, a bez ikakvih brtviča. Osim toga ima iglaste ležajeve, koji znatno olakšavaju podmazivanje pri visokim opterećenjima i brojevima okretaja. Ovi se ležajevi pune mašču samo prilikom svakog glavnog pregleda vozila,



Sl. 69. Kardanski zglob Spicer

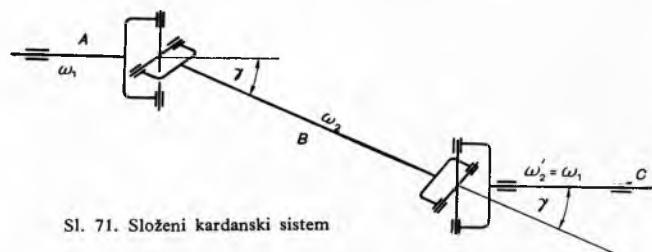
pa ne zahtijevaju za vrijeme pogona posebno uzdržavanje. Dopušteni kut pregiba među osovinama za ovaj zglob iznosi  $16^\circ$ . Neke druge konstrukcije dopuštaju da se osovina pregiba i do  $35^\circ$ .

Na sl. 70 prikazana je elastična izvedba zglobova, tzv. Hardiyev zglob. Vilice zglobova, koje mogu biti izvedene s dva ili tri kraka, vezane su međusobno gumenom pločom ili prstenom, koji su armirani ulošcima od tkiva tako raspoređenim da je čvrstoča protiv uvijanja, protiv centrifugalne sile i protiv savijanja u svim smjerovima jednaka. Pregibanje vretena je omogućeno popuštanjem gumene ploče. Međutim, baš zbog tog popuštanja ne može ploča centrirati osovine, pa se kod takvih zglobova centriranje često osigurava posebnim kuglastim ležajem. Pomicanje osovine u smjeru osi, pri promjenama pregiba, ne smije ići na račun gurnjene ploče, već se i kod ovog zglobova mora jedna vilica klizno povezati s osovinom. Dopušteni kut pregiba među osovinama iznosi  $5^\circ$ .



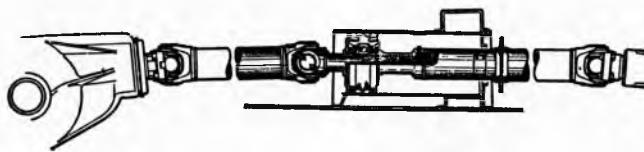
Sl. 70. Hardiyev zglob

**Zglobovi za jednoličan prijenos kutnih brzina.** Pojava da jednostavni kardanski zglob nejednolično prenosi kutne brzine znatno je ograničila njegovu upotrebu jer izaziva jaka dinamička naprezanja. Dodavanjem drugog zglobova, kao na sl. 71, koji pro-



Sl. 71. Složeni kardanski sistem

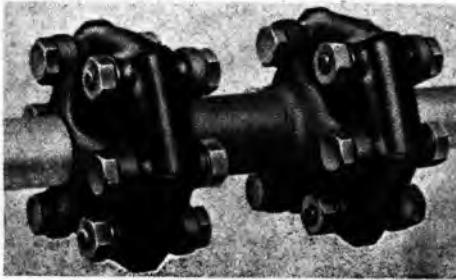
mjenljivu kutnu brzinu  $\omega_2$  mijenja u protivnom smislu, dobiva se na osovinu C, ako se ona pregiba s istim kutom kao i osovina A,



Sl. 72. Kardanska osovina

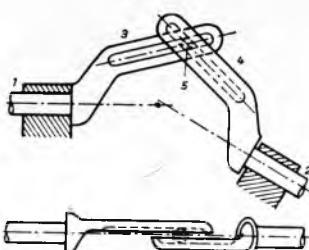
kutna brzina  $\omega_2' = \omega_1$ . Važno je da kutovi pregiba budu jednaki, a isto tako je važno da vilice na osovinama B leže u istoj ravni, a ne u medusobno okomitim ravninama.

Na sl. 72 prikazana je izvedba kardanske osovine (Opel) sa križnim složenim zglobovima i upotrebotom meduležaja. Na sl. 73 prikazan je elastičan složen zglob izvedbe Goetze-Giubo.

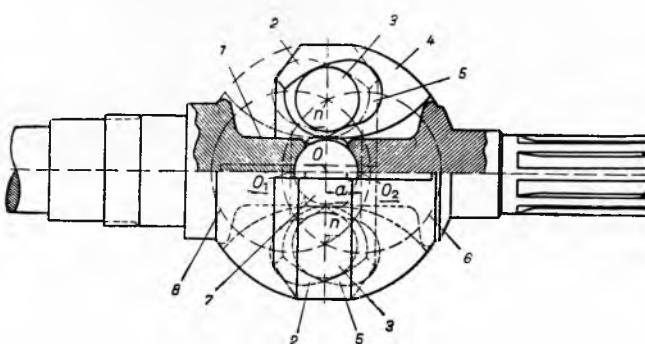


Sl. 73. Elastičan složen zglob

U slučajevima gdje zbog skućenosti prostora nije moguća primjena složenog zgloba (npr. kad vozilo ima pogon preko prednjih kotača) izvode se specijalne konstrukcije. Jedna vrsta tih konstrukcija osniva se na načelu da ravnina u kojoj leži putanja dodirne tačke medju osovinama dijeli kut pregiba tačno napola, i to bez obzira na to u kakvom su medusobnom položaju osovine. Dalje mora još biti ispunjen uvjet da su osi u središtu zgloba i da se nalaze u istoj ravni, a zatim i da ravnina koja raspolavlja kut pregiba prolazi kroz središte zgloba, a ujedno da je okomita na ravninu kroz koju prolaze osi osovine. Shema takve izvedbe prikazana je na sl. 74.



Sl. 74. Princip zgloba s izjednačenim prijenosom



Sl. 75. Kardan Weiss s kružnim kanalima

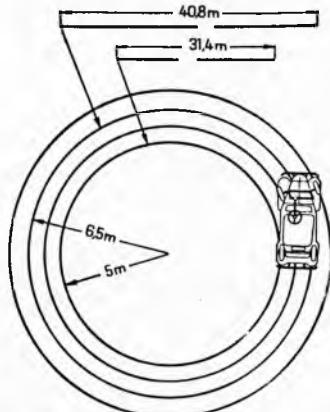
Osovine 1 i 2 snabdjevene su na krajevima rukama 3 i 4 koje su užlijebljene s poluokruglim kanalima. Snaga se prenosi preko kugle 5 koja se kreće unutar kanala. Pregibanjem osovine 2 prisljava se i kugla 5 na mijenjanje položaja, i to uvijek tako da su ispunjeni gornji uvjeti. Na sl. 75 prikazana je izvedba takvog zgloba prema Weissu, ali s kružnim kanalima. Kut pregiba medju osovinama može doći i  $40^\circ$ . Zglob se sastoji od medusobno jednakih rukama 1 i 4. Snaga se prenosi u jednom smjeru preko dvije kugle 3, pa su za oba smjera potrebne četiri kugle, koje su smještene u kanale ruka. Kanali 2 i 5 izvedeni su kružno sa središtema u  $O_1$  i  $O_2$ , njihove osi pri kruženju opisuju kugle 6 i 8. One se sijeku po kružnici  $n-n$ , koja predstavlja put kruženja kugala 3. Razmak medju rukama 1 i 4 održava se kuglom 7.

### ZAGON KOTAČA

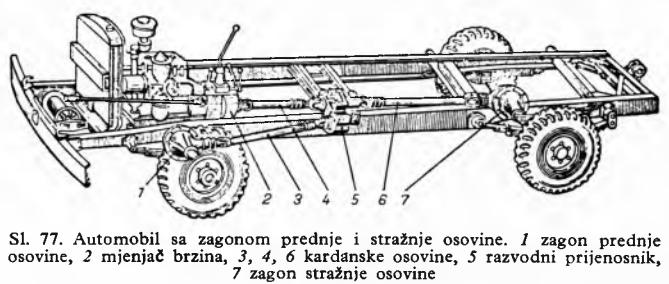
Prijenos snage za zagon kotača vrši se gotovo redovito s pomoću zupčanika čiji prijenosni omjer odgovara stalnom prijenosnom omjeru vozila. Prema veličini stalnog prijenosnog omjera, koji se kreće između 3 i 17, razlikuju se jednostepeni i dvostepeni zagonski prijenosnici. U jednostepenih prijenosnika, kod kojih se osi pogonske i zagonjene osovine sijeku, upotrebljavaju se za prijenos stožni zupčanici. Ako se osi križaju, izvodi se zagon hi-poidnim stožnicima ili pužnim pogonom.

Pri vožnji na krivini (sl. 76) ili na lošoj cesti, kada jedan kotač vozi po ravnoj plohi a drugi preko izbočene ili udubljene plohe, ili uslijed ne sasvim jednakih promjera kotača, dolazi do potrebe da se jedan kotač brže okreće od drugog. Da bi se to omogućilo, ne izvodi se osovina gonjenih kotača od jednoga komada, već se zagon vrši s pomoću dviju poluosovina koje su zagonjene preko mehanizma za izjednačenje ili *diferencijala*. Taj mehanizam svojim djelovanjem ujedno raspodjeljuje, odnosno izjednačuje, moment na kućištu diferencijala na jednakе momente na objema poluosovinama kotača. Po potrebi može se moment okretanja kućišta raspodjeliti na obje poluosovine u poželjnem omjeru.

S obzirom na to da diferencijal omogućuje nezavisno okretanje pojedinog zagonjenog kotača, može se dogoditi da se snaga motora troši na liniji manjeg otpora, tj. da se okreće samo kotač koji je na klizavom terenu, dok drugi kotač stoji, pa prema tome stoji



Sl. 76. Put kotača vozila u zaokretu



Sl. 77. Automobil sa zagonom prednje i stražnje osovine. 1 zagon prednje osovine, 2 mjenjač brzina, 3, 4, 6 kardanske osovine, 5 razvodni prijenosnik, 7 zagon stražnje osovine

i vozilo. Vozilo će se pokrenuti tek kad se izjednače otpori na oba kotača (podbacivanjem pijeska, u slučaju blata podlaganjem šiblja) ili ako se sprijeći djelovanje diferencijala i uspostavi čvrsti spoj između poluosovina, tako da će kotač koji se kreće na povoljnijem terenu samostalno pokrenuti vozilo.

Zagon terenskih vozila vrši se gotovo redovito preko prednje i stražnje osovine (sl. 77). Teška vozila, koja imaju, radi manjeg pritiska na cestu, i po više osovine, mogu imati sve osovine gonjene (v. sl. 68). U svakom slučaju svaka gonjena osovina ima svoj diferencijal. Snaga se dovodi do gonjenih osovine preko razvodnih prijenosnika (5 na sl. 77), čije izvedbe često omogućuju isključivanje pogona preko prednje osovine, ako nije potreban, pa i mijenjanje prijenosnog omjera unutar prijenosnika, čime se udvostručuje broj svih brzina.

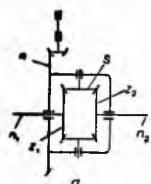
U slučaju zagona i prednje i stražnje osovine također dolazi do pojava neizjednačenosti u radu kotača (veći polumjer zaokreta prednjih kotača, sl. 76, razlika u promjerima kotača itd.), pa se u mnogo slučajeva uz razvodni prijenosnik ugrađuje i razvodni diferencijal. Na terenskim vozilima mora postojati mogućnost blokiranja razvodnog diferencijala.

Pri zagonu nezavisno ovješenih kotača u većini su slučajeva poluosovine pregibne, a isto tako moraju biti pregibne pri zagonu prednjih kotača radi mogućnosti upravljanja. Kao zglobovi dolaze u obzir dvojni ili specijalni zglobovi sa izjednačenim kutnim brzinama.

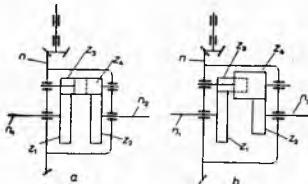
**Mehanizam za izjednačenje** ima svrhu omogućiti da se zagonске osovine kotača okreću različitom brzinom, a ujedno sprječiti da jedan kotač vuče većom silom od drugoga. U tom smislu ima diferencijal isti zadatok kao na seljačkim kolima vaga u koju su upregnuti konji. Ako jedan konj počinje slabije vući, automatski će i drugi vući slabije, jer mu popušta vaga koja se počinje okretati uslijed poremećaja raznoteže. Djelovanje vage postiže u motornim vozilima mehanizam za izjednačenje, *diferencijal*, upotreboom sistema stožnih zupčanika, čeonih zupčanika, kliznih prizama ili pužnih pogona.

Na sl. 78 a i b je prikazana izvedba diferencijala sa stožnim zupčanicima s jednolikom, a na sl. 78 b s nejednolikom raspodjelom momenata.

Okreće li se poluosovine  $n_1$  i  $n_2$  jednakim brojem okretaja i jednakim silama, prenjet će se okretanje poluosovina preko stožnika  $z_1$  i  $z_2$  na stožnik  $S$ , koji ima mogućnost slobodnog okretanja oko svoje osi. Kako na stožnik  $S$ , koji ima ulogu vase, s obje strane djeluju jednake sile, on se ne može okretati oko svoje osi, pa stoga počinje okretati kućište diferencijala. Ukoliko li se poluosovina  $n_1$  i okreće osovina  $n_2$ , okreće se stožnik  $S$  oko svoje osi, ali će zbog svog okre-



Sl. 78. Diferencijal sa stožnim zupčanicima



Sl. 79. Diferencijal sa čeonim zupčanicima

tanja morati putovati po obodu stožnika  $z_1$ , s kojim je uzubljen, a to znači da će ujedno okretati i kućište diferencijala. Ukoliko li se kućište diferencijala i okreće poluosovina  $n_2$ , okreće se poluosovina  $n_1$  u obratnom smjeru. U naravi pogonska sila djeluje obratnim smjerom, te se od zupčanika zagonskog prijenosnika  $n$  razdvaja na osovine  $n_1$  i  $n_2$ , ali sa gore opisanim djelovanjem.

Ako je  $n$  broj okretaja stožnika  $n$ , a to znači i kućišta diferencijala,  $n_1$  broj okretaja vanjske poluosovine u odnosu na središte oko kojeg se okreće vozilo,  $n_2$  broj okretaja unutarnje poluosovine i  $z_1$  i  $z_2$  broj zuba stožnika odgovarajućih poluosovina, to između tih veličina postoji odnos

$$n_1 + n_2 \frac{z_1}{z_2} = n \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right).$$

Odnos medu momentima je u tom slučaju

$$M_1 = M_k \frac{z_1}{z_1 + z_2} - M_t,$$

$$M_2 = M_k \frac{z_2}{z_1 + z_2} + M_t,$$

gdje su  $M_1$  i  $M_2$  momenti na poluosovinama,  $M_k$  moment predan kućištu diferencijala i  $M_t$  moment trenja u diferencijalu, izazvan različitim brojem okretaja poluosovina.

Uz  $z_1 = z_2$  (sl. 78 a) dobiva se

$$n_1 + n_2 = 2n,$$

odnosno

$$M_1 = 0,5 M_k - M_t,$$

$$M_2 = 0,5 M_k + M_t.$$

Izvedba diferencijala sa čeonim zupčanicima prikazana je shematski na sl. 79 a s jednolikom, a na sl. 79 b s nejednolikom raspodjelom momenata.

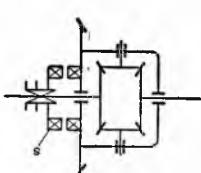
Odnos brojeva okretaja je:

$$n_1 + \frac{z_3 z_4}{z_1 z_2} n_2 = \left(1 + \frac{z_3 z_4}{z_1 z_2}\right) n.$$

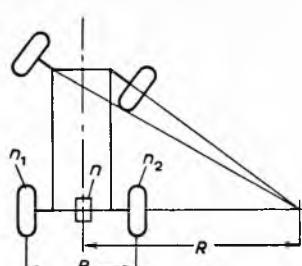
Uz  $z_1 = z_2$  i  $z_3 = z_4$  (sl. 79a) dobivamo također

$$n_1 + n_2 = 2n.$$

Djelovanje diferencijala može se poništiti ako se jedna poluosovina čvrsto poveže s kućištem diferencijala. To se u izvedbi prema sl. 80 postiže pomoću zubata spojke  $S$ , čija je jedna polovina vezana na ozlijedljivu poluosovinu s mogućnosti akcionalnoga pomaka, dok zubi druge polovine spojke čine cjelinu s kućištem diferencijala. Potiskivanjem klizne polovine spojke nadesno povezuje se poluosovina zahvatom zubi spojke čvrsto s kućištem diferencijala, pa se i prijenos snage vrši izravno od kućišta na poluosovinu. Blokiranjem jedne poluosovine izvršeno je odmah blokiranje i druge poluosovine, a to znači da se obje poluosovine vežu u jednu oštinu.



Sl. 80. Blokiranje diferencijala zubatom spojkom



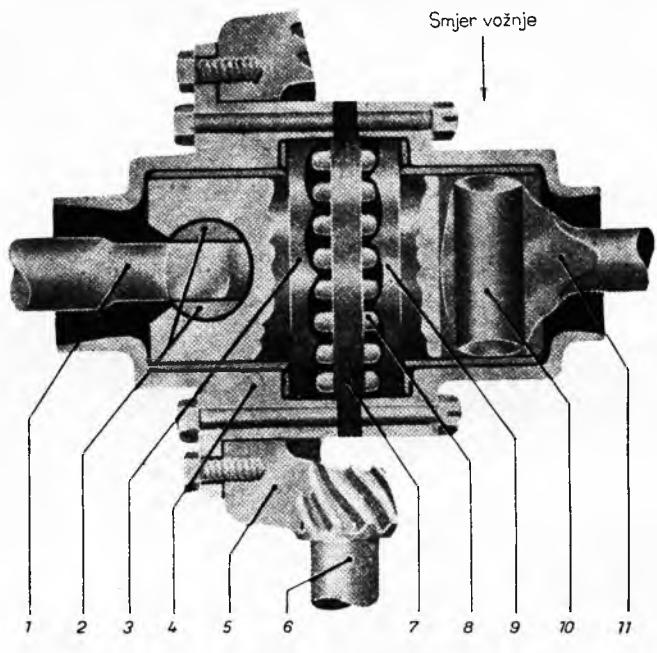
Sl. 81. Djelovanje diferencijala u krivini

Odnos medu brojevima okretaja kućišta diferencijala i poluosovina, kod diferencijala sa jednolikom raspodjelom momenata, a s obzirom na polumjer zaokreta vozila (sl. 81), jednak je

$$n_1 = n - \frac{B}{R}, \quad n_2 = n + \frac{B}{R},$$

gdje je  $R$  polumjer zaokreta vozila a  $B$  širina traga kotača.

Izvedba diferencijala s kliznim prizmama prikazana je na sl. 82. Djelovanje je slijedeće: okretnjem kućišta diferencijala  $4$  okreće se povodni prsten  $7$ , a sa njime se okreće i u njega uložene klizne prizme  $8$ . Prizme tlače na oluke



Sl. 82. Diferencijal s kliznim prizmama

ploča  $3$  i  $9$ , koje imaju različiti broj oluka. Postoji li na oba kotača jednak otpor, okreće se preko ploča  $3$  i  $9$  poluosovine istim brojem okretaja. Poveća li se npr. otpor na poluosovini  $11$ , zaostajat će ploča  $9$  prema ploči  $3$ . To je moguće stoga što prizme  $8$  mogu klizati u smjeru osi, a već prema tome kako to oluci zahtijevaju. Ploča  $9$  će neke prizme potiskivati na lijevo, uslijed čega će one potiskivanjem na kosu površinu oluka ploče  $3$  ovu prisiljavati da se okrene za toliko da prizma može prijeći na susjedni oluk. Pri većoj razlici brojeva okretaja, npr. ako kliži jedan kotač, prizma nije u mogućnosti da si oslobodi prolaz, pa se kotač okreće istim brojem okretaja. To znači da je pri većoj razlici brojeva okretaja ovakav diferencijal samokračan.

Na sl. 84 prikazana je konstruktivna izvedba zagonskog prijenosnika s mehanizmom za izjednačenje. I zagonski prijenosnik i diferencijal izvedeni su sa stožnim zupčanicima.

Na sl. 85 prikazana je izvedba zagonskog prijenosnika u slučaju kad je motor smješten uz zagonsku oštinu. Pri ovakvim se izvedbama motor, spojka, mjenjač i zagonski prijenosnik zajedno s diferencijalom povezani u jednu konstruktivnu cjelinu.

**Poluosovine.** Za vrijeme vožnje poluosovine su opterećene silama koje su izazvane: a) prijenosom maksimalne vučne sile preko kotača; b) krenjem vozila; c) kretanjem vozila u zavoju i d) neravnim terenom.

Veličine tih sila (sl. 83) za svaki gornji slučaj jednake su:

$$a) G'_1 = G'_2 = \frac{k_v G_2}{2}, \quad F_1 = F_2 = \frac{M_m \cdot i_{\max}}{2r}, \quad C' = 0;$$

$$b) G'_1 = G'_2 = \frac{k_k G_2}{2}, \quad F_1 = F_2 = \frac{\mu k_k G_2}{2}, \quad C' = 0;$$

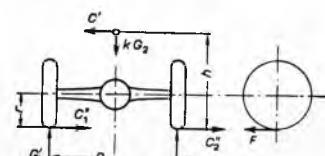
c) za lijevi kotač

$$G'_1 = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2\mu h}{B}\right), \quad F_1 = 0, \quad C''_1 = \frac{\mu G_2}{2} \left(1 + \frac{2\mu h}{B}\right);$$

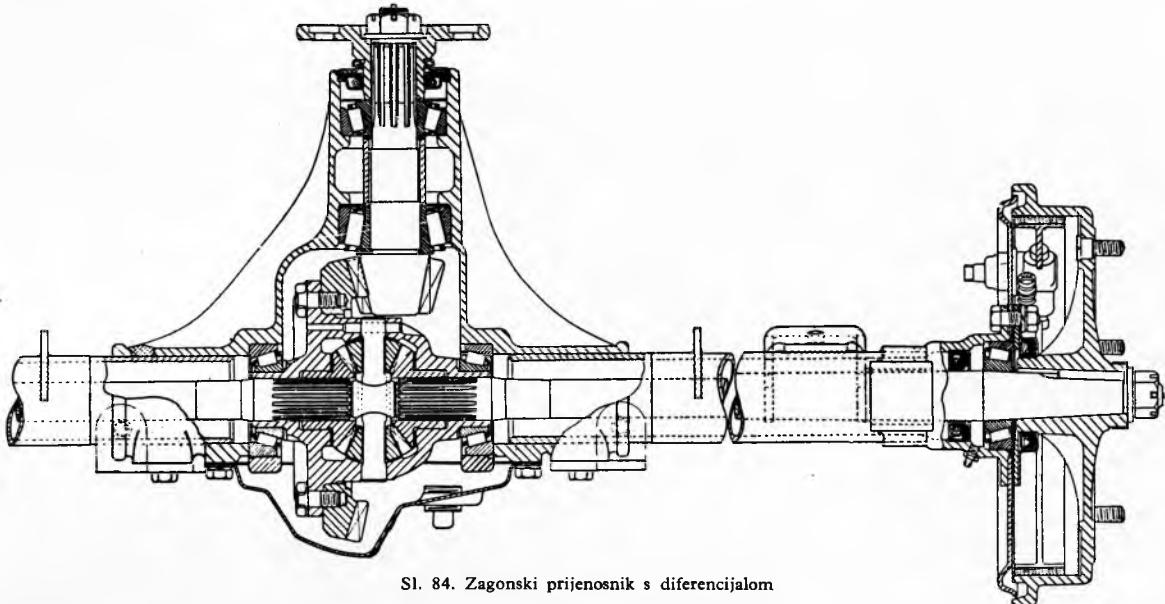
za desni kotač

$$G'_1 = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2\mu h}{B}\right), \quad F_2 = 0, \quad C''_2 = \frac{\mu G_2}{2} \left(1 - \frac{2\mu h}{B}\right);$$

$$d) G'_1 = G'_2 = \gamma \frac{G_2}{2}, \quad F = 0, \quad C' = 0,$$

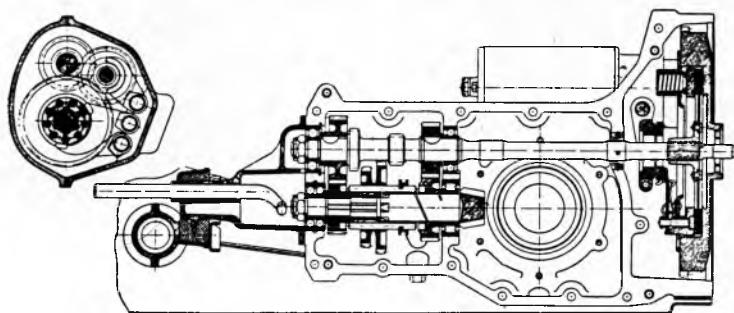


Sl. 83. Djelovanje sila na poluosovine



Sl. 84. Zagonski prijenosnik s diferencijalom

gdje su  $G'_1$  i  $G'_2$  okomite reakcije sile  $kG_2$ ,  $F_1$  i  $F_2$  reakcije obodne sile kotača,  $C'_1$  i  $C'_2$  postrane reakcije centrifugalne sile  $C'$  koja djeluje u težištu vozila,  $G_2$  udio težine vozila koji otpada na zagonjenu osovini,  $h$  visina težišta vozila,  $k$  koeficijent promjene težine  $G_2$  s obzirom na vučno ili kočno djelovanje kotača,  $M_m$  maksimalni moment motora,  $i_{\max}$  najveći prijenosni omjer



Sl. 85. Usredotočeni zagon

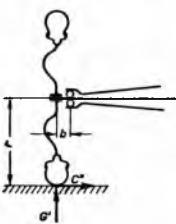
vozila,  $r$  dinamički polumjer kotača,  $\mu$  koeficijent trenja kotača s obzirom na tlo,  $B$  širina traga kotača (za dvojne kotače uzima se širina traga vanjskih kotača),  $\gamma$  udarni faktor ( $\approx 2$ ).

Veličina se  $C'$  ne uzima prema stvarnoj centrifugalnoj sili koja djeluje na vozilo u zavoju, već prema udjelu kojim ona napreže kotače. To naprezanje zavisi o koeficijentu trenja kotača, koji se u proračunu uzima da je 0,7 za slučaj a i b, a 1,0 za slučaj c. Čim dolazi do klizanja, umanjuju se sile na kotač  $C'_1$  i  $C'_2$ .

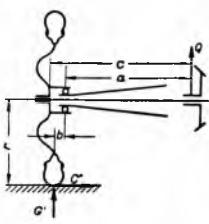
Koeficijent promjene težine  $k$  za stražnju osovini jednak je približno

pri vuči  $k_v = 1,2 \dots 1,4$  za osobne automobile,  
 $k_v = 1,1 \dots 1,2$  za teretne automobile;

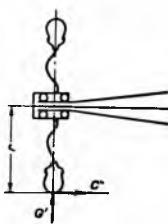
pri kočenju  $k_k = 0,8 \dots 0,85$  za osobne automobile,  
 $k_k = 0,9 \dots 0,95$  za teretne automobile.



Sl. 86. Shema opterećene poluosovine



Sl. 87. Shema poluopterećene poluosovine



Sl. 88. Shema neopterećene poluosovine

U kojoj mjeri će poluosovine biti naprezane od gornjih sile zavisi o konstrukciji nošenja kotača, pa se prema tome razlikuje opterećena poluosovina, poluopterećena poluosovina i neopterećena poluosovina.

Opterećena poluosovina (sl. 86) preuzima na sebe sve sile koje djeluju na kotač pa je prema tome naprezana: a) momentom

savijanja  $M_G' = G' b$ , b) momentom okretanja  $M = Fr$ , c) momentom savijanja  $M_F = Fb$ , d) momentom savijanja  $M_C'' = C'' r$ .

Poluopterećena je osovina (sl. 87) naprezana istim momentima kao i opterećena, ali oni su manji. Opasni presjek poluosovine nalazi se na kraju glavine kotača, a računa se iz momenta savijanja  $M_Q = Qc$  i momenta okretanja  $M$ . Reakcija  $Q$  dobiva se iz zbroja momenata svih sile s obzirom na središte ležaja, a u vezi s pojedinim opterećenjima.

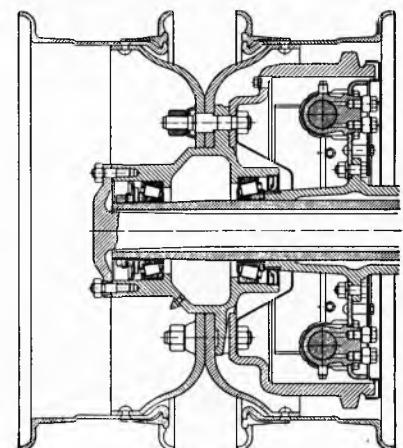
Neopterećena poluosovina (sl. 88) naprezana je samo momentom okretanja  $M = Fr$ .

Poluosovina na sl. 84 izvedena je kao opterećena, a na sl. 89 prikazana je izvedba neopterećene poluosovine. Sl. 90 prikazuje poluosovinu za prednje nezavisno ovješene kotače a sl. 91 izvedbu pogona na stražnje kotače.

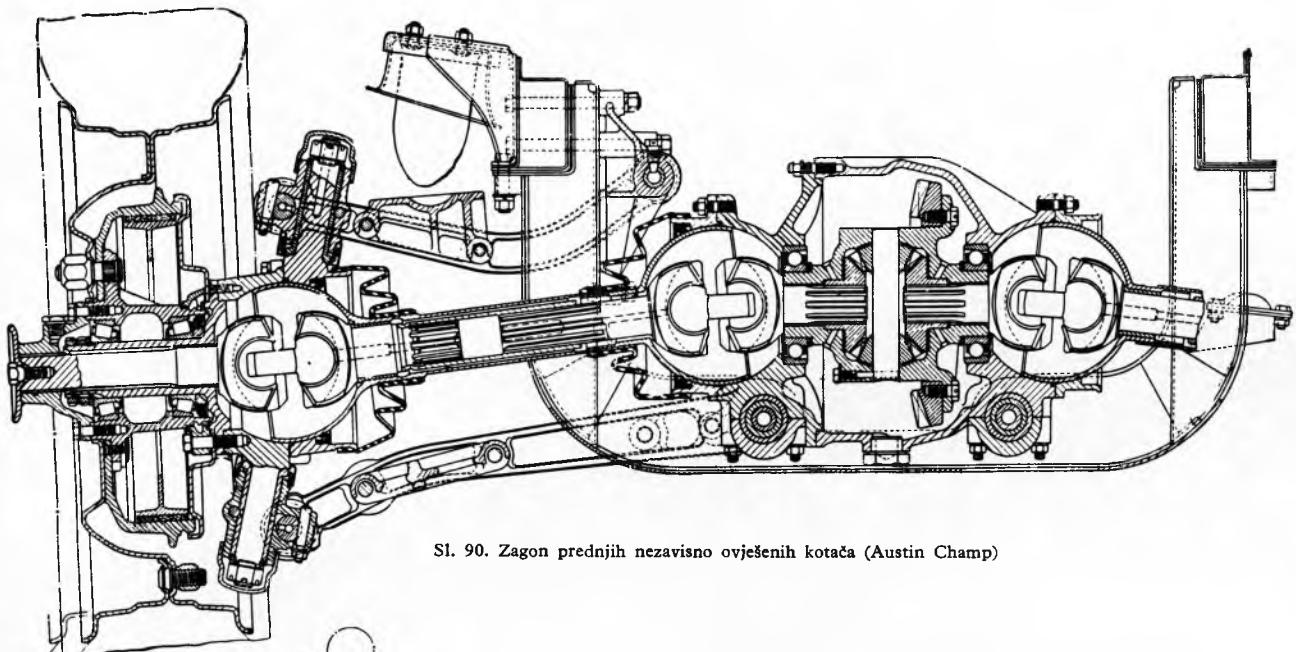
#### PREDNJA I STRAŽNJA OSOVINA

Kad se povećala brzina vozila, pokazalo se da na njegovu stabilnost ima velik utjecaj izvedba osovina. S obzirom na to razvio se veći broj sistema osovina, ali se one mogu podijeliti u dvije glavne grupe, i to na: a) krute osovine, kod kojih se promjena položaja jednoga kotača prenosi u stanovitoj mjeri i na drugi kotač i b) pribigne osovine, ili osovine s nezavisno ovješenim kotačima, kod kojih se promjene položaja jednoga kotača ne prenose na drugi kotač.

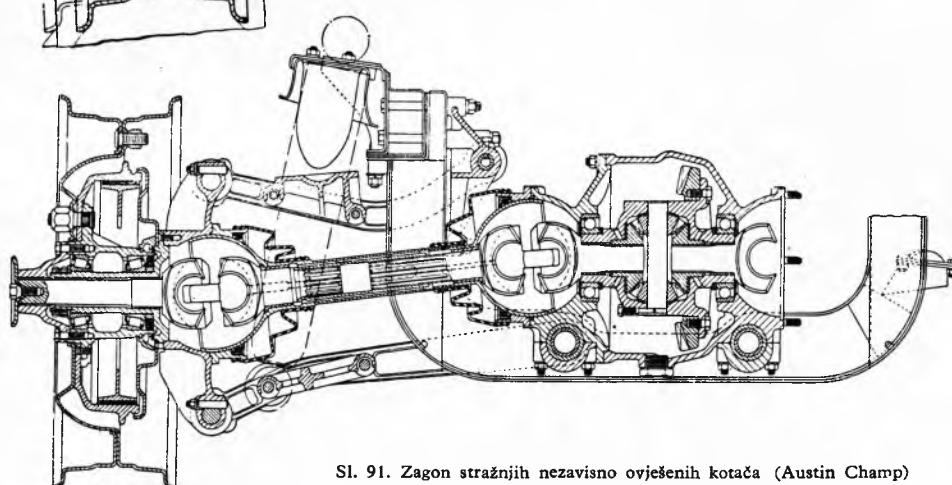
Na izbor osovine utječu ponajviše opterećenje, stabilnost vozila i nadgradnje na zavoju i sklonost prema zanošenju, a za prednju osovinu također sigurnost i lakoća upravljanja.



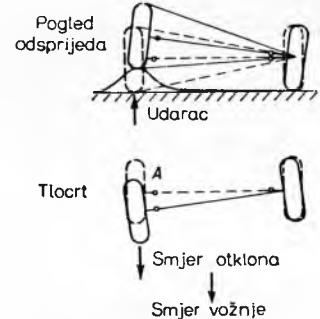
Sl. 89. Neopterećena poluosovina



Sl. 90. Zagon prednjih nezavisno ovješenih kotača (Austin Champ)

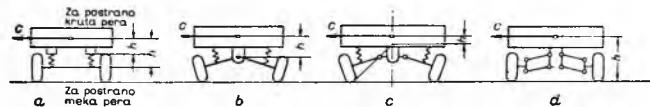


Sl. 91. Zagon stražnjih nezavisno ovješenih kotača (Austin Champ)



Sl. 93. Princip zvračanja

Utjecaj centrifugalne sile na vozilo s raznim sistemima osovina prikazan je na sl. 92. Uz istu centrifugalnu silu, veličina momenta obrtanja nadgradnje zavisi o veličini kraka  $h$ . Pod  $a$  je prikazana kruta osovina, pod  $b$  pregibna osovina, pod  $c$  skraćena pregibna osovina a pod  $d$  dvokraka pregibna osovina kojoj je svojstvo da vodi kotače usporedno u vertikalnom smjeru.



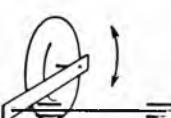
Sl. 92. Utjecaj centrifugalne sile kod raznih izvedaba osovine

Radi sigurnosti upravljanja nastoji se u izvedbi osovina na kojoj su smješteni upravljeni kotači izbjegći pojavu djelovanja zvaka. Ako kotač vođen krutom osovinom (sl. 93) dobije okomit udarac prema gore (zbog neravnosti tla), po načelu djelovanja zvaka kotač će težiti da se otkloni u smjeru vožnje s time da šiljak zvaka ostane u prvobitnom položaju. Budući da je osovina fiksirana, kotač će se, ako je sila dovoljno jaka, zaokrenuti oko zglobova  $A$  koji je predviđen za skretanje kotača u svrhu upravljanja, a time dolazi i do pojave treperenja kotača. Što je veći otklon osi zvaka od početnog položaja to lakše dolazi do treperenja. Najače sredstvo protiv treperenja upravljanog kotača su izvedbe osovina kod kojih jednostrana visinska promjena položaja kotača ne utječe na promjenu kuta što ga osi okretanja kotača zatvara s ravninom tla, tj. izvedbe kod kojih osi kotača ostaje što više usporedna s tlom.

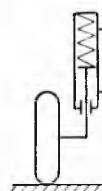
Takve su izvedbe osovina: a) koljenaste pregibne osovine (sl. 94); b) teleskopske osovine (sl. 95) i c) dvokrake pregibne osovine (sl. 92 d).

Daljnji uvjeti za lako upravljanje i za smanjenje mogućnosti treperenja kotača kojima se upravlja postižu se zaostajanjem ili povlačenjem kotača, nagibom svornjaka, nagibom kotača i, konačno, usmjerivanjem kotača.

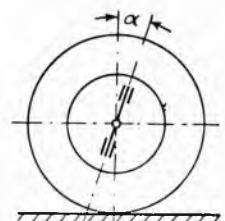
Zaostajanje kotača (sl. 96) nastaje time što je svornjak osovine nagnut za određeni kut prema okomici, a u smjeru vožnje, uslijed čega se dodirna tačka kotača s tlom nalazi iza središnjice okretišta, tj. spojnog svornjaka. Budući da su kotači na taj način vučeni, oni se sami nastoje usmjeriti u pravcu kretanja vozila. Uslijed toga se znatno olakšava upravljaču izravnavanje kotača, jer se oni sami nastoje ispraviti iz zavoja u vožnju pravo, ako u tome nisu spriječeni. Ako je kut zaostajanja premalen, kotači imaju sklonost treperenju. Ako je taj kut pretjeran, kotači se teško skreću iz smjera



Sl. 94. Koljenasta pregibna osovina



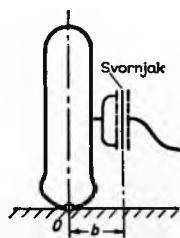
Sl. 95. Teleskopska osovina



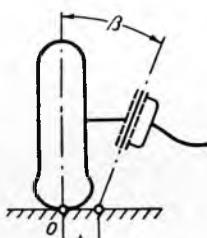
Sl. 96. Zaostajanje kotača

kola, što se osobito osjeća kad vozilo miruje. Općenito taj kut iznosi najviše  $5^\circ$ .

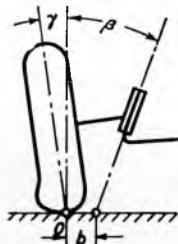
Nagib svornjaka ima također zadaću da olakša upravljanje. Kad bi svornjak bio postavljen okomito (sl. 97), valjni otpor, koji djeluje u tački  $O$ , stvarao bi s krakom  $b$  do okretišta znatan moment koji nastoji kotač skrenuti iz smjera, što bi zahtijevalo dosta veliku silu za održavanje kotača u smjeru. Moment zakretanja može se smanjiti smanjenjem kraka  $b$ , a to se postiže nagibom svornjaka (sl. 98). Kod kotača s visokotlačnim gumama nastoji se dobiti  $b = 0$ ; u tom se slučaju kotač okreće na mjestu. Kod niskotlačnih guma bilo bi u tom slučaju okretanje otežano kad su brzine manje, jer kotač dodiruje tlo na većoj površini. U tom se slučaju krak  $b$  povećava tako da kut nagiba  $\beta$  iznosi  $6\text{--}8^\circ$ . Nagib svornjaka potpomaže samostalno usmjerivanje kotača koje se dobiva zaostaja-



Sl. 97. Izvedba s okomitim svornjakom



Sl. 98. Izvedba s nagнутim svornjakom

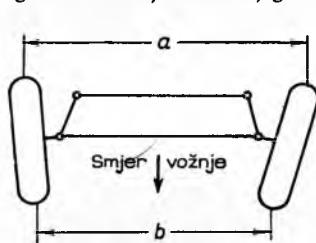


Sl. 99. Nagib kotača uz nagib svornjaka

njem, jer se svakim skretanjem kotača mora nešto pridignuti prednji dio automobila, pa težina automobila nastoji izravnati kotače.

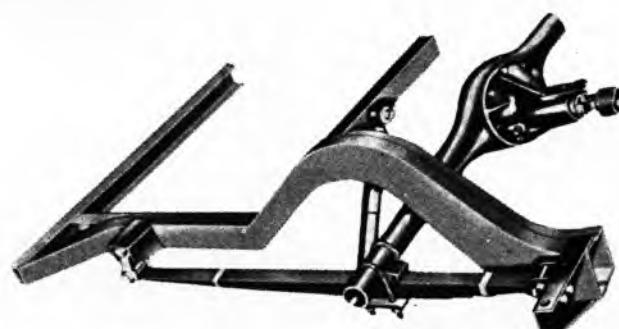
Nagib kotača (sl. 99) potpomaže skraćivanje kraka  $b$ , a osim toga omogućuje bolju raspodjelu opterećenja, jer se teret više prenosi na unutarnji ležaj. Djelovanje nagiba kotača se danas sve manje cijeni, pa se kut  $\gamma$  kreće redovito od  $0,5$  do  $2^\circ$ , ili se uopće na mnogim automobilima, osobito teretnim, ukida.

Usmjerivanje kotača (sl. 100) ima svrhu da smanji djelovanje nagiba kotača koje izaziva njegovo skretanje u kružnicu, i to prema van.



Sl. 100. Usmjerivanje kotača

To se postiže tako da se kotači ne ugraduju usporedno, već je razmak između prednjih rubova ( $b$ , gledano u tlocrtu) manji od razmaka  $a$  među stražnjim rubovima kotača. Usmjerivanje kotača, tj. razlika između prednjeg i stražnjeg razmaka u sredini visine kotača iznosi  $3\text{--}10$  mm. Jače skupljanje može izazvati znatno veće trošenje guma, a i snage, pa se danas skupljaju sve više smanjuje, tako da opada i na  $2,5$  mm, to više što neka vozila ni nemaju nagiba kotača.



Sl. 101. Kruta stražnja osovina s lisnatim perima (Hotchkis)

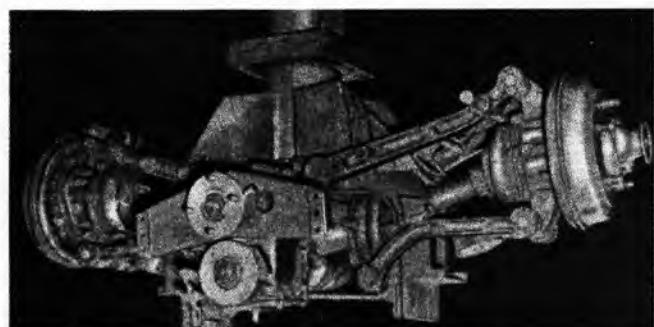
Pri promjeni visinskog položaja kotača dolazi kod nekih izvedaba osovina i do promjene širine traga, koja izaziva opet sklonost zanošenju vozila. Postojeće izvedbe ovješenja kotača nastoje



Sl. 102. Skraćena pregibna stražnja osovina s upornicama (Goggomobil)

ukloniti ili umaniti te nepoželjne pojave koje ugrožavaju stabilnost vozila, ali često u kompromisu s jednostavnosću konstrukcije.

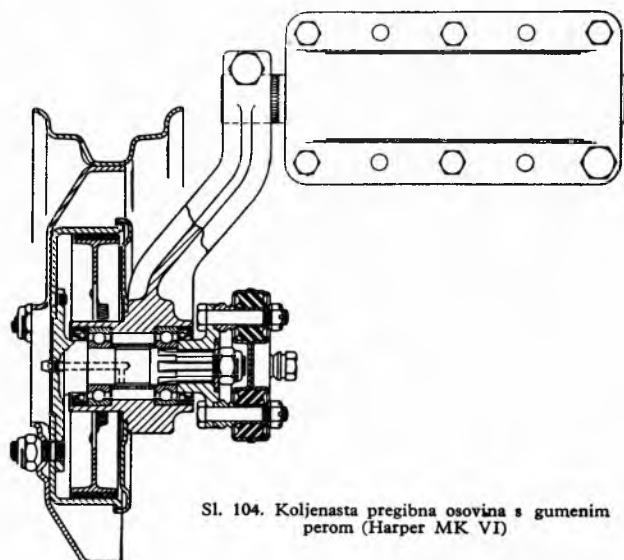
Kad su opterećenja velika, a tad su redovito brzine manje, upotrebljavaju se gotovo isključivo krute osovine. Pregibne osovine nisu povoljne s obzirom na treperenje kotača, pa se za prednju osovinu uopće ne upotrebljavaju. Dvokrake pregibne osovine



Sl. 103. Dvostruka pregibna stražnja V-osovina (Austin Champ)

umanjuju stabilnost nadgradnje na zavoju. Općenito, pregibne osovine omogućuju niski položaj težišta vozila. Isto tako smanjuju mase koje nisu podržavane perima prema masama podržavanim perima. To povisuje prionljivost uz tlo, a time i sigurnost vožnje. Teleskopske i koljenaste pregibne osovine izazivaju neznatne promjene u širini traga odnosno nagibu kotača. Upotreboom dvaju različitih sistema osovina za prednje i stražnje kotače, s različitim titrajnim pojavama, otežava se mogućnost rezonancije.

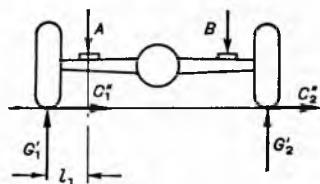
**Stražnja osovina.** Osim o gore navedenim utjecajima, izvedba stražnje osovine zavisi i o tome kako se vučna sila na osovini prenosi na okvir vozila. Razlikuje se prijenos sile na okvir s pomoći: a) lisnatih pera, uzdužnih ili poprečnih (sl. 101); b) upornica (sl. 102); c) pregibnih V-osovina (sl. 103); d) koljenaste pregibne osovine (sl. 104); e) potisne cijevi i f) kombinacije b) i c).



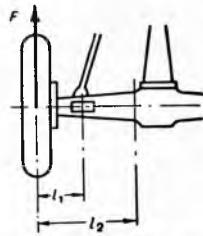
Sl. 104. Koljenasta pregibna osovina s gumenim perom (Harrier MK VI)

S obzirom na mijenjanje položaja osovine prema okviru moraju svi gornji elementi biti zglobovno vezani s okvirom. Danas se sve više upotrebljavaju gumeni zglobovi.

Proračun zagonske osovine vrši se s obzirom na ista opterećenja kao i proračun poluosovine. U slučaju neopterećene poluosovine naprežu vertikalne reakcije tereta vozila  $G_1'$  i  $G_2'$ , kao i



Sl. 105. Naprezanje osovine teretom i centrifugalnom silom



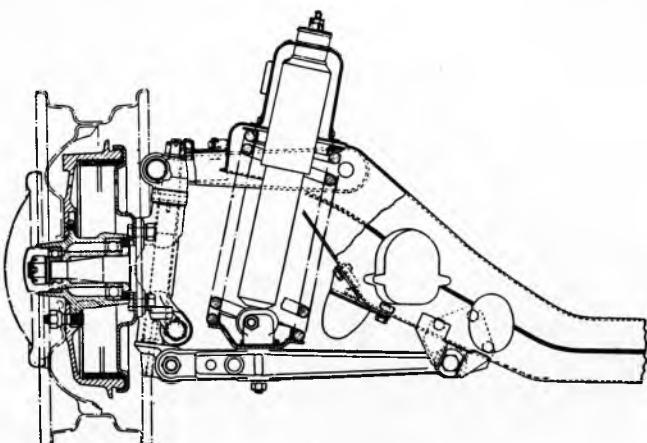
Sl. 106. Naprezanje osovine vučnom ili kočnom silom

postrane reakcije  $C_1''$  i  $C_2''$  (sl. 105), osovinu savijanjem s opasnim prosjekom u uporištu pera  $A$  i  $B$ . Vučna i kočna sila  $F$  napreže osovinu savijanjem i uvijanjem. Moment zakretanja preuzimaju bilo pera bilo potisna cijev. Ako se vučna ili kočna sila prenosi na okvir preko pera ili upornica, osovina je naprezana momentom  $F l_1$  (sl. 106). Prenosi li se vučna sila na okvir potisnom cijevi, osovina je napregnuta momentom  $F l_2$ .

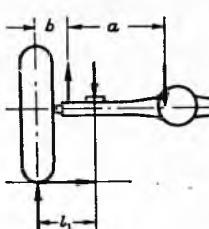
U slučaju opterećene poluosovine osovina je opterećena prema sl. 107. Kako je veličina kraka  $b$  redovito vrlo malena, mogu se i ove osovine računati prema gornjem postupku.

Kad je osovina teža, može na neravnom terenu uslijed velikih ubrzanja i vlastita težina osovine dovesti do njezina loma.

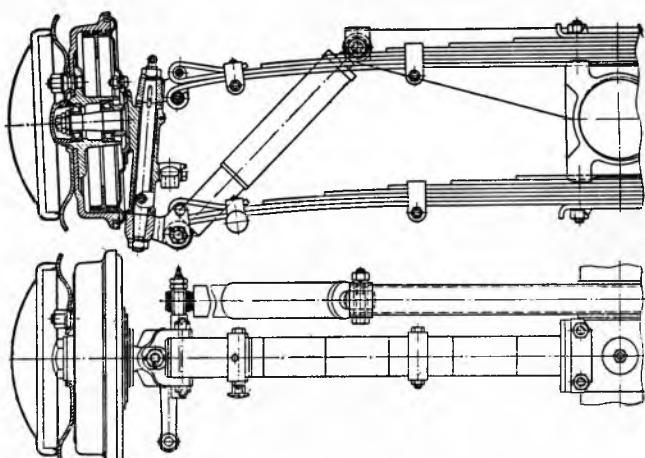
**Prednja osovina.** Sl. 108 prikazuje najviše upotrebljavaju dvokraku pregibnu izvedbu prednje osovine osobnih automobila. Ako su upotrebljeni V-karakovi, osovina se može izvesti bez upornica. Izvedbu pri kojoj poprečno ugrađena lisnata pera preuzimaju



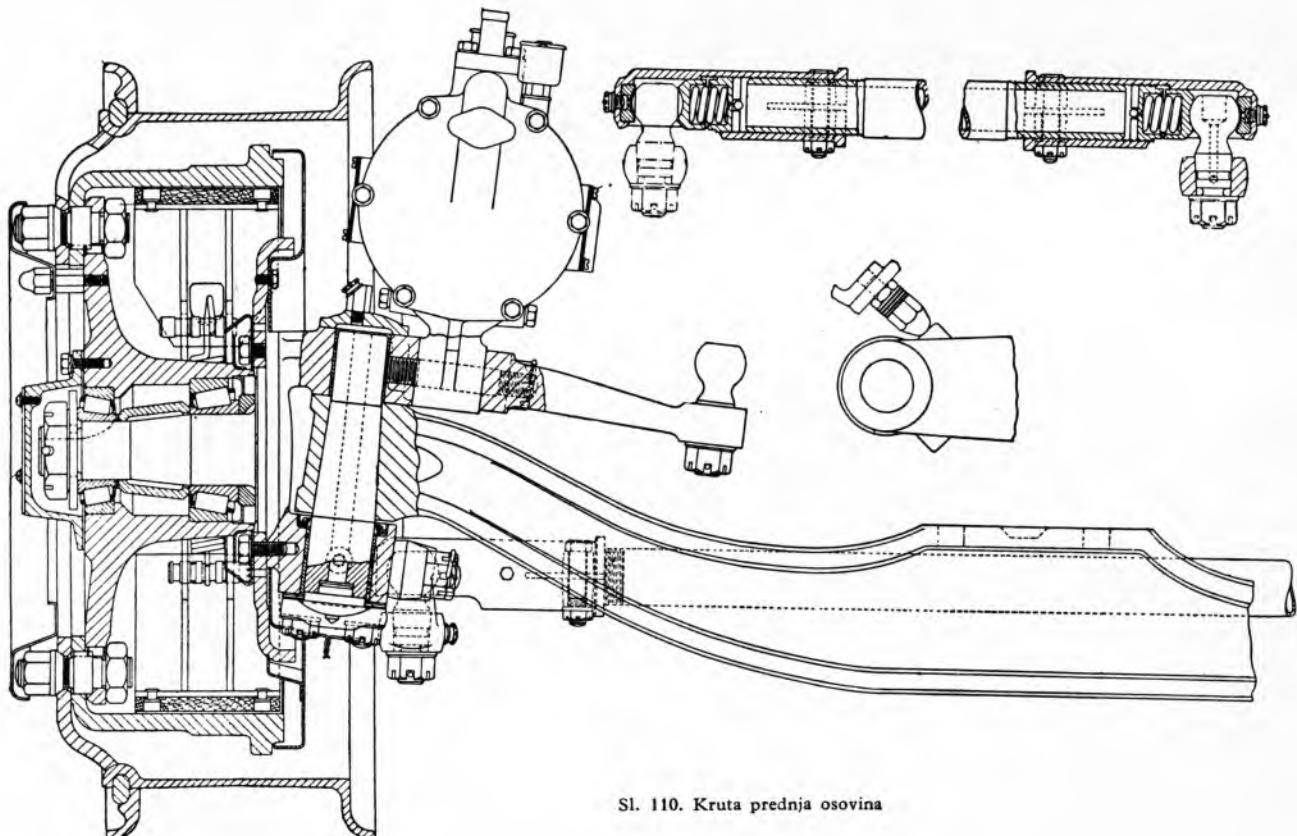
Sl. 108. Dvokraka pregibna prednja osovina



Sl. 107. Naprezanje osovine s opterećenom poluosovinom



Sl. 109. Dvokraka perna osovina (Gutbrod)



Sl. 110. Kruta prednja osovina

ulogu pregibne osovine prikazuje sl. 109. Postoje i kombinacije krakova i poprečnih pera. Klasičnu izvedbu prednje osovine, koja se danas upotrebljava samo na teretnjacima, prikazuje sl. 110.

Proračun prednje osovine vrši se s obzirom na ista opterećenja kao i za stražnju osovinu, i to tako da, ako ta osovina nije zagonska, otpada naprezanje izazvano vučnom silom.

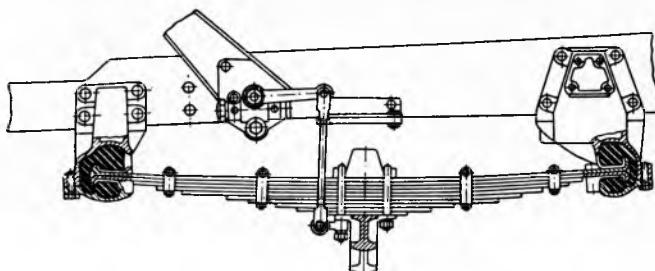
#### SISTEM PERA

U poglavlju o vibracijama vozila izneseni su uvjeti koji se postavljaju na sistem pera, da bi se postigla sigurna i udobna vožnja. Teži se za tim da se trajanje titranja ne mijenja s opterećenjem vozila, a to znači da se pri povećanju opterećenja mora smanjiti, ili pri smanjenju opterećenja povećati elasticitet pera. Drugim riječima, karakteristika se pera mora prilagoditi opterećenju vozila.

Na današnja vozila primjenjuje se pet tipičnih vrsta pera, i to: a) lisnatog pera; b) vijčane pera; c) torzijske pera; d) gumena pera i e) pneumatska pera.

Što su mehaniji elastični elementi to bolje preuzimaju udarce, ali njihanje traje duže, te se osim toga nadgradnja jače nagiba u zavoju. Kod lisnatih se pera titranje prigušuje trenjem među listovima, ali to nepovoljno utječe na fini rad pera. Često se stoga tarne površine podmazuju, a za prigušivanje se titraju upotrebljavaju prikladni prigušnici (amortizeri). Kod vijčanih i torzijskih pera je upotreba prigušnika redovita. Nagibanje nadgradnje na zavoju smanjuje se primjenom posebnih stabilizatora.

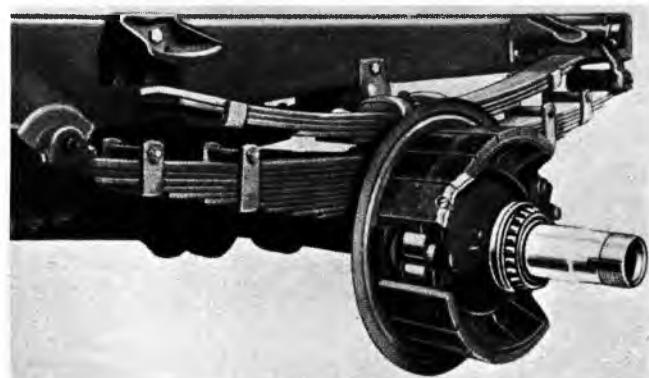
**Konstruktivna izvedba pera.** Na sl. 111 prikazana je izvedba lisnatog pera za prednju osovinu teretnog automobila. Utjecanje na karakteristiku stražnjeg lisnatog pera dodatnim perom prikazano



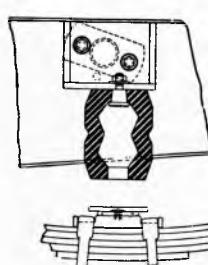
Sl. 111. Lisnato pero prednje osovine teretnog automobila

je na sl. 112. Kad je teret manji, opterećenje nosi samo glavno pero. Dodatno pero djeluje tek kod povećanog opterećenja. U novije se vrijeme za ispravljanje karakteristike pera sve više upotrebljavaju šuplja valjkasta gumeni pera čiji je oblik prikazan na sl. 113. Primjena na vozilu prikazana je na sl. 115. Valjak se može stlačiti gotovo na 1/3 svoje visine, pri čemu se vanjski promjer poveća za ~ 1,4 puta. Zrak u šupljini također djeluje prigušujući.

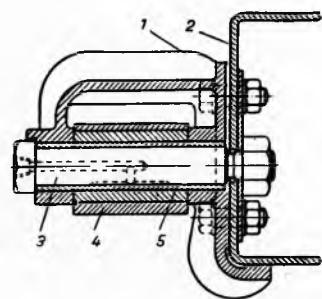
Pričvršćenje lisnatog pera na okvir zavisi o tome da li se vučna ili kočna sile prenosi na okvir s pomoću pera ili s pomoću potisne cijevi, odnosno upornica. U prvom slučaju je prednji kraj pera čvrsto uležišten s mogućnošću podmazivanja. Konzola 1 (sl. 114) pričvršćena je na okvir 2 vijkeima. Svornjak 3 prolazi kroz oko pera 4 u koje je utisnut brončani tuljak 5. Na stražnjem kraju je pero ovješeno s pomoću njihaljke ili se upira klizno na konzolu, kako bi bila omogućena promjena dužine pera uslijed ugiba. Izvedba njihaljke prikazana je na sl. 116. Njihaljka



Sl. 112. Lisnato pero stražnje osovine teretnog automobila



Sl. 113. Valjkasto gumeni pero

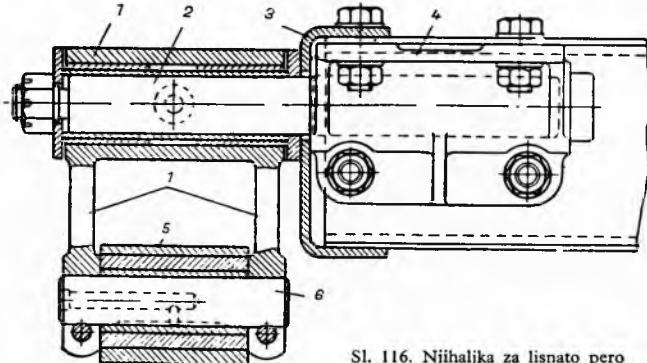


Sl. 114. Konzola za lisnato pero

je nošena je svornjakom 2, koji je na okvir 3 učvršćen nosačem 4. Oko pera 5 vezano je na njihaljku svornjakom 6. Oba su svornjaka uležištena u brončane tijelike s mogućnošću podmazivanja. U drugom slučaju, tj. kad se sila ne prenosi preko pera, krajevi se pera upiru ili klizno ili preko gumenih jastuka (v. sl. 111) odnosno tuljaka, ili preko njihaljke.

Primjer ovješenja dvostrukog stražnjeg osovine prikazan je na sl. 117.

Ugradnja vijčanog pera na pregibnim osovinama prikazana je na sl. 118. Na karakteristiku vijčanog se pera utječe ulaganjem drugog vijčanog pera unutar glavnog pera ili ulaganjem šupljeg valjkastog gumenog pera.

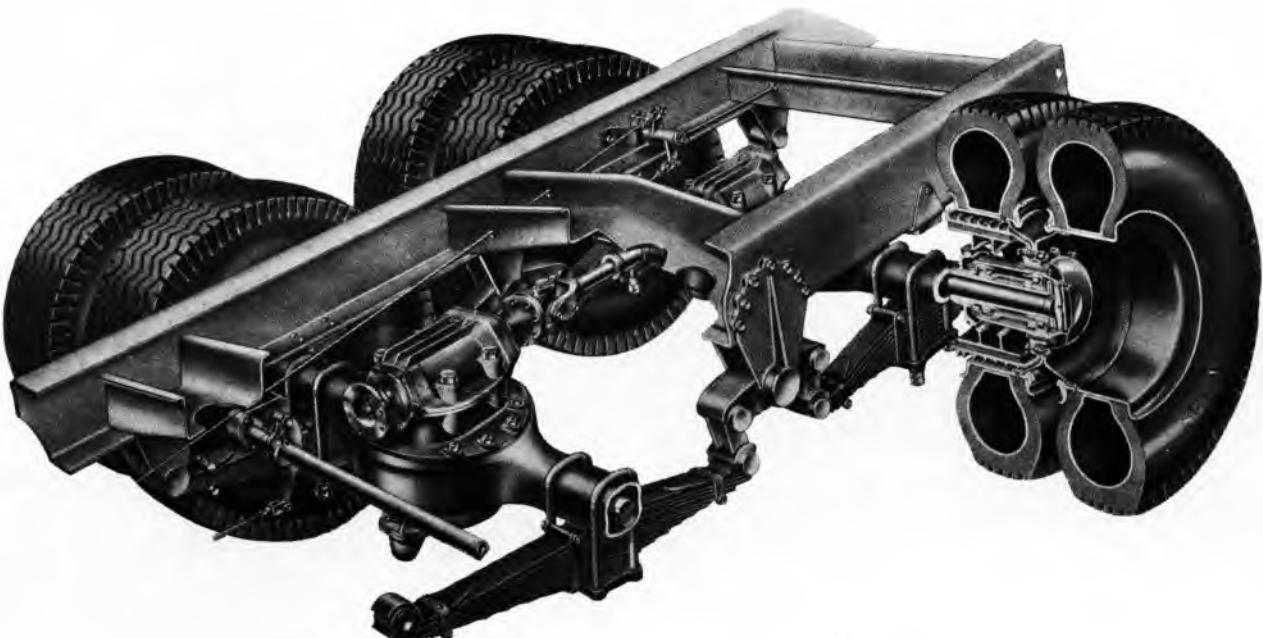


Sl. 116. Njihaljka za lisnato pero

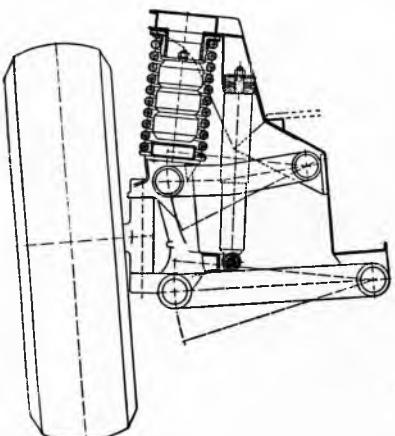
Sl. 119 prikazuje izvedbu koljenaste pregibne osovine s gumenim sistemom pera. Princip ovakvih gumenih pera je u tome da se na osovinu koljena navulkanišira posebnim postupkom gumenih cijevi, koja je s vanjske strane navulkaniširana na limeno kućište učvršćeno na okvir vozila (sl. 120).

Posebna izvedba gumenog tlačnog pera prikazana je na sl. 121. Element gumenog pera, koji se sastoji od 6 gumenih valjaka navulkaniširanih na čelične ploče, pričvršćen je jednim krajem na okvir vozila, a drugim na glavu pregibne dvokrake osovine. Srednja čelična ploča povezana je s krakom osovine u svrhu održavanja smjera gumenog ulaska.

Posljednjih godina dolazi sve više do upotrebe pneumatskog sistema pera. Taj sistem ima kao elemenat pera gumeni mijeh ispunjen zrakom višeg pritiska. Na pneumatskom se pernom sistemu radi već od godine 1928, ali se on probio tek pojavorom



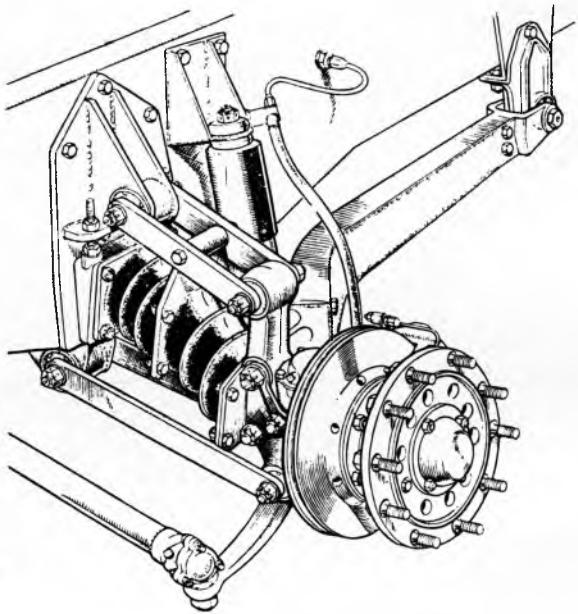
Sl. 117. Ovješenje dvostrukе stražnje osovine



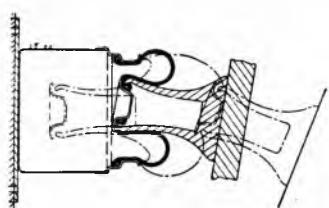
Sl. 118. Vijčano pero s dodatnim gumenim perom



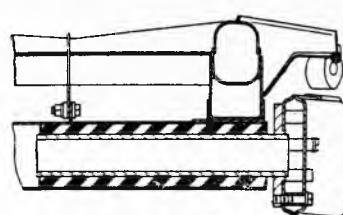
Sl. 119. Koljenasta pregibna osovina s gumenim perom (Hanomag Partner)



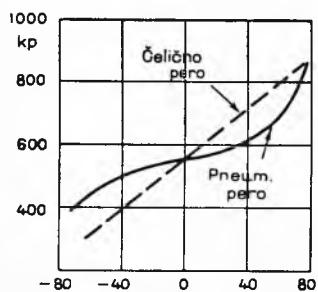
Sl. 121. Gumenno pero Metalastik



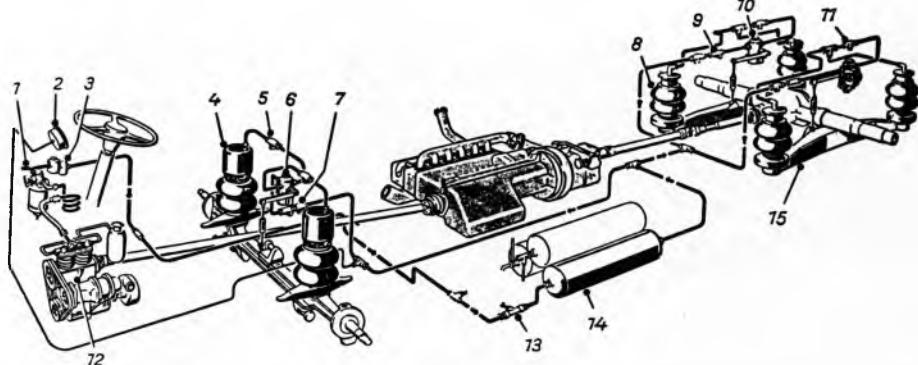
Sl. 122. Pneumatsko pero



Sl. 120. Izvedba gumenog pera koljenaste osovine (Austin Gipsy)



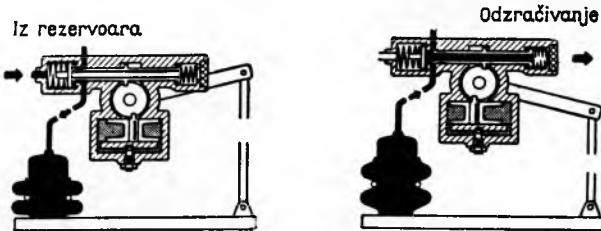
Sl. 123. Karakteristika pneumatskog pera



Sl. 124. Shema pneumatskog pernog sistema autobusa Daimler-Benz. 1 uredaj za punjenje guma, 2 manometar, 3 regulator tlaka, 4 pneumatsko pero, 5 i 11 filtri za zrak, 6 razvodni ventil, 7 i 9 filtri za zrak sa povratnim ventilom, 8 pneumatsko pero, 10 razvodni ventil, 12 kompresor, 13 prestrujni ventil, 14 spremnik za zrak (za perni sistem), 15 nosac pera

najljona, koji je omogućio izvedbu trajnih mijehova. Gumeni sloj samo osigurava nepropusnost mijeha. Na sl. 122 prikazan je mijeh izvedbe Firestone Airide.

Prednost pneumatskog pera pred čeličnim je njegova karakteristika, koja u srednjem radnom položaju lagano odstupa od vodoravnog toka, a kod jačih progiba postaje jako progresivna (sl. 123). Mijenjanjem pritiska u mijehu održava se ista visina i isti vodoravan položaj nadgradnje u praznom i u opterećenom stanju, a isto tako za svako opterećenje ista frekvencija titranja.

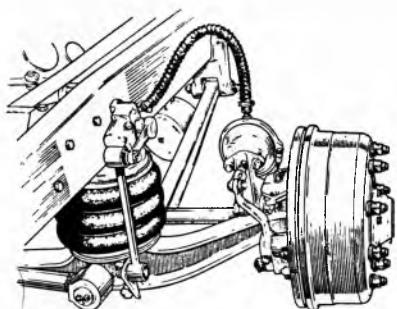


Sl. 125. Razvodni ventil pneumatskog pera

Karakteristika pneumatskog pera proračunava se iz jednadžbe stanja plinova

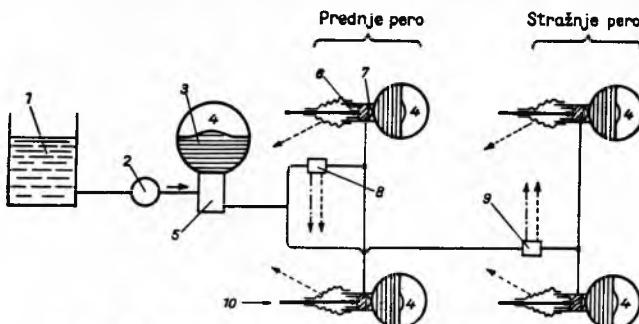
$$p_2 = p_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^n,$$

u kojoj je  $p_1$  početni a  $p_2$  konačni tlak u mijehu,  $V_1$  početni a  $V_2$  konačni volumen mijeha,  $n$  eksponent politrope koji u prosjeku iznosi 1,38. Poveća li se osnovni volumen mijeha dodatnim spremnikom, utječe se time na karakteristiku pneumatskog pera tako da ona postaje manje progresivna.



Sl. 126. Primjena pneumatskog pera na autobusu AEC Reliance

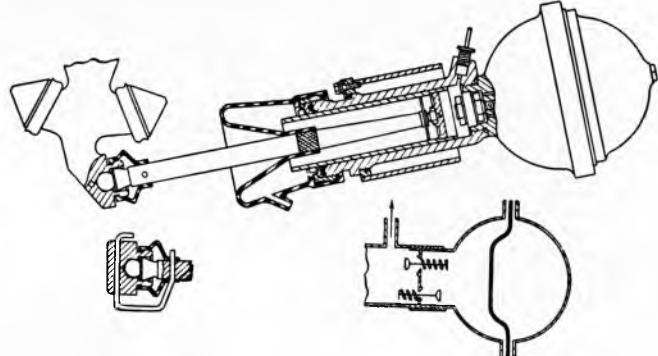
Na sl. 124 prikazana je shema pneumatskog sistema pera autobusa Daimler-Benz. Osnovni princip rada pneumatskog sistema pera je ovaj: s pomoći kompresora tlaci se zrak u spremniku pod pritisakom od 15 ... 20 at. Prijе ulazi u cijevni vod u nekim se izvedbama pritisak zraka reducira na 8...10 at. U mijehove se zrak pušta kroz razvodni ventil (6 i 10 na sl. 124), koji je polužno vezan s osovinom. Kad se poveća opterećenje, ventil propušta zrak u mijeh, a pri smanjenjem opterećenja ispušta zrak iz mijeha. Razvodni su ventili (sl. 125) obično prigušivani (kod izvedbe na sl. 125 na donjem je dijelu ventila ugrađen hidraulički prigušnik), tako da ventil počinje djelovati sa zakašnjanjem od nekoliko sekunda te ne reagira na manje progibe; time se izbjegava suvišna potrošnja zraka. Radom razvodnog ventila utječe se na položaj nadgradnje kako na zavoju tako i pri pokretanju i kočenju vozila. Neki sistemi propuštaju zrak iz mijehova u atmosferu dok ga drugi vraćaju kompresoru na ponovnu upotrebu. Na nekim vozilima može vozač posebnim uređajem povisiti istovremeno pritisak u svim mijehovima i time nadgradnju pridići i za 100 mm. Tako se postiže prohodnost



Sl. 127. Hidropneumatski perni sistem automobila Citroën DS 19

i na lošijim putevima. Zbog kondenzata koji se skuplja u uređajima, danas je još nesigurna primjena pneumatskog pernog sistema u hladnjim krajevima.

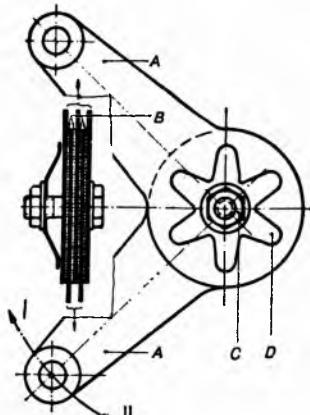
Primer ugradnje pneumatskog pera na prednju osovinu prikazan je na sl. 126. Sl. 127 daje kao primjer shemu jednog hidropneumatskog sistema pera. Kada su ovješeni na koljenaste pregibne osovine koje svojim kraćim krakom djeluju preko veze 10 na klip pera 6 (sl. 128). Klip tlaci ulje na membranu iznad koje se nalazi plin 4, koji ima zapravo ulogu pera. Sistem ventila 7 u cilindru ima ulogu prigušnika. Visinski ventili 8 i 9, na koje djeluju osovine, propušta već prema opterećenju ulje u pojedine cilindre u svrhu održavanja visine vozila. Kad pumpa ne radi, potreban pritisak daje akumulator 3. I je spremnik ulja, 2 pumpa, 5 povratni ventil. Crtkani vodovi su povratni vodovi. I kod ovog uređaja može vozač po potrebi dignuti cijelo vozilo u odnosu na cestu.



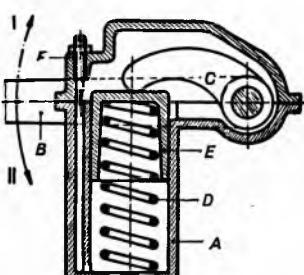
Sl. 128. Hidropneumatsko pero

**Prigušnici titraja** izvode se danas u manjoj mjeri na principu trenja, a velikom većinom kao hidraulički prigušnici. U novije vrijeme probijaju si put dinamički prigušnici.

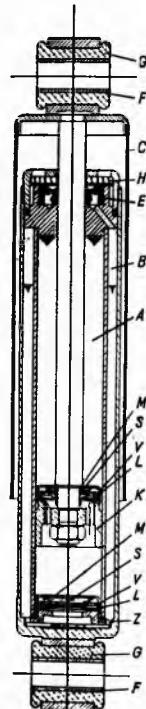
Izvedba frikcijskog prigušnika titraja prikazana je na sl. 129. Između gornjih i donjih krakova A uložene su frikcijske ploče B. I krakovi i ploče su stisnuti jedno i druge odgovarajućom silom s pomoći vijka C, a preko zvjezdastog pera D. Gornji su krakovi pričvršćeni na okvir vozila, a donjni na osovinu. Prigušivanje titraja postiže se trenjem između ploča. Na djelovanju prigušnika može se utjecati promjenom sile trenja i to s pomoći vijka C. Nezgodna je strana ovakvih frikcijskih prigušnika što je sila prigušivanja jednakna na svakom području ugiba, čime perni sistem postaje manje elastičan, tvrd.



Sl. 129. Frikcijski prigušnik titraja



Sl. 130. Jednoradni hidraulički prigušnik



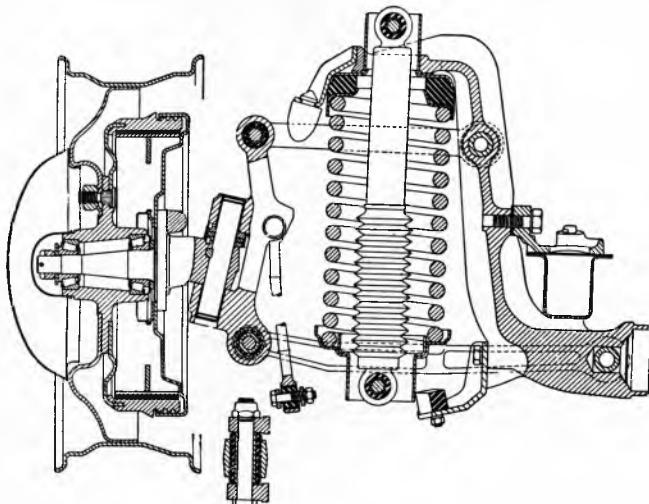
Sl. 131. Dvo-radni teleskopski prigušnik Komet (Fichtel &amp; Sachs)

Na sl. 130 prikazan je jednoradni hidraulički prigušnik. On djeluje pri spuštanju kotača, tj. kad se pero otpušta. Kad udarac na kotač stlači pero, poluga C, koja je sponama vezana s osovinom, zakrene se prema gore, a pero D, koje je u nekim izvedbama u glavno pero kotača, potiskuje klip E prema gore, uslijed čega se u cilindru usiće ulje kroz otvor kalibriran ventilom F. Kad se kotač vrati, poluga C naglo potiskuje klip E prema dolje pa uslijed malog prorvta za izlaz ulja dolazi do odgovarajućeg prigušivanja.

## AUTOMOBILNA VOZILA

Hidraulički prigušnik je najpovoljniji ako pri propadanju koča jače djeluje nego pri pridizanju. Osobito je povoljan ako djeluje progresivno pri jačem udarcu odnosno utiskivanju. Takvo djelovanje imaju dvoradni prigušnici.

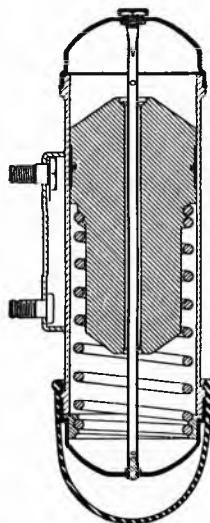
Na sl. 131 prikazan je dvoradni hidraulički prigušnik. Ventili su izvedeni od tankih tanjurastih pera, koja djeluju zajedno s tijelom ventila  $V$ . Slabo vijčano pero  $S$  pritiskuje tijelo ventila  $V$  s tanjurastim perima na sjedište u klipu  $K$  odnosno na dno cilindra  $Z$ . Cijeli ventilni sistem obuhvaćen je krletkom  $M$ .



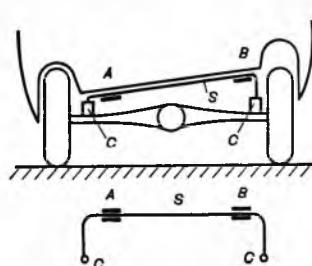
Sl. 132. Ugradnja teleskopskog prigušnika

Radni prostor  $A$  ispunjen je sav prigušnom tekućinom, dok su od rezervnog prostora  $B$  ispunjene samo oko dvije trećine. Glavno djelovanje (visokotlačno) nastupa istezanjem prigušnika, dakle pri otpuštanju pera. Ulje iznad klipa može ponajprije proći kroz jednako velike otvore. Tek pri pojačanom pritisku poveća se, zbog savijanja tanjurastih pera, prolaz tekućini, tako da se pri povećanoj brzini kretanja postiže jače djelovanje. Promjena volumena koja nastaje izvlačenjem klipne motke iz radnog prostora izjednačuje se usisavanjem tekućine iz rezervnog prostora  $B$ . Utiskivanjem prigušnika (niskotlačno djelovanje) odaju se od klipa tanjurasta pera i tijelu ventila  $V$ , tako da ulje može prolaziti odоздо prema gore u radni prostor  $A$ .

Pri tom služi samo klipna motka kao klip. Ulje koje je prije kod visokotlačnog hoda bilo usisano iz prostora  $B$  potiskuje se sada opet u taj prostor. Rad ventila na dnu je jednak kao rad ventila u klipu. Niskotlačno djelovanje iznosi samo mali udio od visokotlačnog. Djelovanje prigušnika može se mijenjati mijenjanjem broja tanjurastih pera. Smjer prigušnika može se otkloniti od okomice najviše do 45°. Ugradnja prigušnika prikazana je na sl. 132. Kod ovog sistema ovješenja upada u oči široka promjena gumenih zglobova.



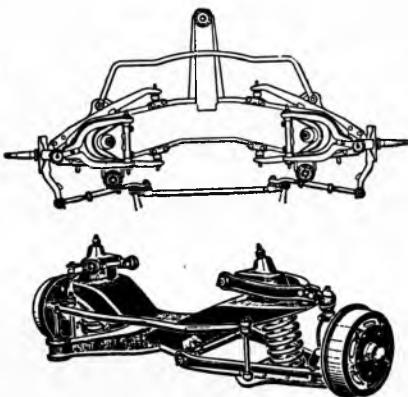
Sl. 133. Dinamički prigušnik



Sl. 134. Primjena torzijskog stabilizatora

Izvedba dinamičkog prigušnika automobila Citroën 2CV prikazana je na sl. 133. Prigušnik, čije su vanjske dimenzije  $80 \times 285$  mm, pričvršćen je na izbacivanom kraju koljenaste osovine. Masa u prigušniku titra istom frekvencijom kao i prigušvana masa, ali u obrnutom smjeru i s protivnim djelovanjem sile. Progresivno se prigušivanje utega postiže strujanjem zraka kroz uske prolaze.

**Stabilizatori.** Za sprečavanje nagibanja nadgradnje na zavoju upotrebljavaju se danas gotovo isključivo šipkasti torzijski stabilizatori (Sl. 134) u obliku slova U, koji su u krajevima krakova zglobno povezani s krajevima osovina, dok je srednji dio uležišten na krajevima karoserije  $A$  i  $B$ . Kad se karoserija pridigne na kraju  $B$ , izaziva se u stabilizatoru torzija, kojoj se on protivi i uslijed toga u stanovitoj mjeri pridiže i kraj  $A$ ; time se smanjuje kako uzdi-

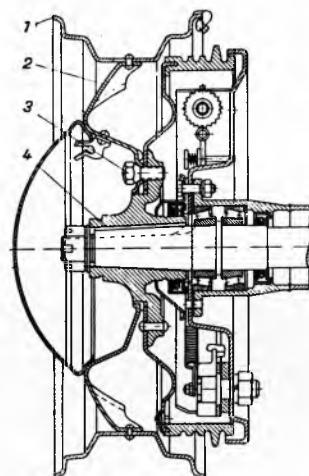


Sl. 135. Prednja pregibna osovina s ugrađenim stabilizatorom

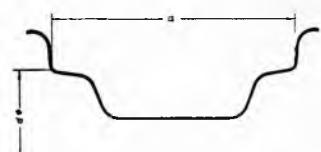
zanje kraja  $B$  tako i nagib nadgradnje. Na sl. 135 prikazana je prednja pregibna osovina sa ugrađenim stabilizatorom.

## KOTAČI I GUME

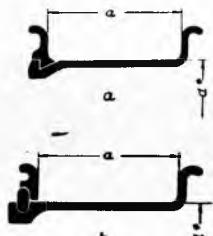
Kotači vozila (sl. 136) sastoje se od glavine 4, koja je čvrsto nasadena na poluosovinu ili su u njoj smješteni ležaji, od obruča 1, koji većinom služi za nošenje zrakom punjene gume ili pune gume, i od oglavlja 2 koje veže u cjelinu glavini i obruč, a tvore ga žbice ili tanjur.



Sl. 136. Gonjeni kotač automobila



Sl. 137. Duboki obruč kotača



Sl. 138. Plitki obruč kotača

Kotači spadaju u mase koje su izložene neprestanom zamahivanju; stoga, da bi se sa što manje otpora postigla potrebna ubrzanja odnosno usporenja, potrebno je da oni budu što laganiji. Kad je brzina vozila veća, važno je da su kotači statički i dinamički dobro uravnoteženi, da postoji dobra mogućnost odvodenja topline, kako od gume tako i od bubnja kočnice, a i da izazivaju što manji otpor zraku.

S obzirom na još uvijek česte kvarove na gumama, važno je da se one mogu što lakše i brže izmijeniti. Kod lakših se vozila zamjenjuje cijeli kotač, dok se kod težih skida samo obruč s gumom. Skidanje kotača radi izmjene gume može biti izvedeno tako da se kod tanjurastih kotača odvaja tanjur i obruč od glavine, dok se kod kotača sa žbicama kotač s obuhvatnom glavom odvaja od noseće glavine. U oba se slučaja kotač pričvršćuje sa više matica, koje su kružno smještene. Kod trkačih, a često i kod sportskih automobila kotač se pričvršćuje jednom centralnom maticom. Takav način pričvršćenja omogućuje vrlo brzu izmjenu kotača.

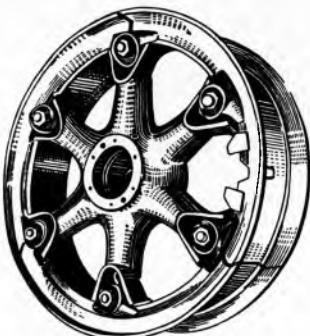
S obzirom na opterećenje, kotač mora podnosići sile koje djeluju okomito na tlo, zatim jake obodne sile, bilo pogonske bilo kočne, koje zahtijevaju vrlo dobro prianjanje guma na obruč, kao i postrane sile, koje se pojavljuju osobito pri vožnji u zavoju.

**Obruč kotača.** Na motorkotačima, na osobnim automobilima i na lakšim teretnim vozilima upotrebljavaju se samo duboki obruči (sl. 137).

Obruči se većinom izrađuju od čeličnih traka koje se saviju u cilindričan prsten, zavare i zatim valjanjem profiliraju. Za trkače se vozila obruči prave od valjanih ili prešanih profila lakih metala, čime se znatno smanjuje težina kotača i poboljšava hlađenje. Visina ruba obruča zavisi o obodnoj sili i pritisku u gumenama, pa se



Sl. 139. Trodijelni obruč za teška vozila



Sl. 140. Kotač s ljevenim žbicama za teška vozila (G. Fischer AG)

u slučaju velikih obodnih sila i malih pritisaka izvode viši rubovi. Rubovi moraju biti dobro zaobljeni, da se pri eventualnom smanjenju pritiska u gumi ona ne bi na rubovima oštetila. Ukoliko je kotač izведен sa žičanim žbicama, dno se obruča opasuje zaštitnim tkivom, kako se ne bi oštetila zračnica.

Kod težih vozila, dakle i težih, kručih guma, upotrebljava se plitki obruč (sl. 138), kojemu se u svrhu navlačenja gume skida jedan od rubova. Pri tome se rub, koji je elastičan, drži samostalno u obruču (sl. 138 a) ili je pridržavan zapornim prstenom koji je izveden od pernog čelika (sl. 138 b). Postoje izvedbe s klinastim dnom, tako da se guma pri punjenju zrakom čvrsto uklini na dno.

Kod teških vozila skida se guma zajedno s obručem. U tom je slučaju obruč obično izведен od tri dijela, koji se ugradjuju u gumeni montažnom polugom (sl. 139). Obruč s gumom se zatim nasaduje na kotač koji je izведен s ljevenim žbicama (sl. 140).

Osnovne mjere i oznake obruča su standardizirane. U oznaci 4,00E × 16 je 4,00 unutarnja širina obruča u palcima; E oznaka za visinu ruba (obruči s istim slovom imaju istu visinu ruba); × duboki obruč i 16 naležni promjer obruča u palcima. U oznaci 8,37 V — 20 je 8,37 unutarnja širina obruča u palcima; V oznaka za visinu ruba; — plitki obruč i 20 naležni promjer obruča u palcima.

Obruči s klinastim dnom nemaju oznaku za visinu ruba, npr. 8,5—20.

**Oglavlje kotača.** Na većini osobnih automobilima, a na teretnim automobilima, isključivo, upotrebljava se oglavlje od čeličnog lima



Sl. 141. Kotač s tanjurastim oglavljem

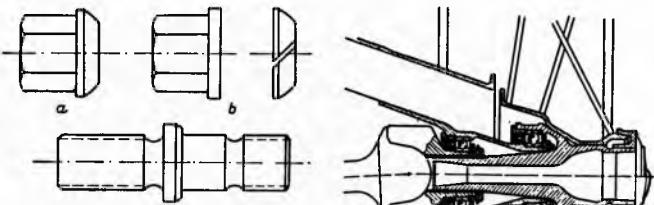


Sl. 142. Kotač sa žičanim žbicama

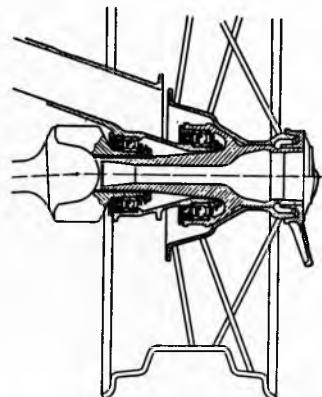
u obliku tanjura koji se na obruč veže bilo zakovicama bilo tačkastim ili šavnim svarivanjem (sl. 141).

Zbog olakšanja, a i zbog boljeg hlađenja, često se tanjur izvodi s nizom rupa. Tanjur se izvlači i preša od lima za duboko izvlačenje čvrstoće 35 do 48 kp/mm<sup>2</sup>. Motorkotači i sportski automobili imaju oglavlje izvedeno od žičanih žbica (sl. 142). Vrlo je važno jednolично pritezanje žbica, kako se ne bi iskrivio obruč, a i da ne bi žbice bile napregnute pritiskom, odnosno izvijanjem. Glavina se i žbice vrlo teških kotača liju od čelika u jednom komadu.

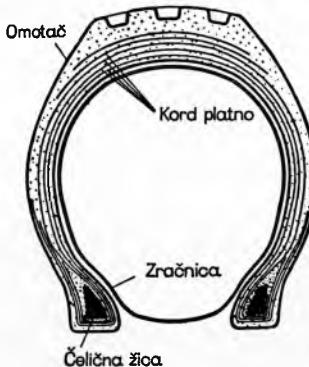
**Pričvršćenje kotača.** Pričvršćenje kotača na glavinu vrši se s pomoću specijalnih standardiziranih vijaka s kuglastim maticama koje ujedno centriraju tanjur na glavinu. Kod teretnih se automobila i traktora često mjesto kuglaste maticice upotrebljava i ravna,



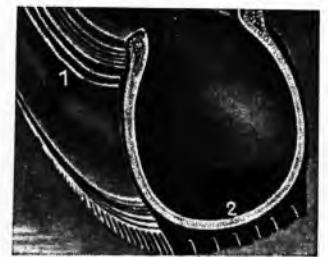
Sl. 143. Vijak s maticom za učvršćenje kotača



Sl. 144. Učvršćenje kotača centralnom maticom



Sl. 145. Guma sa zračnicom



Sl. 146. Guma bez zračnice

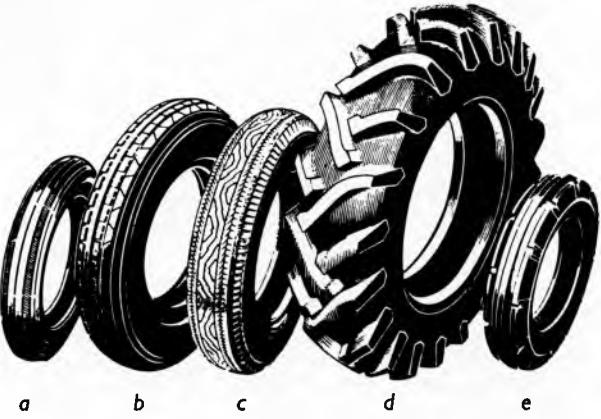
ali je u tom slučaju podložen kuglasti elastični prsten koji ujedno i osigurava maticu (sl. 143).

Za sportske i osobito trkače automobile upotrebljava se pričvršćenje centralnom krilnom maticom. Pri takvom se pričvršćenju obuhvatna glavina kotača nadaje na noseću glavinu na koju se priteže centralnom maticom (sl. 144). Prijenos zagonskog ili kočnog momenta vrši se ili finim ožljebljnjem obuhvatne i noseće glavine ili s pomoću povodnih svornjaka. Centriranje se vrši s pomoći konačnih nasajnih površina.

**Gume.** Zadatak je gume da smanji udarce na kotač uslijed neravnosti tla, da osigura dobru vezu kotača s tlom s obzirom na vuču i klizanje, kao i kotrljanje kotača bez šuma. Za vozila dolaze u obzir pneumatske, komprimirane zrakom punjene gume, kao i punе gume. S obzirom na prigušivanje udaraca najpovoljnije su pneumatske gume s velikim sadržajem zraka i niskim pritiskom. Pune se gume upotrebljavaju isključivo za industrijska vozila i specijalne terenske potrebe.

Pneumatske su gume izvedene od više slojeva gumiranog tkiva, danas većinom specijalnog pamučnog, čeličnog ili umjetnog cord-tkiva. Ti su slojevi izvana zaštićeni i pojačani slojem gume koja je na kotrljajućoj površini podesno profilirana. Rubovi gume koji naliježu na obruč armirani su čeličnom pletenom žicom (sl. 145), čime se postiže osobito dobar nasjed i u slučaju slabije napumpane gume ili velike brzine, kada centrifugalna sila nastoji povećati promjer gume.

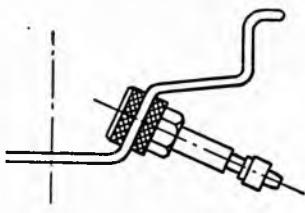
Na sl. 147 prikazani su razni profili guma. Profil s uzdužnim kanalima (sl. 147a) rado se upotrebljava na prednjim kotačima trkačih motorkotača i automobila.



Sl. 147. Gume različitih profila

Izvedba b i c upotrebljava se za automobile. Finiji profili su povoljniji na klijavom terenu. Za terenska vozila i traktore dolaze u obzir rijetka pojačana rebara (sl. 147 d). Za prednje kotače poljoprivrednih i sličnih traktora upotrebljava se izvedba e, tj. s izrazitim uždužnim kanalima za održavanje smjera.

Komprimirani zrak u gumi potreban je za prigušivanje udaraca i da bi se postigla između gume i ruba obruča dovoljna sila trenja,



Sl. 148. Ugradnja ventila u obruč za gume bez zračnice

probijanja plašta (čavljom i sl.). Na sl. 148 prikazana je ugradnja ventila u obruč za gumu bez zračnice.

S obzirom na pritisak i sadržaj zraka u gumi razlikuju se visokotlačne gume (2,5...8,0 at), koje se danas upotrebljavaju uglavnom samo za industrijska vozila, zatim balonske (1,5...2,5 at) i superbalonske gume (1,0 ... 1,8). Balonske i superbalonske gume su šire, pa su osobito povoljne za mekše terene jer manje propadaju, ali im je otpor vožnje nešto veći. Zbog većeg sadržaja zraka osobito su ugodne za vožnju.

Razlikuje se statički i dinamički polumjer kotača s gumama. Prvi polumjer ( $r_s$ ), mjerjen prema tlu, postoji kad vozilo miruje, drugi ( $r_d$ ), također mjerjen prema tlu, uspostavlja se za vrijeme vožnje. Odnos tih polumjera u poređenju s polumjerom neopterećene gume ( $r_n$ ) je ovakav:

$$r_n > r_d > r_s.$$

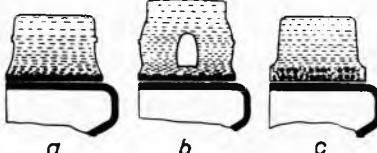
Pri proračunavanju brzine vožnje uzima se u obzir dinamički polumjer gume, kojega se vrijednost uzima iz kataloga za gume.

Veličine i oznake guma su standardizirane. U oznaci 5,00 — 16 je 5,00 najveća širina napumpane gume u palcima i 16 noseći promjer obruča u palcima.

Za velike brzine je važna uravnoteženost kotača. S obzirom na to da ventil predstavlja neuravnoteženje, on se često uravnotežuje protutežinom na gumi. Stoga je važno da se takva guma ugrađuje na obruč tačno prema označi na gumi.

Na trajnost gume štetno djeluju suho vrijeme, vrućina, ulje, benzин i kiseline, nepropisan pritisak zraka u gumi, brza vožnja, snažno kočenje, loša cesta i neispravan smještaj kotača. Normalni vijek trajanja gume je 20 000...40 000 km na razmjerne dobrom cestama.

Neke od izvedaba punih guma prikazane su na sl. 149. U izvedbi a guma je navulkanizirana na čelični prsten koji se sa stezanjem navlači na obruč kotača. Izvedba b je zbog unutrašnje šupljine nešto elastičnija. U izvedbi c je željezni prsten zamjenjen žičanim pletenim prstenom, čime je dobiveno na težini.



Sl. 149. Različite izvedbe punih guma

#### KOČNICE

Prema propisima, radi prometne sigurnosti, svako cestovno motorno vozilo mora imati dva uređaja za kočenje, od kojih jedan mora djelovati na same kotače. Nožnim se kočenjem redovito djeluje izravno na kotače ili na poluosovine, dok se ručnim djeluje bilo na kotače bilo na izlaznu osovinu mijenjača brzina. Ručna kočnica služi samo kao pomoćna, a osobito kao kočnica za osiguranje stope vožnje vozila. Ukoliko ručna kočnica djeluje na kotače, ona obično djeluje samo na stražnje kotače.

Potrebnu silu za djelovanje na kočnicu daje kod lakih i srednje teških vozila sam upravljač, dok kod teških vozila upravljač djeluje na kočnicu preko sila pomoćnih uređaja.

Kod vozila bržih od 20 km/h mora zbroj sila kočenja na obodu kotača biti jednak polovini težine vozila, čime se postiže uspoređenje do 5 m/s<sup>2</sup>. Takvo uspoređenje zahtijeva kočenje na svim kotačima. Kod vozila brzine ispod 20 km/h dovoljno je uspoređenje od 3 m/s<sup>2</sup>, sa silama kočenja na obodu jednakim trećini ukupne težine vozila. To se može postići i kočenjem na 2 kotača.

Prosječno se uzima da za uobičajeno kočenje treba da je dovoljna za osobni automobil nožna sila 30 kp, za teretni automobil 70 kp i za motorkotač 50 kp. Maksimalno može vozač djelovati nožnom silom od 100 kp. Razlika se uzima kao sigurnost. Prosječna ručna sila je kod osobnog automobila 20 kp, kod teretnog 50 kp i kod motorkotača 20 kp. Maksimalno se može ručno djelovati kod automobila sa 70 kp a kod motorkotača sa 30 kp. Važno je da se kočnicom može postići progresivno djelovanje. Stupanj djelovanja kočnice zavisi o gubicima u mehaničkom prijenosu kao i o gubicima zbog trena odnosno frikcijske obloge. Ta vrijednost kod ispravne kočnice iznosi ~ 0,4...0,6.

Vrijeme koje je potrebno da se sila vozača prenese, tj. vrijeme od časa njegova djelovanja do početka djelovanja kočnice, mora biti što kraće, i kreće se između 0,1 i 0,25 sekunde.

Vrlo važan faktor s obzirom na rad kočnice je temperatura obloge. Kinetička se energija vozila kočenjem pretvara u toplinu; stoga je vrlo važno dobro hlađenje kočnica, pa se oglavlja kotača, kad su kočnice visoko naprezane, izvode s dodatnim ventilatorskim djelovanjem.

Vozilo mase  $m$  koje se kreće brzinom  $v$  ima kinetičku energiju  $W_k = m v^2/2$ . Ova se energija može poništiti kočenjem s time da radnja sile trenja

$$A = m g \mu s,$$

gdje je  $\mu$  koeficijent trenja između kotača i tla a  $s$  put potreban da vozilo stane, bude jednaka gornjoj energiji, tj.  $m \frac{v^2}{2} = m g \mu s$ .

Odatle slijedi  $s = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{v^2}{2g}$ . Kako je  $s = \frac{v^2}{2a}$ , postignuto je prema tome uspoređenje  $a = \frac{v^2}{2s}$ .

Gornje jednadžbe vrijede za kočenje na svim kotačima, jer je uzeta u obzir cijelokupna težina vozila. Pri tačnom računu treba uzeti u obzir raspodjelu opterećenja na osovine jer se opterećenje na osovinama mijenja prema pogonskim prilikama. Osim toga se ne smiju kočnice iskoristiti u punoj mjeri, da se kotač ne bi u potpunosti ukočio dok se vozilo još kreće, uslijed čega bi došlo do opasnih postranih zabacivanja vozila uslijed klizanja.

Srednja uspoređenja koja se mogu postići na suhoj, hrapavoj cesti uz kočenje na svim kotačima iznose: preko 6 m/s<sup>2</sup> pri besprikornom stanju kočnica, do 5 m/s<sup>2</sup> pri dobrom stanju kočnica, do 4 m/s<sup>2</sup> pri manje dobrom stanju kočnica, do 3 m/s<sup>2</sup> pri slabom stanju kočnica.

Za ugodnu vožnju i sigurnost robe uspoređenje treba da je najviše 3 m/s<sup>2</sup>.

Put kočenja sastoji se od puta prevljenog u vremenu snalaženja, tj. od časa zapažanja potrebe kočenja do početka kočenja, koje vrijeme u prosjeku iznosi oko 1 s, kao i od puta koje vozilo prevali od početka kočenja pa dok ne stane, tj.  $s_u = s_s + s_k$ , gdje je  $s_u$  ukupno prevljeni put od časa zapažanja pa do časa kada vozilo stane,  $s_s$  put snalaženja i  $s_k$  put kočenja.

Pri brzini od 100 km/h iznosi put snalaženja 28 m, put kočenja 43 m uz vrlo naglo i neugodno uspoređenje od 9 m/s<sup>2</sup>, tj. ukupno 71 m. Za uspoređenje od 3 m/s<sup>2</sup> koje dolazi u obzir pri normalnoj vožnji taj bi put iznosi 156 m.

Same bi kočnice po pravilu smještiti samo za nagla kočenja i za potpuno zaustavljanje vozila. Za sva ostala kočenja treba iskoristiti sam motor, čiji su otpori za tu svrhu dovoljno veliki. Pri vožnji u spustu je kočenje motorom pravilo, jer se trajnim kočenjem preko kočnica razvija više topline u kočnici nego što se može odvesti, pa dolazi do sigurnog zatajenja kočnica.

S obzirom na konstruktivnu izvedbu, kočnice se uglavnom dijele na kočnice s bubnjem i kočnice s pločom.

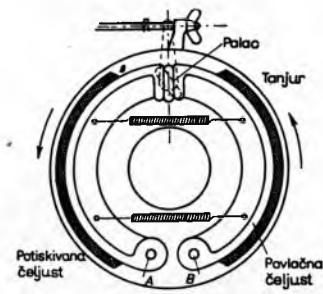
Prijenos sile kočenja može biti: mehanički, hidraulički, pneumatski i električki ili elektromagnetski.

**Kočnice s bubnjem.** Sl. 150 prikazuje jednostavnu izvedbu kočnice s unutarnjim čeljustima, koja se upotrebljava samo za manja, odnosno polaganja vozila.

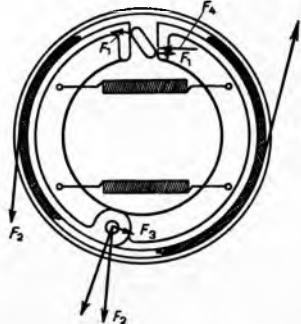
Okretanjem palca, čija je osovina uležištena u tanjuru kočnice, potiskuju se čeljusti kočnice na bubanj kočnice; time se postiže trenje potrebno za kočenje. Čeljusti se okreću oko svornjaka A i B, koji su također pričvršćeni na tanjur. Tanjur je čvrsto vezan s osovinom vozila, dok je bubanj pričvršćen na glavnu kotača (vidi sl. 136). Po završenom kočenju čeljusti se stezu pomoću pera. Nezgodna je strana takve kočnice što sile kočenja nisu jednake na objema čeljustima. Sila trenja je veća na čeljusti koju bubanj kočnice pri kočenju potiskuje prema uporištu (A odnosno B), dakle na potiskivanoj čeljusti, nego

na čeljusti koju bubanj povlači od uporišta, tj. na povlačenoj čeljusti. Promjenom smjera okretanja bubnja mijenja se i djelovanje čeljusti. Ako je jedna čeljust uz stanoviti smjer okretanja bila potiskivana, ona će postati povlačna ako se smjer okretanja promjeni. Da bi se postiglo jednakje djelovanje obje čeljusti i time bolje iskorušenje kočnice, neke izvedbe upotrebljavaju dva palca, tako da svaka čeljust potiskivana u smjeru okretanja bubnja.

Druga mogućnost potpunog iskorušenja obju čeljusti postiže se ako se krajevi čeljusti ne vežu čvrsto uz ploču kočnice, nego se oba ta kraja međusobno zglobljano povezu (sl. 151). U tom slučaju je djelovanje slijedeće: potiskivana čeljust, koju bubanj nastoji okretati, ne upire se ovaj put na ploču kočnice, već preko druge čeljusti na sam palac. Odатle slijedi da je u tom slučaju i druga čeljust potiskivana, dakle potpuno iskorušena. Promotri li se djelovanje sila na ovoj

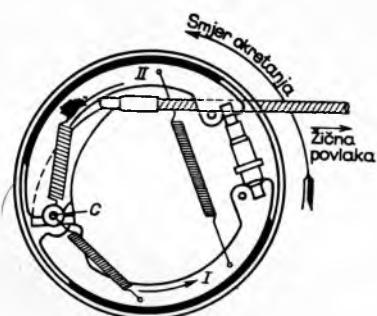


Sl. 150. Jednostavna izvedba kočnice



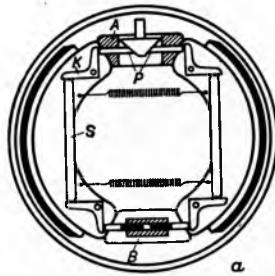
Sl. 151. Kočnica sa samopojačanjem

kočnici, opazit će se još jedna pojava. Palac potiskuje čeljusti silom  $F_1$  koja nastaje djelovanjem vozača. Ta se sila pretvara u znatno veću silu  $F_2$  koja nastaje uslijed trenja čeljusti sa bubnjem. Prvu čeljust dovodi do trenja sila  $F_1$ , drugu pak čeljust potiskuje sila  $F_2$ , koja je komponenta sila  $F_3$ .  $F_3$  je veće od  $F_1$ , pa je prema tome koči druga čeljust još jače nego prvu čeljust. Nezgodna je strana ove izvedbe što konačno druga čeljust djeluje opet komponentom  $F_4$  (koja je veća od  $F_1$ ) na palac i nastoji ga potisnuti u početni položaj, čime se slabili ili poništava kočenje. Tom lošem djelovanju doskočeno je upotrebo posebnog uporišta na kraju druge čeljusti, čime se izbjegava pritisak na palac. Kod ovakve je kočnice, kao što se vidi, kočenje druge čeljusti pojačano u odnosu na kočenje prve čeljusti, a to znači da kočnica sama od sebe pojačava djelovanje vozača, pa se stoga naziva kočnica sa samopojačanjem. Promotri li se okretanje u obratnom smjeru, lako će se ustanoviti da su obje čeljusti vučene, a to znači da se postiže razmjerne slabo kočenje.



Sl. 152. Kočnica sa samopojačanjem u oba smjera okretanja

Izvedba na sl. 152 uklanja i tu nepriliku pa se postiže samopojačanje u oba smjera okretanja. Kod ovih izvedaba čeljusti imaju samo jedino uporište C, koje je učvršćeno na ploču kočnice. Djelovanje je slijedeće: povlačenjem poluge kočnice upiru se palci poluge na čeljusti kočnice. Kako je druga čeljust (II), brojeno u smjeru okretanja za vožnju naprijed, povlačena jačim perom od prve čeljusti (I), otisnut će palac poluge prvu čeljust, uslijed čega se ona prva dotiče bubnja. To je osnovno pravilo za ovakve kočnice. Prva čeljust, povučena od bubnja, potisnut će na bubanj drugu čeljust, koja se upire na uporište C, pa prema tome kočnica radi sa samopojačanjem.



Sl. 153. Shematski prikaz kočnice u kojoj su obje čeljusti potiskivane

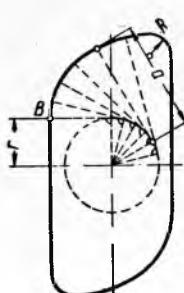
Voz li automobil natraške, također će pri kočenju najprije zahvatiti prvu čeljust, ali će je bubanj odmah pri zahvatu povući velikom silom u smjeru okretanja, i ta će sila nadviđati silu jačeg pera druge čeljusti, tako da će se prva čeljust nasloniti na uporište, druga će čeljust biti potisnuta na bubanj i odmah preuzeći ulogu pre čeljusti, tj. sada će druga čeljust potiskivati prvu čeljust, pa kočnica radi sa samopojačanjem i pri vožnji natraške.

Posljednjih se godina sve više uvode kočnice čije su obje čeljusti potiskivane, ali ne u smislu samopojačanja, i to bez obzira na smjer okretanja. Ovdje će biti opisano djelovanje kočnice Bendix prema shematskom prikazu na sl. 153. Krajevi čeljusti upiru se, privučeni od dva pera, na kose bridove uporišta A i B. Na krajevima čeljusti nalaze se kutne poluge K, koje su na istoj čeljusti međusobno povezane spojnicom S. Djelovanjem na kočnicu šire se potisnici P, koji opet potiskuju kutne poluge K, uslijed čega se preko spojnice S potiskuju donje kutne poluge. Posljedica je da će čeljusti šire i dolaze u dodir s bubnjem (sl. 153 b). Uslijed trenja obje će čeljusti zaokrenuti s bubnjem dotle dok se jedan kraj čeljusti ne nasloni na uporište. Djelovanjem sistema polužja čeljusti ostaju prisutni na bubnju po cijeloj frikcijskoj površini. Vidi se da su s obzirom na dodirno mjesto s uporištem obje čeljusti potiskivane. Promjeni li se smjer okretanja, ponovit će se sve kao gore, samo će čeljusti zaokrenuti u novom smjeru tako da će opet biti potiskivane.

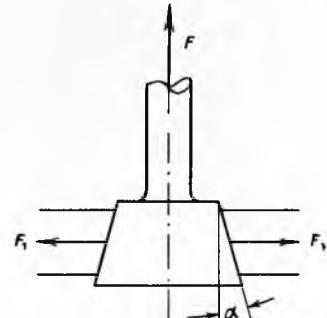
Bubanj manjih kočnica izvodi se od lima vučenjem (Č. 0400), a većih ljevajem od perlitnog sivog ljeva. U posljednje se vrijeme bubanj sve više ljeje od lakih kovina s uloškom od perlitnog ljeva, što zahtijeva specijalan postupak ljevanja. Bubanj mora biti stalan s obzirom na oblik i otpor protiv trošenja. Jače opterećeni bubnjevi su izvedeni sa rebrima ne samo radi odražavanja oblika već i radi što intenzivnijeg odvodjenja topline. Teži se za što većim promjerom bubnja, ali uz uvjet da se toplina s njega ne prenosi na obrub kotača a time i na gume. Obično promjeri bubnjeva iznose: 200...400 mm za osobne automobile, 350...480 mm za teretne automobile, 125...250 mm za motor-kotače i 180...300 mm za transmisijske pomoćne kočnice. Fričijsku površinu bubnja treba što bolje zagladiti.

Čeljusti su manjih kočnica izvedene od čeličnog lima u prešanoj ili varenoj izvedbi (Č. 0400), a čeljusti su većih kočnica od lakih kovina, s ulošcima od čelika na mjestima većeg površinskog pritiska (palac i okretište), ili od temperiljeva.

Obloge se kočnica izvode od aluminijskih ili čelične vune punjene abestinim prahom, grafitom i sl., i natopljene umjetnim smolaštim materijalima. Obloge se zakrivaju na čeljusti pomoći bakrenim, aluminijskim ili mjenjenih zakovima, većinom šupljih, ili se lijepe na čeljusti.



Sl. 154. Palac s jednakim ptišnim kracima

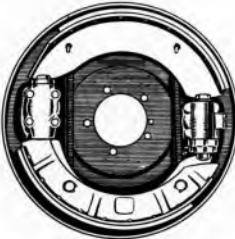


Sl. 155. Potiskivanje čeljusti klinom

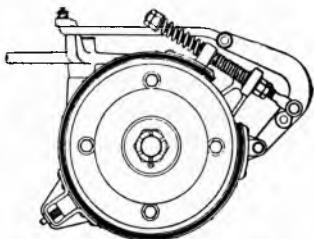
Potiskivanje čeljusti vrši se najčešće s pomoću: a) palca čija je potisna površina tako oblikovana da je djelotvorni krak r uviđek jednako velik (sl. 154); b) klina s nagibom od 5 do 10° (sl. 155) i c) hidraulički, radnim cilindrom (sl. 156).

Kočnice s čeljustima koje djeluju s vanjske strane bubnja rijetko se upotrebljavaju i dolaze u obzir većinom kao pomoćne kočnice i kao takve djeluju na izlaznoj osovini mjenjača bilo na zagoru stražnjeg pogona. U tu svrhu se mnogo više upotrebljavaju pojasne kočnice sa vanjskim pojasmom (sl. 157).

Na sl. 158 prikazana je jednostavna izvedba pojasnog kočnica teretnog automobila Ford 2G8T s hidraulički potiskivanim čeljusti. Na sl. 159 prikazana je izvedba kod koje je kočnica smještena uz kućište zagona, čime se postiže bolje hlađenje, a i kotači, koji su stalno zabacivani, znatno su olakšani.

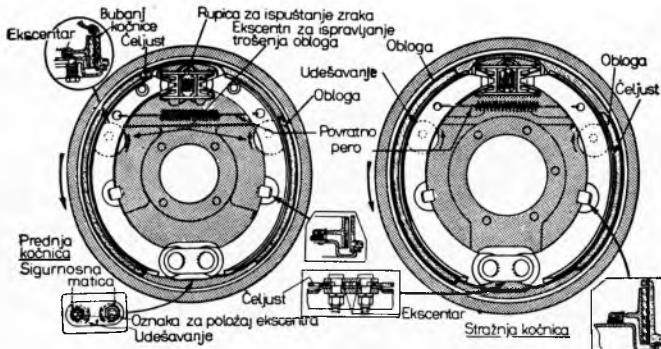


Sl. 156. Hidrauličko aktiviranje čeljusti kočnice



Sl. 157. Pojasna kočnica

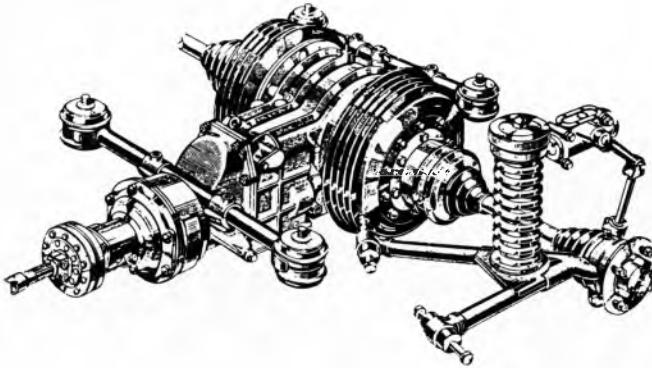
Kočnice s pločom predstavljaju novi put u rješavanju problema kočenja. Kočna ploča 2 (sl. 160) vezana je vijcima na glavu kotača. Nosač kočnice 4, koji je čvrsto vezan na osovinu vozila, nosi u sebi čeljusti kočnice 1 koje su obložene fričijskim oblogama. Hidrauličkim djelovanjem dvaju radnih cilindara 3, koji se nalaze s obje strane kočne ploče u nosaču kočnice, izaziva se pritisikanje čeljusti kočnice na kočnu ploču, a time i samo kočenje. Djelovanje je identično djelovanju fričijske spojke. Rastavljanje ploče vrši se vijčanim perima.



Sl. 158. Prednja i stražnja kočnica teretnog automobila

Pri izvedbi kočnice s jednim cilindrom mora nosač kočnice biti zglobno povezan s osovinom vozila, s time da se nosač pokreće u smjeru osovine vozila (sl. 161). Kočnu ploču 2 pritiskuju čeljusi  $b$ , koje su uležištene ležajima 1 u glavu osovine 4.

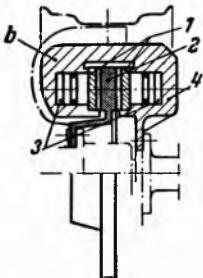
Kočnica s pločom ima moment kočenja  $M = 2F\mu R_s \eta$ , gdje je  $F$  sila kojom se čeljusi pritišću na ploču,  $\mu$  koeficijent trenja ( $\sim 0,4$ ),  $R_s$  srednji polumjer kružnog vjenca obloge i  $\eta$  stupanj djelovanja same spojke ( $\sim 0,7$ ).



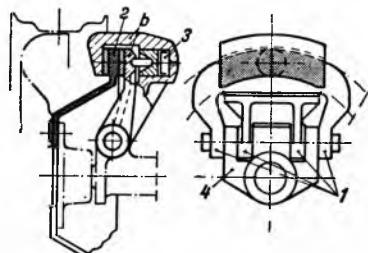
Sl. 159. Smještaj kočnica uz zagonski prijenosnik

Radi što boljeg hlađenja ploča se kočnice često izvodi sa radijalnim šupljinama i rebrima, kao za zatvoreno kolo radija kompresora.

U USA su više u upotrebi kočnice sa dvije ploče. Na sl. 162 prikazan je princip takve kočnice u izvedbi Ausco. Vjenac kugala koji je uložen u utore s kosinama pod kutom  $\alpha$  (do  $35^\circ$ ) služi za samopojačanje sile pritiska koju izaziva kugla u vezi s kosinama



Sl. 160. Čvrsta kočnica s pločom



Sl. 161. Zglobna kočnica s pločom

pri zakretanju ploče. U ovom je slučaju frikciona površina kružni vjenac, a ne samo dio kružnog vjenca kao kod kočnica s jednom pločom. Isto tako je i radni cilindar, koji izaziva pritiskivanje ploče, izведен kao kružni vjenac. Moment kočenja jednak je  $M = 2FR_s\mu S\eta$ , gdje je  $S$  faktor samopojačanja jednak

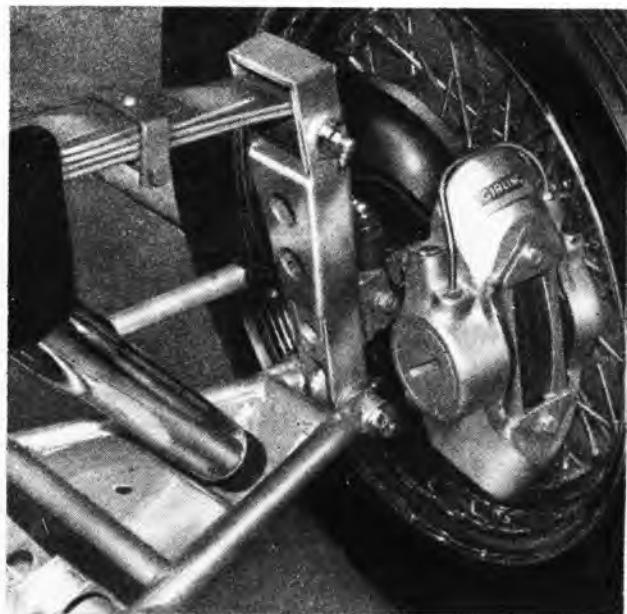
$$S = \left(1 - \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{D_v + D_u}{2D_k}\right)^{-1}$$

Jedna je od velikih prednosti kočnice s pločom da je neosjetljiva prema promjenama koeficijenta trenja obloge, pa joj je stupanj djelovanja vrlo stabilan. Sl. 163 prikazuje kočnicu s pločom na prednjem kotaču sportskog automobila A. C. Ace.

Za kočenje vozila dok stoji dolazi u obzir ručna kočnica s mehaničkim prijenosom sile.

Na sl. 164 je shematski prikazano djelovanje ručne kočnice izvedbe Lockheed. Povlačenjem poluge  $A$  potiskuje se čeljust  $B$  na ploču kočnice  $C$ . Kad se čeljusi  $B$  nasloni na ploču  $C$ , počinje zglob  $a$  povlačiti poluge  $D$  nadesno, pa počinje djelovati i druga čeljust  $B$ . Ukoliko se kočnica upotrebljava za kočenje vozila koje se kreće, dodan je uredaj za samopojačanje, i to dodatnom polugom  $E$ . Čim se, naime, čeljusi  $B$  dotakne ploče  $C$ , čeljusi se pokrene za pločom i time potisne polugu  $B$  tako da joj se poveća krak naslona, uslijed čega poluga  $E$  dodatno pritišće na poluz  $D$ .

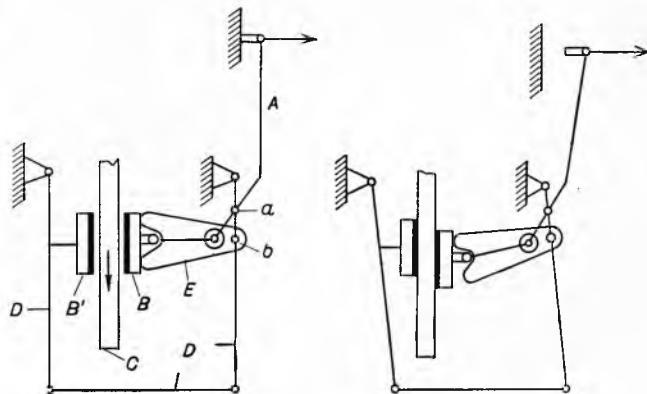
**Prijenos sile kočenja.** Najjednostavniji način prijenosa sile od pedala vozača do kočnice je s pomoću spona. Kod ovakvog sistema, ako nije izjednačen, nisu ni sila ni efekat pojedine kočnice zavisni o djelovanju bilo koje druge kočnice u sistemu. To smanjuje ukupnu vrijednost kočenja, jer je teško postići puno djelovanje svake kočnice.



Sl. 163. Kočnica s pločom na prednjem kotaču

Kod izjednačenog sistema (sl. 165) sila se vozača raspodjeljuje jednolično na svaku kočnicu, pa promjena na jednoj kočnici utječe na rad svih kočnica. Spona, kao i sistem pera, treba izvesti tako da na kočnice ne utječe odskakivanje ni skretanje kotača.

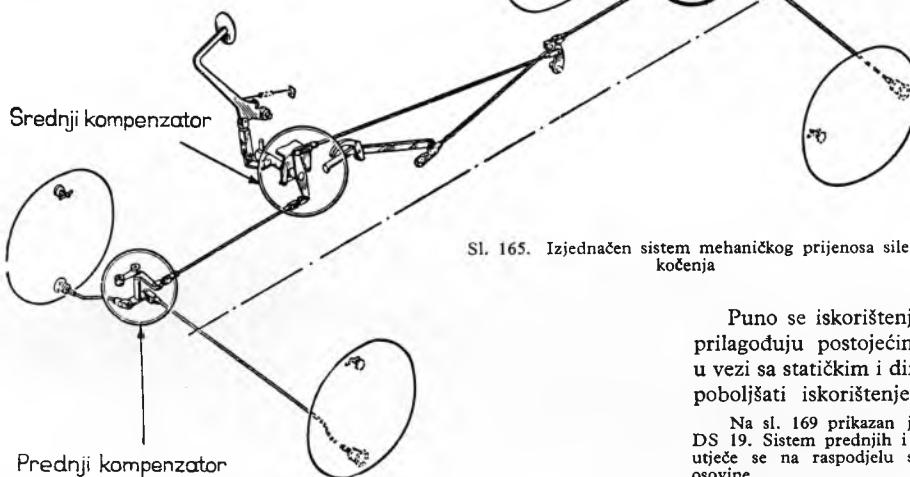
Prijenosni omjer poluža jednak je  $i = \frac{F_1 + F_2}{F}$ , gdje su  $F_1$



Sl. 164. Mechaničko aktiviranje kočnice s pločom

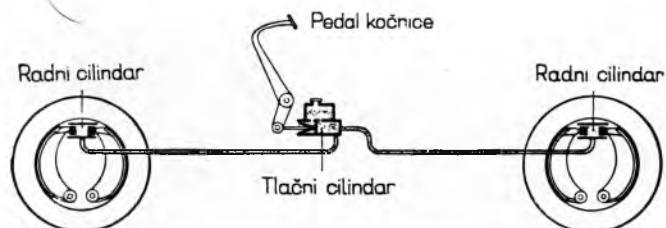
i  $F_2$  sile koje djeluju na čeljusti kočnice, a  $F$  sila kojom djeluje vozač na pedal kočnice. Taj prijenosni omjer kreće se obično između 5 i 10 za lakša vozila, a 50 i 70 za teža teretna vozila. Hod pedala kočnice kreće se oko 100 mm.

Nezgodne su strane izjednačenih mehaničkih kočnica da imaju dosta zglobova u kojima se donekle poništava sila, da se stvara neki mrtvi hod i da ih treba neprekidno uzdržavati podmazivanjem. Svemu tome doskočile su hidrauličke kočnice.



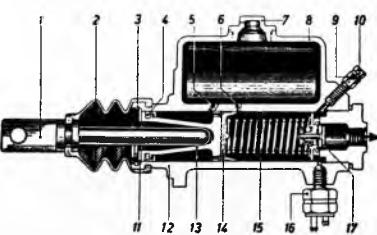
Sl. 165. Izjednačen sistem mehaničkog prijenosa sile kočenja

Princip hidrauličkih kočnica osniva se na činjenici da se tekućina, za razliku od plina, ne stlačuje pod pritiskom, te da se pritisak na tekućinu zatvorenu u posudi jednolično širi kroz tekućinu na sve strane. Sl. 166 shematski prikazuje uredaj hidraulične kočnice. Pritisne li se pedal kočnice, klip u tlačnom cilindru izaziva na tekućinu pritisak koji se prenosi do radnog cilindra potiskujući klipove u tom cilindru prema van, dok se čeljusti koje su vezane s klipovima ne pritisnu na bubanj. Budući da je sila u svakom cilindru jednaka zbog jednakog razdoblja pritiska kroz tekućinu, sistem je potpuno izjednačen. Tekućina hidrauličkog uredaja mora imati svojstvo da ne izaziva rđanje i koroziju, da ne rastvara gumene elemente i da ima vrlo nisko ledište i povoljan viskozitet.



Sl. 166. Princip djelovanja hidrauličkog prijenosa sile kočenja

Tlačni cilindar prikazan na sl. 167 djeluje na slijedeći način: klip 13 u tlačnom cilindru 12, potiskivan mehanički s pomoću pedala i potisnika 1, vrši pritisak na tekućinu u tlačnom cilindru, a time preko ventila 17 i na tekućinu u cijevima, stvarajući hidraulički tlak koji potiskuje klipove radnog cilindra. Gumena brtva 14 potiskivana je na klip s pomoću povratnog pera 15, koje s druge strane pritisakuje i dvostruki i dvoradni ventil 17 na sjedište. Time pero osigurava i jednoličan pritisak tekućine u veličini napona pera, čime se sprečava prodiranje zraka u sistem. Gumena brtva 4, koja je smještena na suprotnom kraju klipa, sprečava oticanje tekućine u gumenu ogrlicu 2 koja zaštićuje protiv nečistoće. Rupe u glavama moguću prolaz tekućini iz stražnjeg prostora cilindra u prednji prostor, a kroz njihova ukućista ventila moguću-



Sl. 167. Tlačni cilindar hidrauličke kočnice. 3 zaporni prsten, 5 provrt, 7 čep rezervoara, 9 ventil za odzračivanje, 10 zaporni vijak, 11 naslonska ploča

ju prolaz tekućini mimo gumenog zapora u cijevi kad se otpusti klip. — Po završenom kočenju, tj. kad se otpusti pedal, pada pritisak u tlačnom cilindru 12, a doncle i u cijevima kočnice, u tolikoj mjeri da pritisak povratnih pera u kočnici nadvlači pritisak povratnog pera 15 u tlačnom cilindru, uslijed čega se otvara ventil 17, pa je omogućeno vraćanje tekućine u tlačni cilindar 12, a bez opasnosti da se u cijevnom vodu pojavi jači podtlak, a time i mogućnost prodiranja zraka u cijevni sistem. Povratno pero 15 vraca klip brže u početni položaj nego što se vraća tekućina, pa se stvara mali podtlak u cilindru. Uslijed toga prodire tekućina iz stražnjeg prostora klipa u prednji prostor, i to kroz spomenute rupe u klipu. Time se postiže da je cilindar uvijek pun tekućine, te je tako odmah spreman za novo kočenje, a ujedno se onemogućuje prodiranje zraka u cilindar. Stražnji se prostor puni tekućinom preko većeg provrta 6, a iz posebnog malog rezervoara 8. Manji provrt 6, koji spaži prednji prostor cilindra 12 s rezervoarem, omogućuje rastezanje i stezanje tekućine. Preko sklopke 16, na koju djeluje pritisak ulja iz cilindra 12, uključujući se stružja za stražnje signalno svjetlo uvijek kada se vrši kočenje.

Radni cilindar kočnice prikazan na sl. 168 sadržava dva klipa 1 koji prenose pritisak tekućine iz cilindra 3 na obje čeljusti, a preko uloška 4. Ventil 5 služi za otpuštanje zraka. Gumene brtve 2 pred klipovima onemogućuju procurivanje tekućine. Obje brtve pritisakuju uz klipove višljano pero. Gumene ogrlice na oba kraja cilindra sprečavaju prašini i blatu ulaz u cilindar. Pritisici u cijevima kreću se od 25 do 100 atm.

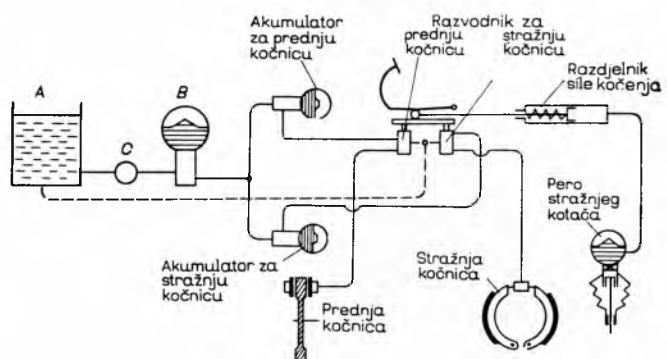
Puno se iskorištenje kočnica postiže ako se sile kočenja stalno prilagođuju postojećim opterećenjima osovine; one se mijenjaju u vezi sa statičkim i dinamičkim djelovanjem. U tu se svrhu nastoji poboljšati iskorištenje kočnica primjenom posebnih regulatora.

Na sl. 169 prikazan je hidraulički sistem kočenja automobila Citroën DS 19. Sistem prednjih i stražnjih kočnica je nezavisan. Posebnim uređajem utječe se na raspodjelu sile kočenja u zavisnosti od opterećenja stražnje osovine.

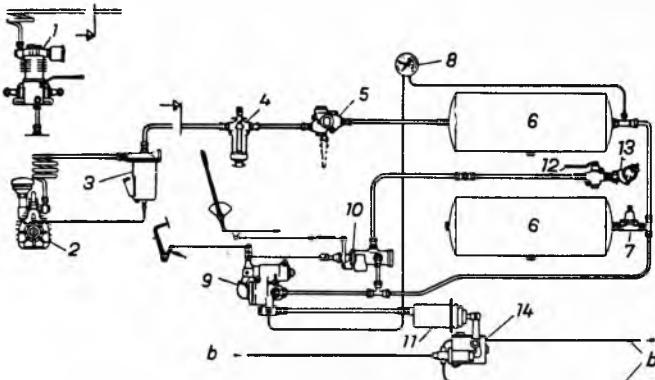
**Uredaji za pojačanje sile kočenja.** Mada unutarnje samopojačanje kočnica donekle pomaže vozaču i olakšava mu kočenje, što je dovoljno za osobne automobile i luke teretnjake, ipak ta pomoć nije dovoljna za teža teretna vozila. Na takvima su vozilima ugradeni u sistem kočenja posebni uređaji koji pod nadzorom vozača vrše pritisak na kočnice. Takvi uređaji rade pneumatski, tj. sa zrakom koji je u stanju podtlaka ili pretlaka.

Npr. uređaj s komprimiranim zrakom izvedbe Bosch djeluje ovako: Potrebeni komprimirani zrak s pretlakom od 5-6 atm daje kompresor, koji je priključen bilo na sam motor bilo na menjajući brzinu. Komprimirani se zrak spremi u posebnu rezervoar, odakle struji preko prikladnih regulatora u cilindre kočnica. Visok pad tlaka izaziva brzo strujanje zraka, čime se postiže brz prijenos sile. Da bi se ispravno upotrijebile kočnice, tj. da bi vozač prošao pritisak na pedalu osjećao u kojoj mjeri upotrebljava kočnicu, potrebno je da uređaj ima napravu koja se odupire pomicajući pedala silom razmjernom djelovanju kočnice. Kod automobusa se upotrebljava posebna grana uređaja za prednje kotače i posebna za stražnje. Da se strujanje zraka ne bi bezrazložno prigušivalo, upotrebljavaju se razmerno široke cijevi, najmanje 11 mm unutarnjeg promjera, a ako je priključena prikolica, 15 mm.

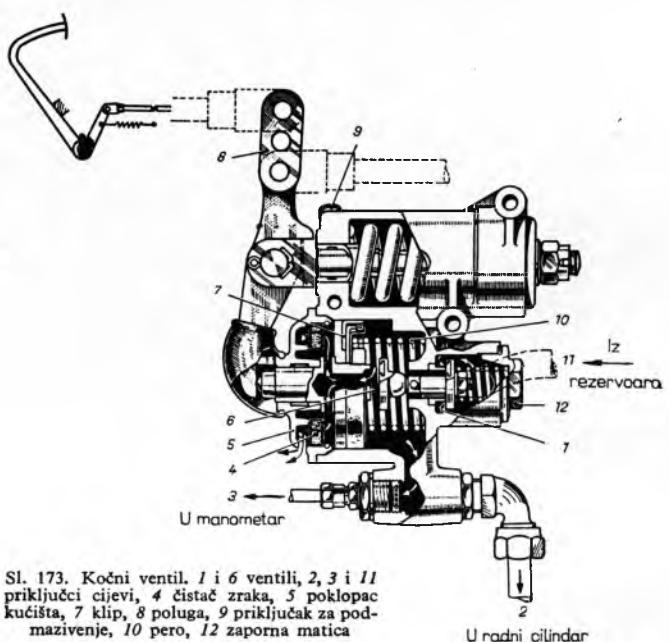
Pojedine izvedbe sistema kočenja mogu se utoliko razlikovati što nekoje djeluju pneumatski izravno na kočnice, nekoje djeluju na hidraulički sistem kočenja, a nekoje djeluju mješovito.



Sl. 169. Hidraulički sistem kočenja automobila Citroën DS 19. A spremnik, B glavni akumulator, C visokotlačna pumpa



**Pomoćne kočnice.** Kod teških vozila i za duge spustove nije ni motor u stanju podržavati kočenje, pa se takvim vozilima daju još pomoćne kočnice, ugrađene obično u sistem transmisije. Te kočnice mogu biti izvedene kao kočnice s pločom ili kao elek-



Sl. 170 prikazuje izvedbu pri kojoj pneumatski radni cilindar (11) djeluje na tlačni cilindar hidrauličke kočnice, koji je vodovima b povezan s prednjim i stražnjim kotačima.

Regulator pritiska (sl. 171) ima zadaci da ograniči pritisak u rezervoaru na 5...6 at. Čim je u rezervoaru postignut potreban pritisak, regulator odvodi zrak iz kompresora u atmosferu. Previsoki pritisak u rezervoaru potiskuje ventil 3, uslijed čega se pod visokim pritiskom spušta razvodni klip 5 i otvara ventil 6, tako da zrak iz kompresora izlazi kroz otvor 10 u atmosferu. Da bi se klip 5, čim padne pritisak u rezervoaru, mogao povratiti, kako bi se zatvorio ventil 6, mora nestati visokog pritiska u prostoru iznad klipa, pa je taj prostor spajan s atmosferom preko sapnice 11. Punjenje rezervoara vrši se preko povratnog ventila 8 koji omogućuje strujanje zraka samo u jednom smjeru. Puštanje zraka u atmosferu ponavlja se svake 1 do 3 minute. Rezervoar za zrak je snabdjeven otpusnim vijcima kroz koje se jednom tjedno otpušta voda koja se nakupili kondenziranjem. Da bi se spriječilo rđanje, rezervoar je iznutra obložen bitumenom.

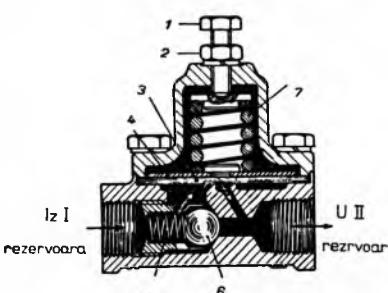
Prelazni ventil (sl. 172) ugrađen je na uređaju sa dva rezervoara, i to zato da bi se pritisak u jednom rezervoaru brzo podigao na 4 at, kako bi se odmah na početku vožnje moglo vršiti kočenje. Kad je u prvom rezervoaru postignut potreban pritisak, stupa u djelovanje prelazni ventil, kako venti sastoji se od kuglastog ventila 6 i membranskog ventila 3,4, koji su različito opterećeni pritiskom 5 odnosno 7. Pri punjenju prvog rezervoara oba su ventila zatvorena, tako da zrak ne može prijeti u drugi rezervoar. Tek kad je u prvom rezervoaru pritisak narastao preko 4 at, pridigne se membrana 3 pa se puni i drugi rezervoar. Pri kočenju se izjednačuju pritisci u obe rezervoare preko kuglastog ventila 6, tj. čim pritisak u rezervoaru padne, zrak iz drugog rezervoara struji u prvi dok se pritisci ne izjednače.

Sl. 171. Regulator tlaka. 1 vijak za udešavanje, 2 protumatica, 3 tanjurčišni ventil, 4 metalni mijeh, 5 razvodni klip, 6 odušni ventil, 7 držać odušnog ventila, 8 povratni ventil, 9 držać povratnog ventila, 10 priključak cijevi, 11 vijak sapnice

bi se napunio i drugi rezervoar. Prelazni ventili 3,4, koji su različito opterećeni pritiskom 5 odnosno 7. Pri punjenju prvog rezervoara oba su ventila zatvorena, tako da zrak ne može prijeti u drugi rezervoar. Tek kad je u prvom rezervoaru pritisak narastao preko 4 at, pridigne se membrana 3 pa se puni i drugi rezervoar. Pri kočenju se izjednačuju pritisci u obe rezervoare preko kuglastog ventila 6, tj. čim pritisak u rezervoaru padne, zrak iz drugog rezervoara struji u prvi dok se pritisci ne izjednače.

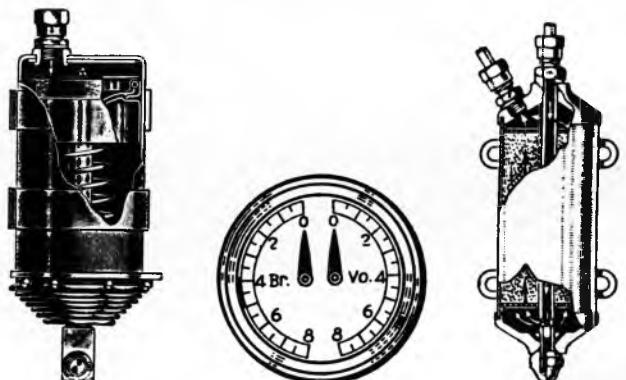
Kočni ventil (sl. 173) propušta zrak iz rezervoara u radne cilindre, to tako da je omogućeno jednolično podešavanje sile kočenja. Pritisak pedala kočnice potiskuje se s pomoću poluge 8 klip 7 u cilindru nadesno. Uslijed toga se najprije zatvara izlazni ventil 6, a zatim otvara ulazni ventil 1. Komprimirani zrak iz rezervoara struji mimo ventila 1 kroz cijev 2 u radni cilindar. Zrak istovremeno tlači na klip 7, uslijed čega se na pedalu osjeća otpor razmjeran sili kočenja. Otpuštanjem pedala zatvara se ventil 1 i otvara ventil 6, čime je omogućen izlaz zraka iz cijevi 2 u atmosferu preko čistača 4, a time i rasteraćenje radnog cilindra. Cijev 3 vodi u manometar.

Radni cilindar (sl. 174) ima na klipu brvreni prsten od bune. Da bi se mogao kontrolirati pritisak u rezervoaru i radnim cilindrima za vrijeme kočenja, ugrađen je u uređaj dvostruki manometar. Manometar prikazan na sl. 175 prikazuje lijevim kazalom pritisak u radnom cilindru a desnim pritisak u rezervoaru. Da bi postojala mogućnost pumpanja guma zrakom iz kompresora, dodana je uređaju naprava za čišćenje zraka od ulja i kondenzata (sl. 176).



Sl. 173. Kočni ventil. 1 i 6 ventili, 2, 3 i 11 priključci cijevi, 4 čistač zraka, 5 poklopac kućišta, 7 klip, 8 poluga, 9 priključak za podmazivanje, 10 pero, 12 zaporna matica. U radni cilindar.

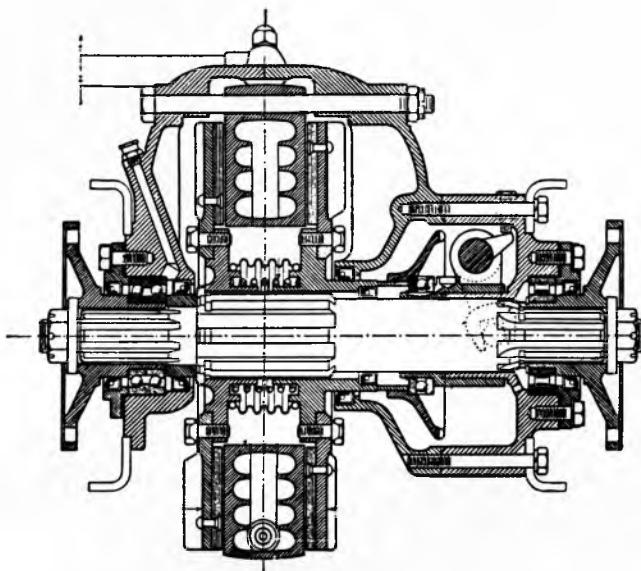
tričke na principu vrtložnih struja. Potrebna struja uzima se iz akumulatora vozila. Na sl. 177 prikazana je kočnica Westral, koja ima ploču s unutarnjim hlađenjem vodom, a uključena je u kružni sistem hlađenja motora.



#### UPRAVLJANJE

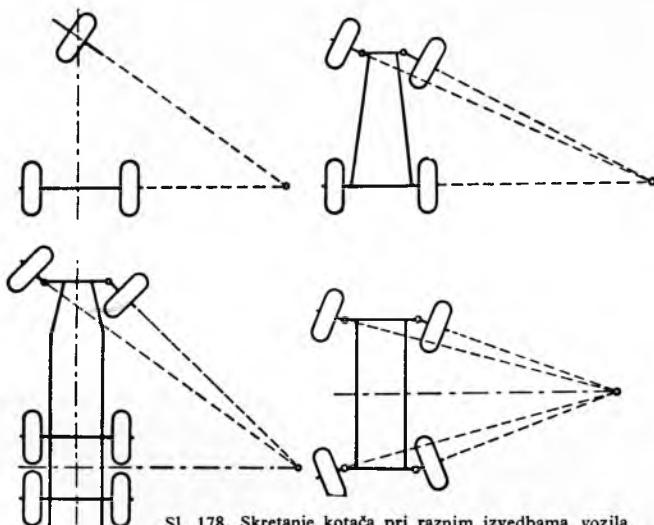
Pri svakom skretanju vozila iz vožnje u pravcu, vozilo opisuje kružnicu oko neke tačke. Želi li se da se svi kotači pri tome kreću samo čistim kotrljanjem, a ne i klizanjem ili straganjem, mora im se pri skretanju s pravca dati takav smjer da se središnjice osovina svih kotača sijeku u jednoj tački (sl. 178). Kako središnjice prednjih kotača u tom slučaju zatvaraju među sobom neki kut, kotači se pri mijenjanju smjera ne pokreću usporedno, već se svaki zaokrene za neki drugi kut, koji zavisi o veličini krivine kojom se vozilo kreće. Postizvanje ispravnog smjera kotača nije jednostavan problem i može se riješiti samo djelomično. Jednostavna metoda koja, doduše, ne ispunjava teoretske zahtjeve ali je praktički upotrebljiva, jest ova:

Središnje tačke zgloba a i b (sl. 179) spoje se sa središnjom tačkom O na stražnjoj osovini, pa ti pravci daju smjer u kojem moraju ići obje kutne poluge međusobno vezane spojnom motkom. Ova konstrukcija daje dovoljno tačne vrijednosti samo za krivine s velikim polumjerom. Za manje kružnice daje bolje rezultate metoda koja kutne poluge stavlja u takav smjer da je  $\overline{fg} = 2\overline{ae}$  (sl. 180). Iz



Sl. 177. Pomoćna kočnica Westral

navedenoga se može zaključiti da je važan kut smjera kutne poluge, a osobito je važno da su obje poluge usmjerene pod istim kutom. Smjer kutne poluge ostaje isti i kad je spojna motka smještena ispred prednje osovine.



Sl. 178. Skretanje kotača pri raznim izvedbama vozila

Daljnji uvjeti za ispravan rad prednjih kotača, odnosno kotača kojima se upravlja, postaju se zaostajanjem ili povlačenjem kotača, nagibom svornjaka, nagibom kotača i, konačno, usmjerivanjem kotača (kako je već bilo rečeno pri opisu prednje osovine).

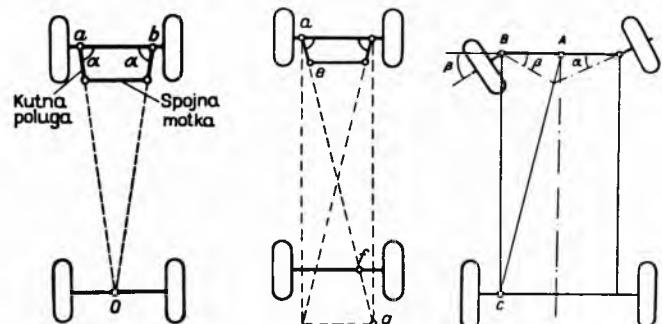
Veličina pogreške odabranog kuta smjera kutne poluge može se ustanoviti na slijedeći način (sl. 181): od sredine *A* prednje osovine poveć se pravac do tačke *C* na stražnjoj osovinici dobivene povlačenjem kroz zglobo prednje osovine *B* pravca usporednog s uzdužnom osi vozila. Skrenu li se kotači, oni će s osi prednje osovine zatvoriti neki kut  $\alpha$  odnosno  $\beta$ . Zrcalni kut  $\beta$  unutarnjeg kotača sjeći će se s kutom vanjskog kotača  $\alpha$  na pravcu *AC*, ukoliko su kutovi ispravni. Određivanjem sjecišta za nekoliko položaja kotača dobiva se krivulja sjecišta čije odstupanje od pravca *AC* pokazuje veličinu pogreške. Kut  $\beta$  ne smije odstupati od ispravnog kuta za više od  $1,5^\circ$ .

Sposobnost skretanja vozila određuje se najmanjim polumjerom *R* kružnice po kojoj se kreće vanjski prednji kotač, tj.  $R \approx \sqrt{l^2 + (l \operatorname{ctg} \beta + b)^2}$ , gdje je *l* razmak među osovinama,  $\beta$  kut skretanja unutarnjeg kotača i *b* razmak između zglobova *a* i *b* prednje osovine (sl. 179). Taj se polumjer kreće od 4,5 do 7,5 m za osobne automobile, do 11 m za dvoosovne teške teretne automobile i do 12,5 m za troosovne teretne automobile.

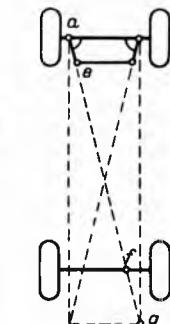
Osnovni sistem upravljanja motornih vozila prikazuje sl. 182.

Sistem upravljanja, kao i sistem pera, mora biti izведен tako da se okomitim mijenjanjem položaja kotača uslijed neravnosti tla ne izaziva skretanje kotača usprkos stalnom položaju volana.

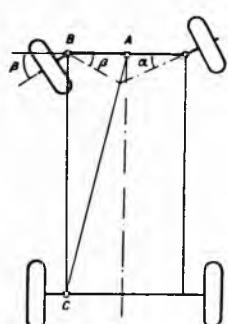
**Smjerni prijenosnik.** Skretanje kotača s pomoću volana mora se vršiti razmjerno malom silom (2...7 kp na dobroj cesti pa do 40 kp na slabijem terenu) i s reagiranjem koje ne zahtijeva



Sl. 179. Određivanje smjera kutne poluge za vozila s većim polumjerom zaokretanja

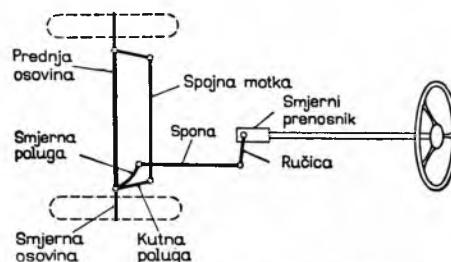


Sl. 180. Određivanje smjera kutne poluge za vozila s manjim polumjerom zaokretanja



Sl. 181. Određivanje pogreške smjera kutne poluge

suvrše veliku osjetljivost od strane vozača. Za osobne je automobile najpovoljniji prijenosni omjer između puta volana i puta ručice



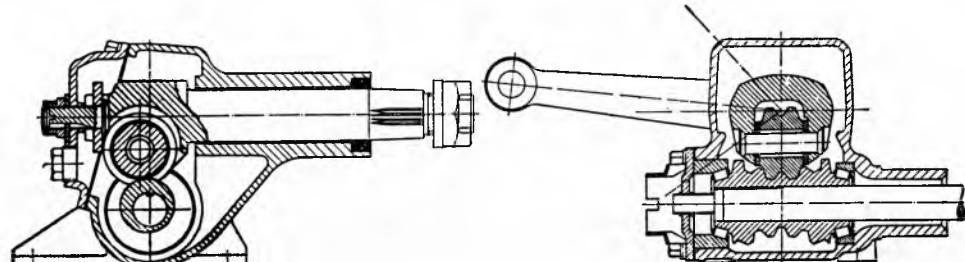
Sl. 182. Shematski prikaz sistema upravljanja motornih vozila

prijenosnika koji postiže krajnje položaje kotača okretanjem volana od 2 do 2,5 puta, tj. 1 : 15 do 1 : 20. Kod teretnih se vozila volan okreće 3 do 6 puta uz prijenosni omjer do 1 : 40. Veći broj okretaja volana uzima se kod sporijih vozila. Kut krajnjih položaja ručice iznosi 60 do  $70^\circ$ .

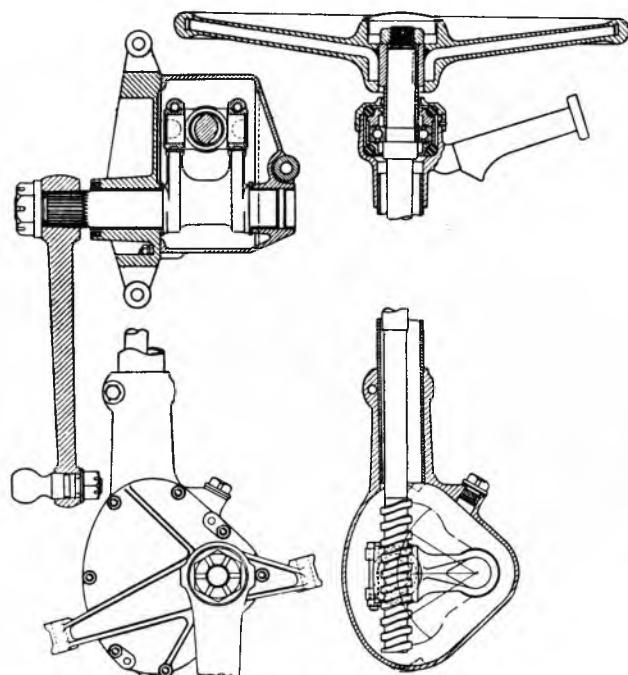
Prijenosnici se uglavnom izvode kao: a) pužni prijenosnici; b) vijčani prijenosnici i c) prijenosnici s ozubnicom.

Pužni prijenosnici mogu biti izvedeni kao standardni globodjni prijenosnici poznati iz općeg strojarstva. Puž se izvodi kao dvojovan ili trojovan, sa srednjim kutem uspona od 7 do  $10^\circ$  i koeficijentom trenja 0,1. Izvedba pužnog prijenosnika s valjnim trenjem prikazana je na sl. 183. Ozubljeni valjak, mjesto čvrstog zuba pužnog kola, uležišten je na igličasti ležaj.

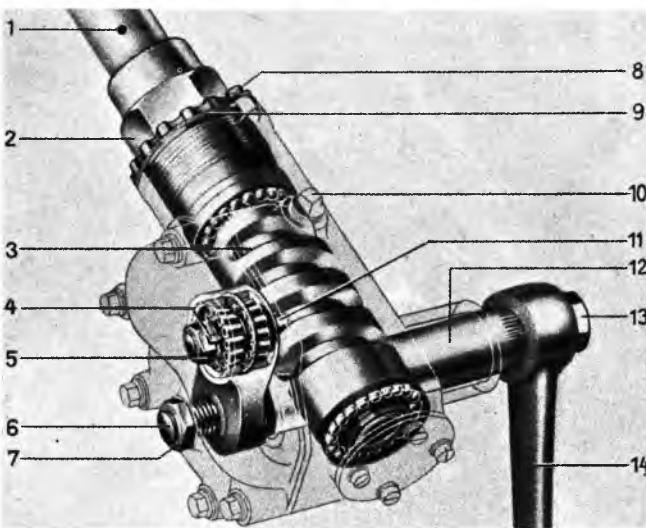
Vijčani prenosnik s maticom prikazuje sl. 184. S obzirom na kružni put matice uležišten je ležaj osovine volana gibljivo, tj. u gumi. Vijčani prijenosnik s roti-



Sl. 183. Pužni prijenosnik s valjkom



Sl. 184. Vlijčani prijenosnik s maticom



Sl. 185. Vlijčani prijenosnik s palcem. 1 provrt za vijak, 2 matica za udešavanje zračnosti u smjeru osi, 3 puž, 4 podloška za osiguranje, 5 matica, 6 vijak za udešavanje osovine ručice, 7 protumatica, 8 vijak za osiguranje, 9 podloške, 10 otvor za podmazivanje, 11 palac osovine ručice, 12 osovina ručice, 13 matica s pernom podloškom, 14 ručica

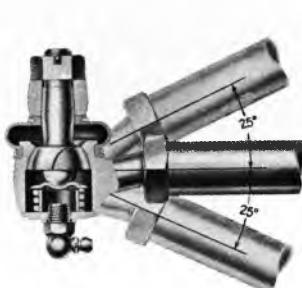
rajućim palcem prikazuje sl. 185. Uspon vijka je na krajevima povećan, uslijed čega se postiže samostalno vraćanje u srednji položaj.

Izvedba prijenosnika s ozubnicom prikazana je na sl. 186.

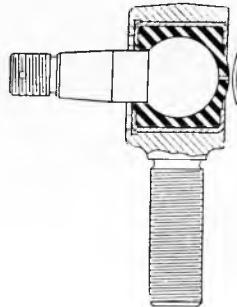
Ozubljene odnosno vlijčane površine gornjih prijenosnika su cementirane, osim matic, čija je klizna površina obložena bijelim metalom.

Prijenosnici moraju po potrebi imati mogućnost udešavanja mrvog hoda i velike rezerve s obzirom na podmazivanje.

**Volan** se obično izvodi s kosturom od lakog metala ili od čelika, obloženog tvrdom gumom ili raznim umjetnim masama. Glavinu s obručem povezuje jedna do četiri žbice, što zavisi o težini vozila i o stilu. Ona obično ima u sebi tipkalo za sirenu, a navlači se koničnim nasjedom na šuplju osovinu volana i osigurava s pomoću uložnog pera i maticice (sl. 187). Promjer volana kreće se između 400 i 550 mm.



Sl. 188. Kruti kuglasti zglob (Thompson)

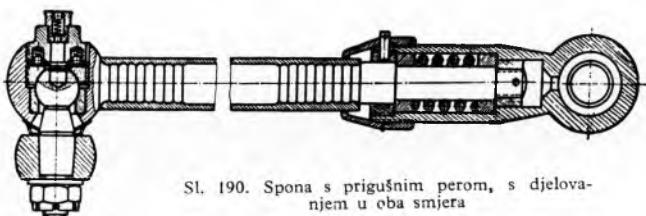


Sl. 189. Gumeni kuglasti zglob

Smjestač volana u automobilu zavisan je o propisanoj strani vožnje. Pri vožnji desnog smjera volan se nalazi na lijevoj strani.

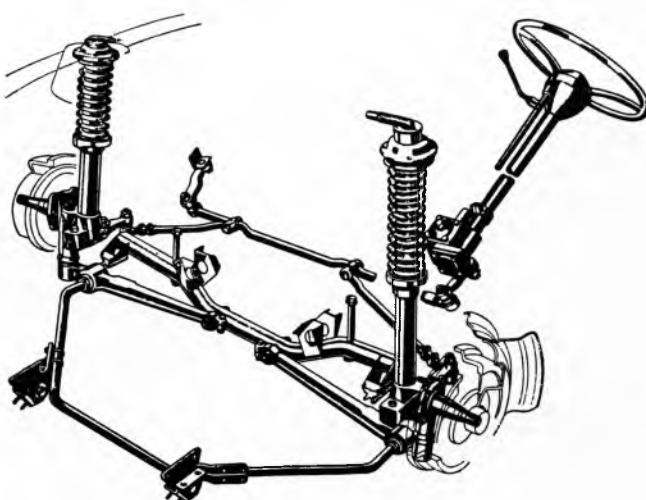
**Spona i spojna motka.** Djelovanje skretnih prijenosnika prenosi se na smjernu osovINU s pomoću spone i spojne motke. S obzirom na to da pojedini elementi upravljanja zauzimaju međusobno različite položaje u više ravnina, povezivanje tih elemenata vrši se s pomoću zglobova koji su u svim smjerovima pokretljivi, a to su uglavnom kuglasti zglobovi uležišteni u metalni ležaj ili u gumu.

Izvedba krutog kuglastog zglobova prikazana je na sl. 188. Ovakvim zglobom može se postići otklon spone i motke u svim smjerovima za 25° od srednjeg

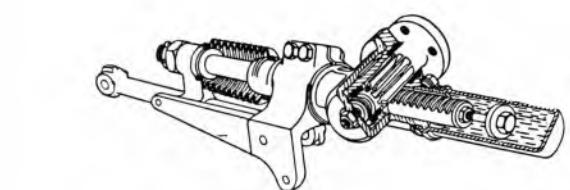


Sl. 190. Spona s prigušnim perom, s djelovanjem u ova smjera

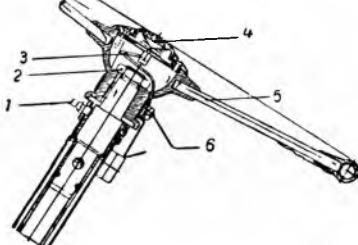
položaja. Kugla ili odsječak kuge potiskuje se na ležaj tlačnim perom, čime se sprečava nedopuštena zračnost koja bi mogla nastati trošenjem kliznih površina. Čelične klizne površine su kaljene. Mnoge izvedbe imaju kao ležajeve kugle od bronce. Tačna dužina spone ili spojne motke postiže se uvijanjem ili odvijanjem



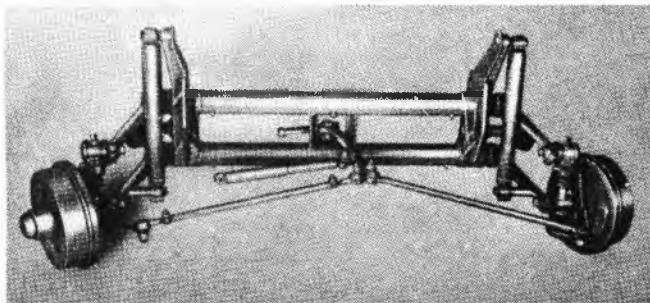
Sl. 191. Sistem upravljanja kad su kotači nezavisno ovješeni (Ford-Vedette)



Sl. 186. Prijenosnik s ozubnicom (DKW)



Sl. 187. Volan teretnog automobila. 1 mazalica, 2 matica, 3 električni vod, 4 tipkalo električne trube, 5 volan, 6 klizni prsten za struju



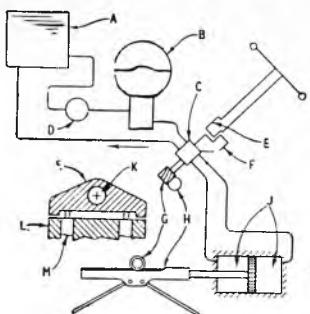
Sl. 192. Izvedba sistema upravljanja s prigušnikom (Volkswagen)

zgloba prema sponi ili motki. Da se sitni udarci kotača ne bi prenosili na prijenosnik i volan, sponne su često amortizirane cilindričnim perima (sl. 190). Za spojne se motke ne smije upotrijebiti amortizirani kuglasti zglob. Izvedba gumenog zgloba prikazana je na sl. 189.

Kad su kotači nezavisno ovješeni, mora spojna motka biti dvodijelna ili višedijelna, kako bi bilo omogućeno nezavisno okomito otklanjanje kotača (sl. 191). Da bi se što više smanjila mogućnost „lepršanja“ kotača (brzog uzastopnog samostalnog skretanja kotača na obje strane), često se ugrađuje u sistem upravljanja prigušnik (sl. 186 i sl. 192).

**Uredaji za pojačanje sile upravljanja.** Mnogi osobni automobili, a svakako i ostala teža vozila, imaju posebne servo-uredaje kojima se zamjenjuje ili nadopunjuje sila vozača potrebna za upravljanje. Uredaji za pojačanje sile upravljanja ne smiju djelovati kod vrlo malih skretanja koja služe samo za održavanje pravog smjera vožnje, kako bi vozač osjećao da ima vlast u ruci. Osim toga mora svakako postojati mogućnost mehaničkog upravljanja u slučaju da zataji pomoći uredaj.

Potrebna sila dobiva se: a) uljem pod pritiskom; b) komprimiranim zrakom i c) podtlakom iz usisne cijevi motora.



Sl. 193. Shema hidrauličkog upravljanja automobilom Citroën DS 19. A spremnik, B akumulator, D pumpa

Na sl. 193 shematski je prikazan uredaj za pojačanje sile upravljanja hidrauličkim putem na automobilu Citroën DS 19. Kad se okreće osovina volana *K*, jaram *E* djeluje na ventile *M* koji su smješteni u razvodniku zraka *L*, i koji preko rotirajućeg zasuna *C* propuštaju ulje visokog pritiska u odgovarajuću stranu radnog cilindra *J*. Ozubnica *H* vrši preko zupčanika *G* okreće zasunu *C*, pa se volan mora neprestano okrećati da bi jaram *E* djelovao na odgovarajući ventil *M*. Volan nije mehanički povezan sa zupčanicom *G*, već se to mora učiniti u slučaju kvara na hidrauličkom uredaju, kako bi se moglo upravljati mehaničkim putem.

Uredaj koji djeluje komprimiranim zrakom i hidraulički prikazan je na sl. 194. Okretanjem volana djeluje se na odgovarajući ventil u razvodniku zraka *I*, koji propušta komprimirani zrak u izmjenjivač *3*, gdje zrak preko dvoravnog klipa *2* podešterostručuje pritisak na ulje upućeno preko donjeg razvodnika, kojim upravlja komprimirani zrak, u hidraulički motor *4*, na čijoj se osovinici nalazi ručica *5*. Klipom *6* u cilindru *7* postiže se reakcija potrebna za osjećaj upravljanja. Komprimirani se zrak uzima iz sistema pneumatskog kočenja.

U čisto hidrauličkim uredajima ulje se dobavlja pumpom koja je priključena na motor vozila, i to obično pod pritiskom od 50 ... 70 at, uz dojavu od 8 ... 12 l/min. Ulje se crpe iz posebnog malog rezervoara.

Najmanja sila potrebna da započne djelovanje servo-uredaja uzima se ~ 3 kp za muškarce, a 1 kp za žene, dok najveća sila potrebna za upravljanje ne bi trebalo da prekorači 14 kp za muškarce a 9 kp za žene.

#### OKVIR I NADGRADNJA

Okvir ili postolje vozila veže u jednu cjelinu kako motor i elemente transmisije tako i cijelu nadgradnju vozila. Okvir ne predstavlja u svim izvedbama izrazitu jedinicu, već se često više ili manje stapa s konstrukcijom motora i transmisije (traktori) ili s konstrukcijom nadgradnje.

Nadgradnja ili karoserija izvodi se u vrlo različitim oblicima, a već prema svrsi za koju služi. S obzirom na to postoje nadgradnje za prijevoz osoba, za prijevoz tereta i za specijalne svrhe.

**Izvedbe okvira i nadgradnje.** Samostalni okvir se izvodi u četiri osnovna oblika prikazana shematski na sl. 195. Za teretska vozila i autobuse upotrebljava se gotovo isključivo pravokutni okvir, a mnogo manje trapezni i središnji okvir. Za osobne se automobile upotrebljavaju pretežno X-okvir i središnji okvir.

Kako bi se povećala otpornost protiv uvijanja, pravokutni se okviri mogu izvesti s poprečnim gredama u obliku slova X i sa zatvorenim pravokutnim presejcima nosača umjesto otvorenog U-presjeka, ili se na okvirima s usporednim poprečnim gredama ove izvode od cijevi. Otvoreni su profili jeftiniji i mogu se spajati također zakivanjem, ali su manje otporni protiv uvijanja. Zatvoreni profili, kružni, pravokutni ili eliptični profili otporniji su protiv uvijanja, ali su skuplji i spajanje se vrši samo varenjem. Za mehanike okvire će se prema tome upotrijebiti otvoreni profili, široki okviri, manje poprečnih greda i zakivani spojevi. Na sl. 196 prikazani su neki načini spajanja greda.

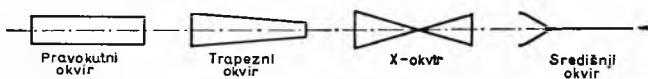
Po dužini se glavni nosači izvode približno kao grede jednakе čvrstoće radi uštade na težini, a proračun za savijanje vrši se kao za gredu poduprtu sa dva ležaja. S obzirom na uvijanje okvira oko njegove uzdužne osi, okvir predstavlja statički neodređeni sistem, pa je i proračun mnogo složeniji.

Prikladnost okvira s obzirom na svrhu i primjenu vozila može se izraziti torzionom krutošću  $K = M/\varphi$ .

Maksimalni moment uvijanja se dobije ako se jedan kotač slabije opterećene osovine pridigne za toliku visinu da drugi kotač iste osovine ostane neopterećen. U tom je slučaju

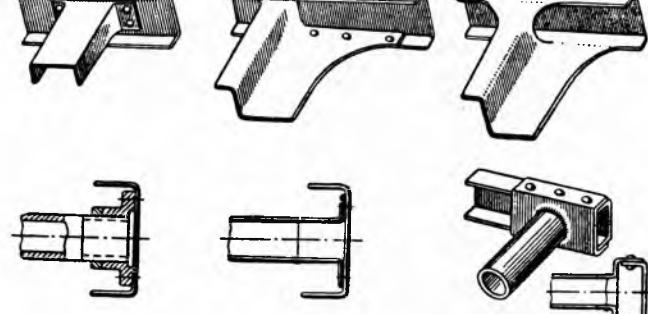
$$M = \frac{Fr}{2},$$

gdje je  $F$  opterećenje manje opterećene osovine,  $r$  širina traga kotača;  $\varphi$  je kut uvijanja.

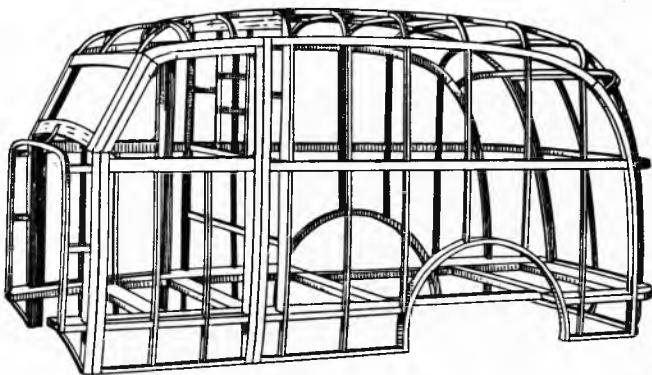


Sl. 195. Osnovni oblici samostalnog okvira motornih vozila

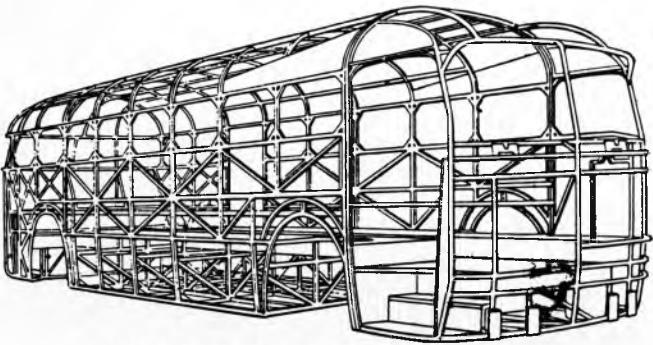
Torzijska krutost današnjih okvira kreće se između 10 kpm do 10 000 kpm, tj. te su veličine potrebne da se okvir po cijeloj



Sl. 196. Primjeri spajanja poprečnih i uzdužnih greda okvira



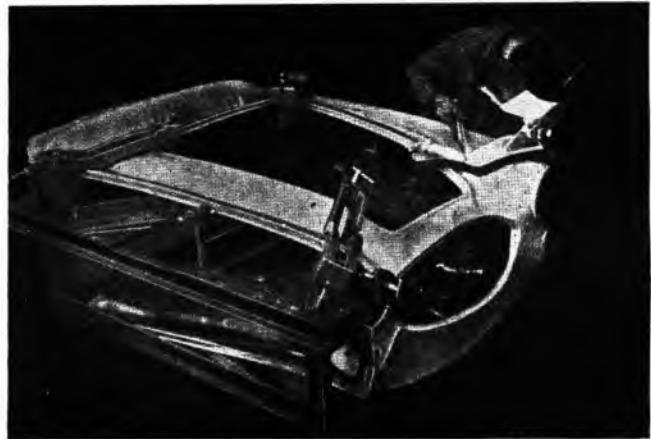
Sl. 197. Drveni kostur nadgradnje dostavnog automobila



Sl. 199. Kostur nadgradnje autobusa od lakog metala



Sl. 198. Rešetkasti kostur osobnog automobila



Sl. 200. Zavarivanje prešanih dijelova prednjeg kraja automobila

svojoj duljini uvine za 1 cm na širini od 1 m. Niže vrijednosti, do ~ 20 kpm, imaju okviri čisto terenskih vozila. Torzijska kružnost teretnih automobila kreće se oko 10...2000 kpm, a osobnih automobila i autobusa do 10 000 kpm. Materijal za grede je lim od ugljikova čelika čvrstoće 50...80 kp/mm<sup>2</sup>.

Nadgradnja osobnih automobila može biti izvedena ili s kosturom od drveta ili od lima, s time da se kostur oblaže prikladno oblikovanim limenim pločama. Na sl. 197 prikazan je drveni kostur dostavnog automobila. Sl. 198 prikazuje čelični kostur sportskog automobila Ferrari, a sl. 199 kostur od lakog metala američkog autobusa (Aerococh). Kod osobnih automobila danas sve više prevladava izvedba karoserija bez kostura, koja je izrađena od više među sobom za-

varenih prešanih dijelova. Sl. 200 prikazuje zavarivanje pojedinih prešanih dijelova prednjeg dijela automobila.

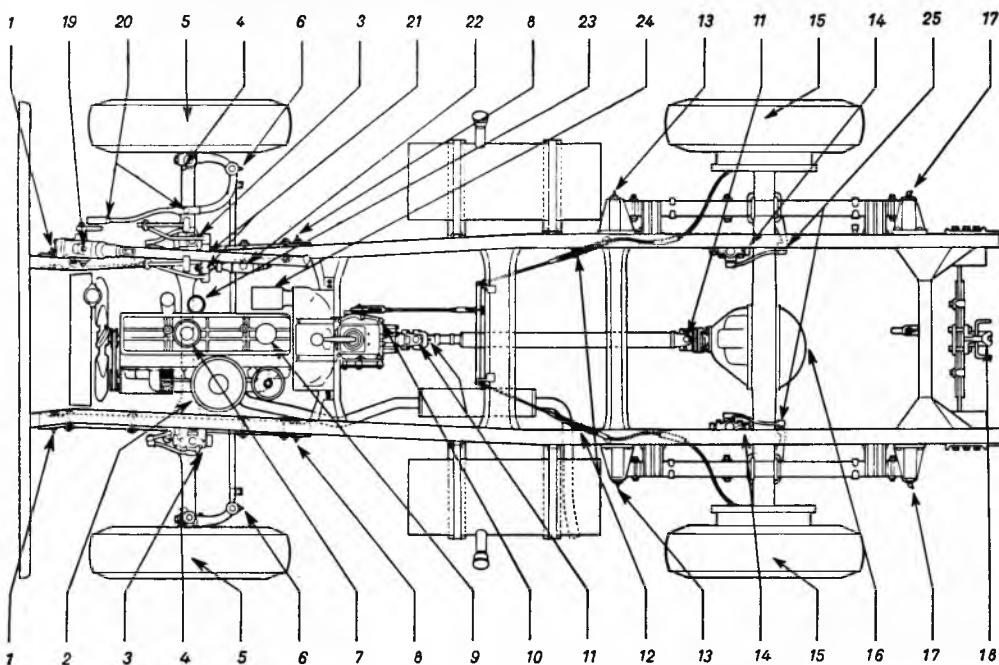
#### PODMAZIVANJE PODVOZJA

Da bi iskorišćenje vozila bilo sigurno i ekonomično, vrlo je važno da se redovito vrši sistematsko podmazivanje svih kliznih površina. Kako sve te klizne površine ne rade pod istim uvjetima, potrebno je uvijek odabratи mazivo koje će odgovarati postojećim uvjetima. Tako se kod nekih dijelova mora uzeti u obzir vrućina ili hladnoća, kod drugih veliki pritisci, ili pak voda, pjesak i općenito nečistoća. Isto tako treba uzeti u obzir da li dijelovi rotiraju ili osciliraju.

Na sl. 201 prikazana su mesta podmazivanja teretnog automobila Chevrolet C-15.

**Pojedinačno podmazivanje.** Prednosti pojedinačnog podmazivanja su u tome što se svako mjesto može podmazati tačno prema njegovoj potrebi i uvijek uz nadzor. Podmazivanje se vrši mašću ili uljem za zupčane prenosnike. Da bi mast ili ulje sa sigurnoću prodrlo i istisnulo ustajalo mazivo, potrebni su visoki pritisci (180 do 400 at) koji se postižu posebnim pumpama.

Na sl. 202 prikazane su mazalice kojih se otvor automatski zatvara kuglastim ventilom, kako bi se spriječio ulaz nečistoće. Na sl. 203 prikazana je membranska, a na sl. 204 zahvatna glava pumpa, koje se glave danas najviše upotrebljavaju jer omogućuju visoke pritiske i podmazivanje pod razmjerno velikim kutom (sl. 205). Kod zahvatne glave mast dolazi kroz otvor 1, potiskuje ventil 2 i kroz prostor 3 i provrt 4 ulazi u mazalicu 5. Pritisak masti u prostoru 3 potiskuje klip 6 i trodijelne čeljusti 7 prema dolje, te se one uslijed nalijeganja svoje kuglaste

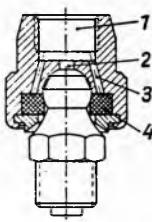


Sl. 201. Karta pojedinačnog podmazivanja teretnog automobila

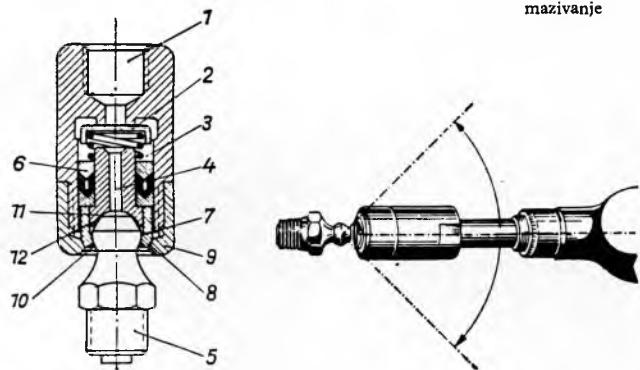
površine 8 na prsten 9 stegnu oko kuglastog dijela 10 mazalice. Oštar brid mazalice 12 pritisnje se na kuglastu udubinu dijela 11, čime se postiže potrebno brtvenje, a i mogućnost podmazivanja pod kutem. Kod membranske glave (sl. 203) mast ulazi u mazalicu kroz otvore 1 i 2. Kroz više otvora 3 mast pritisnje ujedno na kožnu membranu 4, koja se uslijed toga stisne oko glave mazalice i tako pridržava glavu pumpe na glavi mazalice. Ovaj se sistem upotrebljava ponajviše na ručnim pumpama.



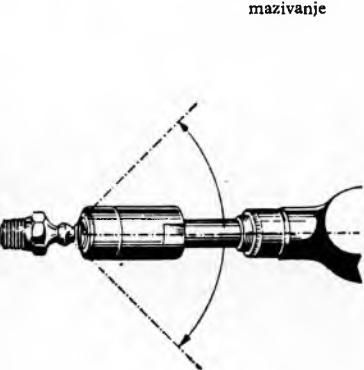
Sl. 202. Visokotlačne mazalice



Sl. 203. Membranska glava pumpe za podmazivanje

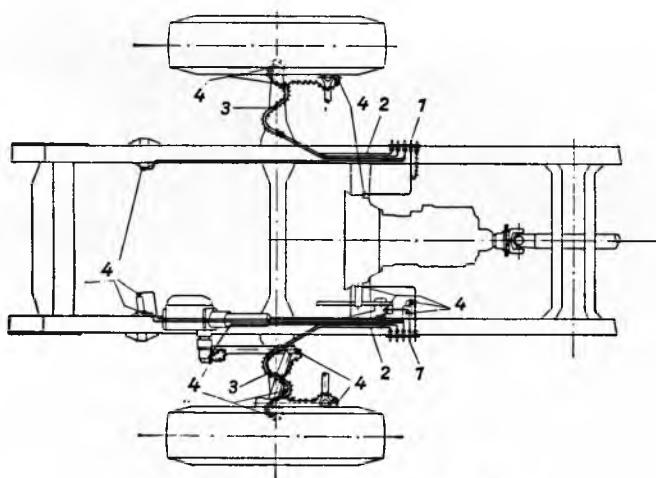


Sl. 204. Zahvatna glava pumpe za podmazivanje



Sl. 205. Podmazivanje mašču specijalnim glavama

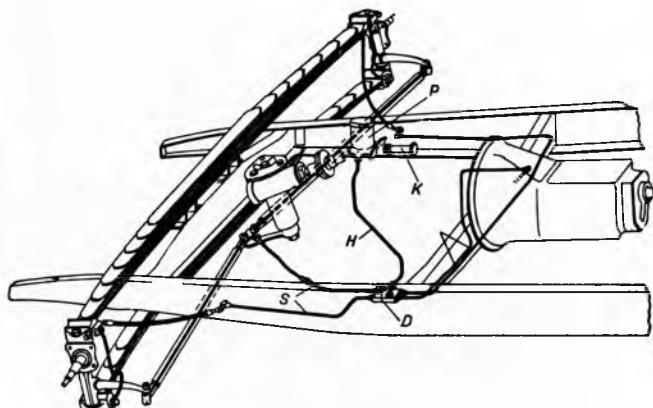
**Grupno podmazivanje.** Za podmazivanje vozila na sl. 201 mora osoba koja podmazuje pronaći 25 raznih mesta i svako mjesto podmazati pojedinačno. U ovakvom slučaju svakako postoji izvjesna mogućnost da je koje mjesto teško pristupačno (autobusi) ili da se propusti podmazati koje mjesto, a potrebno je i mnoga mesta mazati ispod vozila. Grupiranjem mazalica na određena pristupačna mesta uklanjuju se takve poteškoće, ali je bit pojedinačnog podmazivanja pridržana. Mazalice 1 (sl. 206) spajaju se s pomoću metalnih (2) i gibljivih (3) cijevi s mjestom podmazivanja 4. Za krute cijevi upotrebljava se bešavna čelična cijev vanjskog promjera 4 mm.



Sl. 206. Grupno podmazivanje podvozja

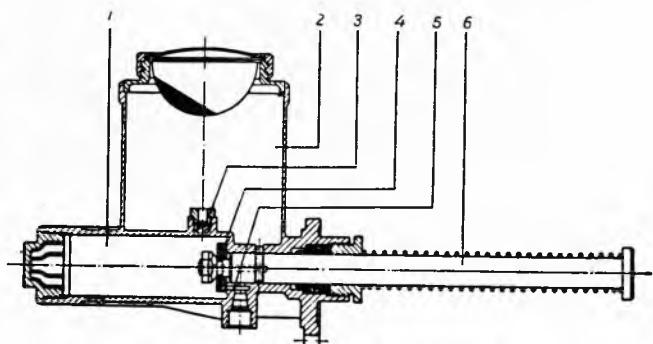
**Centralno podmazivanje** vrši se uljem, i to s pomoću posebne pumpe *P* (sl. 207) smještene nadohvat noge vozača. Glavnim vodom *H* tiska se ulje u dozator *D*, koji svakom određenom mjestu dodjeljuje potrebnu količinu maziva preko cijevi *S*.

Na sl. 208 prikazana je pumpa centralnog podmazivanja. U položaju prikazanom na slici ulje prolazi iz rezervoara 2 kroz povratni kuglasti ventil 3 u cilindar pumpe 1. Nožnim potiskivanjem klipa 6 brtvena ploča 4 otvara prolaz 5 kojim ulje proteće do dozatora, a uslijed pritiska koji izaziva klip 6. Porastom

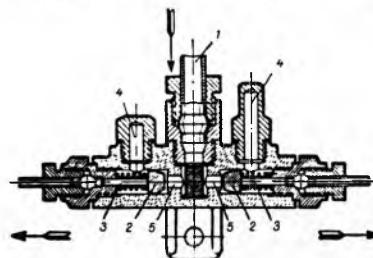


Sl. 207. Centralno podmazivanje podvozja

pritiska zatvara se i povratni ventil 3, čime je onemogućen povratak ulja iz cilindra u rezervoar. Klip 6 se vraća u početni položaj djelovanjem vijčanog pera. Pritisak pumpe iznosi 30...40 at. Glavni vod ulja *H* ima vanjski promjer 6...8 mm.



Sl. 208. Pumpa centralnog podmazivanja



Sl. 209. Dozator centralnog podmazivanja

Ulije iz pumpe ulazi u dozator (sl. 209) kroz cijev 1 i prolazeći kroz sito i provrte 5 potiskuje elastične ventile 2, koji uslijed toga zatvaraju prolaz 3. Ulije pod pritiskom prodire mimo elastičnih ventila 2 u zračne komore 4, kojih ima toliko koliko ima različito doziranih mesta podmazivanja. Veličina zračne komore zavisi o količini ulja koju treba opremiti na određeno mjesto podmazivanja. Kad pumpa prestane raditi, pada pritisak u cijevi 1 pa ventili 2 djelovanjem vijčanog pera zatvaraju provrte 5 i otvaraju prolaz 3, uslijed čega komprimirani zrak u komori 4 utiskuje tačno određenu količinu ulja do mesta podmazivanja. Promjenom veličine zračne komore 4 može se utjecati na količinu dobavljenog ulja.

Centralno podmazivanje vrši se nakon svakih 100 km vožnje.

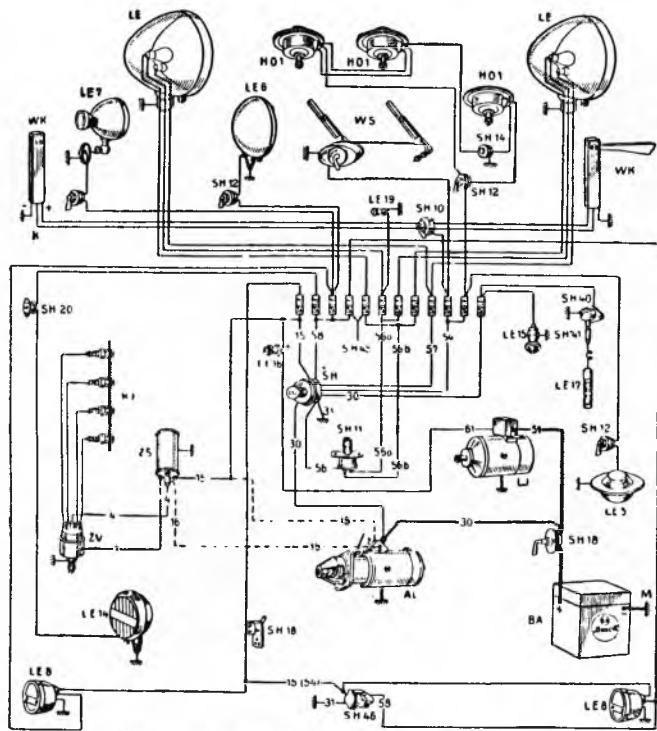
#### ELEKTRIČKA OPREMA

Električka oprema motornih vozila ima zadatak da omogući rad motora (baterijsko paljenje Otto-motora), da poveća prometnu sigurnost vozila (rasvjeta i signalni uređaji), a konačno i da poveća udobnost vožnje (električni pokretač, upaljač cigareta, grijanje, radio i sl.). Upotrebljava se isključivo istosmjerni napon od 6, 12 ili 24 V. Na sl. 210 prikazana je shematski električka oprema i međusobno priključivanje za vozila s Otto-motorom, a na sl. 211 za vozila sa Diesel-motorom.

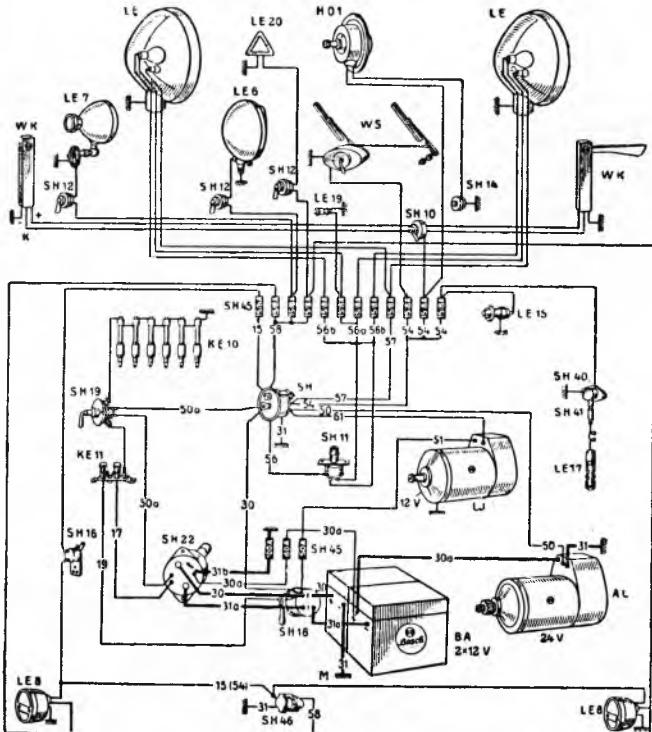
**Akumulator ili baterija.** Zadaća je akumulatora da za vrijeme mirovanja vozila opskrbљuje vozilo potrebnom strujom za pokretanje motora, za rasvjetu tijela i drugi električni pribor.

Za vozila se gotovo isključivo upotrebljavaju olovni akumulatori; čelični ili alkalijski akumulatori upotrebljavaju se u manjoj mjeri, i to za autobuse i traktore (v. *Akumulator*).

## AUTOMOBILNA VOZILA



Sl. 210. Električka mreža za vozilo s Otto-motorom (Bosch). *AL* električki pokretač, *BA* akumulator, *HO1* membranska truba, *LE* reflektor s graničnim svjetlom, *LE5* stropno svjetlo, *LE6* reflektor za maglu, *LE7* pomoći reflektor, *LE8* stražnje svjetlo, svjetlo kočnice i svjetlo registrarskog broja, *LE14* reflektor za vožnju natrag, *LE15* svjetlo instrumentalne table, *LE16* svjetlo za oznaku punjenja akumulatora, *LE17* ručna svjetiljka, *LE19* svjetlo za oznaku uključenog reflektora, *LJ* generator, *SH* glavna sklopka, *SH10* sklopka smjernika s pokaznom žaruljom, *SH11* požna sklopka za zasjenjivanje reflektora, *SH16* sklopka svjetla kočnice, *SH20* sklopka stražnjeg reflektora, *SH45* osigurači, *SH46* prikućak za prikolicu



Sl. 211. Električka mreža za vozila sa Diesel-motorom (Bosch). *KE10* žarnice, *KE11* kontrolni otpornik, *LE20* svjetlosna oznaka za prikolicu

Pri izboru akumulatora važno je da se odabere povoljan kapacitet akumulatora. Kapacitet olovnih akumulatora izražava se umnoškom jakosti struje pražnjenja u A i vremenom kroz koje se dobro punjeni akumulator isprazni do 1,75 V po celiju. U evropskim se državama kapacitet određuje uz uvjet da je struja pražnjenja pri 10-satnom neprekidnom pražnjenju jednaka 1/10 kapaciteta u Ah uz gustoću kiseline punjenog akumulatora 1,285 (32° Baumé) i temperaturu kiseline na početku pražnjenja 20 °C, te da je najniži dopušteni

napon na kraju pražnjenja 1,75 V. Američke norme propisuju 20-satno pražnjenje na temperaturi od 27 °C, pa iz toga proizlazi prividno veći kapacitet za oko 12 %, što se mora uzeti u obzir pri usporedbi.

Veličine akumulatora su standardizirane i oni se izrađuju sa slijedećim kapacitetima: Za 6 V: 50–62, 5–75–87, 5–100–122–135–162 Ah; za 12 V: 50–62, 5–75–94, 5–122–162 Ah.

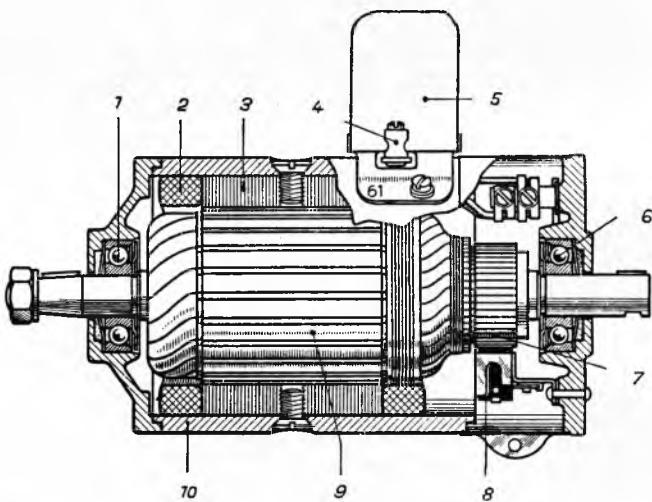
Na trajnost olovnog akumulatora mnogo utječe njegov ispravan smještaj u vozilu. Akumulator ne podnosi trešnju, visoku temperaturu (preko 60 °C), kao ni hladnoću. Kiselina suviše ispraznjenog akumulatora gustoće 1,1 smrzava se već na –8 °C, uslijed čega dolazi do razaranja akumulatora.

Celični akumulatori su mehanički znatno čvršći, samopražnjenje im je znatno manje nego olovnih akumulatora, a mogu bez posljedica stajati u ispraznjrenom stanju. Nezgodna im je strana da su skupljii, a često i teži; osim toga, kod njih je veća razlika u naponu punog i praznog akumulatora, pa zbog toga treba osigurati žarulje.

**Generator.** Po pravilu se generator izabire po učinku tako da pri polaganju noćnoj vožnji (20..30 km/h) u potpunosti pokriva potrebe potrošača, a uz veće brzine da još uz to puni i akumulator. Nazivni učin generatora dopušta obično trajno preopterećenje od 50%. Za vozila srednje veličine upotrebljavaju se generatori do 200 W, a za teretna vozila i autobuse sa Diesel-motorom upotrebljavaju se i generatori preko 500 W.

Generator i akumulator su dva izvora struje koji opskrbuju električku mrežu u vozilu. Kad su dva izvora struje u jednom sistemu, jači izvor će uvijek odlučno utjecati na smjer toka struje. Kad motor ne radi, struju električkim uredajima daje akumulator, a za vrijeme rada motora, generator, ukoliko je njegov napon dovoljno visok. Generator prvenstveno puni mrežu a struja koja se nije utrošila ide u akumulator. Za potrošače je važno da dobivaju stalni napon, stoga se napon na stezaljkanju generatora iznad određenog broja okretaja mora stalno održavati na istoj visini, bez obzira na to kojom se brzinom okreće generator i koliko je električkih uredaja priključeno. To se postiže s pomoću regulatora napona. Postoje različiti načini reguliranja, a najviše se upotrebljava reguliranje naponom prema Tirrillu.

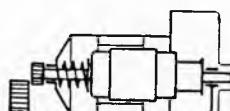
Padne li napon generatora zbog smanjenog broja okretaja ispod napona akumulatora, ne smije nastupiti pražnjenje akumulatora, tj. ne smije se dopustiti da struja iz akumulatora teče kroz namotaje generatora. Da bi se to spriječilo, uključuje se u mrežu



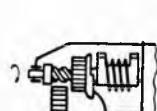
Sl. 212. Generator reguliran naponom. *1* kuglični ležaj, *2* uzvodni namotaj *3* magnet, *4* priključna stezaljka, *5* regulator-sklopka, *6* kuglični ležaj, *7* kolektor, *8* četkica, *9* rotor, *10* kućište magneta

automatska ili povratna sklopka koja prekida vod u slučaju kad struja teče iz akumulatora u generator. Poveća li se napon generatora, sklopka automatski spaja vod tako da je opet omogućeno punjenje akumulatora. Uobičajenu izvedbu generatora reguliranog naponom prikazuje sl. 212.

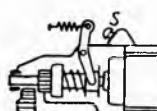
Prijenosni omjer između broja okretaja koljenaste osovine motora i generatora mora biti takav da kod najmanje brzine u izravnoj brzini generator daje nazivni učin. Uobičajeni prijenosni omjeri iznose 1 : 1, 1 : 2 i 1 : 3.



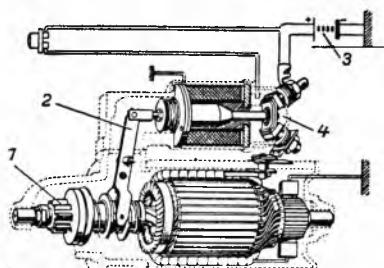
Sl. 213. Pokretač s pomičnom kotvom



Sl. 214. Pokretač Bendix



Sl. 215. Pokretač s polužnim uključivanjem

Sl. 216. Pokretač s polužno-vijčanim uključivanjem.  
1 zupčanik, 2 poluga za uključivanje, 3 akumulator, 4 sklopak pokretača

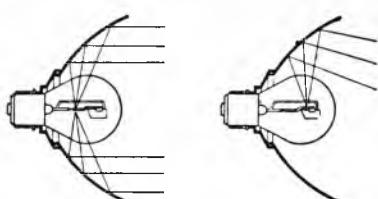
**Električki pokretač.** Električko pokretanje motora vrši se danas općenito s pomoću serijskog istosmjernog motora koji dobiva struju iz akumulatora. Pokretači se razlikuju po tome kako se elektromotor priključuje na zamašnjak motora.

Pokretač s pomičnom kotvom (sl. 213) uključuje se elektromagnetskim putem pomicanjem cijele kote u smjeru osi. Pokretni Bendix-pokretač (sl. 214) iskoristiće tromost ekscentrične mase zupčanika koji se, nasaden na vijčanu osovinu, pri nalogu pokretanja kote samostalno uključuje. Pokretač s polužnim uključivanjem (sl. 215) uključuje klizni zupčanik pokretača nožnim ili elektromagnetskim djelovanjem na polugu. Pri kraju pomaka, tj. kad su zupčanici već u zahvatu, djelovanjem nožne poluge na sklopku S uključuje se i struja. Pokretač s polužno-vijčanim uključivanjem (sl. 216), koji se danas sve više upotrebljava, djeluje poput pokretača s polužnim uključivanjem, s tom razlikom da se zupčanik pokretača, koji ima vijčanu osovinu, okretanjem kote dodatno zakreće i potiskuje u smjeru osi djelovanjem vijka, pa je uključivanje zupčanika lakše.

Za sigurno paljenje motora mora broj okretaja motora na  $-10^{\circ}\text{C}$  iznositi: za 4-taktni Otto-motor 50...60 o/min; za 2-taktni Otto-



Sl. 218. Raspoljila svjetla kod asimetričnih reflektora



Sl. 217. Reflektor sa bilux-žaruljom

-motor 200 o/min; za Diesel-motor s pretkromrom, zračnom komorom i žarnicama 120..150 o/min; za isti bez žarnica 200 o/min; za Diesel-motor s izravnim ubrizgavanjem bez žarnica 100 o/min.

Moment okretanja motora ( $M$ ) može se izraziti u zavisnosti od sadržaja cilindra ( $V$ ) i prema podatku tvornice Bosch iznosi  $M = cV$ .

Konstanta  $c$  iznosi za Otto-motore 3...5, za 4-taktnе Diesel-motore do 3 i sadržaja 9...10, od 3 do 10 i sadržaja 7...8, preko 10 i sadržaja 5, za 2-taktnе Diesel-motore 10...14 kpm/l.



Sl. 219. Rasvjeta ceste asimetričnim svjetlom

U zavisnosti od snage pokretača treba izabrati kapacitet akumulatora približno kako slijedi: za 0,4...1,4 KS uz 6 i 12 V napona 45...90 Ah; za 2...2,5 KS uz 12 V napona 60...122 Ah; za 2,8...3 KS uz 12 V napona 90...162 Ah; preko 3 KS uz 24 V napona 200 i više Ah.

**Rasvjeta.** Svjetla motornih vozila od kojih zavisi prometna sigurnost potпадaju pod zakonske propise u pogledu smještaja i djelovanja.

Reflektor, obično s paraboloidnim zrcalom i žaruljom od najviše 40 W, mora pred vozilima bržim od 30 km/h rasvjetliti put na najmanje 100 m, u visini reflektora, jakošću od 1 luksa. Ispred vozila brzine manje od 30 km/h mora se ta jakost svjetla postići na 25 m. Radi sigurnog mimoilaženja vozila mora postojati mogućnost zasjenjivanja reflektora. Donedavna se gotovo isključivo upotrebljavao sistem zasjenjivanja bilux-žaruljom (sl. 217), koja paljenjem niti u fokusu daje puno svjetlo, a paljenjem druge niti, smještene izvan fokusa i sa donje strane zastre limenim kormtom, zasjenjeno svjetlo. U novije vrijeme ovu je žarulju potisnuo reflektor s asimetričnom raspodjelom zasjenjenog svjetla. U ovom je reflektoru druga nit smještena, odnosno reflektirana, asimetrično, s djelovanjem kao na sl. 218 i 219. Karakteristika je tih reflektora, kao što se vidi, da je svjetlo ispred vozila razmjerno jako i seže daleko, a zasjenjeno je na putu vozila koje dolazi u susret. Jakost zasjenjenog svjetla jednog reflektora ne smije na udaljenosti od 25 m, a u visini reflektora, prijeći 1 luks, a na visini od 15 cm od zemlje mora biti tri puta veća.

Donji rub reflektora automobila ne smije biti više od 1 m iznad ceste, a kod traktora više od 1,2 m. Da je reflektor uključen mora biti naznačeno plavim svjetлом na očigled vozača, dok je kod traktora s otvorenim sjedištem dovoljna oznaka položajem ruke sklopke.

Granična svjetla, ili svjetla za parkiranje, mogu biti smještena u glavnim reflektorima ako oni nisu uvučeni više od 40 cm od postranih rubova vozila. U protivnom slučaju stoe samostalno. Svjetlo, bijelo ili slabo žuto, u jakosti od najviše 10 W (obično 1,5 do 3 W), mora gorjeti kako za vrijeme vožnje tako i pri stajanju.

Stražnje svjetlo na oba kraja vozila smije biti uvučeno najviše 40 cm od postranih rubova vozila, a u visini od 40 do 155 cm. Svjetlo mora biti crveno, sa žaruljom od 3...5 W. Oba stražnja svjetla ne smiju biti na istom osiguraču. Svjetlo kočnice moraju imati vozila brža od 20 km/h. Svjetlo, crveno ili narančasto, mora biti jače od stražnjeg svjetla (obično 15 W), a smješta se na visini od 50 do 155 cm. Svjetlo registratorskog broja automobila mora omogućiti čitanje broja na udaljenosti od 20 m, a kod traktora 12 m. Jakost žarulje 3...5 W. Često se stražnje svjetlo, treptalo i odraznik svjetla smještaju u jednu svjetiljku, s time da su svjetla razdvojena jedno od drugog (sl. 220).

Za pojačanje zasjenjenog reflektora dopušta se u magli upotreba reflektora rasipača, koji može imati bijelo ili slabo žuto svjetlo. Svjetlosni efekat mu mora odgovarati zasjenjenom reflektoru. Obično se ugradjuje tuk iznad branika. Nadalje se dopušta upotreba pomoćnog reflektora od najviše 35 W, koji se smije uključiti samo zajedno sa stražnjim svjetlom i ne smije se upotrijebiti za rasvjetu ceste po kojoj se vozi. Može se upotrijebiti i stražnji reflektor za vožnju natrag s time da rasvjjetljava najviše 10 m unazad i da se uključuje uključivanjem natražne brzine.

Bez obzira na električnu rasvjetu, vozila moraju raspolažati na stražnjem dijelu dvama crvenim odraznicima svjetla s površinom od najmanje 20 cm<sup>2</sup>.

Od ostale rasvjete postoje još rasvjeta putničkog prostora, rasvjeta instrumentne table i priključak za ručnu pomoćnu svjetiljku.

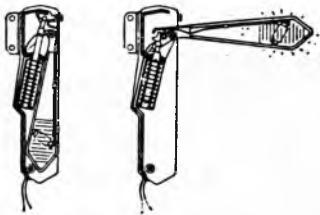
**Ostali električni pribor.** Po propisima moraju brža motorna vozila raspolažati pokazivačima smjera, a mogu se upotrijebiti samo smjernici ili treptala.

Smjernik (sl. 221) se ugradjuje na obje bočne strane vozila i mora u uključenom stanju imati narančasto osvijetljeno krak i biti vidljiv odsprijeda i od-

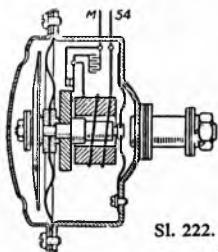


Sl. 220. Kombinacija stražnjeg svjetla, treptala i odraznika svjetla

## AUTOMOBILNA VOZILA



Sl. 221. Djelovanje smjernika

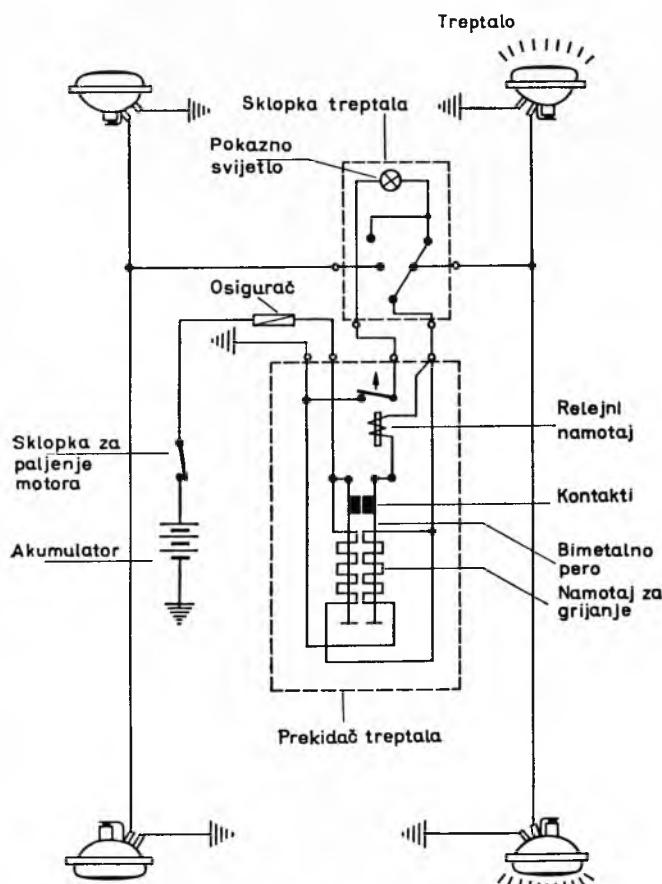


Sl. 222. Membranska truba



Sl. 223. Različite izvedbe treptala

ostrog. U isključenom stanju mora biti uvučen i ugašen. Da je smjernik uključen, i na kojoj strani, mora vozaču biti označeno na instrumentnoj tabli. Treptala (sl. 223) s narančastim svjetlom mogu biti smještena na bočnim stranama kao i smjernici, ili se po 2 ugrađuju na prednju stranu (bijelo ili narančasto svjetlo), i po 2 na stražnju stranu (crveno ili narančasto svjetlo). Da bi se dobro uočila, treptala moraju imati jače svjetlo (15 do 20 W) s frekvencijom treptanja od 80 do 120 u min. Prekidač treptala radi s pomoću bimetalnih pera koja nose na sebi izolirani namotaj za grijanje, a na krajevima imaju kontakte (sl. 224). Kad vozilo miruje, odnosno kad je izvađen ključ za paljenje motora, bimetalna su pera hladna i kontakti su spojeni. Uključi li se paljenje, struja prolazi iz baterije kroz spojene kontakte i desni namotaj za grijanje u masu. Djelovanjem topline bimetalo se pero savine pa se kontakti otvore. Uslijed toga teče sada struja i kroz drugi namotaj za zagrijavanje, ali u manjoj jakosti, jer su oba namotaja spojena u seriju. Kad se i drugo pero zagrijie, ono se savine u istom smjeru kao i prvo, a drugo se pero malo vrati, jer je sada slabije grijano, pa se kontakt opet zatvara i čitav se proces ponavlja. Uključi li se sklopka treptala, upali se svjetlo treptala kada su kontakti spojeni. Otvaranjem kontaktova svjetlo se gasi. Posebna žarulja na instrumentnoj tabli upozorava vozača da je treptalo uključeno. Žarulja se pali i gasi preko reljegnog kontakta koji se otvara i zatvara u ritmu s bimetalnim kontaktima. Reljjni namotaj je tako odmjeran da se ne zatvara reljjni kontakt ako zataji jedno treptalo, pa se žarulja ne pali, što je znak da treptalo ne radi.



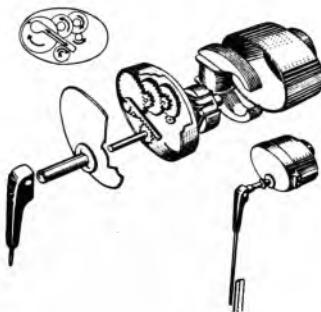
Sl. 224. Shema spajanja sistema treptala

Propisi dalje još zahtijevaju trube i brisače vjetrobrana.

Najviše se upotrebljavaju membranske i elektro-pneumatske trube. Kod membranskih se truba titraju membrane, a time i zvuk, postižu s pomoću elektromagneta i prekidača poput zujala (sl. 222). Kod elektro-pneumatskih truba se membranom dovodi do rezonantnog titraja stupac zraka u dugačkom zvučniku trube. Jakost zvuka u naseljenoj okolini ne smije biti veća od 100 fona na udaljenosti od 7 m. Izvan naseljenih mesta mogu se upotrijebiti i trube s jačim zvukom.

Brisač vjetrobrana briše vodu sa stakla povlačenjem gumene trake preko staklene površine. Brisač se može pokretati podtlakom iz usisne cijevi motora, mehaničkim prijenosom s motora, komprimiranim zrakom iz sistema kočenja i elektromotorom. Pogon elektromotorom (sl. 225) od 2000 do 3000 okretaja mora se zupčanim prijenosnikom smanjiti na 35 do 50 o/min i pretvoriti u njišće gibanje ruke čistača. Snaga motora je 15...30 W.

Kako bi se električki uredaji, a osobito akumulator, generator i vodovi, sačuvali u slučaju kratkog spoja od oštećenja pa i požara, moraju biti u pojedine električke vodove ugrađeni osigurači, koji su redovito skupljeni u lako pristupačnoj kutiji (sl. 226).



Sl. 225. Brisač vjetrobrana



Sl. 226. Kutija s osiguracima

U Evropi se većinom upotrebljavaju za osigurače taljive žice. Struja taljenja za osigurače od 8 A iznosi obično 15 A, a 40 A za osigurače 25 A. U Americi se za osiguranje upotrebljavaju automatske sklopke koje pri prekoračenju dopuštene struje prekidaju krug struje s pomoću strujom zagrijanih bimetalnih pera. Sklopke se opet uključuju rukom ili automatski pošto se ohladilo pero.

Pri izboru električkih vodova treba paziti na to da se izaberu ispravni presjeci žica kako bi se izbjegao prevelik pad napona a i zagrijavanje žica. S obzirom na jakost struje potrebno je upotrijebiti slijedeće presjeke žica:

Kabel električnog pokretača, mm <sup>2</sup>	25	35	50	70	95	120
Najveća dopuštena struja u A	370	500	740	1000	1350	1700
Kabeli za rasvjetu i ostale potrošače, mm <sup>2</sup>	0,75	1,0	1,5	2,5	6	16
Najveća dopuštena trajna struja u A	9	11	14	20	31	75

## MJERNO-KONTROLNI INSTRUMENTI

Od mjerno-kontrolnih instrumenata prometni propisi zahtijevaju jedino ugradnju brzinomjera, i to za vozila teža od 400 kg i brža od 20 km/h. Svi ostali uredaji ugrađuju se radi sigurnijeg nadzora nad radom motora i da se poveća opća udobnost pri rukovanju vozilom.

**Brzinomjer.** Brzinomjeri rade danas gotovo isključivo na elektromagnetskom principu, i to tako da se gibljivom osovinom, obično od izlazne osovine mjenjača brzina, pokreće permanentan magnet, koji indukcijom vrtložnih struja pokreće kotvu od bakra ili aluminija spojenu s kazaljkom. Okretanje kotve sprečava vijčano pero, koje ujedno vraća kazaljku. Odstupanje tačnosti pokazivanja brzinomjera mora se kretati na području zadnjih dviju trećina brojčanika unutar 7%.

Prijenosni omjer za pogon brzinomjera odabira se tako da se za 1000 prevaljenih metara vozila gibljiva osovina brzinomjera okreći ili 1000 puta, ili 1500 puta, ili 2400 puta, ili 630 puta, što je obično naznačeno na brzinomjeru, a u vezi s najpovoljnijim prijenosnim omjerom na osovinu mjenjača. Prevaljeni put vozila računa se s dinamičkim polunim kotača. Pogon osovine brzinomjera vrši se obično s pomoći vijčanih zupčanika. Treba izbjegavati savijanje gibljive osovine ispod polunima od 120 mm, a posebno S-zavoje.

Pri konstrukciji zupčanog prijenosa treba voditi računa o smjeru okretanja kazaljke brzinomjera, koji je smjer na njemu naznačen.

**Brojač kilometara** ugrađuje se u sam brzinomjer i gonjen je gibljivom osovinom brzinomjera. Često postoje dva brojčanika, i to jedan sa ukupno provezenim brojem kilometara, na koji se ne može utjecati, i drugi za povremeno brojanje kilometara, koji se po želji može vratiti na nulu.

**Aparat za registriranje vožnje** bilježi grafički iskorištenje vozila unutar određenog vremenskog razdoblja. Čitanjem dijagrama na karti može se ustanoviti kako vozač upotrebljava vozilo, pa prema tome i prosuditi njegova pouzdanost. Registrator ima dva ključa, koji omogućuju da se registriira i zamjena vozača, jer se svaki uključuje svojim ključem. U slučaju nesreće dijagram služi kao priznato sredstvo dokaza.

Sl. 227. Aparat za registriranje vožnje (Kienzle)

U nekim državama je registrator propisan zakonom za teretna vozila s ukupnom težinom preko 7,5 t, za vučnu kola preko 55 KS i za autobuse na linijama sa više od 14 putnika ukoliko je razmak stanica veći od 3 km. Registrator obično sadrži i brzinomjer i brojač kilometara, kao i sat za vrijeme (sl. 227). Pogon registratora se obično vrši kao i pogon brzinomjera, gibljivom osovinom preko izlazne osovine mijenjača.

**Tlakomjer ulja** u motoru izvodi se za lakša vozila cijevnim (Bourdonovim) perom, čije se gibanje prenosi na kazaljku preko polužja ili zupčanika. Za teža vozila, koja se više tresu, dolaze više u obzir membranski tlakomjeri, kod kojih se otklon membrane prenosi na kazaljku izravno mehanički ili električki, preko bimetaličnih pera. Postoje i izvedbe sa svjetlosnim signalom, kod kojih se smanjenjem pritiska na membrani ispod kritičnog tlaka zatvara

krug struje, uslijed čega se palia na instrumentnoj tabli svjetlo odredene boje.

**Mjerilo količine goriva.** Mehanička i pneumatska mjerila količine goriva su gotovo potpuno istisnuta električkim mjerilima goriva.

Postoje različite izvedbe električnih mjerila. Mjerilo s otpornikom prikazano je na sl. 228. Plovak 1 preko klizne poluge 2 i otpornika 3 utječe na jakost struje u namotajima elektromagneta 4 i 5. Kotva 6, na kojoj je kazaljka, mijenja položaj u zavisnosti od jakosti struje u pojedinim namotajima 4 i 5. Kad je plovak nisko

pa je isključen otpornik 3, prolazi malo struje kroz namotaj 5, i kotvu 6 privuče elektromagnet 4. Kad se plovak diže i time se uključuje sve veći otpor u 3, smanjuje se struja u 4 a povećava u 5, pa se igla otlanja nadesno. Skala ima obično označke 0 (najniži nivo, ali ne prazan rezervoar, pa ostatak služi kao rezerva), 1/2 i P (pun), s medupodjelom između tih oznaka.

**Termometar** na principu povišenja pritiska uslijed povišene temperature sastoji se od ticala, ugradenog u mjesto mjerjenja, od spojne cijevi ispunjene eterom i tlakomjera bažđarenog u °C. Povišenjem temperature povećani pritisak etera izaziva otklon kazaljke na instrumentu. Električni termometri rade djelovanjem topline na bimetalična pera zahvaćena krugom struje. Termometar se upotrebljava za mjerjenje bilo temperature ulja u motoru bilo temperature rashladne vode.

#### GRIJANJE, PROVJETRAVANJE I KLIMATIZACIJA

Iako se na oko čini da provjetravanje automobila nije uopće problem, činjenica je da ono još do danas nije u potpunosti riješeno, a svakako ne u nerepresentativnim vozilima. Taj problem je od nešto manjeg značenja na asfaltnim cestama bez prašine, ali je od bitnog značenja na posipavanim cestama, gdje nisu podu-

zimane nikakve mjere protiv prašine. Grijanje se može smatrati manjim problemom, pa se može reći da motorna vozila u tom pogledu sve više zadovoljavaju.

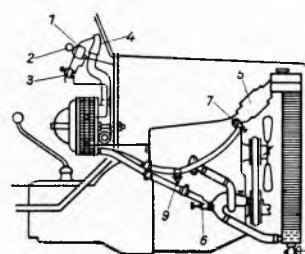
**Grijanje.** Kao izvor topline dolazi pretežno u obzir u motoru neiskorištena toplina. Poznato je da ispušni plinovi sadrže u obliku topline  $\sim 30\%$  energije dovedene motoru, a rashladna voda  $\sim 33\%$ . Međutim, ova toplina stoji na raspolaganju samo kad motor radi i ako se toplina motora može jednostavnim uređajima dovesti u grijani prostor. Za grijanje vozila za vrijeme stajanja ili npr. za grijanje prikolice autombusa postoje od motora nezavisni uređaji za grijanje s pomoću pogonskog goriva.

Bez obzira na to koji se izvor topline upotrebljava, ili se grijije samo svježe dobavljeni zrak, ili se grijije i podgrijava pretežno zrak unutar grijanog prostora (kružno grijanje), ili se, napokon, primjenjuje kombinacija obaju sistema.

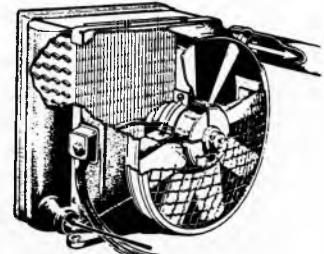
Gotovo kod svih grijaća posebni kanali dovode topli zrak do stakla vjetrobrana da bi se spriječilo hvatanje mraza.

Maksimalne potrebe topline za grijanje osobnih automobila kreću se uz kružno grijanje unutar granica od 1200 i 2000 kcal/h, a uz grijanje svježim zrakom unutar granica od 3000 i 4000 kcal/h.

Pri grijanju rashladnom vodom oduzima se dio vruće vode (75...85°C) odmah po izlasku iz bloka motora i tjera kroz mali



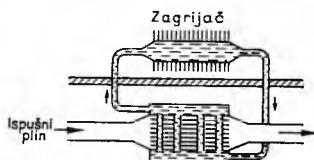
Sl. 229. Grijanje rashladnom vodom. 1 glavna sklopka, 2 ključ za paljenje, 3 sklopka za reguliranje temperature, 4 sapnica za odmrzivanje, 5 termostat, 6 i 7 ventil za vodu, 8 pipac za ispuštanje vode iz hladnjaka, 9 pipac za ispuštanje vode na najnižem mjestu cijevi u slučaju da u vodi nema sredstva protiv smrzavanja



Sl. 230. Grijac s ventilatorom (Behr)

radijator opet u rashladni sistem motora (sl. 229). Posebnim ventilatorom, koji je gonjen elektromotorom, tjera se zrak kroz radijator, gdje se ugrije i odakle se vodi u prostor koji se grijije. Na sl. 230 prikazana je uobičajena izvedba grijaca zraka rashladnom vodom. Kod motora koji nemaju pumpu za rashladnu vodu mora se za potrebe grijanja ugraditi posebna pumpa. Reguliranje topline vrši se promjenom broja okretaja ventilatora ili promjenom količine vruće vode koja protječe kroz radijator. Potrošnja struje za pogon ventilatora kreće se od 10 do 50 W.

Grijanje ispušnim plinovima, pri kojem postoji mogućnost prodiranja plina u putni prostor uslijed eventualnog oštećenja cijevi, gotovo je sasvim napušteno, a u nekim zemljama i zabranjeno. Postojeći uređaji podvrgnuti su najstrožim pregleđima. Gdjekad se upotrebljavaju uređaji u kojima se grijanje vrši s pomoću posrednog sredstva (plina ili tekućine), pri čemu je mogućnost prodiranja ispušnog plina u putni prostor smanjena na minimum (sl. 231).

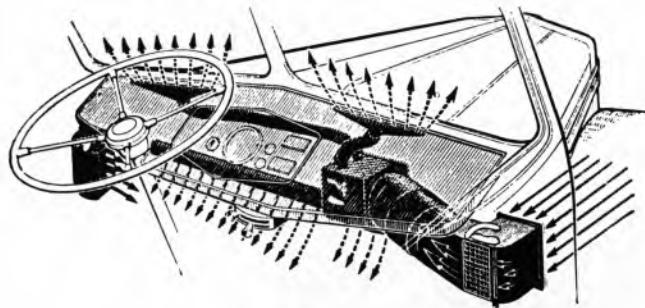


Sl. 231. Grijanje ispušnim plinom posrednim medijem

Od motora nezavisno grijanje vrši se s pomoću pogonskog goriva, benzina odnosno plinskog ulja, i to tako da se toplina posebnim izmjenjivačem prenosi izravno na zrak ili se preko tekućine prenosi do radijatora. Ovakvi se grijaci izvode i s učinom do 10 000 kcal/h.

**Provjetravanje.** Na najjednostavniji način postiže se provjetravanje otvaranjem prozora odnosno prozorskih krila. Pri tome je načinu teško izbjegići propuh, a na prašnim cestama ulaženje prašine. Postoje izvedbe s kanalima koji dovode na najprikladnija mesta zrak slobodnim strujanjem uslijed kretanja vozila. Na vo-

zilima koja su opskrbljena grijanjem provjetravanje se vrši preko tih uredaja upotrebom ventilatora, a naravno uz isključeno protjecanje rashladne vode. Minimalno protjecanje zraka ne bi smjelo biti ispod  $3 \text{ m}^3/\text{min}$ , a u vrlo vruće dane i ne ispod  $6 \text{ do } 12 \text{ m}^3/\text{min}$ .



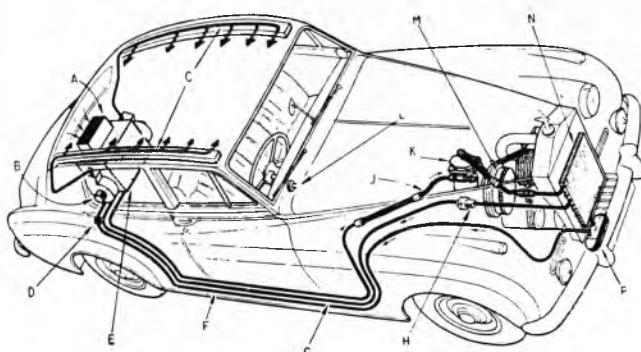
Sl. 232. Uredaj za grijanje odn. provjetravanje (Behr)

Početni presjek kanala iznosi u tom slučaju  $2\text{...}3 \text{ dm}^2$ . Na sl. 232 prikazan je uredaj za grijanje odnosno provjetravanje teretnog automobila.

**Hlađenje.** Svrha je hlađenja da snizi na najugodniju razinu temperaturu i vlagu u putnom prostoru. Iskustvo je pokazalo da ugodna temperatura i vlagu nisu stalne veličine, već veličine zavisne od vanjske temperature i vlage. Najpovoljnija temperatura u vozilu je za  $6$  do  $9^\circ\text{C}$  niža od vanjske temperature, s time da protječe najmanje  $300 \text{ m}^3/\text{h}$  zraka od kojega je najmanje  $1/3$  svježi zrak. Hlađenje putnog prostora predviđa se samo u osobnim automobilima naročito reprezentativne izvedbe.

Prosječno iznosi toplina koju treba odvesti: od topline svježeg zraka koji ulazi  $1600 \text{ kcal/h}$ ; od vanjske topline koja karoserijom prelazi u unutrašnjost  $2500 \text{ kcal/h}$ ; od topline četiriju putnika  $300 \text{ kcal/h}$ .

Od rashladnih sistema gotovo isključivo dolazi u obzir sistem hlađenja kompresorom, kakav se upotrebljava za hlađnjake u kućanstvu. U automobilima se kao rashladni medij upotrebljava najviše diklorodifluorometan ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ). Kompresor troši  $5\text{...}6 \text{ KS}$ . Na rashladni se učin utječe automatski s pomoći termostatskih sklopki ili ručno, i to isključenjem kompresora ili promjenom količine rashladnog medija koji prolazi kroz isparivač. Na sl. 233 prikazan je sistem hlađenja osobnog automobila Rolls-Royce. Uz sistem hlađenja postoji redovito i naprijed opisani sistem grijanja, što sve zajedno predstavlja uredaj za klimatizaciju.



Sl. 233. Sistem hlađenja osobnog automobila, A ulaz zraka u isparivač, B centrifugalni ventilator, C kanali za raspodjelu hladnog zraka, D ekspansioni ventil, E isparivač, F cijevi rashladnog medija, G vod za djelomično kondenziran medij, H ventil upravljanjem termostatom, I topli medij, K kompresor, L ručica za reguliranje topline, M magnetska spojka, N kondenzator, P rezervoar tekućeg medija i izlučivač vodene pare

#### VOZILA NA DVA I TRI KOTAČA

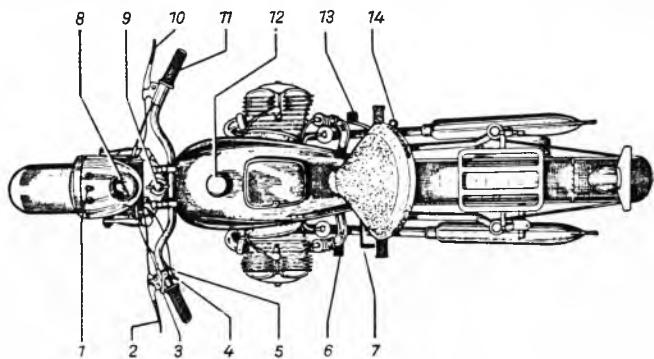
Motorna vozila na 2 i 3 kotača mogu se s obzirom na konstruktivnu izvedbu podijeliti na: a) motorne dvokolice; b) mopede; c) skutere sa i bez prikolice; d) motorkotače s prikolicom i bez nje; e) motorne trokolice i f) laka motorna vozila na 3 kotača.

**Motorne dvokolice** su zapravo bicikli snabdjeveni pomoćnim motorom (pretežno  $30\text{...}50 \text{ cm}^3$ ) koji je smješten uz prednji ili stražnji kotač ili uz pedale. Postoje izvedbe s mjenjačem brzine i

bez njega, a snaga se na kotač prenosi lancem, klinastim remenom ili trenjem. Maksimalna brzina  $20\text{...}40 \text{ km/h}$ .

**Mopedi** su kombinacija motorne dvokolice i motorkotača. Konstrukcija je pretežno izvedena na principu gradnje motorkotača, ali postoji, u slučaju nužde, mogućnost vožnje i s pomoći pedala kao na dvokolici. Motor je do  $50 \text{ cm}^3$ , odnosno  $1,25$  do  $2 \text{ KS}$  s mjenjačem koji ima 2 do 3 brzine, gradien u bloku, a snaga se prenosi na stražnji kotač, i to s pomoći lanca. Maksimalna brzina do  $60 \text{ km/h}$ . Težina u prosjeku  $38 \text{ kg}$ .

**Skuteri** se po svojim elementima ne razlikuju od motorkotača, već samo po rasporedu tih elemenata i prostora za vozača. Za razliku od motorkotača ne mogu se upravljati koljenima. Pogonski je sistem smješten uglavnom ispod sjedala i kraj stražnjeg kotača, tako da je prostor ispred sjedala slobodan i vozač ne mora na vozilu sjediti u jahačem stavu. Takva izvedba omogućuje ujedno da se vozač lijenim okriljima vrlo dobro zaštiti kako od samog motora tako i od vode i blata, no ona zahtijeva mali promjer kotača pa je i to jedna od glavnih karakteristika skutera. Veličine motora kreću se od  $125$  do  $175 \text{ cm}^3$ . Mjenjač ima  $2\text{...}4$  brzine. Maksimalna brzina do  $90 \text{ km/h}$ . Težina  $\sim 140 \text{ kg}$ . Skuter je pogodan samo za bolje ceste.



Sl. 234. Raspored elemenata za upravljanje na motorkotaču (BMW R 51/2). 1 paljenje i rasvjeta, 2 ručica spojke, 3 ručica za rano paljenje, 4 sklopka za sjenjenje reflektora, 5 dugme električke trube, 6 poluga za nožno uključivanje brzina, 7 nožni starter, 8 brzinomjer, 9 kočenje volana, 10 ručica ručne kočnice, 11 zakretna ručica za smjesu, 12 otvor rezervoara, 13 poluga nožne kočnice, 14 pomoćna poluga mjenjača brzina

**Motorkotači** su u principu pojačana i razvijenija izvedba dvokolice, s centralno smještenim motorom i spremnikom za gorivo, tako da vozač, kao i na dvokolici, sjedi u jahačem stavu te ima mogućnost upravljanja koljenima. Po internacionalnoj podjeli ugraduju se motori ukupnog stupajnog volumena od  $125$ ,  $175$ ,  $250$ ,  $350$ ,  $500$ ,  $600$ ,  $750$  i  $1000 \text{ cm}^3$ , s maksimalnim snagama do  $\sim 48 \text{ KS}$ . Motor i mjenjač gradieni su većinom u blok-sistemu, a snaga se prenosi na stražnji kotač s pomoći lanca ili kardanske osovine. Zbog velikih kotača, snažne gradnje i snage, motorkotači postižu razmjerno velike brzine ( $165 \text{ km/h}$ ) i sposobni su svladavati vrlo teške terene. Mjenjač se izvodi sa  $2\text{...}4$  brzine, a na teškim motorima i s vožnjom unazad. Težina do  $215 \text{ kg}$ .

**Motorne trokolice** služe za prijevoz tereta (do  $500 \text{ kg}$ ). Izvode se s motorom, sjedalom i jednim kotačem sprijeda, u kojem se slučaju upravljavaju kao motorkotač, ili su motor, sjedalo i 1 kotač smješteni straga pa se upravljavaju kao automobil sa dva prednja kotača. U prvom se slučaju zagon vrši preko zadnja 2 kotača s pomoći diferencijala, dok se u drugom slučaju zagon vrši preko stražnjeg kotača s pomoći lanca. Zapremina motora  $\sim 190 \text{ cm}^3$  ( $7,5 \text{ KS}$ ). Mjenjači se izvode kao na motorkotačima. Maksimalna brzina do  $60 \text{ km/h}$ . Težina  $\sim 300 \text{ kg}$ .

Laka vozila na 3 kotača su kombinacija motorne trokolice i automobila a izvode se kao osobna i teretna. Upravljuju se isključivo volanom, a i prostor za osoblje i teret izveden je kao u automobilu. Grade se obično za teret do  $850 \text{ kg}$  ili za 2 do 6 osoba. Mjenjač je sa 3 ili 4 brzine i vožnjom natrag. Pogon se obično vrši preko jednog kotača, i to s pomoći lanca. Motor osobnih vozila do  $200 \text{ cm}^3$  ( $10 \text{ KS}$ ), a teretnih do  $500 \text{ cm}^3$  ( $17 \text{ KS}$ ). Maksimalna brzina za teretna vozila  $\sim 60 \text{ km/h}$ , a za osobna  $\sim 80 \text{ km/h}$ . Težina osobnih vozila do  $400 \text{ kg}$  a teretnih do  $500 \text{ kg}$ .

Raspored elemenata za upravljanje na motorkotačima prikazan je na sl. 234.

**Motor.** Na naprijed navedenim vozilima upotrebljavaju se isključivo Otto-motori. Kao pomoći motori za dvokolice upotrebljavaju se i motori sa samopaljenjem s pomoću visokog stupnja kompresije.

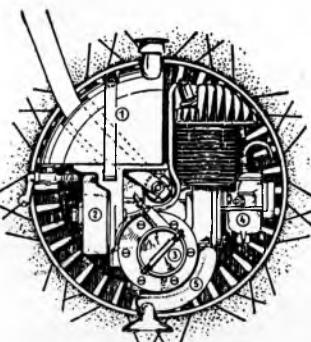
Motori do 250 cm<sup>3</sup> izvode se većinom kao dvotaktni, jednoci-lindarski, zrakom hlađeni motori sa simetričnim razvodom smjese s pomoću raspora i prekretnim ispiranjem cilindra. Na sl. 235 prikazan je motor za dvokolicu ugrađen u glavinu prednjeg kotača. Motor koji se ugrađuje ispred pedala s prijenosom snage s pomoću trenja prikazan je na sl. 236.

Sl. 238 prikazuje jednoci-lindarski, zrakom hlađeni dvo-taktni motor za motorkotače.

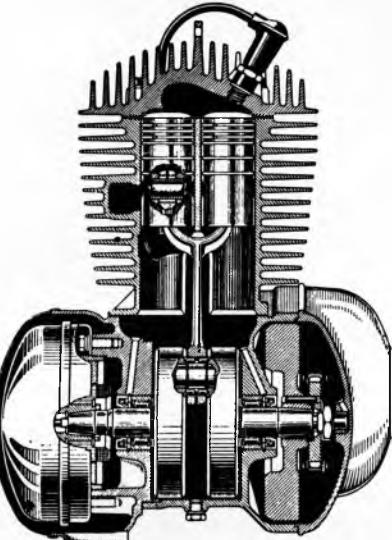
Iznad 250 cm<sup>3</sup> upotrebljavaju se motori s udvojenim klipom, a zajedničkim prostorom izgaranja, pri čemu se u jednom cilindru nalaze kanali za ispiranje odnosno punje-nje, a u drugom izlazni kanal. Prednost im je u smanjenju promjera klipa i u poboljšanju toka krivulje momenta okretanja. Izvedba s klipovima smještenim u smjeru koljenaste osovine (sl. 237) ima simetričan dijagram razvoda, dok izvedba s kli-povima smještenim okomito na smjer ko-

ljenaste osovine (sl. 239) ima nesimetričan dijagram. Nesimetričan dijagram daje povoljniju potrošnju goriva odnosno snagu po litri sadržaja cilindra. Na sl. 240 prikazan je dvocilindarski motor s usporednim cilindrima. Izvedba s nasuprot smještenim cilindrima (boxer-motor) omogućuje vrlo visok broj okretaja i dobro izjednačenje masa.

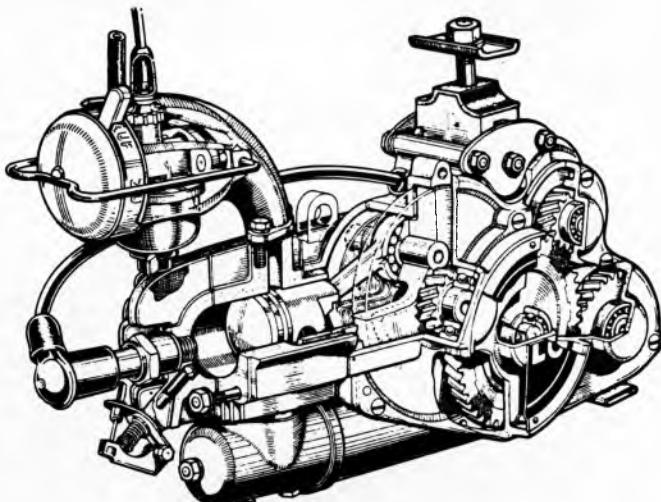
Broj okretaja motora ispod 500 cm<sup>3</sup> kreće se između 4000 i 5250 na minutu, a pojedinačno i do 6500 o/min. Stupanj kompresije 6...6,5. Srednji efektivni pritisak do 4,75 kp/cm<sup>2</sup> kod 2500 o/min,



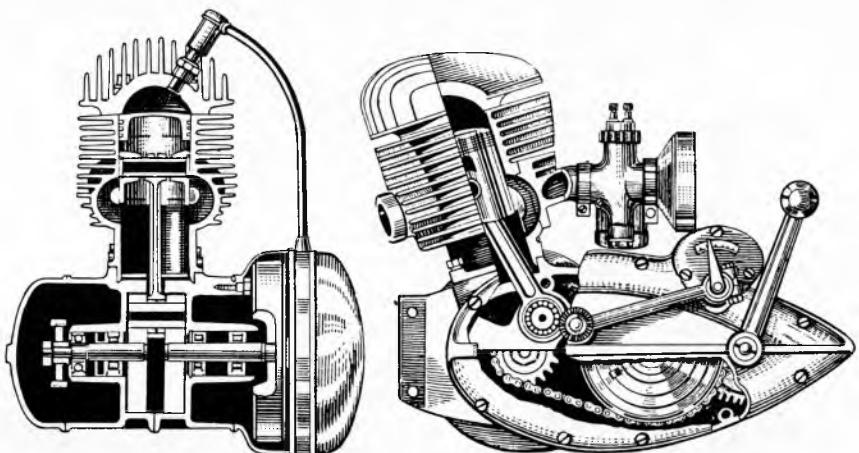
Sl. 235. Motor ugrađen u glavinu prednjeg kotača dvokolice. 1 spremnik za gorivo, 2 magnet za paljenje, 3 spojka, 4 rasplinjac, 5 ispuh



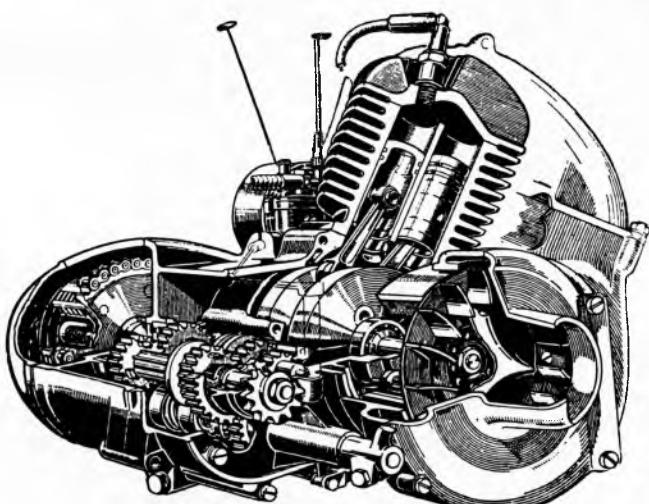
Sl. 237. Dvotaktni motor s udvojenim klipom (Triumph)



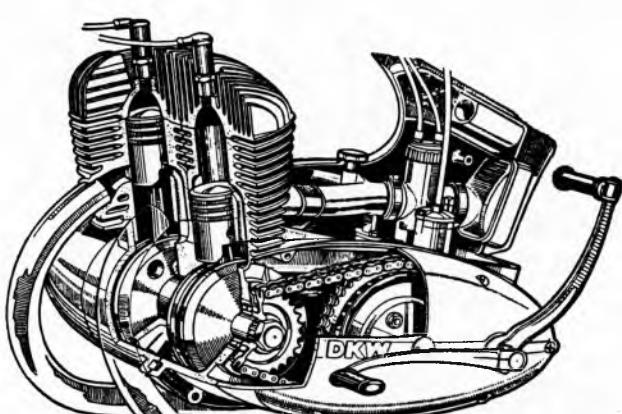
Sl. 236. Motor ugrađen ispred pedala, sa prijenosom snage s pomoću trenja (Ilo 48 cm<sup>3</sup>)



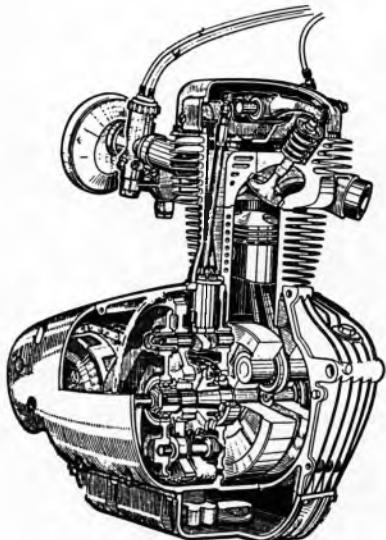
Sl. 238. Jednoci-lindarski zrakom hlađeni dvotaktni motor (Victoria)



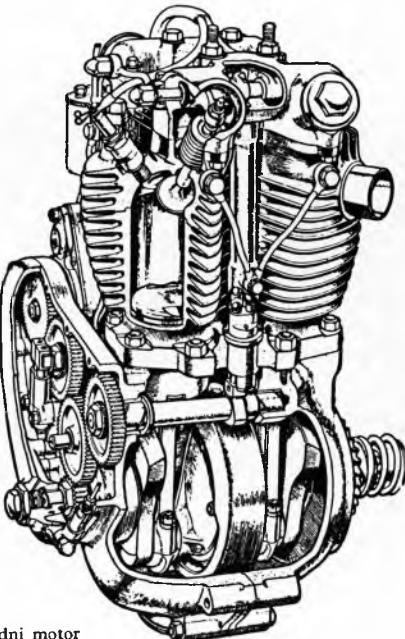
Sl. 239. Dvotaktni, dvoklipni motor prisilno hlađen ventilatorom (Iso)



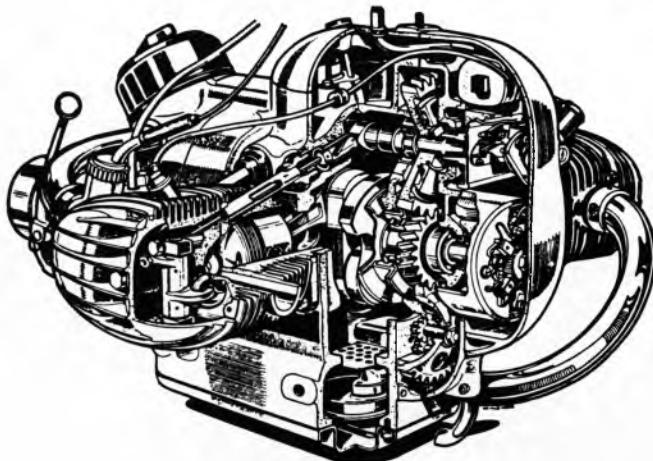
Sl. 240. Dvocilindarski dvotaktni motor (DKW 350 cm<sup>3</sup>)



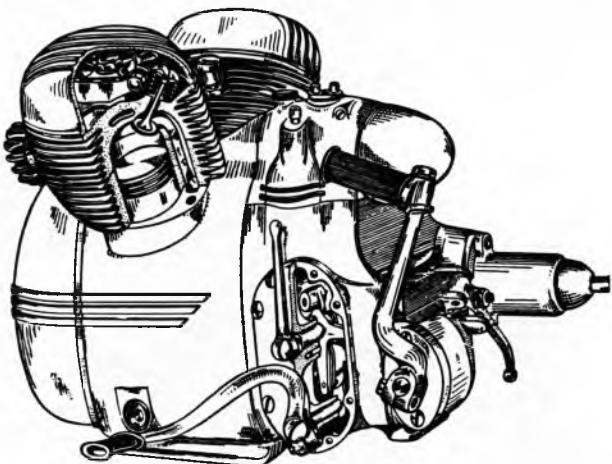
Sl. 241. Jednocijlindarski četverotaktni motor (Horex 350 cm<sup>3</sup>)



Sl. 242. Četverotaktni dvocilindarski redni motor



Sl. 243. Dvocilindarski četverotaktni boxer-motor (BMW R 51/3)



Sl. 244. Dvocilindarski četverotaktni V-motor (Victoria 350 cm<sup>3</sup>)

pada na ispod 3,75 kp/cm<sup>2</sup> kod 5000 o/min. Snaga po litri prosječno 40 KS/l. Potrošnja goriva 350 do 400 g/KSh za motore iznad 250 cm<sup>3</sup>, a ispod 250 cm<sup>3</sup> 430 pa do 540 g/KSh za najmanje motore.

Dvotaktni motori iznad 500 cm<sup>3</sup> izvode se isključivo kao višecilindarski, a često se hlađe vodom. Maksimalni broj okretaja 4200 o/min sa stupnjem kompresije do 7 : 1. Srednji efektivni pritisak

$p_z$  do 5 kp/cm<sup>2</sup> kod 2000 o/min, pada do 3,75 kod 4200 o/min. Snaga po litri za vodom hlađene motore do 35 KS/l, a za zrakom hlađene do 30 KS/l. Potrošnja goriva vodom hlađenih motora i ispod 300 g/KSh.

Motori manjih snaga grade se gotovo isključivo u blok-izvedbi, tj. u zatvorenoj cjelini sa spojkom i mjenjačem brzina.

Četverotaktni motori dolaze u obzir tek iznad 250 cm<sup>3</sup>. Do 350 cm<sup>3</sup> izvode se pretežno kao jednocijlindarski (sl. 241), a od 500 cm<sup>3</sup> i više izvode se kao dvocilindarski i četverocilindarski motori. Gotovo isključivo se izvode s ventilima u glavi i sa zračnim hlađenjem. Motori manjih snaga izvode se u bloku s mjenjačem brzina, dok se veći, a višecilindarski svakako, izvode samostalno.

Dvocilindarski motori izvode se kao redni (sl. 242), kao boxer-motori (sl. 243) i kao V-motori sa V-om okomitim na smjer vožnje (sl. 244). Četverocilindarski motori izvode se većinom kao boxer-motori, a pojedinačno i kao kvadratni motori, tj. kao dvostruki dvocilindarski redni motori kojima su koljenaste osovine međusobno povezane zupčanicima, ili kao V-boxer-motori.

Broj okretaja četverotaktnih motora kreće se između 5500 i 7500 o/min. Stupanj kompresije 6,5...8,5. Srednji efektivni pritisak 8...10 kp/cm<sup>2</sup> ispod 4000 o/min, pada na 6,5...7,5 kp/cm<sup>2</sup> na gornjoj granici broja okretaja. Snaga po litri 50...60 KS/l. Potrošnja goriva 250...300 g/KSh.

**Spojka.** Kod motora s koljenastom osovinom okomitom na smjer vožnje upotrebljavaju se isključivo lamelaste spojke koje rade u ulju (sl. 245). Kod motora s koljenastom osovinom u smjeru vožnje upotrebljava se bilo suha spojka s jednom pločom (sl. 246) bilo suha ili vlažna spojka s više ploča. Ploče vlažnih spojaka mogu biti obložene frikcijskim oblogama ili imaju uloške od pluta, ili rade bez ikakvog posebnog frikcijskog sredstva. Specifični pritisak među pločama je 1,0...1,5 kp/cm<sup>2</sup> za spojke u ulju. Kad su osovine motora i mjenjača usporedne, spojka se može ugraditi na koljenastu osovinu motora, u kojem je slučaju manja, ili se ugrađuje na glavnu osovinu mjenjača. U prvom se slučaju spojka isključuje s vanjske strane, u drugom se slučaju isključuje iznutra, tj. tlačnom šipkom koja prolazi kroz šuplju osovinu mjenjača. Snaga se od motora s poprečnom osovinom prenosi na osovinu mjenjača većinom s pomoću lanca s tuljkom ili rijede s pomoću zupčanika. Za motore od 250 do 350 cm<sup>3</sup> upotrebljava se većinom dvostruki lanac 3/8" × 7/32", a od 500 cm<sup>3</sup> na više 3/8" × 3/8". Prijenosni omjer prosječno 2,2 : 1 do 2,8 : 1.

**Mjenjač brzina.** Mjenjači se brzina izvode najvećim dijelom sa stalno uzbljenim zupčanicima koji se uključuju: a) aksijalnim klizanjem obaju zupčanika (sl. 247), ili klizanjem jednog zupčanika, a kvačenjem s pomoću bočnih ili radijalnih zubi; b) uključivanjem s pomoću povlačnog klina i c) s pomoću zubatog tuljka.

Na sl. 248 prikazano je uključivanje zupčanika povlačnim klinom s pomoću kugala, a na sl. 249 povlačnim klinom sa Zubima.

Lančanici mjenjača s lancima (sl. 250) uključuju se također na gore opisane načine. Mjenjači s lancem su elastičniji i rade tiše.

Mjenjači se izvode sa slijedećim prijenosnim omjerima:

Mjenjači sa 2 brzine	I 3,26...2,97	II 1,84...1,77
-------------------------	---------------	----------------

Mjenjači sa 3 brzine	I 3,5...2,75	II 1,75...1,5	III 1
-------------------------	--------------	---------------	-------

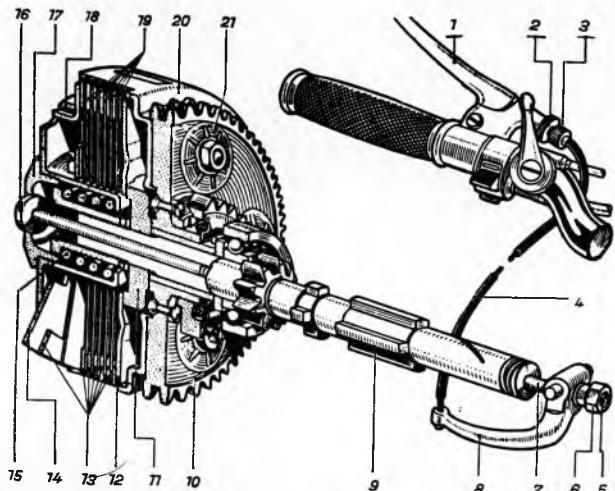
Mjenjači sa 4 brzine	I 3...2,5	II 2...1,5	III 1,5...1,2	IV 1
-------------------------	-----------	------------	---------------	------

U manjoj se mjeri upotrebljavaju i kontinuirani mjenjači, pa i automatski mjenjači.

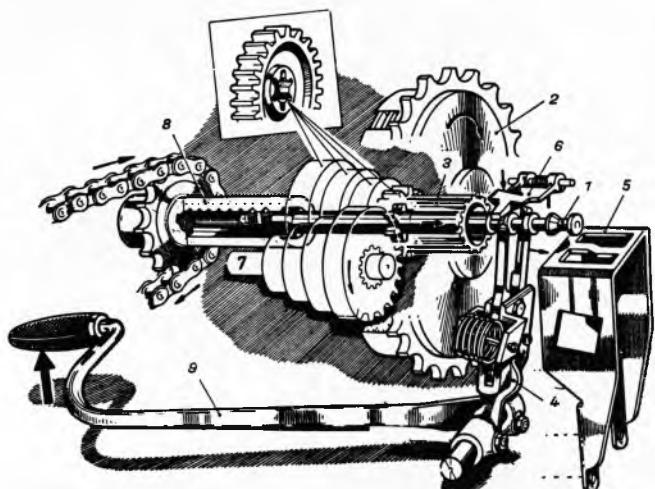
Za motorne dvokolice i mopede ima izvedaba mjenjača u glavini gonjenog kotača, i to obično na principu planetarnih prijenosnika.

Mjenjanje brzina vrši se na motorkotačima isključivo nožno, a na ostalim vozilima bilo ručno bilo nožno.

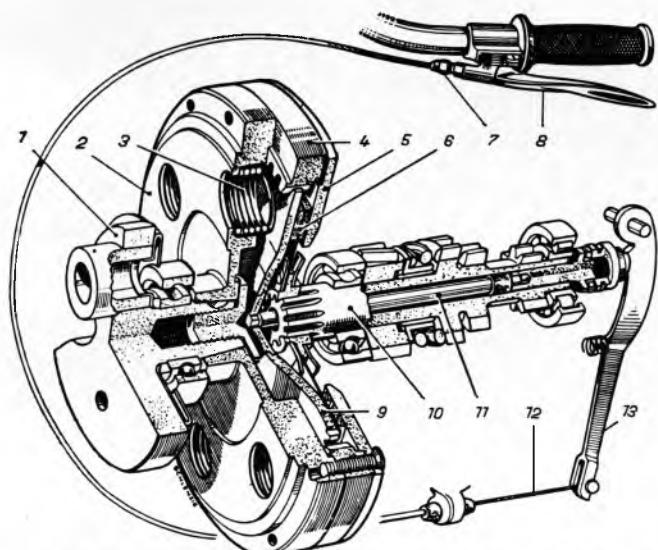
Izvedba ručnog mjenjanja brzina sa zakretnom ručicom i žičnim povlačama prikazana je na sl. 251. Zakretanje ručice, a time i promjena brzine, može se izvršiti tek kad se isključi spojka pritezanjem ručice 16, u kojem slučaju izlazi Zub ručice iz uzubine zapornog prstena 5.



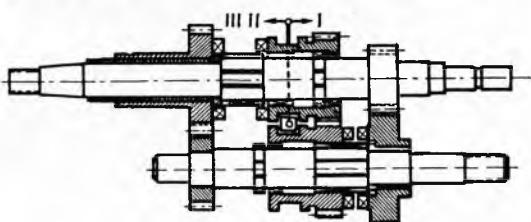
Sl. 245. Lamelasta spojka (Triumph-Boss). 7 tlačna šipka, 9 osovina mjenjača, 12, 13 i 14 vanjske lamele, 16 tlačna šipka, 19 unutarnje lamele, 21 gumeni amortizer



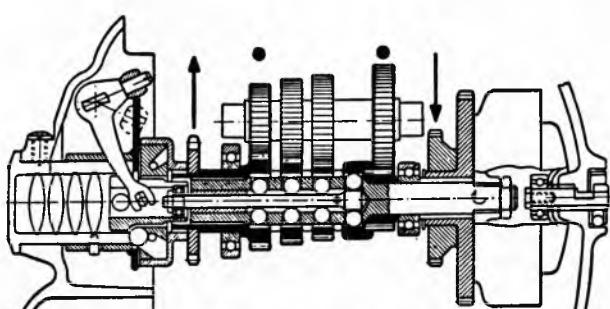
Sl. 249. Mjenjač s uključivanjem zubatim povlačnim klinom (Zündapp). 1 osovina za uključivanje, 2 lančanik spojke, 3 zupčanik 1. brzine, 4 nosac vilice, 5 okrilje, 6 zapornik, 7 predložna osovina, 8 povodnik, 9 poluga za nožno mijenjanje brzina.



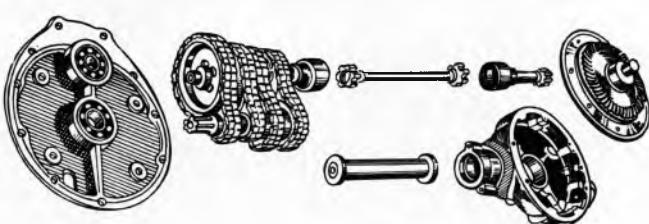
Sl. 246. Suha spojka s jednom pločom (BMW R 51/3). 1 koljenasta osovina, 2 zamašnjak, 3 tlačno pero, 4 prsten s unutarnjim ozubljenjem, 5 tlačni prsten, 6 ploča spojke, 9 tlačna ploča, 10 osovina mjenjača, 11 tlačna šipka



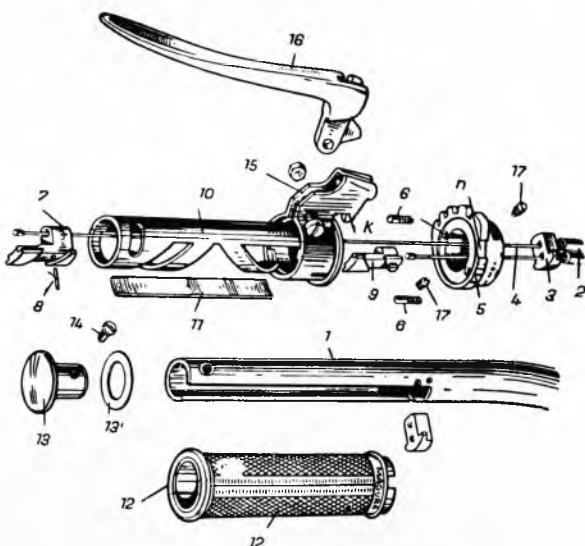
Sl. 247. Mjenjač sa uključivanjem s pomoću bočnih i radikalnih zuba



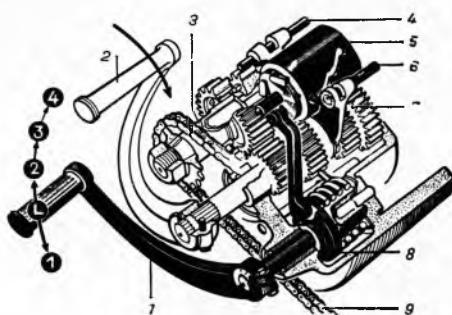
Sl. 248. Mjenjač s uključivanjem povlačnim klinom s pomoću kugala (Getrag)



Sl. 250. Mjenjač s lancima (Zündapp)

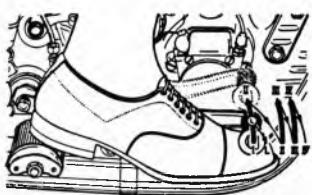


Sl. 251. Zakretna ručica za mijenjanje brzina (Victoria). 1 volan, 2 žična povlaka Bowden, 4 povlačna žica, 5 zaporni prsten, 7 i 9 klizna povlaka, 10 zakretni tuljak s utorima, 12 ručica, 16 ručica spojke

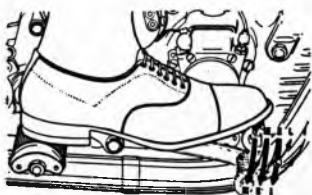


Sl. 252. Nožno uključivanje s pomoću prozora u valjku (NSU)

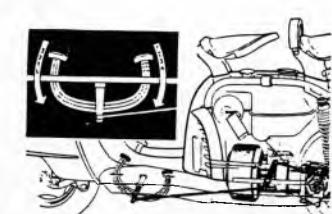
## AUTOMOBILNA VOZILA



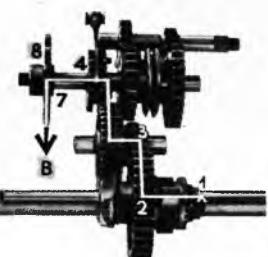
Sl. 253. Uključivanje brzina na motorkotaču Pretis-Maxi



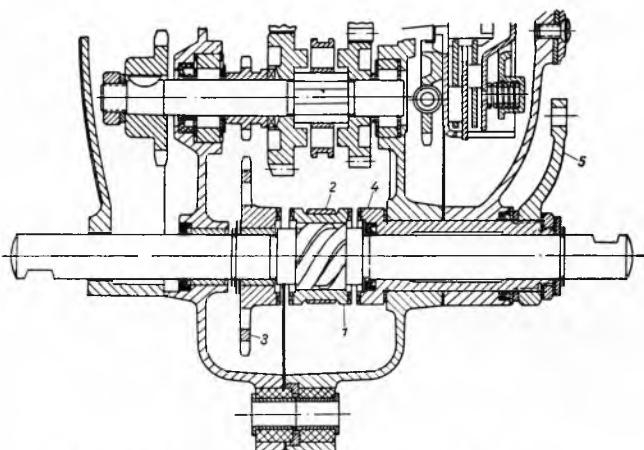
Sl. 254. Uključivanje brzina na skuteru Pretis-Prima



Sl. 255. Pokretanje motora na mopedu



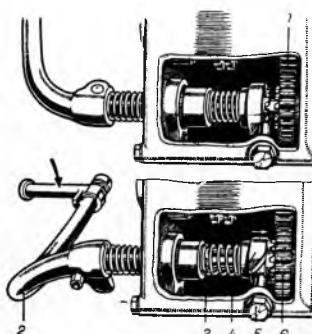
Sl. 256. Vožnja mopeda bez motora



Sl. 257. Jednosmjerna vijčana spojka nožnog pedala mopeda



Sl. 258. Nožno pokretanje motora s pomoću segmentnog zupčanika (Iso)



Sl. 259. Nožno pokretanje motora s pomoću punog zupčanika (Zündapp)

Nožno mijenjanje brzina izvodi se vrlo različitim konstrukcijama. Na sl. 252 prikazano je nožno mijenjanje brzina s pomoću proreza u valjku. Nožnom polugom 1 i pločom pokreće se s pomoću spojne poluge i elastičnih zapornika 8 valjak 9. U prorezu valjka zahvaćaju čepovi vilica 4 i 6 koje se okrećanjem valjka pomiču u akcionalnom smjeru.

Kod mijenjača na sl. 249 djeluje se potiskivanjem nožne poluge 9 preko nosača 4 na vilicu, čiji jedan kрак utiskuje povlačni klin 1 a drugi kрак izvlači klin. Djelovanje krakova upravlja se prorezima u okrilju 5, koje obuhvaća nosač

4 i vilicu. Zapornikom 6, koji pridiže krakovi vilice, sprečava se presakavanje pojedinih brzina. Za vraćanje nožne poluge u srednji položaj ima u nosaču 4 pero koje se upire na okrilje 5 u kvadratnom izrezu. Djelovanje na nožnu polugu mijenjača domaćeg motorkotača PRETIS-Maxi prikazano je na sl. 253. Prebacivanje na više brzine vrši se potiskivanjem poluge prema gore, osim prve brzine, a vraćanje na niže brzine potiskivanjem poluge prema dolje. Kod skuteru PRETIS-Prima vrši se uključivanje s pomoću dvokrake poluge (sl. 254). S obzirom na to da je pri nožnom mijenjanju teže kontrolirati tačno uključivanje brzina, u mnogo slučajeva posebna kazaljka pokazuje koja je brzina uključena, ili se električkim putem označuje, obično na reflektoru, uključena brzina, ili zelenom žaruljom samo položaj praznog hoda.

**Pokretanje motora.** Na motornim dvokolicama i mopedima pokretanje se motora vrši s pomoću pedala.

Na sl. 255 i 256 prikazano je djelovanje pedala mopeda TMZ. Pokretanjem posebne ručice na kućištu mijenjača može se motor preko zupčanika povezati s osovinom pedala ili odvojiti od nje. Na sl. 255 je pomicanjem zupčanika 4 i zubata tujlja nadesen povezana osovina pedala kako s motorom tako i s pogonskim lančanicom 8, pa se može pokrenuti motor, a može se i pedalima na jačem usponu potpomagati rad motora. Isključivanjem mijenjača brzina (zubati tujlji u srednjem položaju) i uključivanjem, s pomoću ručice, zupčanika 4 s osovinom 7 (sl. 256) može se moped voziti bez motora poput dvokolice. Osovina pedala povezana je sa zupčanicom 2 s pomoći jednosmjerne vijčane spojke 1. Na sl. 257 prikazano je djelovanje jednosmjerne vijčane spojke mopeda Fichtel & Sachs. Pokretanjem pedala u smjeru vožnje pomakne se nalijevo spojka 1, čime okreće vratljivo obuhvatno pero 2 i tako se ukloni osovina pedala s lančanicom 3, a time i s osovinom motora. Okretanjem pedala u obratnom smjeru uključuje se spojka 1 sa tujlkom 4, čime se preko poluge 5 djeluje na kočnicu.

Pokretanje motora ostalih vozila u ovoj grupi vrši se posebnim nožnim ili ručnim pokretačem ili električnim pokretačem.

Na sl. 258 prikazana je izvedba s nožnim pokretanjem s pomoći segmentnog zupčanika 1, na čiju osovinu djeluje nožna poluga. Zupčanik 4 djeluje izravno na lančanik spojke, i to jednosmernim uključivanjem s pomoći bočnih zubača. Zupčanik 4 je klizno nasaden na osovinu, a u zahvatu sa zubima lančanik drži ga pero koje ga potiskuje u smjeru osi. Kad se lančanik okreće brže od zupčanika 4, jer je prihvatio motor ili se zupčanik 4 okreće obratno zbog vraćanja segmentnog zupčanika 1 u početni položaj, kosa strana bočnih zubača izbacuje zupčanik 4 iz zahvata s lančanikom. Kako se to izbacivanje iz zahvata ne bi moralo vršiti trajno za vrijeme rada motora, izrezan je iz zupčanika 3 dio ozubljenja koji bi bio u zahvatu kad je segmentni zupčanik u osnovnom položaju. Kako se zupčanik 4 zaustavlja u bilo kojem položaju, nezavisno od položaja zupčanika 3, postoji mogućnost da zupčanik 3 u ovom slučaju zupčanik 3, zapne o glavu gonjenog zupčanika 3 i ne može ući u zahvat. Da bi se mogućnost zapinjanja svela na najmanju mjeru, zupčanici se takvih uređaja ispravljaju do te mjeri da su im glave potpuno šiljaste. Da bi se uklonila i posljednja mogućnost zapinjanja, smanjuje se visina prvog, a po potrebi i drugog zuba pogonskog zupčanika. Mnoge izvedbe nemaju međuzupčanik 3; tom slučaju segmentni zupčanici ne smiju u osnovnom položaju biti u zahvatu sa zupčanikom 4, te mu prvi, a po potrebi i drugi zub mora biti skraćen. Segmentni zupčanik vrati u njegov osnovni položaj spiralno pre 2.

Izvedba pokretača s punim zupčanicom prikazana je na sl. 259. Zupčanik 6, s punim brojem zuba, koji je stalno uzbuđen sa zupčanicom 1 brzine 1, slobodno se okreće na osovini pokretača 3. Na ožlijebljrenom dijelu osovine 3 nalazi se zubata spojka 4, koja se djelovanjem cilindričnog pera uzbuđuje u bočne zube zupčanika 6. Da bi se i ovde sprječilo neprekidno isključivanje spojke 4 kad motor radi, pri vraćaju nožne poluge udara kosi izrez spojke na čep 5, uslijed čega se spojka istine iz zahvata. Nožna poluga je obično duljine 150 do 170 mm, a s kutom zakretanja ~ 120°. Prijenosni omjer zupčanika odabira se tako da se jednim potiskom nožne poluge osovina motora okreće bar jedanput. Kod manjih motora, koji imaju većinom magnetsko paljenje, kreće se prijenosni omjer od 4 do 5, a kod većih motora od 3 do 3,5.

Električko pokretanje vrši se ili kombiniranim motor-generatorom, kod kojeg glavni namotaj ima funkciju motorskog namotaja, a sporedni generatorskog namotaja, ili još češće kombiniranim uređajem generatora, elektromora i baterijskog paljenja, koji uređaj radi s naponom od 12 V. Postoje izvedbe i s električnim zamašnim pokretačima.

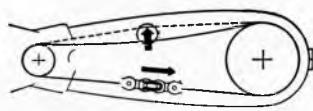
**Zagon kotača** motornih dvokolica vrši se s pomoći klinastog remena, lanca s tuljcima (Rollenkette) ili s pomoći trenja. Pogonsko torno kolo izvodi se od keramičkog materijala. Prekid trenja, a time i isključivanje, vrši se pridizanjem cijelog motorskog agregata. Zagon kotača ostalih vozila vrši se ili s pomoći lanca ili stožnim zupčanicima krute izvedbe, ili kardanskom osovinom i stožnim zupčanicima.

Lanci dolaze u obzir u sledećim izmjerama:

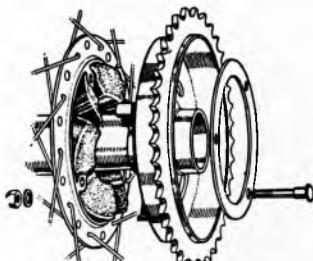
za motore do 100 cm <sup>3</sup>	1/2 x 3/16"
" " 125 do 130 cm <sup>3</sup>	1/2 x 1/4"
" " 175 do 250 cm <sup>3</sup>	1/2 x 5/16"
" " 300 do 400 cm <sup>3</sup>	5/8 x 1/4"
" " 500 cm <sup>3</sup> i više	5/8 x 3/8"

Prijenosni omjer za motore do 175 cm<sup>3</sup> 3.. 3,5, a za jače motore 2,4.. 2,75, i to tako da se broj zuba pogonskog lančanika kreće od 14 do 19. Pogonski se lančanik izvodi od čelika za cementiranju, a gonjeni od čelika čvrstoće 50 do 60 kp/mm<sup>2</sup> bez oplemenjivanja. Lanac mora raditi s određenim naponom koji odgovara progibu slobodnog dijela lana od 20 do 30 mm, već prema razmaku osovina (sl. 260). Vrijednost trajanja lana najviše skraćuju blato i prašina, pa se nastoji lanac što bolje zaštiti. Na sl. 261 prikazana je izvedba potpune zaštite lana motorkotača PRETIS-Maxi. Da bi se postigao što mehanički zagon, u mnogo se slučajeva prenosi snaga s lančanika na glavnu gonjenog kotača preko gumene elastične spojke (sl. 262). Izvedba zagona stožnim zupčanicima prikazana je na sl. 263. Izvedba zagona sa kardanskom osovinom prikazana je na sl. 264.

**Okvir i ovješenje kotača.** Okvir povezuje i nosi sve elemente vozila pa mora biti izведен čvrstom konstrukcijom, osobito otpornom protiv savijanja i uvijanja. Za srednje teški motorkotač iznosi otpornost protiv uvijanja ~ 60 kpm<sup>2</sup> na duljini razmaka kotača. Konstrukcija mora biti povoljna za smještaj vozača.

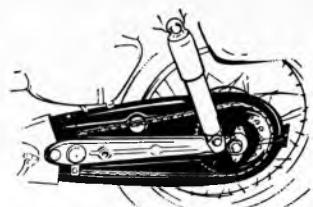


Sl. 260. Mjerenje napona zagonskog lanca motorkotača

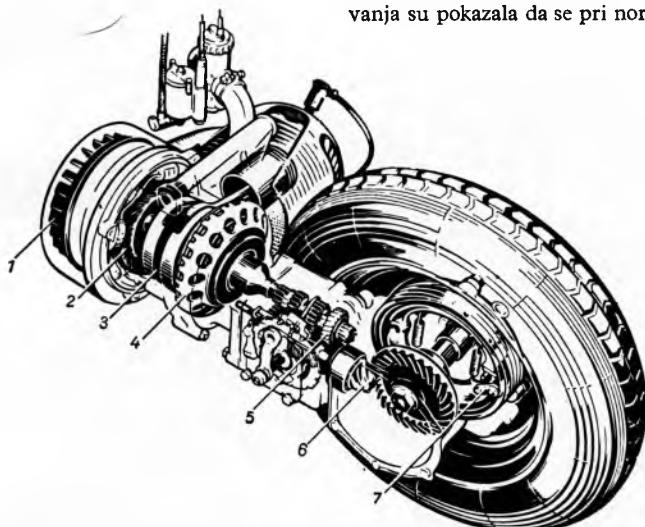


Sl. 262. Elastična spojka u glavini gonjenog kotača (Royal Enfield)

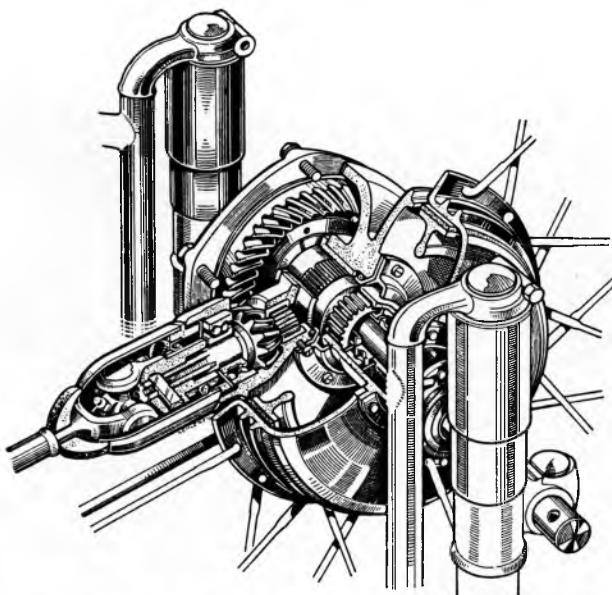
Izvjesno popuštanje okvira u okomitoj ravnini može biti u nekim slučajevima i poželjno, kako bi se u izvjesnoj mjeri amortizirala vršna opterećenja. Ispitivanja su pokazala da se pri nor-



Sl. 261. Puna zaštita lanca motorkotača limenim oklopom



Sl. 263. Zagon stožnim zupčanicima na skuteru (Pretis-Prima). 1 ventilator, 2 motor-generator, 3 motor, 4 spojka, 5 mjenjač brzina, 6 zagonski prijenosnik, 7 stražnja kočница



Sl. 264. Zagon stožnih zupčanika kardanskom osovinom (BMW)

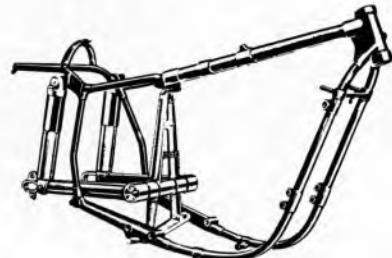
malnoj vožnji bez ubrzanja vodoravna komponenta udarca na prednji kotač, izazvanog neravnim terenom, kreće u granicama od 300 do 500 kp. Svakako su okviri najosjetljiviji na vibracije koje izazivaju lom od trajnog naprezanja, i to osobito na prelaznim mjestima i čvorovima.

Na sl. 265 prikazan je tipičan okvir izveden od visokovrijednih, bešavno vučenih cijevi. Spojni se tulci često izvode od temper-lijeva ili su kovani. Spajanje se najčešće vrši tvrdim lemljenjem, a upotrebljava se i električko i autogeno varenje.

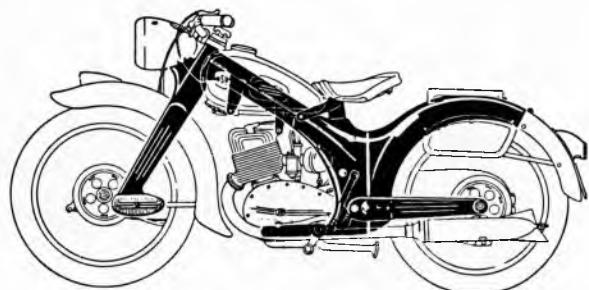
Na sl. 266 prikazan je od lima prešan okvir školjkastog sistema. Okvir se izvodi od dviju simetrično prešanih polovina koje se električki šavno ili tupo zavare.

Na sl. 267 prikazan je cijevni okvir skutera Lambretta. Prednja vilica služi za upravljanje vozilom, pa je u tu svrhu uležtena u glavu okvira s pomoći dva kotrljajuća ležaja na razmaku od ~ 150 mm. Radi lakšeg upravljanja, glava okvira nagnuta je prema tlju za 60 do 67°, sa zaostajanjem kotača od 55 do 120 mm (sl. 268). Veći kutovi nagiba i manje zaostjanje kotača olakšavaju upravljanje, ali se teže održava smjer. U pogledu ovješenja kotača, kotač može biti vučen ili guran. Svaka od tih izvedaba ima svoje prednosti, ali u vezi sa cijelom konstrukcijom vilice. Kod većih brzina dolazi do treperenja prvog kotača, što se sprečava posebnim frikcijskim prigušnikom, kojim se koči okretanje volana. Pritezanjem ručne matice 4 (sl. 270) priteže se frikcijske ploče, uslijed čega se otežava skretanje volana.

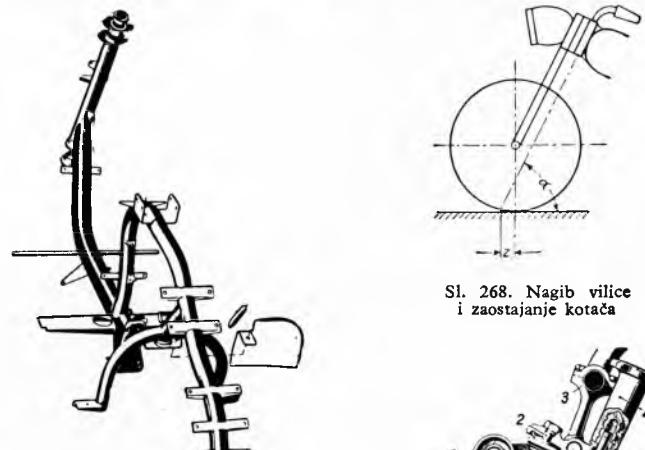
U pogledu pernog sistema prednjeg kotača razlikuju se trapezne, teleskopske i polužne vilice. Pera su gotovo isključivo žičana i u pojedinim slučajevima gumena, dok su linsnata pera gotovo napu-



Sl. 265. Okvir motorkotača od cijevi (Horex)

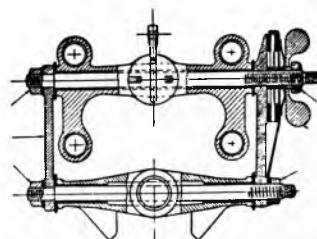


Sl. 266. Limeni prešani okvir motorkotača (NSU)

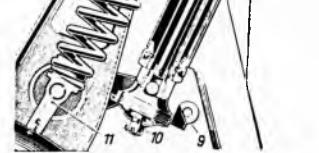


Sl. 268. Nagib vilice i zaostajanje kotača

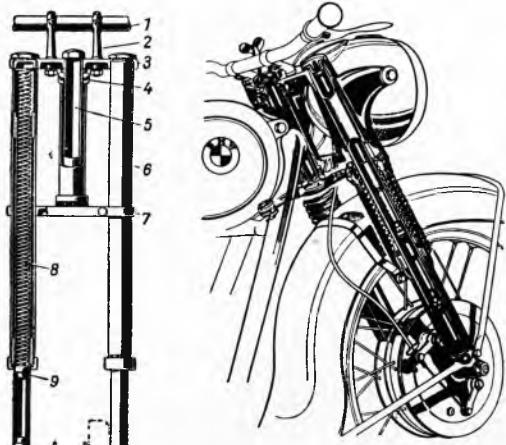
Sl. 267. Cijevni okvir skutera „Lambretta“



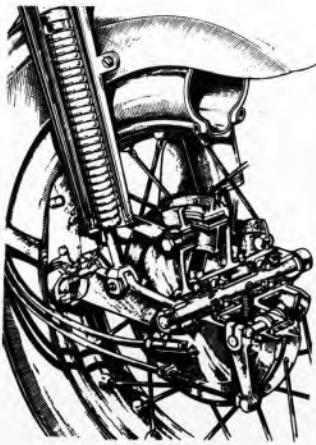
Sl. 269. Tarni prigušnik trapezne vilice motorkotača



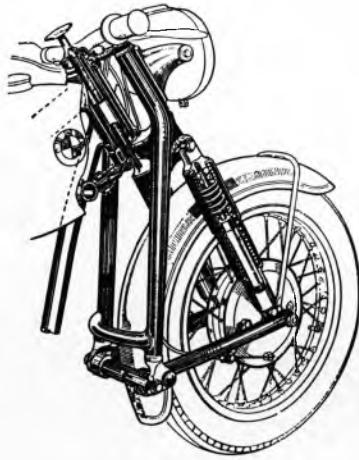
Sl. 270. Trapezno ovješenje (Iso-carro). 3 volan, 4 ručna matica za pritezanje prigušnika, 5 gornji jaram, 6 protumatica za blokiranje gornjeg konusa ležaja 7, 8 pritezna šipka, 9 ručica za ograničenje skretanja, 10 matica prigušnika, 11 gornji jaram



Sl. 272. Teleskopska vilica sa hidrauličkim prigušnikom (BMW)



Sl. 273. Kratkopolužna vilica (Iso 200)



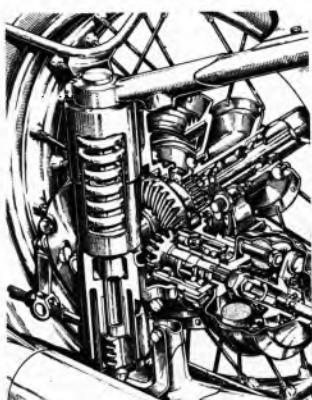
Sl. 274. Dugopojužna ili trokutna vilica (BMW)

Sl. 271. Jednostavna izvedba teleskopske vilice (Iso 125). I voden, 2 konzola, 3 gornji jaram, 4 gornji kotrljajući ležaj, 5 osovinica vilice, 6 vanjska cijev vilice, 7 donjni jaram, 8 pero, 9 unutarnja cijev

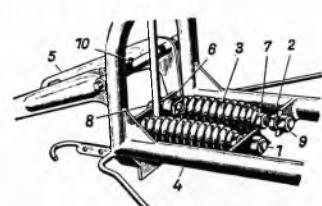
štena. Prigušivanje titraja pera vrši se frikcijskim, hidrauličkim ili pneumatskim prigušnicima.

Trapezno je ovješenje (sl. 270) izvedeno većinom u obliku nepravilnog pravokutnika, već prema tome kako se želi utjecati na kretanje središta kotača pri njegovom dizanju. Daje se prednost kretanju središta kotača usporedno sa smjerom glave okvira. Žičana se pera izvode u koničnom i bacvastom obliku, da bi se sprječilo izvijanje pera, a i da bi se utjecalo na karakteristiku pera, tj. da pero djeluje progresivno. Zglobovi se izvode sa bronzanim tuljcima i sa dovoljno slobodnog prostora za rezervu masti. Pružavanje pernog sistema vrši se većinom fričkijskim prigušnicima (sl. 269), a dijelomično i hidrauličkim prigušnicama.

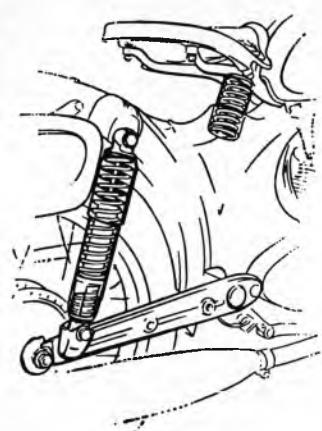
Teleskopske vilice imaju dobru stranu što se središte kotaka kreće u pravcu utiskivanja vilice. Osim toga se kliznji dijelovi manji troše, zbog manjih površinskih pritisaka, ali je potrebno vrlo dobro podmazivanje. Klizne površine moraju biti bruseni ili polirane. Duzina probiga pera od 85 do 100 mm. Jednostavna izvedba teleskopske vilice prikazana je na sl. 271. Teleskopske vilice su hidraulički (sl. 271), a djelomično i hidrauličkim priborušima.



Sl. 275. Okomiti ugib kotača s teleskopskim pernim sistemom (Iso 200)



Sl. 276. Ovješenje kotača pregibnim krakom i polužnim djelovanjem pernog sistema (Isto 125). 4 okvir, 5 pregibni krak, 6 gumeni prigušnik  
10 mazalica pregibnog ležaja



Sl. 277. Ovješenje kotača pregibnim krakom i teleskopskim pernim sistemom (Pretis-Maxi)

kim prigušnikom (sl. 272) pune se obično motornim uljem SAE 20, ili ljetnim uljem SAE 50 a zimi SAE 10, ili pak specijalnim uljem za prigušnike. Ulje se mijenja svakih 3000...15 000 km već prema izvedbi vilice. Prigušnici mogu biti jednoradni i dvoradni.

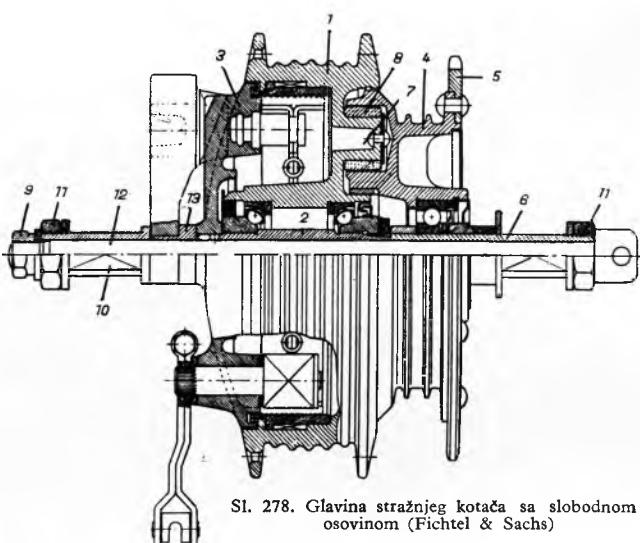
Prednost je polužne vilice (sl. 273) što su zamašne mase prema ostalim izvedbama razmijerno male i što se znatno manji postotak sile prvog kotača prenosi na okvir. Na sl. 274 prikazana je dugopolužna ili trokutna vilica

I stražnji su kotači danas mahom izvedeni sa pernim sistemom. Pri tom može sistem pera biti izveden u samoj glavini kotača, ili kotač ima okomito vodenim ugib (sl. 275) sa cilindričnim progresivnim perom koje djeluje na vlast i tlak i eventualno hidrauličkim prigušivanjem, ili je pak kotač ovješen pregibnim krakom s polužnim djelovanjem pera (sl. 276) i s izravnim djelovanjem pera (sl. 277), a u svakom slučaju s hidrauličkim prigušnikom.

Oplate skuterata, odnosno karoserija lakih osobnih vozila, izvode se sve češće od plastičnih masa. Ploče od poliesterata, armirane staklenom vunom, imaju odgovarajuću čvrstoću i otpornost. Udarci koji bi utisnuli ili savinuli limenu oplatu, ili izazvali pucanje dryvene

oplate, jedva će ostaviti traga na plastičnoj oplati. Osim toga, plastični materijali ne korodiraju, prigušuju zvuk i izoliraju toplinu.

**Kotači i kočnice.** Kod suvremenog vozila traži se da skidanje kotača bude što lakše i jednostavnije. Na prvom je kotaču obično ugrađen pogon brzinomjera, a na stražnjem zagonski lančanik.



Sl. 278. Glavina stražnjeg kotača sa slobodnom osovinom (Eichtel & Sachs)

Starije izvedbe, s osovinom ugradenom u glavu kotača, zahtijevale su kako isključivanje brzinomjera tako i skidanje lanca. Izvedbe sa slobodnom osovinom omogućuju da za skidanje kotača treba samo eventualno isključiti povlake kočnice.

Kod glavine na sl. 278 lančanik 5 je svojom glavinom 4 od lakog metalra uležišten na šuplju osovinu 6. Glavina kotača 1, koja je također od lakog metala, uležištena je na šuplju osovinu 2, na koju je uvršćena i ploča kočnice 3. Od glavine 4 prenosi se sila na glavinu 1 preko čepova 7, koji su obloženi gumom 8. Kad se izvuku osovine 12 i tuljak 13, mogu se čepovi 7 izvući iz glavine 4, a time i sam kotač 1 iz viliće.

Sa skutera koji imaju jednostrano vođenje kotača kotač se skida kao sa automobila.

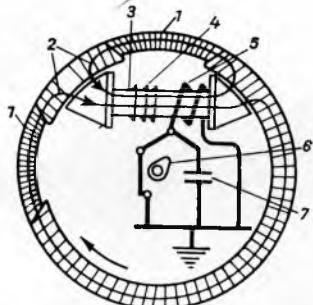
Kotači se izvode većinom s oglavljem od žbica, kotači s limenim oglavljem upotrebljavaju se gdjekad za skutere i trokolice. Žbice se prave od perne žice čvrstoće do  $120 \text{ kp/mm}^2$  a promjera  $2\text{--}2,3 \text{ mm}$  kod dvokolica i mopeda, a  $2,5\text{--}4 \text{ mm}$  promjera kod motorkotača i skutera. Obruče prave u ovim veličinama: mopedi  $23''$ , skuteri  $8\text{--}17''$ , motorkotači  $16\text{--}19''$  i trokolice  $14\text{--}17''$ .

Kočnice se motornih dvokolica izvode većinom kao kočnice dvokolica. Na ostalim su vozilima kočnice izvedene gotovo isključivo kao kočnice s bubenjem i unutarnjim čeljustima, a djelomično i kao kočnice s pločom. Aktiviranje može biti mehaničko ili hidrauličko. Mehaničko aktiviranje prednjih kotača vrši se žičnom povlakom (bowden), a aktiviranje stražnjih kotača sponama.

**Električni uređaji.** Na ovoj vrsti vozila upotrebljava se i magnetsko i baterijsko paljenje. Samostalni magnet, koji se pokreće motorom s pomoću zupčanika ili lanca, upotrebljava se samo kod motora većih snaga. Kod manjih se motora upotrebljava zamašni magnet, tj. magnet ugrađen na zamašnjaku motora.

Zamašni se magnet sastoji od rotirajućeg magneta i kotvene ploče (sl. 279) koja je pričvršćena na kućište motora. Magneti su sa svojim kotvama izvedeni u obliku prstena koji je uliven u zamašnu masu od nemagnetskog metala, i to većinom u laki metal ili cink. Kotve su izvedene od dinamo-limova. Zamašni magneti rijetko se upotrebljavaju samostalno, i to samo kod najmanjih motora. U većini se slučajeva kombiniraju s generatorima koji opskrbljuju vozilo potrebnom strujom.

Potrebe ovih vozila na električkoj struci kreću se između 30 i 90 W. Struju napona 6 ili 12 V daju generatori istosmjerne ili izmjenične struje.

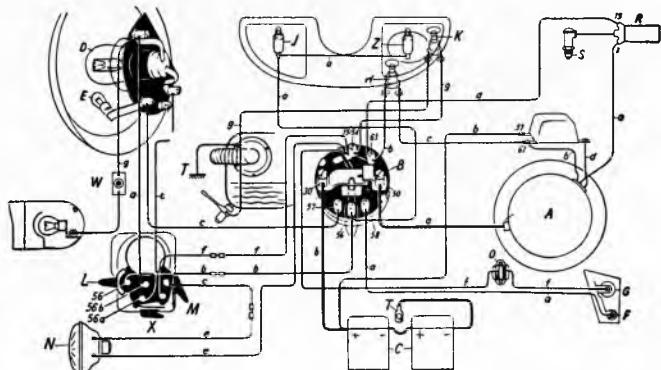


Sl. 279. Načelna izvedba zamašnog magneta. 1 magnet, 2 silnice, 3 vod za svjećicu, 4 sekundarni namot, 5 primarni namot, 6 brijeđ prekidača, 7 kondenzator

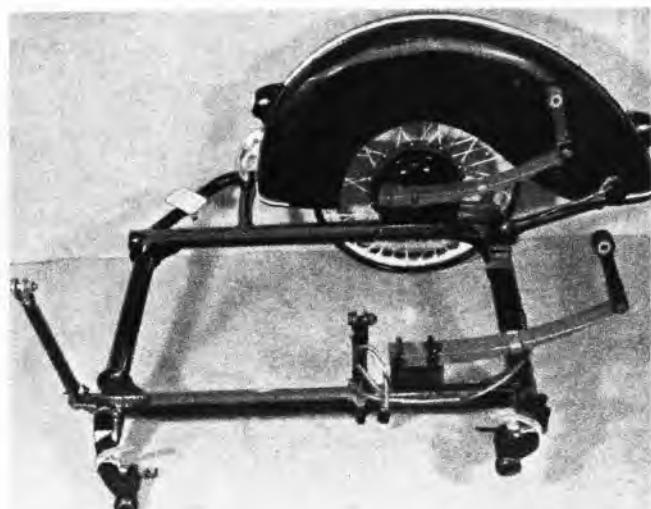


Sl. 280. Zamašni magnet sa generatorima. 1 zamašnjak, 2 magneti, 3 namotaj za paljenje, 4 kondenzator, 5 namotaj za svjetlo, 6 namotaj za punjenje akumulatora

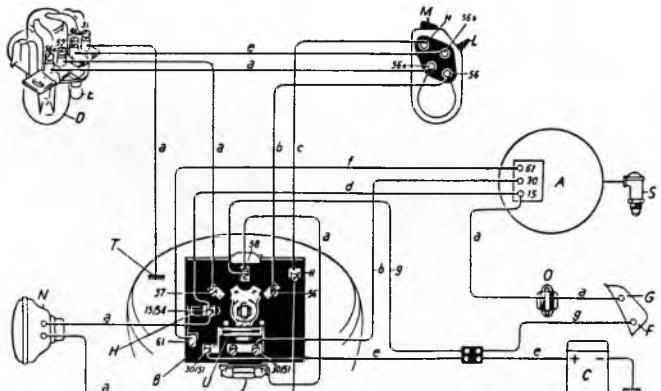
U sklopu zamašnog magneta i generatora (sl. 280) postoje obično dva generatora, od kojih jači ( $\sim 30$  W) daje izmjeničnu struju za opću rasvjetu, a manji ( $\sim 3$  W), čija se struja ispravlja s pomoću suhog ispravljivača, služi za punjenje akumulatora koji snabdijeva strujom svjetlo za parkiranje i trubu. Jakost struje punjenja aku-



Sl. 282. Električka instalacija za skuter Pretis-Prima. A motor-generator, B sklopka za uključivanje motora odnosno generatora, R indukcijski svitak, W sklopka za reflektor rasipač, X dugme za svjetlosne signale, Z žarulja za sat. Ostale oznake kao na sl. 281.



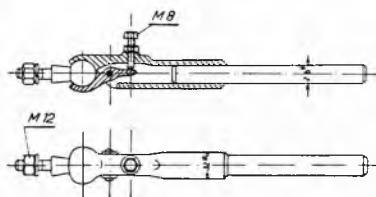
Sl. 283. Okvir prikolice motorkotača (Steib)



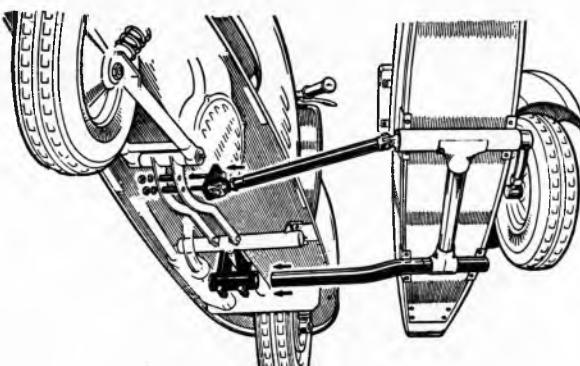
Sl. 281. Električna instalacija za motorkotač Pretis-Maxi. A generator, B instrumenata tabla, C akumulator, D bilux žarulja, E svjetlo za parkiranje, F stražnje svjetlo, G svjetlo kočnice, H žarulja za kontrolu punjenja akumulatora, I žarulja za brzinometar, L sklopka za zasjenjenje reflektora, M dugme za električku trubu, N električka truba, O sklopka za svjetlo kočnice, S svjećica, T masa, U osigurač

mulatora ograničena je na 0,3...0,5 A, koju struju podnosi i potpuno punjen akumulator. Napon struje regulira se samostalno povratnim djelovanjem namotaja za struju na magnetski prsten. Vozilima bez akumulatora ne dodaje se generator za punjenje. Ovakvi se uređaji upotrebljavaju za motore do 250 cm<sup>3</sup>. Kod jačih motora, obično preko 250 cm<sup>3</sup>, koji troše više struje za rasvetu, daje se prednost baterijskom paljenju. Generator istosmjerne struje ugrađen je na osovinu motora, pa je i cijeli uređaj za paljenje smješten slično kao kod zamašnog magneta. Prednost je baterijskog paljenja da i uz razmjerno sporo pokretanje motora daje jaku

iskru. Napon struje za rasvetu održava se na stalnoj visini regulatorom napona. Postoje izvedbe i samostalnih generatora kao na automobilima. Upotrebljavaju se akumulatori sa kapacitetom od 4 do 14 Ah. Dobro je da se u vozilo ugrade elastično.



Sl. 284. Kuglasti steznik za priključenje prikolice motorkotača (Kali)



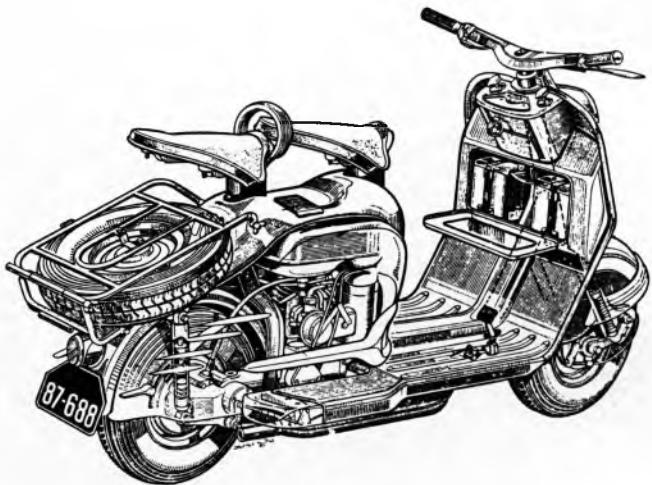
Sl. 285. Priključenje prikolice skutera (Steib)

Sve vrste vozila na 2 i 3 kotača moraju imati glavni reflektor, svjetlo za registarski broj, stražnje crveno svjetlo i crveni odraznik svjetla, a u slučaju da imaju prikolicu, granično svjetlo. Trokolice moraju imati 2 reflektora. Postoji i rasvjeta instrumenata, kao i crvena žarulja za oznaku punjenja akumulatora.

Glavno svjetlo se mora dati zasjeniti; ima učin od 3 W kod motornih dvokolica, a kod ostalih vozila 15, 25 ili 35 W. Stražnje i granično svjetlo ima učin 3...5 W, a kontrolna i manje. Daljnji električni potrošači mogu biti električka truba i električko grijane ručice na volanu (12...24 W). Izvjesni teški motorkotači, a osobito skuteri, upotrebljavaju električko pokretanje motora kombiniranim motorgeneratorom. Snaga je elektromotora 0,25...0,35 KS. Na sl. 281 prikazana je shema električne instalacije za motorkotač PRETIS-Maxi, a na sl. 282 shema za skuter PRETIS-Prima.

**Prikolice.** Iako se prikolice upotrebljavaju i kod skutera, normalna im upotreba počinje tek kod motora iznad 250 cm<sup>3</sup>. Zbog povećanog otpora vožnje potrebno je smanjiti prijenosni omjer zagona, kako se ne bi iskorisćivalo nepovoljno područje momenta okretanja motora. Prosječno se prenosni omjer povećava za 10%.

Izvedba okvira za težu prikolicu prikazana je na sl. 283. Za perni sistem dolaze u obzir svi oblici pera koji se upotrebljavaju na automobilima. Okvir prikolice povezuje se sa okvirem motorkotača na 3 ili 4 tačke, a s okvirem skutera u 1 ili 2 tačke. Kad se povezuje na 3 tačke, jedna je tačka blizu stražnje osovine, druga ispod sjedala, a treća u blizini kućišta motora. Povezivanje na 4 tačke dovodi lako do loma okvira u slučaju neprikladnog priključenja. Za spajanje se



Sl. 283. Skuter Pretis-Prima



Sl. 286. Moped TMZ

upotrebljavaju najviše kuglasti steznici (sl. 284). Na sl. 285 prikazano je priključivanje prikolice skutera.

Za lakšu vožnju u zavodu stavljaju se kotač prikolice za ~ 60...200 mm (kod težih prikolica) ispred stražnjeg kotača motorkotača. Ukoliko prikolice vuku na jednu stranu, treba izvršiti usmjeravanje kotača prikolice; to može biti pozitivno ili negativno, a određuje se pokusom.

Teže prikolice imaju kočnicu; ona ne smije biti jače kočena od stražnjeg kotača, zbog opasnosti zanošenja.

Terenski motorkotači imaju i gonjen kotač prikolice.

Težina prikolice motorkotača iznosi 50...80 kg, a skutera i manje.



Sl. 287. Skuter Švrčo 50s, TMZ

**Osnovne karakteristike vozila na 2 i 3 kotača.** *Moped TMZ* (Tvornica motor Zagreb, licenca HMW, Austrija, sl. 286). — Motor: jednocišljarski, dvotaktni, zrakom hladen, provt 38, stupanj 44, sadržaj 49,8 cm<sup>3</sup>, stupanj kompresije 6,5 : 1, snaga 2,2 KS pri 6100 o/min (maks.), maks. moment okretanja 0,31 kpm kod 350 o/min. — Električka oprema: zamašni magnet sa generatorom 6 V, 17 W, reflektor sa bilux-žaruljom 15/15 W, električko stražnje svjetlo, električka truba, svjećica Bosch W 2257I. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 3,265, uspon 23 %, 2. brzina 1,845, uspon 8%, pogonski lanac 1/2 × 3/16", prijenosni omjer 2 : 1, maksimalna brzina 50 km/h. — Spojka: 2 lamele u ulju sa ulošcima od pluta, gonjena lancem 3/8 × 5/32" uz prenosni omjer 3,9. — Okvir: od bešavnih cijevi, limena oplata, prednja vilica teleskopska ili trokutna, stražnja

vilica sa pregibnim krakom i teleskopskim perom. — Gume: 23 × 2,25, pritisak u prednjem kotaču 1,75 at, u stražnjem kotaču 2,25 at. — Kočnice: unutarnje čeljusti, promjer bubnja 150 mm. Sadržaj rezervoara: mješavina 25 : 1, 6,2 l sa rezervom, doseg 500 km. — Potrošnja goriva: 1,4 l/100 km. — Mjere: duljina 1850 mm, širina 640 mm, visina 1000 mm, razmak kotača 1193 mm, prohod 110 mm, visina sjedala 730...900 mm. — Težina: 51 kg.

*Skuter Švrčo 50s, TMZ* (sl. 287). Motor: Kao na mopedu TMZ, ali s prisilnim hlađenjem s pomoću ventilatora. — Električka oprema: kao na mopedu TMZ. — Spojka: kao na mopedu TMZ. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 3,90, uspon 20%, 2. brzina 2,50, uspon 15%, 3. brzina 1,58, uspon 8%, pogonski lanac 1/3 × 3/16", maksimalna brzina 50 km/h. — Okvir: od bešavnih cijevi, limena oplata, prednja vilica teleskopska, stražnja vilica s pregibnim krakom i teleskopskim perom. — Gume: 12—2,5, pritisak u prednjem kotaču 1,75 at, u stražnjem 2,25 at. — Kočnice: kao na mopedu TMZ. — Sadržaj rezervoara: mješavina 25 : 1, 5 l s rezervom doseg 400 km. — Potrošnja goriva: 1,3 l/100 km. — Mjere: duljina 1850 mm, visina 900, širina 640 mm, visina sjedala 700 mm, razmak kotača 1250 mm, prohod 110 mm sa 2 osobama i 125 mm za 1 osobu.

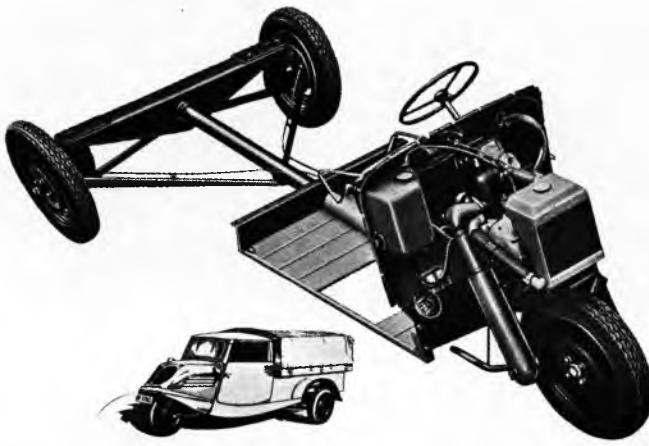
*Skuter PRETIS-Prima V* (Preduzeće TITO, Sarajevo, Vogošća, licenca NSU, Savezna Republika Njemačka, sl. 288). — Motor: jednocišljarski, dvo-taktni, prisilno hlađen zrakom, provt 62, stupanj 57,6, sadržaj 174 cm<sup>3</sup>, stupanj kompresije 6,35 : 1, snaga 9,3 KS kod 5100 o/min. — Električka oprema: baterijsko paljenje s motorgeneratorom 12 V, 100 W, reflektor s bilux-žaruljom 35/35 W i svjetlom za parkiranje 2 W, reflektor rasipač 35 W, stražnje svjetlo 3 W, svjetlo



Sl. 289. Motorkotač Pretis-Maxi

kočnice 15 W, svjetla instrumentne table po 2 W, akumulator kapaciteta 12 Ah, električka truba, svjećica Bosch 190 M11S. — Spojka: suha s jednom pločom. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 3,73, uspon 30 %, 2. brzina 2,25, uspon 18 %, 3. brzina 1,6, uspon 11,5 %, 4. brzina 1,17, uspon 6 %, zagon stražnjeg kotača stopničom zupčanicom sa lučnim zubima, maksimalna brzina 90 km/h, mjenjanje brzina nožno. — Okvir od bešavnih cijevi, limena oplata, prednja vilica trokutna sa hidrauličkim prigušnikom, stražnja vilica sa pregibnim krakom (koji je u bloku motorom i mjenjačem) i hidrauličkim prigušnikom. — Gume: 3,5 — 10, pritisak u prednjem kotaču 1,3 at, u stražnjem 1,8 at za jednu osobu, 2,5 at za dvije osobe. — Kočnice: sa unutarnjim čeljustima, promjer bubnja 140 mm. Sadržaj rezervoara: mješavina 25 : 1, 121. — Potrošnja goriva: 3 l/100 km pri brzini od 50 km/h. — Mjere: duljina 1920 mm, širina 650 mm, visina 965 mm. — Težina: 138 kg.

*Motorkotač PRETIS-Maxi* (licenca NSU, sl. 289). Motor: jednocišljarski, četverotaktni, zrakom hlađeni, provt 62, stupanj 58, sadržaj 174 cm<sup>3</sup>, stupanj kompresije 7,8 : 1, snaga 12,5 KS pri 6500 o/min. — Električka oprema: baterijsko paljenje, istosmjerni generator 6 V, 45 W, reflektor s bilux-žaruljom 35/35 W i svjetlom za parkiranje 2 W, stražnje svjetlo 3 W, svjetlo kočnice 15 W, svjetlo brzinomjera 1,2 W, kontrolna žarulja instalacija 2 W, akumulator kapaciteta 7 Ah, električka truba, svjećica Bosch W 240 TI. — Spojka: suha s više ploča, zagon zupčanicima s kosim zubima uz prijenosni omjer 2,17. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 3,375, 2. brzina 2,025, 3. brzina 1,406, 4. brzina izravna, zagon lancem, prijenosni omjer 2,428, maksimalna brzina 110 km/h sa 2 osobama, mjenjanje brzina nožno. — Okvir: prešani lim, prednja vilica kratkopolužna s hidrauličkim prigušnikom, stražnja vilica s pregibnim krakom, izravnim djelovanjem na zagon, kočnice 15 W, svjetla instrumentne table po 2 W, akumulator kapaciteta 12 Ah, električka truba, svjećica Bosch 190 M11S. — Spojka: suha s jednom pločom. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 3,73, uspon 30 %, 2. brzina 2,25, uspon 18 %, 3. brzina 1,6, uspon 11,5 %, 4. brzina 1,17, uspon 6 %, zagon stražnjeg kotača stopničom zupčanicom sa lučnim zubima, maksimalna brzina 90 km/h, mjenjanje brzina nožno. — Okvir od bešavnih cijevi, limena oplata, prednja vilica teleskopska ili trokutna, stražnja



Sl. 290. Lađo teretno vozilo \*Tempo A 200\*.

vanjem pera i hidrauličkim prigušnikom. — Gume: 3,25—18, pritisak u prednjem kotaču 1,2—1,4 at, u stražnjem kotaču 1,6—1,8 at za jednu osobu, 1,9 do 2,1 at za dvije osobe. — Kočnice: s unutarnjim čeljustima, promjer bubnja 140 mm. Sadržaj rezervoara: benzин 10,8 l, ulje 1,2 l. — Potrošnja goriva: 2,6 l/100 km. — Mjere: duljina 2015 mm, širina 655 mm, visina 1018 mm. Težina: 137 kg.

**Motorkotač TOMOS SG 250** (Tovarna motornih koles, Koper, Licenca PUCH, Austrija). Motor: jedan cilindar sa dva klipa, dvotaktni, zrakom hlađen, provrt  $2 \times 45$ , stupaj 78, sadržaj 248 cm<sup>3</sup>, stupanj kompresije 6,2 : 1, snaga 13,8 KS pri 5800 o/min, maks. moment okretanja 2,3 kpm kod 3200 o/min, podizanje s pomoću klipne pumpe za ulje. — Električka oprema: baterijsko paljenje, istosmjerni generator s regulatorom napona 6 V, 45/60 W, reflektor sa bilux-žaruljom 35/35 W i svjetlom za parkiranje 1,5 W, stražnje svjetlo 3 W, svjetlo kočnice 15 W, kontrolna žarulja 2 W, električki pokazivač praznog hoda mjenjača, akumulator kapaciteta 7 Ah, električka truba, svjetlica Bosch W 225 Tl. — Spojka: sa više ploča u ulju, zagon dvorednim lancem 3/8 x 3/16" uz prijenosni omjer



Sl. 291. Lađo invalidsko vozilo \*Harper MK VI\*.

2,31. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 2,75, uspon sa 2 osobama 40 %, 2. brzina 1,5, 3. brzina izravna, zagon lancem 1/2 x 5/16", 118 članaka, prijenosni omjer 3,07 (s prikolicom 3,7), maksimalna brzina 122 km/h (sa prikolicom 90 km/h), mjenjanje brzina nožno. — Okvir: prednja vilica teleskopska, stražnja vilica s pregibnim krakom i izravnim djelovanjem pera s hidrauličkim prigušnikom. — Gume: 3,5—16, tlak u prednjem kotaču 1 at, u stražnjem kotaču 1,4 at, 2 at za 2 osobe, 2,6 at sa prikolicom, kotač prikolice 1 at. — Kočnice: s unutarnjim čeljustima, promjer bubnja 180 mm. — Sadržaj rezervoara: benzин 13 l, ulje 1,5 l. — Potrošnja goriva: 3,3 l benzina i 0,2 l ulja na 100 km kod 70 km/h, doseg do 350 km. — Mjere: duljina 1985 mm, širina 645 mm, visina 920 mm, razmak kotača 1345 mm, visina sjedala 735 mm, prohod 140 mm. — Težina: 155 kg, spremno za vožnju. — Opterećenje osovina: sa dvije osobe prednja osovina 95 kg, stražnja 245 kg, s prikolicom i 3 osobama prednja osovina 105 kg, stražnja 272 kg i osovina prikolice 80 kg.

**Motorkotač BMW R 60** (Bayerische Motoren-Werke, Savezna Republika Njemačka). — Motor: dvocilindarski, četverotaktni, zrakom hlađen, boxer, provrt 72, stupaj 73, stupanj kompresije 8 : 1, trajna snaga 35 KS pri 6800 o/min. — Električka oprema: magnetsko paljenje, svjetlica Bosch W 240 Tl, akumulator 6 V, 8 Ah. — Spojka: s jednom pločom. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 5,33, 2. brzina 3,02, 3. brzina 2,04, 4. brzina 1,54, zagon kotača kardanskom osovinom, maksimalna brzina 165 km/h, nožno mjenjanje brzina. — Okvir: dvostruki cijevni, prednja vilica trokutna, stražnja pregibna, obje s teleskopskim perima. — Gume: 3,50 — 18, tlak u prednjem kotaču 1,4 at, u stražnjem 1,7 at. — Kočnice: s unutarnjim čeljustima, promjer bubnja 200 mm. — Sadržaj rezervoara: 17 l. — Potrošnja goriva: 3,6 l benzina, 0,07 l ulja na 100 km. — Mjere: duljina 2125 mm, širina 722 mm, visina 975 mm, razmak kotača 1415 mm, prohod 135 mm. — Težina: 202 kg.

**Motorna trokotica Isocarro** (Iso, Società p. A., Bresso, Italija). Motor: jednocilindarski, dvotaktni, prisilno hlađen zrakom, provrt 38, stupaj 55, sadržaj 125 cm<sup>3</sup>, stupanj kompresije 6,5 : 1, snaga 6,7 KS kod 5200 o/min. — Električka oprema: zamašni magnet sa generatorom, reflektor s bilux-žaruljom 6V, 35 W, svjetlo za parkiranje i stražnje svjetlo 8 V, 2,8 W, granična svjetla 8 V, 2,8 W, svjetlo kočnice 12 V 3 W, akumulator 6 V. — Spojka: lamelasta u ulju, zagonjenja lancem. — Mjenjač brzina i zagon: ukupni prijenos u 1. brzini 36,8, u 2. brzini 16,5, u 3. brzini 10,1, zagon od mjenjača do kardske osovine lancem 3/8 x 3/8" 6 mm, prijenosni omjer 2,47, zagonski prijenosnik sa diferencijalom 4,875, brzina kod 5000 okretaja motora 44,7 km/h, mjenjanje brzina nožno. — Okvir: od

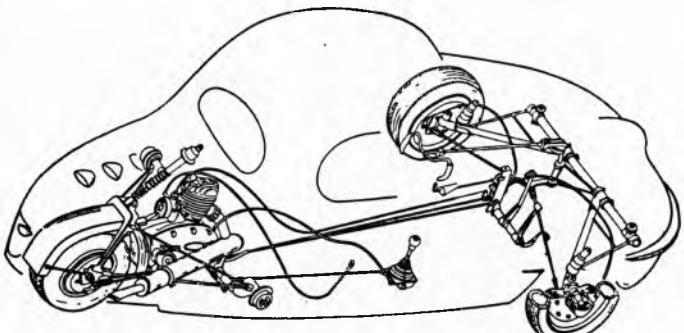
bešavnih cijevi, prednja vilica trapezna. — Gume: 3,25 — 14, tlak u prednjem kotaču 2 at, u stražnjem 2,5 at. — Kočnice: ručna kočnica na transmisiji i prednjem kotaču, hidraulička kočnica na stražnjim kotačima, promjer bubnja 180 mm. — Sadržaj rezervoara: mješavina 20 : 1, 9 l sa rezervom, doseg 180 km. — Potrošnja goriva: 4 l/100 km kod brzine od 50 km/h. — Mjere: duljina 2725 mm, širina 1380 mm, visina 1020 mm, visina sjedala 720 mm, prohod 180 mm. — Težina: 250 kg.

**Lako vozilo \*Tempo A 200\*** (Tempo-Werk, Savezna Republika Njemačka, sl. 290). — Motor: jednocilindarski, dvotaktni, vodom hlađen, sadržaj 200 cm<sup>3</sup>, snaga 7,5 KS. — Električka oprema: motogenerator 6 V, 2 reflektora, granično svjetlo, svjetlo kočnice, stražnje svjetlo, električka truba, pokazivač smjera, električki brisač stakla, rasvjeta instrumentne table. — Mjenjač brzina i zagon: 3 brzine naprijed i 1 natrag, pogon preko prvog kotača lancem u uljnoj kupki, maksimalna brzina 40 km/h pri punom opterećenju, mjenjanje brzina ručno. — Okvir: srednji cijevni s poprečnim gredama, stražnje osovine pregibne sa spiralnim lisnatim perima, prednja vilica sa spiralnim lisnatim perima i gumenim prigušnikom. — Gume: 4,50 x 16". — Kočnice: nezavisna ručna i nožna mehanička kočnica, unutarnje čeljusti. — Sadržaj rezervoara: mješavina 20 : 1, 12 l, — Potrošnja goriva: 6 l/100 km. — Mjere: duljina 4020 mm, širina 1650 mm, visina 1520 mm, razmak osovina 3170 mm. — Korisni teret: 600 kg.



Sl. 292. Uredaji za upravljanje na invalidskom vozilu

**Lako invalidsko vozilo \*Harper MK VI\*** (Engleska; sl. 291). Motor: jednocilindarski, prisilno hlađen zrakom, provrt 59, stupaj 72, sadržaj 197 cm<sup>3</sup>, stupanj kompresije 7,25 : 1. — Električka oprema: zamašni magnet, motogenerator 12 V, 2 reflektora, stražnje svjetla, svjetlo kočnice, pokazivač smjera, električki brisač stakla, električka truba, akumulator 23 Ah. — Spojka: zagonjena lancem 3/8", prenosni omjer 2,15. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 2,94, 2. brzina 1,78, 3. brzina 1,27, 4. brzina izravna, zagon od mjenjača lancem 1/2" prenosnim omjerom 1,5 do zupčanog prenosa s omjerom 3,75 i kardanskom osovinom na jedan stražnji kotač, maksimalna brzina ~ 30 km/h. — Okvir: od profila lake kovine sa čeličnim pojačanjima i spojevima, pregibne osovine s gumenim torzionim perima, dvoradni hidraulički prigušnici. — Gume: 4 x 20. — Kočnice: samo na stražnjim kotačima, hidraulička kočnica za vožnju, mehanička ručna za parkiranje, promjer bubnja 177,8 mm (7"). — Sadržaj rezervoara: 12 l i rezerva za 15 km. — Mjere: duljina 2946 mm, širina 1244 mm, visina 1434 mm. — Upravljanje smjera (sl. 292) je polužno, te se sila upravljanja može regulirati. Ostali elementi za upravljanje izvedeni su kao na motorkotaču. Karoserija je izvedena od poliesterske plastične mase i teži oko 35 kg.



Sl. 293. Lako osobno vozilo \*Fuji Motors Corp.\*

**Lako osobno vozilo** (Fuji Motors Corp., Japan; sl. 293). — Motor: jednocilindarski, dvotaktni, zrakom hlađen, provrt 50, stupaj 62, stupanj kompresije 5,5 : 1, snaga 5,5 KS pri 5000 o/min, momenat okretanja 0,94 kpm pri 3300 o/min, paljenje zamašnim magnetom. — Spojka: sa više ploča u ulju. — Mjenjač brzina: 3 brzine naprijed i 1 natrag, maksimalna brzina 60 km/h. — Okvir: karoserijsko postolje od poliesterske plastične mase sa armaturom od staklene vune. — Gume: 8—4,00. — Sadržaj rezervoara: mješavina 15 : 1, 10 l — Potrošnja goriva: 2,5 l/100 km. — Mjere: duljina 2950 mm, širina 1270 mm, visina 1250 mm, razmak osovina 2000 mm, širina traga 1070 mm, prohod 175 mm. — Težina: 140 kg. — Broj sjedala: 2.

#### VOZILA NA ČETIRI I VIŠE KOTAČA

Vozila na 4 i više kotača služe u vrlo različite svrhe, pa se uglavnom mogu podijeliti na: a) osobne automobile, koji slu-

že za prijevoz manjeg broja osoba; b) autobuse, koji služe za prijevoz većeg broja osoba; c) kombinirane automobile, koji služe za prijevoz manjeg broja osoba i male terete; d) teretne automobile, koji služe isključivo za prijevoz raznovrsnog tereta; e) specijalne automobile, koji služe samo za prijevoz određenih osoba i materijala (bolnički automobile, hladnjake, cisterne itd.); f) vodozemne automobile, koji se mogu upotrijebiti kako na kopnu tako i na vodi, g) radna motorna vozila, koja služe za nošenje u pogon raznih radnih strojeva i naprava kao dizalica, čistilica za ceste i sl., h) vučna kola i traktore, koji služe za vuču prikolice ili raznih radnih alata i naprava.

Za bolje iskorištenje motornih vozila mogu se gotovo na sva gore navedena vozila priključiti prikolice, bilo za osobni bilo za teretni prijevoz. U ovom prikazu nisu obrađeni trkači automobile.

**Osobni automobile.** Prema izvedbi karoserije postoje ove izvedbe osobnih automobile: a) *Roadster* (sportski automobil), otvoreni automobil s jednim redom sjedala i eventualno stražnjim pomoćnim sjedalom bez vrata ili sa 1 ili 2 vratima, s preklopnim krovom i postranim providnim zastorima; b) *Phaeton* (turistički automobil), otvoreni automobil sa 4 ili više sjedala, sa 2 ili 4 vratima, s preklopnim krovom i postranim providnim zastorima; c) *Cabriolet*, otvoreni automobil sa 2 ili više sjedala i eventualno pomoćnim sjedalom, 2 ili 4 vratima, 2 ili 4 postrana prozora koja se spuštaju sa okvirom, s preklopnim krovom sa gornjim i postranim brtvenjem prozora; d) *Kabrio-limuzina*, otvoreni automobil sa 4 ili više sjedala, 2 ili 4 vrata, 2 ili 4 postrana prozora, sa čvrstim krovnim okvirom, ali preklopnim krovom; e) *Coupé*, zatvoreni automobil s jednim redom sjedala i eventualno pomoćnim redom sjedala, 1 ili 2 vrata i 2 ili 4 postrana prozora; f) *Limuzina*, zatvoreni automobil sa 4 ili više sjedala, 2 ili 4 vrata i 4 ili više postranih prozora; g) *Pulman-limuzina*, zatvoreni automobil sa 5 ili više sjedala i eventualno 2 preklopna sjedala ispred stražnjih sjedala, 4 vrata, 6 postranih prozora, pregradnom stjenom između prednjih i stražnjih sjedala, s kliznim ili uvlačenim prozorima.

Težina vozila po sjedalu kreće se od 140 do 425 kg, pri čemu manje težine odgovaraju manjim vozilima. Potrošnja goriva kreće se prosječno od 7,6 do 10,3 l na 100 km po 1 t vlastite težine a na betonskoj cesti, s time da manje vrijednosti odgovaraju većim vozilima.

Niže su navedene osnovne karakteristike nekih automobile raznih kategorija.

\**Zastava 600*\* (Fabrika automobile \*Crvena Zastava\*, Kragujevac, licenca Fiat, Italija; sl. 294). — Motor: 4-taktni Otto-motor hladen vodom, 4 cilindra, provrt 60, hod 56, stupanj kompresije 7 : 1, sadržaj 633 cm<sup>3</sup>, snaga 24,5 KS pri 4600 o/min. Motor je smješten straga. — Električka oprema: generator 12 V, 180 W, električki pokretac motora, akumulator 28 Ah, sva propisana rasvjeta i pribor, rasvjeta motora, rasvjeta instrumentne table, unutrašnjo ogledalo



Sl. 294. Osobni automobil \*Zastava 600\*.

s lampicom koja se pali otvaranjem vrata kraj vozača, pokazivač razine benzina sa svjetlosnom oznakom rezerve, 3 svjetlosna signala, i to za tlak ulja, za temperaturu rashladne vode i za punjenje akumulatora, unutarnja rasvjeta. — Spojka: suha s jednom pločom. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 3,43, 2. brzina 2,07, 3. brzina 1,34, 4. brzina 0,92, brzina natrag 4,34, sinhronizirana 2., 3. i 4. brzina, zagonski prijenosnik 8 : 43, maksimalna brzina 98 km/h. — Okvir i ovješenje kotača: karoserijsko postolje, nezavisno ovješenje kotača, prednje poprečno lisnatno pero djeluje i kao stabilizator zbog asimetričnog pokretanja kotača, stražnja pera cilindrična, dvoradni hidraulički prigušnici. — Gume: 5,20-12. — Kočnice: hidrauličke na sva 4 kotača, ručna mehanička kočnica na bubnju mjenjača. — Sadržaj rezervoara: 27 l. — Grijanje: rashladnom vodom motora. Mjere: duljina 3213 mm, širina 1382 mm, visina 1340 mm, razmak osovina 2000 mm, širina prednjeg traga 1150 mm, širina stražnjeg traga 1154 mm, prohod 165 mm, promjer zaokreta 8,79 m. — Broj sjedala: 4. — Težina: 572 kg.



Sl. 295. Osobni automobil \*Citroën DS 19\*.

\**Citroën DS 19*\* (Francuska; sl. 295). Motor: 4-taktni Otto-motor hladen vodom, 4 cilindra u redu, provrt 78, hod 100, stupanj kompresije 7,5 : 1, sadržaj 1911 cm<sup>3</sup>, snaga 75 KS pri 4500 o/min, maksimalni moment motora 14 kpm pri 3000 o/min, potrošnja goriva 10 l na 100 km kod 75 km/h. Motor smješten sprjeđa. — Električka oprema: generator 6 V, 210 W, akumulator 75 Ah, sva propisana i uobičajena rasvjeta i pribor. — Spojka: suha s jednom pločom promjera 215 mm, automatska, bez pedala za spojku. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 3,545, 2. brzina 1,784, 3. brzina 1,227, 4. brzina 0,851, brzina natrag 3,808, brzine se mijenjaju hidraulički, 2., 3. i 4. sinhronizirane, pogon na prednje kotače, zagonski prijenosnik sa lučnim zubima, prijenosni omjer 9 : 43, maksimalna brzina 140 km/h. — Ovješenje kotača: nezavisno, s koljenastim pregibnim krakom, sistem pera hidro-pneumatski, stabilizator promjera 16 mm, duljine 481 mm. — Upravljanje: s hidrauličkim pojačanjem sile upravljanja. — Gume: prednje 165 × 400, pritisak 1,7 at, stražnje 155 × 400, pritisak 1,4 at. — Kočnice:

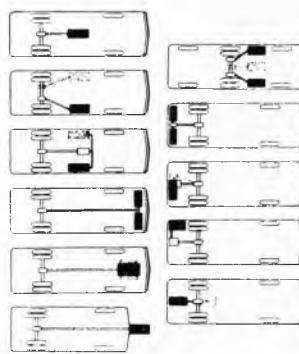


Sl. 296. Osobni automobil \*Pontiac Bonneville Sport\*.

nice: hidrauličke, prednje s pločom promjera 294 mm, stražnje s bubnjem promjera 254 mm, pomoćna kočnica mehanička s nožnom polugom. — Sadržaj rezervoara: 65 l. — Mjere: duljina 4810 mm, širina 1790 mm, visina 1470 mm, razmak osovina 3125 mm, širina prednjeg traga 1500 mm, širina stražnjeg traga 1300 mm, prohod (udesiv) 159 mm, promjer zaokreta 11 m. — Težina: 1170 kg.

\**Pontiac Bonneville Sport*\* (USA; sl. 296). — Motor: Otto V-8, hladen vodom, provrt 103,2, hod 95,2, stupanj kompresije 10 : 1, sadržaj 6377 cm<sup>3</sup>, snaga 300 KS pri 4600 o/min, maksimalni moment motora 58 kpm pri 3000 o/min, motor smješten sprjeđa. — Električka oprema: akumulator 12 V, 61 Ah, sva propisana i uobičajena rasvjeta i pribor, električno dizanje i spuštanje prozora (mogu ih pokrenuti putnici ili upravljati), električko pokretanje prednjih sjedala u 6 raznih položaja. — Spojka: hidraulička. — Mjenjač brzina i zagon: mjenjač automatski, 1. brzina 3,99, 2. brzina 2,56, 3. brzina 1,55, 4. brzina 1,00, zagon kardanskom osovinom, zagonski prijenosnik 3,08 hipoidni, maksimalna brzina 185 km/h. — Okvir i ovješenje kotača: okvir samostalan, prednji kotači nezavisno ovješeni pregibnim krakom, žična cilindrična pera, hidraulički prigušnici. — Upravljanje: s pojačanjem sile upravljanja. — Gume: 8,0-14. — Kočnice: hidrauličke s vakuum-servo-pojačanjem sile kočenja, promjer bubnja 274 mm. — Sadržaj rezervoara: 82 l. — Mjere: duljina 5600 mm, širina 2050 mm, visina 1440 mm, razmak osovina 3150 mm, širina prednjeg traga 1490 mm, širina stražnjeg traga 1510 mm, prohod 165 mm, promjer zaokreta 13,1 m. — Težina: 1983 kg.

**Autobusi.** Autobusi se danas upotrebljavaju za potrebe kako gradskog i međugradskog prometa, tako i turizma. Primjena autobusa utječe na samu njegovu konstrukciju. Gradski je autobus graden s velikim ubrzanjima, malom maksimalnom brzinom, prikladan za često mijenjanje brzina, s niskim podvozjem, koje ima niže težiste a omogućuje i brzo ulaska i izlaska, većim brojem vrata i većim brojem stajališta. Međugradski i turistički autobusi imaju redovito velike brzine i relativno udoban smještaj putnika, a turistički često i povećan vidik. Položaj motora je vrlo različit, a na većim je autobusima obično smješten u ravnni okvira

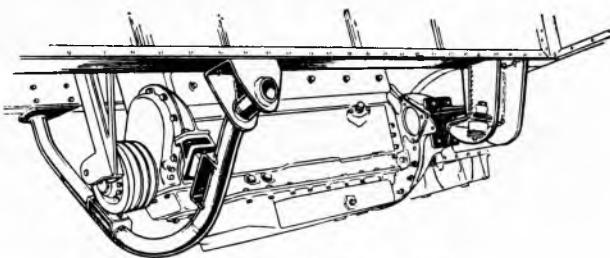


Sl. 297. Razne mogućnosti ugradnje motora u autobus.

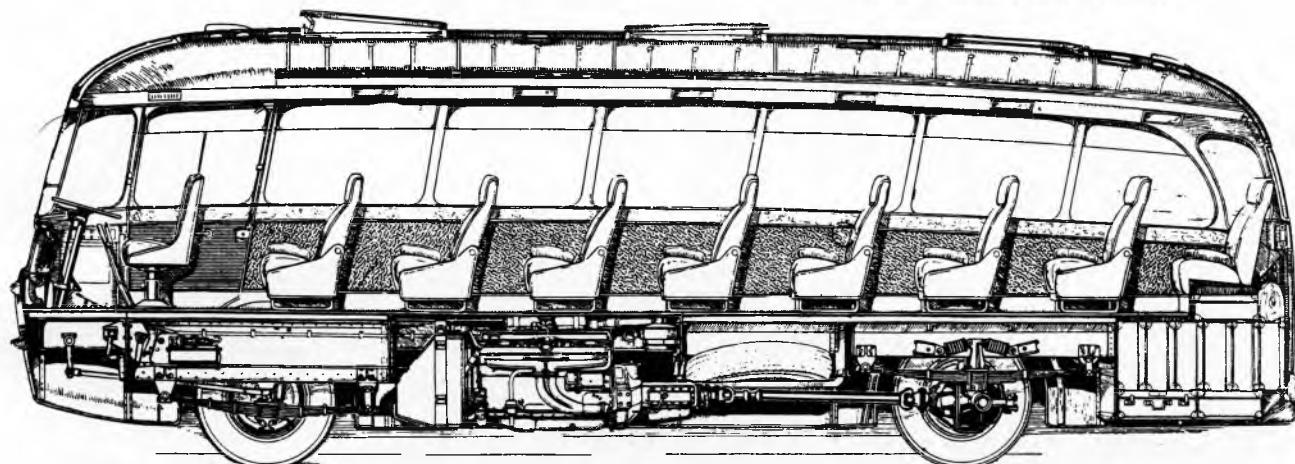


Sl. 298. Mali autobus »Volkswagen«

ili iznad okvira, ali na stražnjem dijelu. U izvedbi sa dva motora obično se ova dva motora upotrebljavaju za pokretanje ili penjanje, dok se za već ubrzano vožnju upotrebljava samo jedan motor. Na sl. 297 prikazane su razne mogućnosti smještaja motora. Snaga motora obično iznosi  $\sim 12$  KS po toni ukupne težine, a najviše se upotre-



Sl. 299. Suterenski smještaj motora



Sl. 300. Turistički autobus »The Harrington Contender«

bljavaju 6-cilindarski ili V-8-motori. Polumjer zaokreta smije iznositi najviše 10 m, pa se stoga veliki autobusi često izvode zglobno.

Karoserija se izvodi od laka čelične konstrukcije ili, još češće, od lako metal. Ugraduje se elastično na okvir ili se, što je češće, izvodi kao karoserijsko postolje. Drvene se karoserije gotovo ne upotrebljavaju, a u nekim su zemljama i zabranjene. Težina vozila po sjedalu kreće se od 90 do 300 kg, pri čemu manje težine odgovaraju manjim vozilima.

Niže su navedene osnovne karakteristike nekih autobusa raznih kategorija.

**Mali autobus »Volkswagen»** (Savezna Republika Njemačka; sl. 298). Motor: 4-taktni Otto-motor hladen zrakom, 4 cilindra u boxser-izvedbi (sa nasuprot smještenim cilindrima), provrt 75, hod 64, sadržaj 1131 cm<sup>3</sup>, stupanj kompresije 5,8 : 1, snaga 25 KS kod 3300 o/min, prisilno hlađenje puhalom automatski regulirano termostatom, motor smješten straga. — Spojka: suha s jednom pločom. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 3,60, uspon 23 %, 2. brzina 2,07, uspon 13 %, 3. brzina 1,25, uspon 7 %, 4. brzina 0,8, uspon 3,5 %, brzina natrag 6,6, razdvojeni dvostepeni zagonski prijenosnik 6,2, maksimalna brzina 80 km/h. — Okvir i ovješenje kotača: okvir kombiniran, nezavisno ovješeni kotači, koljenaste pregibne osovine s čeličnim torzionim perima, dvoradni hidraulički prigušnici. — Gume: 5,50—16. — Kočnice: hidrauličke na sva 4 kotača, ručna mehanička kočnica na stražnjim kotačima. — Sadržaj rezervoara 40 l, doseg 430 km, potrošnja goriva 9,5 l/100 km. — Grijanje: rashladnim zrakom motora. — Mjere: duljina 4100 mm, širina 1700 mm, visina 1900 mm, razmak osovina 2400 mm, širina prednjeg traga 1356 mm, širina stražnjeg traga 1360 mm, prohod 285 mm, promjer zaokreta 11 m. — Broj sjedala: 8 s upravljačem. — Težina: 1070 kg.

**Turistički autobus »The Harrington Contender»** (Engleska; sl. 300). — Motor: Otto-motor zbog udobnosti putnika, jer manje bući i trese, 8 cilindara u redu, sadržaj 5765 cm<sup>3</sup>, stupanj kompresije 6,4 : 1, snaga 160 KS kod 4000 o/min, maksimalni moment motora 39,3 kpm pri 1800 ... 2000 o/min, smještaj motora suterenski (sl. 299). — Spojka: hidraulička. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 3,82, 2. brzina 2,634, 3. brzina 1,45, 4. brzina izravna, brzina natrag 4,3, automatski rad mjenjača u zavisnosti o brzini vozila i opterećenju motora, ručno mijenjanje brzina na volanu za izbor neutralnog položaja i vožnje natrag, a po potrebi i za mijenjanje svih brzina, zagon kardanskom osovinom, zagonski prijenosnik 6,33. — Okvir i ovješenje kotača: karoserijsko postolje, krute osovine, lisnata pera, na prednjoj osovini teleskopski prigušnik. — Kočnice: hidrauličke vakuum-servo na sva 4 kotača, ručna mehanička kočnica na stražnjim kotačima. — Sadržaj rezervoara: 109 l. — Mjere: duljina 9250 mm, širina 2470 mm, širina traga 2050 mm. — Broj sjedala: 26. — Težina: 5690 kg.

**Autobus za duge linije »Greyhound»** (USA; sl. 301). — Motor: 2 motora, jedan kraj drugoga, straga ispod gornjeg prostora za putnike. U slučaju kvara na jednom motoru može se voziti samo sa drugim motorom. Snaga po motoru 150 KS pri 2300 o/min. — Električka oprema: prema propisima. Generator izmjenične struje koja se ispravlja u istosmjernu 24 V. — Spojke: hidrauličke, izjednačuju male razlike u brojevinama okretaja motora. — Mjenjač brzina: 3 sinhronizirane brzine naprijed i 1 brzina natrag, posebni dvobrzinski prijenosnik, maksimalna brzina 96 km/h. — Okvir: karoserijsko postolje, sistemi pera pneumatski. — Upravljanje: s pomoću hidrauličkog servo-uredaja. — Grijanje i hlađenje: grijanje cirkulacijom 56 m<sup>3</sup>/min zraka ventilacionim uredajem, od čega 14 m<sup>3</sup>/min svježi zrak; posebni ventilacioni uredaj kraj svakog sjedala, upravljan od putnika, za izvlačenje dima cigareta i ustajalog zraka. Posebni rashladni uredaj održava temperaturu od 22 °C i za najvećih vrućina. Kod stajanja kompresor rashladnog uredaja gonjen je jednim od oba motora, i to sa 600 o/min i prijenosnim omjerom 3,1 : 1, tako da se kompresor okreće sa 1860



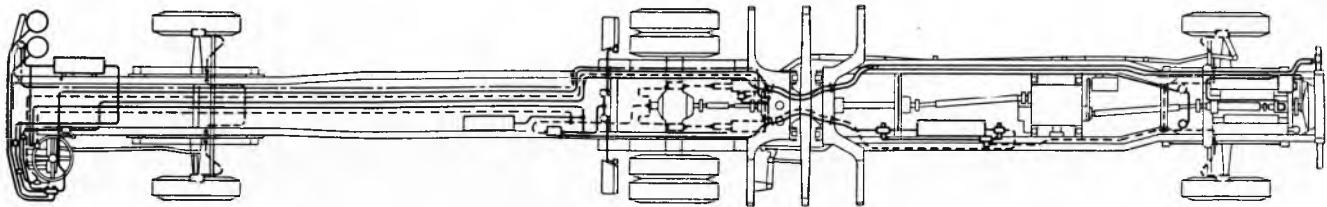
Sl. 301. Autobus za duge linije »Greyhound«



Sl. 302. Gradski autobus »FAP«



Sl. 303. Gradski autobus »Saurer 4 GP«



Sl. 304. Podvozje gradskog autobusa »Saurer 4 GP«

o/min. Mjere: duljina 12 340 mm, visina 3370 mm, razmak osovinha 7200 mm. — Broj sjedala: 43. — Težina: 13,5 t prazan. — Prostor za prijelag: 10,5 m<sup>2</sup> ispod gornjeg prostora za putnike. — S obzirom na duge linije i veliki razmak stanica postoji toaleta čiji se otpad izbacuje s pomoću ispušnog sistema motora.

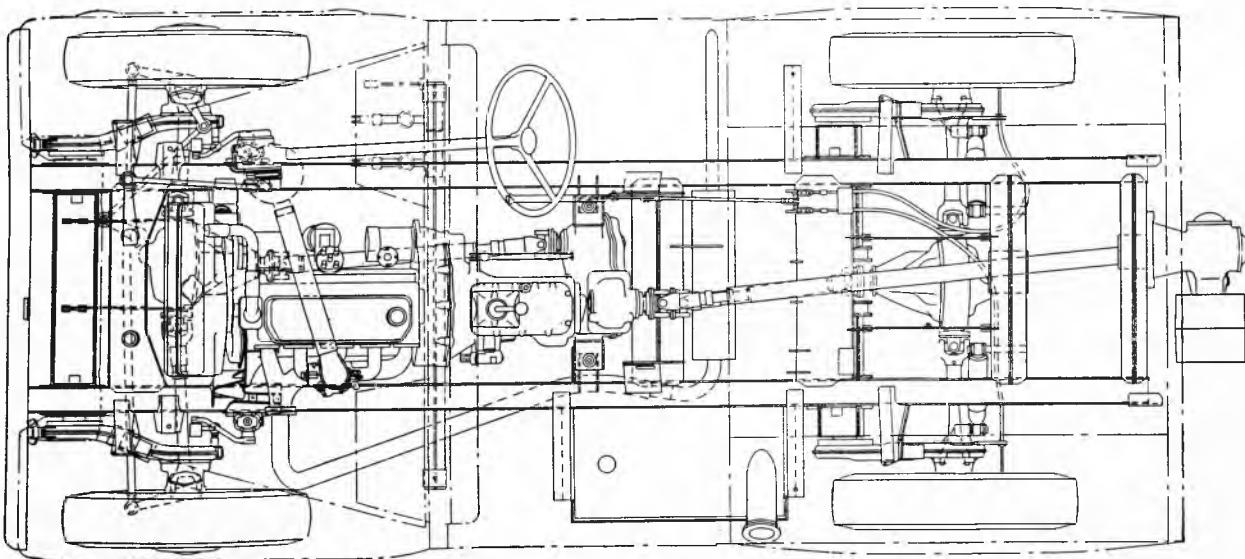
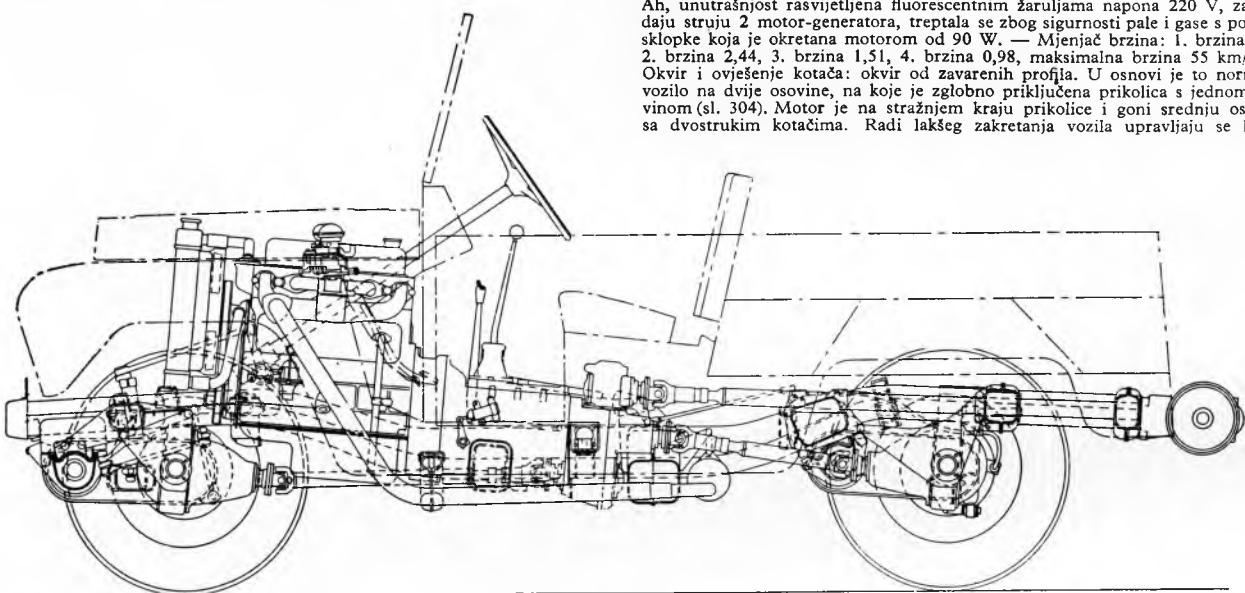
*Gradski autobus »FAP» (Fabrika automobila, Pribor, licenca Saurer, Austrija; sl. 302). — Motor: Diesel, 4-taktni, 6 cilindra, provrt 110, hod 140, sadržaj 8000 cm<sup>3</sup>, stupanj kompresije 18 : 1, snaga 130 KS kod 2000 o/min, maksimalni moment motora 48 kpm. — Mjenjač brzina: 5 brzina naprijed, 1 natrag, maksimalna brzina 65 km/h, uspon 26 %. — Gume: 11,00—20. — Sadržaj rezervoara: 150 l. — Potrošnja goriva i maziva: 22 l/100 km goriva, 0,5 l/100 km ulja. — Zraćenje: s pomoću 10 preklopnih poklopaca na krovu. — Nadgradnja: od čeličnih profila, električki varenih, obloge od dekapiranog lima. — Mjere: duljina 10 050 mm, širina 2460 mm, visina 3020 mm, razmak osovinha 5450 mm, širina prednjeg traga 1900 mm, širina stražnjeg traga 1720 mm, promjer zatvora 16,2 m. — Broj mjesti: 20 sjedala i 60 stajaličnih mesta. — Težina: podvozje 5800 kg, autobus 8630 kg.*

*Gradski autobus »Saurer 4 GP» (Švicarska; sl. 303.) — Motor: 12 cilindara u V-obliku, sadržaj 17 460 cm<sup>3</sup>, snaga 240 KS pri 2000 o/min, maksimalni moment motora 96 kpm pri 1400 o/min. S obzirom na propise u nekim gradovima koji zahtijevaju gašenje motora na svakoj stanicama, motor se zbog čestog pokretanja*



Sl. 305. Kombinirani automobil »Studebaker-Lark«

pokreće komprimiranim zrakom, kako bi akumulator bio što manji. — Električka oprema: svjetla i pribor prema propisima, generator 2 kW, akumulator 150 Ah, unutrašnjost rasvjetljena fluorescentnim žaruljama napona 220 V, za koje daju struju 2 motor-generatora, treptala se zbog sigurnosti pale i gase s pomoću sklopke koja je okretana motorom od 90 W. — Mjenjač brzina: 1. brzina 3,78, 2. brzina 2,44, 3. brzina 1,51, 4. brzina 0,98, maksimalna brzina 55 km/h. — Okvir i ovešenje kotača: okvir od zavarenih profila. U osnovi je to normalno vozilo na dvije osovine, na koje je zglobno priključena prikolica s jednom osovinom (sl. 304). Motor je na stražnjem kraju prikolice i goni srednju osovinu sa dvostrukim kotačima. Radi lakšeg zakretanja vozila upravljuju se kotači



Sl. 306. Terenski kombinirani automobil »Austin Gipsy«

na obje skrajne osovine, s time da se stražnji kotači skreću preko polužja na koje utječe relativno međusobno kretanje prednjeg i stražnjeg dijela vozila. Promjer zaokreta 20 m. — Kočnice: pneumatske s time da se kotači prikolice koče trenutak prije ostalih. Ručna kočnica djeluje preko pneumatskog uređaja na zagonjene kotače. — Grijanje: radijatorima s rashladnjom vodom motora. — Broj sjedala: 30 sjedala i 120 stajanja. — Težina 13 t prazan.

**Kombinirani automobili** služe za prijevoz i osoba i manjih tereta. Gotovo redovito se razvijaju iz postojećeg osobnog automobila, i to tako da se samo mijenja stražnji dio karoserije (sl. 305). Korisni teret im obično ne prelazi 850 kg.

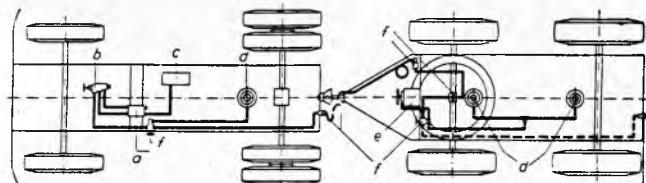
**Terenski kombinirani automobil »Austin Gipsy«** (Engleska; sl. 306). — Motor: po izboru Otto ili Diesel. Otto: 62 KS pri 4100 o/min, sadržaj 2199 cm<sup>3</sup>, maksimalni momenat motora 15,2 kpm kod 1500 o/min, stupanj kompresije 6,8 : 1. Diesel: 55 KS pri 3500 o/min, sadržaj 2178 cm<sup>3</sup>, maksimalni momenat motora 12,3 kpm pri 2800 o/min, stupanj kompresije 20 : 1. — Električka oprema: rasvjeta i pribor prema propisima, akumulator 12 V, 51 Ah. — Spojka: suha s jednom pločom promjera 229 mm uz Otto-motor i 254 mm uz Diesel-motor. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 4,05, 2. brzina 2,35, 3. brzina 1,37, 4. brzina izravna, brzina natrag 5,168, sinhronizirana 2., 3. i 4. brzina, pogon na obje osovine, razvodni prijenosnik s prijenosnim omjerom 1 : 1 i 1 : 2,02, čime se uduvostručjuje broj osnovnih brzina mjenjača; ručicom razvodnog prijenosnika uključuju se prednji kotači pri nižim brzinama, a isključuju pri višim, prijenos snage kardanskim osovinama, zagonski prenosnik 8 : 41. — Okvir i ovješenje kotača: okvir samostalan, varene konstrukcije, sa zatvorenim pravokutnim limenim profilima, nezavisno ovješeni kotači, koljenaste pregibne osovine s gumjenim torzionim perima. — Kočnice: hidrauličke na sva 4 kotača, ručna mehanička kočnica na stražnjim kotačima, promjer bubnja 254 mm. — Mjere: duljina 3530 mm, širina 1696 mm, razmak osovin 2286 mm, širina prednjeg traga 1406 mm, širina stražnjeg traga 1335 mm, prochod 229 mm, promjer zaokreta 11,41 m. — Težina: 1016 kg.

**Teretri automobili** izvode se za korisne terete od 300 kg do 18 t. Kod teretnih se automobila označuju često težine podvozja



Sl. 308. Teretni automobil hladnjaka »TAM 4500«

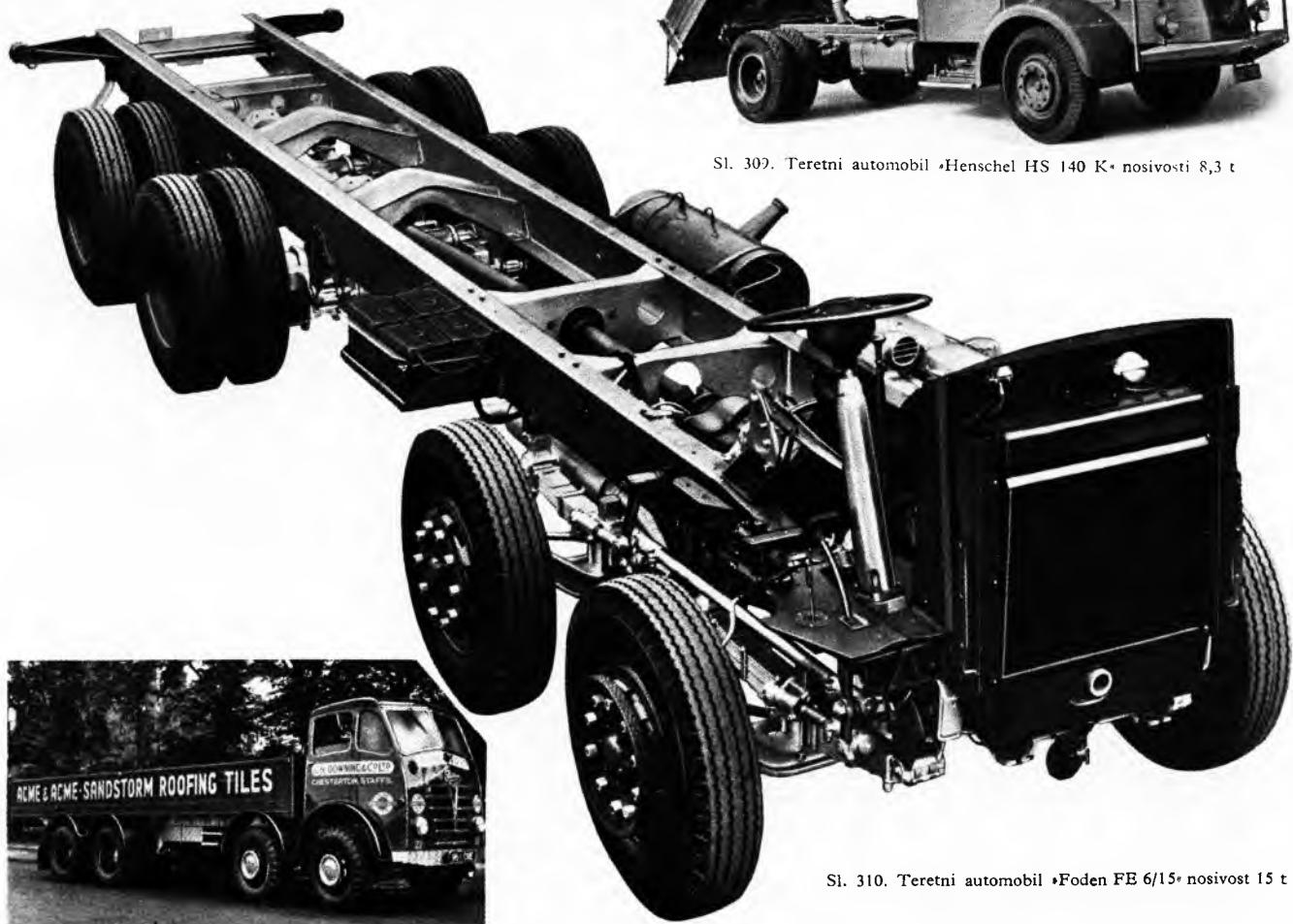
i ukupna dopuštena težina vozila s teretom, jer nadgradnja može biti vrlo različite izvedbe, pa prema tome i težine. Faktor korisnog



Sl. 307. Shematski prikaz hidrauličkog sistema za nagibanje tovarnog prostora (Toussaint & Hess). a motorna pumpa, b preklopni ventil, c rezervoar ulja, d cilindar podizača, e ručna pumpa, f uljni vod s razvodnim ventilom i spojkom



Sl. 309. Teretni automobil »Henschel HS 140 K« nosivosti 8,3 t



Sl. 310. Teretni automobil »Foden FE 6/15« nosivost 15 t

## AUTOMOBILNA VOZILA

tereta podvozja, tj. omjer između težine podvozja i dopuštene ukupne težine vozila i tereta, kreće se od 1 : 2,5 do 1 : 4,5. Faktor korisnog tereta vozila, tj. omjer težine tereta i težine vozila, kreće se od 0,5 do 1,5, gdje manje vrijednosti vrijede za manja vozila. Prostorni koeficijent, tj. omjer korisne površine i korisnog tereta, kreće se od 1,5 do 5 m<sup>2</sup>/t. Manje brojke odgovaraju težim vozilima. Vozila pogonjena Otto-motorom, nosivosti 0,25...3 t, troše na asfaltnim cestama prosječno od 5,5 do 3,6 l goriva na 100 km po 1 t ukupne težine, s time da potrošak goriva pada od lakših do težih vozila. Vozila nosivosti od 3 t naviše imaju prosječni potrošak oko 3,5 l. Vozila nosivosti 2...3 t sa Diesel-motorom imaju potrošak od 3 do 2,7 l/100 km po 1 t ukupne težine, dok se kod težih vozila potrošak kreće oko 2,5 l. — Radi lakšeg i bržeg istovara tovarni se prostor za sipke i grumenaste materijale izvodi s mogućnosti nagibanja bilo na obje strane bilo natrag, ili pak sa sva tri nagiba. Do 8 t korisnog tereta može se tovarni prostor pridizati ručno, bilo mehaničkim bilo hidrauličkim uredajima. Za veće terete upotrebljava se motorni pogon, i to preko hidrauličkih ili pneumatskih uredaja. Pumpa za ulje može biti priključena na motor vozila ili, ako vozilo ima kočenje komprimiranim zrakom, pumpa se za ulje pokreće zračnim motorom. Za slučaj ugradnje se obično i ručna pumpa. — Pneumatski uredaji iskorističuju komprimirani zrak za kočnice (5,5 at), ali s povećanim brojem rezervoara za zrak.

Na sl. 307 je shematski prikazan sistem hidrauličkog uredaja za nagibanje.

Niže su navedene osnovne karakteristike nekih vozila raznih kategorija.

*Laki zatvoreni teretni automobil "Volkswagen"* (Savezna Republika Njemačka). Karakteristike kao malog autobusa "Volkswagen". — Korisni teret: 760 kg. — Težina: 990 kg.

*Teretni automobil "TAM 4500"* (Tovarna automobilov, Maribor, licenca Magirus-Deutz; sl. 308). — Motor: 4-taktni Diesel-motor hlađen zrakom, 4 cilindra u redu, provrt 110, hod 140, sadržaj 5322 cm<sup>3</sup>, snaga 85 KS pri 2300 o/min, maksimalni momeni motora 31 kpm pri 1200 o/min. Motor smješten sprjeđa. — Mjenjač brzina: 5 brzina naprijed i 1 brzina nazad, maksimalna brzina 75 km/h, minimalna brzina 4,5 km/h, maksimalni uspon u 1. brzini 33 %. — Okvir i ovješenje kotača: samostalan okvir od limenih U-profilja, zakrivljana konstrukcija, krute osovine, lisnata pera. — Gume: 8,25-20 eHD. — Kočnice: nožna kočnica pneumo-hidraulička na sva 4 kotača, ručna mehanička na zadnjim kotačima. — Potrošak goriva: 14 l/100 km. Mjere: duljina 7100 mm, širina 2250 mm, visina 2230 mm, razmak osovin 4200 mm, širina prednjeg traga 1800 mm, širina stražnjeg traga 1615 mm, promjer zaokreta 17 m. — Težina: korisni teret 4500 kg, vlastita težina 3800 kg, ukupna težina prikolice 11 700 kg.

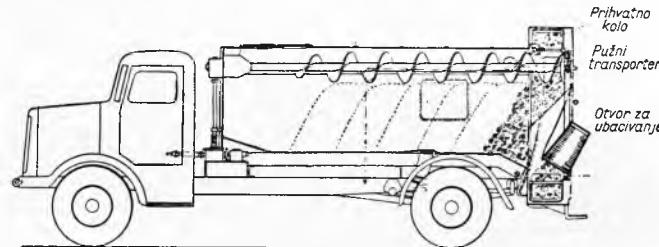
*Teretni automobil "Henschel HS 140 K"* (Savezna Republika Njemačka; sl. 309). — Motor: 4-taktni Diesel hlađen vodom, 6 cilindara u redu, provrt 110, hod 150, sadržaj 8553 cm<sup>3</sup>, snaga 140 KS pri 2200 o/min, maksimalni moment motora 56 kpm pri 1200 o/min. Motor smješten naprijed. — Spojka: suha s jednom pločom. — Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina maks. 7 km/h, uspon 39 %, 2. brzina maks. 12 km/h, uspon 21 %, 3. brzina maks. 17 km/h, uspon 14 %, 4. brzina maks. 27 km/h, uspon 8 %, 5. izravna brzina 41 km/h, uspon 5 %. — Štedna brzina maks. 65 km/h, uspon 2 %, brzina natrag maks. 8 km/h, uspon 32 %. — prijenos snage kardanskom osovinom, dvostepeni zagonski prijenosnik omjera 10,57. — Okvir i ovješenje kotača: samostalan okvir od limenih U-profilja, zakrivljana konstrukcija, krute osovine, lisnata pera. — Gume: 11,00-20 eHD. — Kočnice: nožna kočnica s komprimiranim zrakom na svim kotačima i s priključnicom za prikolicu, ručna mehanička kočnica na stražnjim kotačima, kočenje motorom aktivira se ručicom uz volan kojom se isključuje i dovod goriva. — Potrošak goriva: 25 l/100 km. — Mjere: duljina 7360 mm, širina 2500 mm, visina 2635 mm, razmak osovin 4200 mm, širina prednjeg traga 1880 mm, širina stražnjeg traga 1780 mm, promjer zaokreta 17,5 m. — Težina: podvozje s kabinom 4950 kg, korisni teret 8300 kg, ukupna dopuštena težina 14 750 kg, opterećenje prednje osovine 5 000 kg, stražnje osovine 10 600 kg, dopuštena ukupna težina prikolice 24 000 kg.

*Teretni automobil "Foden FE 6/15c"* (Engleska; sl. 310). — Motor: 2-taktni Diesel hlađen vodom, 6 cilindara u redu, provrt 85, hod 120, sadržaj 4090 cm<sup>3</sup>, snaga 126 KS pri 2000 o/min, maksimalni momeni 48,3 kpm pri 1500 o/min. Motor smješten naprijed. — Električka oprema: rasvjeta i pribor prema propisima, akumulator 24 V, kapaciteta 81 Ah. — Spojka: suha s jednom pločom promjera 400 mm, površine 1745 cm<sup>2</sup>. Mjenjač brzina i zagon: 1. brzina 13,4, maks. 4,4 km/h, 2. brzina 6,18, maks. 9,3 km/h, 3. brzina 3,03, maks. 19,1 km/h, 4. brzina 1,69, maks. 34,2 km/h, 5. brzina izravna, maks. 57,7 km/h, 1. brzina natrag maks. 10,6 km/h, 2. brzina natrag maks. 5,4 km/h, prijenos snage kardanskom osovinom, pužni zagonski prijenosnik omjera 6,25. — Okvir i ovješenje kotača: samostalan okvir od limenih U-profilja, udužni nosači 254 x 101,6 mm, krute osovine, lisnata pera. — Gume: 9,00-20. — Kočnice: nožna kočnica sa hidrauličkim servo-uredajem djeluje na 6 kotača, ručna mehanička kočnica na 4 stražnjih kotača. — Sadržaj rezervoara: 228 l. — Mjere: duljina 9130 mm, visina 2490 mm, razmak osovin 4150 mm, širina prednjeg traga 1930 mm, širina stražnjeg traga 1650 mm, promjer zaokreta 23,2 m, upravljuju se sva 4 prednja kotača. — Težina: prazno vozilo 6700 kg, korisni teret 15 250 kg.

**Specijalni automobili** služe uglavnom za privredne, zdravstvene i komunalne potrebe. Podvozja za ova vozila su većinom podvozja serijskih teretnih ili osobnih automobila. U sasvim specijalnim slučajevima ukazuje se potreba izvjesne prerade tih podvozja ili čak treba podvozje posebno izgraditi za određenu svrhu. Nije rijedak slučaj, kad nekih tipova vozila, da se pri sezonskoj upotrebi specijalnog dijela on po završetku sezone skida s podvozja i na ovo ugrađuje standardni tovarni prostor, pa se vozilo kroz ostalo vrijeme iskoristiće kao teretni automobil.

Niže je prikazano nekoliko najčešće upotrebljavanih specijalnih automobila.

*Automobili za odvoz kućanskih otpadaka i smeća* grade se sa sadržajem spremnika od 5 do 15 m<sup>3</sup> pa se služe podvozjima od 3,5 do 7 t. Glavni su problemi ovih vozila da se korisni prostor što bolje ispunji i da se prilikom usipavanja



Sl. 311. Automobil za odvoz smeća (MAN)

smeće ne praši prema okolini. U tu svrhu služe vrlo različiti sistemi. Na sl. 311 prikazan je uredaj s prihvativim rotirajućim kolom i pužnim transporterom. Pražnjenje se vrši nagibanjem spremnika natrag hidrauličkim podizacom, pri čemu se spremnik automatski otvara. Važno je da postoji što bolja mogućnost povremenog čišćenja spremnika.

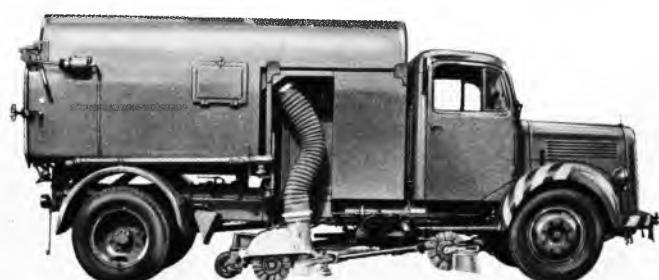
*Automobil za odvoz fekalija*. Spremnik tog specijalnog vozila puni se tako da se u njemu izazove podtlak s pomoći pumpe, uslijed čega se fekalije usisu u spremnik. Prazni li se sadržaj na više mjesto, na pr. u vagona cisterne, istom se pumpom stvara u spremniku pretlak koji istiskuje sadržaj. Visina podtlaka 95 %, a pretlaka ~ 1,5 at. Sadržaj spremnika 3000 do 6000 l, pa se upotrebljava podvozjem od 3,5 do 7 t. Radi boljeg iskoristitelja mogu se ova vozila lako preudefinirati i za polijevanje cesta.

*Cisterne za prijevoz tekućih goriva* izvede se većinom od aluminija, kako bi korisni teret bio što veći. Sigurnosne mjere zahtijevaju električko uzemljenje vozila, osiguranje protiv površenja tlaka u cisterni i opće mjere sigurnosti protiv požara. Na cisterni sadržaju 16 400 l jedna je od stražnjih osovina zagonjena pužnim prenosnikom, dok druge služi kao nosiva osovina. Jedan primjer sheme punjenja i pražnjenja cisterne prikazan je na sl. 312. Kao što se vidi, pražnjenje se može vršiti izravno ili preko mjerila protoka. Veće cisterne imaju vlastitu motornu i ručnu pumpu, koje se mogu iskoristiti za punjenje i pražnjenje.

*Automobil za prijevoz bolesnika* ima gotovo isključivo standardna podvozja ili lakih teretnih automobila.

**Radna motorna vozila** vrše ili izravno neki rad ili daju mogućnost obavljanja raznih poslova na promjenljivim mjestima odnosno u terenskoj službi. I ova vozila upotrebljavaju većinom standardna podvozja koja se mogu sezonski iskoristiti u razne svrhe. Niže je opisano nekoliko najviše upotrebljavanih radnih vozila.

*Automobili za čišćenje ulica* vrše čišćenje obično valjkastim, trakastim ili tanjurastim četkama, uz polijevanje ulice. Nečistoća se s pomoći četaka na beskonačnoj traci ubacuje u vredrači transporter koji je izbacuje u spremnike (~ 3 m<sup>3</sup>) ili se izravno s ceste pneumatski usisava u spremnik (sl. 313). Rezervoari za vodu su obično sadržaja 600...800 l. Četke se redovito okreću sa ~ 55 o/min, dok se voži kreće brzinom od 7 ... 10 km/h, i to u 2. ili 3. brzini. Snagu za radove daje motor vozila. Kapacitet čišćenja ~ 20 000 m<sup>2</sup> na sat. Upotrebljava se podvozje nosivosti 3,5 t. Pražnjenje spremnika vrši se obično nagibanjem spremnika natrag.



Sl. 313. Automobil za čišćenje ulica (Mercedes-Benz)

*Automobil za pranje asfaltnih ili općenito tvrdih, glatkih cesta* (sl. 314) pere cestu mlazom vode pod pritiskom do 10 at, a u količini do 1000 l/min. Kapacitet rezervoara od 3500 do 6500 l, pa se iskorističu podvozja od 3,5 ... 7 t. Brzina vožnje do 20 km/h, tj. ~ 330 m/min. Istim automobilom može se vršiti i samo polijevanje cesta protiv prasine, u koju se svrhu troši 900...1200 l/km uz brzinu od 25 km/h. S pumpom kapaciteta 450 l/min može se politi 3,2 ... 6 km ceste u vremenu od 8 ... 14 min, a uz naprijed navedene kapacitete rezervoara. Širina polijevanja traga može se mijenjati, a kreće se do maksimalno 20 m. Ako se ugradi odgovarajuća pumpa, može se iskoristiti i morska voda. Ovakvi automobili mogu služiti i za dobavu vode u sušnim vremenima, za crpenje vode iz po-



Sl. 314. Automobil za pranje i polijevanje ulica (Berliet)



Sl. 315. Motorna štrcaljka velikog dosegaa (Berliet)



Sl. 316. Motorne ljestve (Magirus)

plavljenih prostorija, kao i za ispmoć pri gašenju požara. Priklučenjem ralice ispred vozila ono se može upotrijebiti i za čišćenje snijega.

*Automobil za čišćenje kanala i taložnica.* Isisavanjem zraka s pomoću posebne pumpe stvara se u spremniku 95%tni podtlak, kojim se može za nekoliko sekunda usisati sadržaj do 2,5 m dubine. Da bi se talog što bolje isisao, ubrizgava se u talog po potrebi mlaz vode, koja se nalazi u drugom dijelu spremnika pod pritiskom od 1,5 ... 2 at. Voda iz spremnika za talog odvaja se u spremnik za vodu kako bi se ponovno iskoristila. Kapacitet spremnika kreće se od 1,5 do 4 m<sup>3</sup>, pa se upotrebljava podvozje od 3,5 ... 7 t. Radi lakšeg rukovanja sa cijevi za usisavanje njezinu težinu prihvata sila pera. Pražnjenje spremnika vrši se obično nagibanjem spremnika natrag.

Za vatrogasnú službu upotrebljavaju se vozila za motorne štrcaljke, za nošenje mehaničkih ljestava i kao kombinirana vozila sa raznim priborom.

*Motorna štrcaljka* velikog dosegaa prikazana je na sl. 315. Opremljena je prostorom za 11 ... 13 osoba, pumpom kapaciteta 120 m<sup>3</sup>/h, pritiska 16 at s visinom usisavanja 6 m, i cijevima duljine 2000 m i promjera 110 mm. Brzina

vozila 85 km/h sa dosegom od 500 km. Snaga motora 120 KS pri 2200 o/min. Ukupna težina vozila 11 350 kg.

*Motorne ljestve* za vatrogasnú službu prikazane su na sl. 316. Prostor za osoblje izveden je za 7 osoba. Okvir je od prešanog čeličnog lima U-presjeka sa zakivanim poprečnim gredama. Iznad stražnje osovine ugrađen je stalak za okretni stol i mehaničkim ljestavama. Pogon za ljestve uzima se iz mjenjača brzina i prenos i pomoći kardanske osovine. Uključivanjem pogona za ljestve automatski se blokira pogon za vožnju, tako da je vožnja nemoguća dok god nisu ljestve uvučene i spuštene. Ljestve se izvode od čeličnog lima velike čvrstoće. Rukovanje ljestvama je potpuno automatski osigurano od krivih zahvata. Djelovanje pera stražnje osovine isključuje se djelovanjem ručnog kola na stražnjem dijelu vozila. Isto tako se isključuju elasticit guma s pomoći 4 uporna vretena (sl. 317). Osoba na vrhu ljestava je telefonski povezana s ostalima. Za potrebe spasavanja ne-moćnih osoba može se po ogradi ljestava povlačiti poput dizala koš za dvije osobe. S okretnom štrcaljkom na vrhu ljestava mogu se one iskoristiti za gašenje požara. U složenom stanju mogu se ljestve upotrijebiti kao dizalica za teret do 3000 kg. Ljestve se okreću za 360°. Niže su navedene osnovne karakteristike motornih ljestava Magirus DL 50.

Visina ljestava	50 m.	Uvlačenje	43...48 sek.
Broj ljestava	7	Okretnje za 90°	22 sek.
Opterećenje vrha izvučenih ljestava pod nagnjenjem 75°	325 kp	Istovremeno nagibanje do 75°, izvlačenje i okretnje za 90°	60 sek.
Doseg ljestava u granicnom položaju	10,5 m	Ukupna težina	15 090 kg
Doseg složenih ljestava	12,5 m	Težina podvozja	6 500 kg
Vrijeme nagibanja do 75°	36...40 sek.	Duljina	10 200 mm
Vraćanje na 0°	38...42 sek.	Širina	2 550 mm
Izvlačenje	47...50 sek.	Visina	3 200 mm
		Snaga motora	170 KS

*Kombinirani vatrogasni automobil* sadrži, npr., cisternu za 2500 l vode, prostor za 7 ljudi, 200 m cijevi promjera 70 mm, 120 m cijevi promjera 45 mm, 4 usisne cijevi promjera 110 mm i duljine po 2 m, pomoćne ljestve, 2 pokretna koluta za 200 m cijevi promjera 70 mm. U vozilu je ugrađena pumpa kapaciteta 60 m<sup>3</sup>/h i pritiska 18 at, te okretni kolut za 80 m gumene cijevi promjera 22 mm. Ukupna težina vozila 9500 kg, snaga motora (Diesel) 100 KS na 2200 o/min. Duljina 7260 mm, visina 2600 mm, širina 2250 mm.

U radne automobile spadaju, nadalje, pokretnе dizalice (sl. 318), automobili za uzdržavanje postrojenja, pokretnе mehaničke radionice, poštanski i telegrafski uređaji koji se primjenjuju na velikim sportskim priredbama, sajmovima, izložbama i sl., automobili za radio i televizijske prijenose, automobili za konferencije, pokretnе ambulante, knjižnice itd.

*Vodozemni automobili* voze po zemlji kotačima a po vodi plove uz pogon propelerom. Imaju plovne osobine; karoserija im je nepropusna, postoji pravilan omjer između težine vozila i težine istisnute vode, kutovi ulaza u vodu i izlaza iz nje odgovaraju plovnosti, a tako i kutovi bočnih nagiba vozila. Radi izlaza iz vode treba osigurati vučnu silu dovoljnu za penjanje na kosu obalu, jer dok je vozilo još u vodi, adheziona je sila kotača manja zbog manjeg pritiska na osovinu. Pri izlazu iz vode treba da surađuje i propeler, pa njegov pogon mora biti takav da je i u malo broj okrećaja kotača broj okrećaja propelera velik.



Sl. 317. Podvozje motornih ljestava (Magirus)



Sl. 318. Pokretna dizalica 2,3 t, s podupiranjem 9,1 t (Wilhag)



Sl. 319. Samostalna vučna kola (Kramer)

**Vučna kola** su zapravo teretni automobili s vrlo skraćenim razmaka osovina. Prednost im je pred teretnim automobilom da ne moraju čekati na istovar odnosno utovar ako taj traje dulje vrijeme. Izvode se i kao samostalna vučna kola (sl. 319), ali većinom kao nasjedna vučna kola (sl. 320). Prednost je nasjednih vučnih kola što imaju mali polumjer zaokreta (sl. 321), što im prikolice ne moraju



Sl. 320. Nasjedna vučna kola 92 KS (Fiat)

imati prednje kotače, a ujedno se povećava opterećenje stražnje osovine vučnih kola, čime se postiže povećana adhezija. Grade se do najvećih snaga, a razmak osovina kreće se od 2,40 do 3,40 m. Vučna kola služe isključivo za transportne svrhe po cestama, dok se traktori upotrebljavaju prvenstveno za radove u poljoprivredi, šumarstvu i sl.



Sl. 321. Nasjedna vučna kola \*Mercedes-Benz LS 3500\* u zaokretu

**Traktori.** Vučna sila traktora, koja bi se izračunala iz momenta okretaja motora prema jednadžbi

$$F = \frac{M \eta i}{r} - f G,$$

gdje je  $M$  moment motora,  $\eta$  stupanj djelovanja zagonskog mehanizma,  $i$  prijenosni omjer,  $r$  dinamički polumjer zagonjenih kotača,  $f$  koeficijent otpora kotrljanja i  $G$  ukupna težina traktora, ne može se u potpunosti iskoristiti jer se ne može postići potrebna adheziona sila na obodu kotača. Ta sila zavisi od koeficijenta trenja  $\mu$  i opterećenja kotača, te se vučna sila u zavisnosti o adhezionoj sili može izračunati iz jednadžbe

$$F = \frac{\mu G_s a + \mu f Gr}{a - \mu h},$$

gdje je  $G_s$  opterećenje stražnje osovine,  $a$  razmak osovine i  $h$  visina hrvatišta vučne sile  $F$  od tla (sl. 322).

Vrijednosti za  $\mu$  i  $f$  iznose:

za poljoprivredne gume:

na betonu	$\mu = 0,87, f = 0,02$	uz klizanje
na najpovoljnijem tlu	$\mu = 0,85, f = 0,04$	nje od
na suhoj oranici	$\mu = 0,65, f = 0,07$	35%
na gnjecavom tlu ili pijesku	$\mu = 0,35, f = 0,2$	

za gusjenice:

na najpovoljnijem tlu	$\mu = 1,25, f = 0,06$ do 0,03
na suhoj oranici	$\mu = 0,85, f = 0,07$
na gnjecavom tlu ili pijesku	$\mu = 0,65, f = 0,1$

Na sl. 323 prikazan je utjecaj izvedbe kotača na bilansu snage.

2. i 4. traktor gonjeni su na sva 4 kotača.

Proračun vučne sile ili slike ima više informativno značenje, pa se veća vrijednost polaze na rezultate dobivene ispitivanjem traktora na terenu.

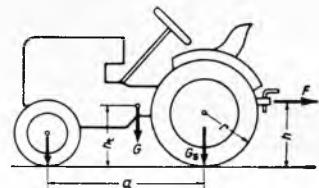
Djelovanjem vučne sile može doći do pridizanja prednjih kotača, pa se poljoprivredni alati vješaju nešto niže, zbog opasnosti prebacivanja traktora, dok se prikolice vješaju nešto više, kako bi se povećala adheziona sila stražnjih kotača, ali u granicama koje osiguravaju dovoljnu

djelovanjem vučne sile na prednjim kotačima za potrebe upravljanja. Radi povećanja adhezije sile gonjenih kotača oni se opterećuju utezima ili se gume ispunjavaju vodom (sl. 324). Za puno iskorištenje težine traktora u adhezione svrhe primjenjuje se pogon na sva 4 kotača, u kojem se slučaju često prva osovine statički opterećuju s 2/3 ukupne težine vozila.

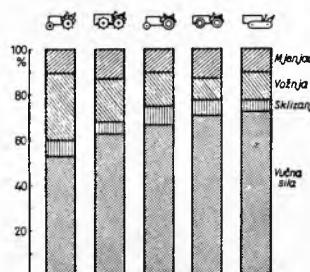
Na sl. 325 prikazana je shematski izvedba traktora s kotačima i traktora s gusjenicama,

Traktor gusjeničar je osobito pogodan za teške terene, a i za tla koja ne podnose visoke pritiske. Specifični pritisak gusjenice na tlo kreće se u granicama od 0,3 do 0,7 kp/cm<sup>2</sup>, a kotača od 3 do 5 kp/cm<sup>2</sup>. Na sl. 326 prikazana je kombinirana primjena kotača i gusjenice kod traktora sa pogonom na sva 4 kotača.

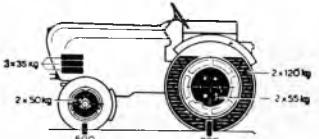
**Motor.** Za pogon traktora dolaze u obzir motori s užarenom glavom, Otto-motori na pogon benzinom ili motornim petrolejem i Diesel-motori. Danas si sve više probijaju put Diesel-motori i motori hlađeni zrakom, a za manje jedinice dvotaktni motori. Karakteristike motora za traktore sve se više približavaju karakteristikama motora drugih



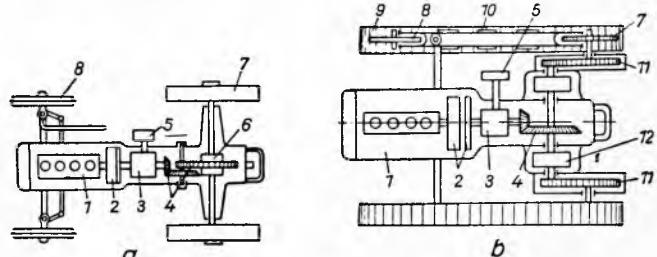
Sl. 322. Djelovanje sile na traktoru



Sl. 323. Utjecaj izvedbe kotača na bilansu snage



Sl. 324. Pregled dodatnog opterećenja traktora od 33 KS



Sl. 325. Shema standardne izvedbe traktora s kotačima (a) i gusjeničara (b). 1 motor, 2 spojka, 3 mjenjac brzina, 4 zagonski prenosnik, 5 remenica, 6 diferenzial, 7 pogonski kotač, 8 prednji odnosno naponski kotač, 9 gusjenica, 10 vozno kolo, 11 drugi stupanj zagonskog prenosnika, 12 mehanizam upravljanja

motornih vozila. U čestim slučajevima kad traktor treba da bude što lakši (za izvjesne poljoprivredne rade) ugraduju se sve više brži, a time i lakši motori, s time da se kod teških rada traktor dodatno opterećuje. U projektu se traktori s kotačima izrađuju sa snagom od 15...60 KS, a traktori s gusjenicama sa snagom od 25...90 KS. Pojedine teške izvedbe imaju snagu i preko 160 KS.

već se stupnjevanje mora prilagoditi potrebi obrade tla. Od mjenjača se obično odvaja pomoćna osovina za pogon alata, remenica (540 ili 850 o/min), a eventualno i pogon za kosilicu, koji ima ugrađenu sigurnosnu spojku zbog tvrdih predmeta koji bi mogli doći i među zube kosilice.

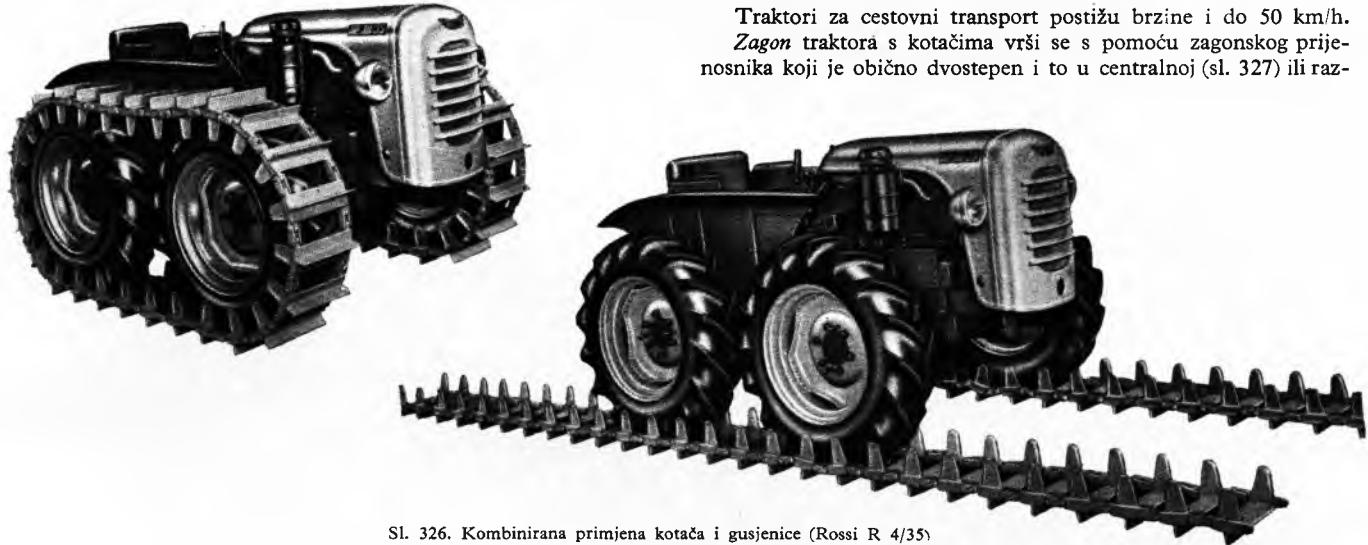
Niže je naveden primjer prijenosnih omjera mjenjača sa 9 brzina naprijed i 5 natrag.

Naprijed 4,31 3,41 2,94 2,55 2,16 1,71 1,48 1,28 1,03.

Natrag 3,06 2,42 2,09 1,81 1,46.

Traktori za cestovni transport postižu brzine i do 50 km/h.

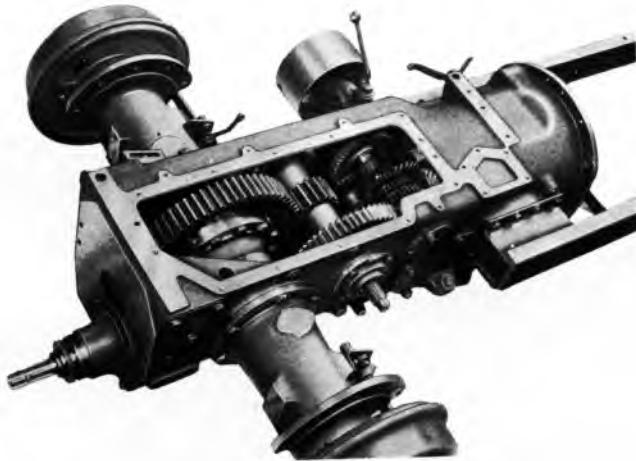
Zagon traktora s kotačima vrši se s pomoću zagonskog prijenosnika koji je obično dvostepen i to u centralnoj (sl. 327) ili raz-



Sl. 326. Kombinirana primjena kotača i gusjenice (Rossi R 4/35)

*Spojke* se izvode većinom kao suhe s jednom pločom ili, u manjoj mjeri, sa više ploča, a također kao hidrauličke spojke. Veličine suhe spojke s jednom pločom za neke momente motora:

Moment motora u kpm	5,4	13	18,9	30	67
Vanjski promjer u mm	254	275	320	352	466
Unutarnji promjer u mm	150	172	250	204	202



Sl. 327. Dvostepeni prijenosnik centralne izvedbe

*Mjenjači brzina* izvode se kao stupnjevani, a tek se u novije vrijeme pojavljuju kontinuirani mjenjači, i to hidrostatički. Stupnjevani se izvode s kliznim zupčanicima i sve više sa stalno uzbljenim zupčanicima, s uključivanjem s pomoću zubatog tuljka.

Poljoprivredni traktori zahtijevaju brzine od 0,4 do 20 km/h, što se pretežno postiže sa 5 brzina, a nisu rijetke izvedbe i sa 10 brzina u želji za što finijim stupnjevanjem, a time i ekonomičnjim iskorištenjem traktora. Ugradnjem izvrstivog pretprijenosnika može se udvostručiti broj osnovnih brzina. Za vožnju natrag upotrebljavaju se većinom 1 ili 2 brzine, a ima izvedba gdje je isti broj brzina i naprijed i natrag. Kod poljoprivrednih traktora nije poželjno geometrijsko stupnjevanje mjenjača,

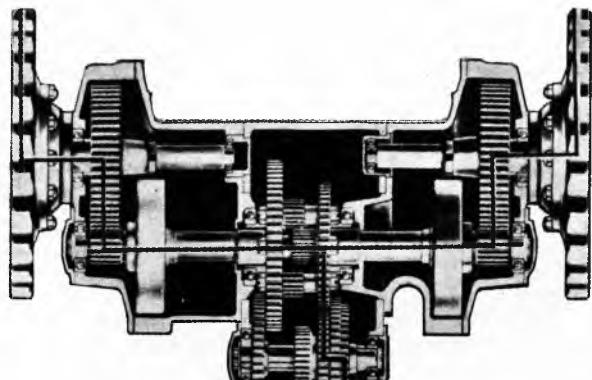
dvojenoj izvedbi. Prijenosni omjeri dvostepenih zagonskih prijenosnika kreću se od  $3,47 \times 4,75$  do  $4,85 \times 6,15$ . Sve ove izvedbe imaju mehanizam za izjednačenje s mogućnosti blokiranja njegovog djelovanja. U krivini se mora isključiti blokiranje, što se često vrši automatski.

Zagon traktora gusjeničara vrši se s pomoću dvostepenog ili trostepenog razdvojenog prijenosnika (sl. 328). Prijenosni omjer kreće se od  $2,56 \times 4,85$  do  $2,79 \times 9,94$ .

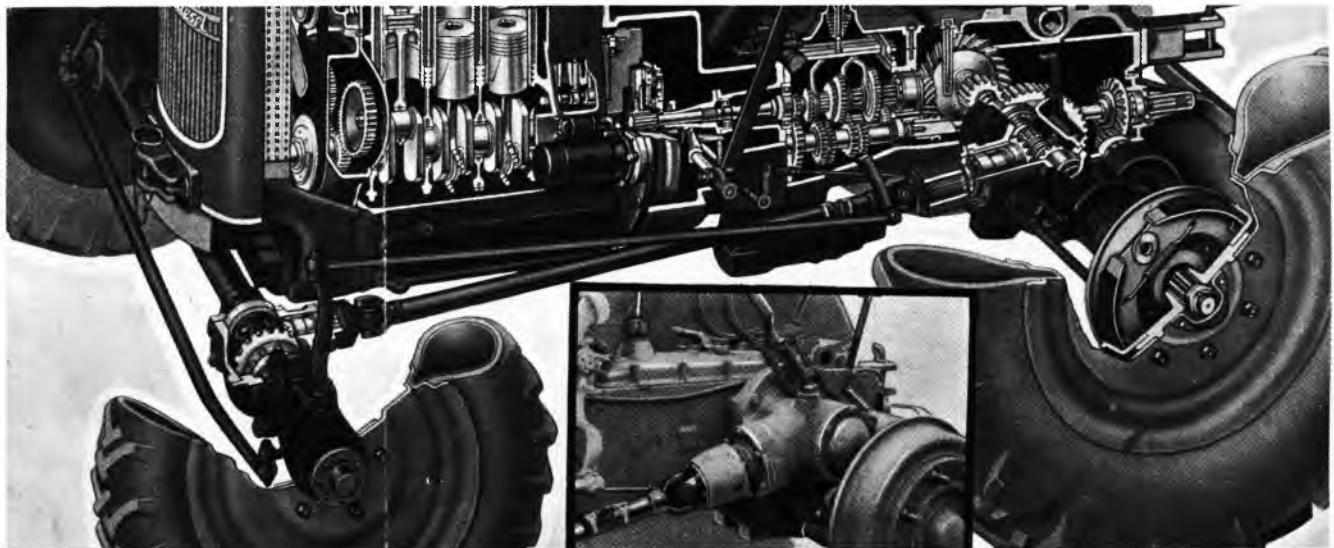
Na sl. 329 prikazan je primjer zagona na sva 4 kotača.

*Ovoješenje kotača i gusjenica na traktoru.* Prednje osovine traktora s kotačima izvode se pretežno kao krute. Prednja osovina može biti izvedena za jedan kotač (sl. 330), za udvojeni kotač (sl. 331) i za dva kotača (sl. 332). Jedan kotač odnosno udvojeni kotač uvjetuju poljoprivredne potrebe. Širina traga prednje osovine poljoprivrednog traktora mijenja se produljenjem osovine (sl. 334), dok se stražnji trag mijenja kombinacijom učvršćenja kotača. Prednja se osovina izvodi bez sistema pera, s jednim poprečnim lisnatim perom (sl. 333), ili osovinu predstavljaju dva poprečna lisnata pera. U prva dva slučaja je osovina ovješena na traktor zglobovno putop vagi. Po potrebi se osovina podupire zglobovnom upornicom.

Prednje osovine traktora gusjeničara izvedene su kruto, s nezavisnim ovješenjem uz primjenu natog pera (sl. 335) ili



Sl. 328. Dvostepeni prijenosnik razdvojene izvedbe



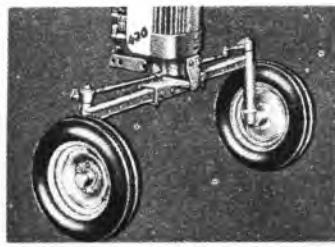
Sl. 329. Primjer zagona na sva 4 kotača

koljenaste pregibne osovine i torzijskog pera, ili s ovješenjem poput vase (sl. 336).

Stražnje su osovine kod obiju izvedaba traktora krute i bez sistema pera.



Sl. 330. Prednja osovinica s jednim kotačem



Sl. 332. Prednja osovinica standardnog traktora s dvjema kotačima



Sl. 331. Prednja osovinica s udvojenim nezavisno ovješenim kotačima

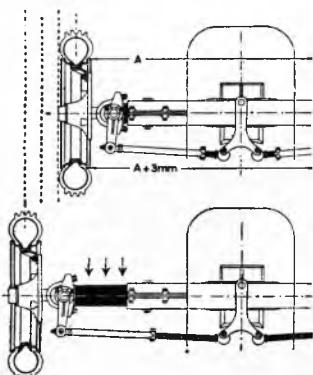


Sl. 333. Prednja osovinica s jednim perom

*Kotači i gume.* Kotači se danas pretežno izvode s pneumatikama, i to s dubokim obručem. Oglavlja se izvode tanjurasta od čeličnog lima, a rjeđe sa žbica ma od čeličnih traka.

Gume prednjih kotača izvode se u veličinama od 4,00 — 12 do 7,50 — 20, a stražnjih od 0,80 — 20 do 12,75 — 28, odnosno 7 — 24 do 12 — 38. Pritisak zraka u prednjim gummama 2...2,5 at, a u stražnjim u prosjeku 1 at za rad na oranici, a za vožnju na cesti 1,5 at.

*Gusjenični sklop* (sl. 337) sastoji se od pogonskog kotača 1, naponskog kotača 3 s naponskim uređajem, nosača gusjenice 4, voznih kola 5, potpornih kola 2 i gusjenice 6. Na sl. 338 prikazani su shematski raz-



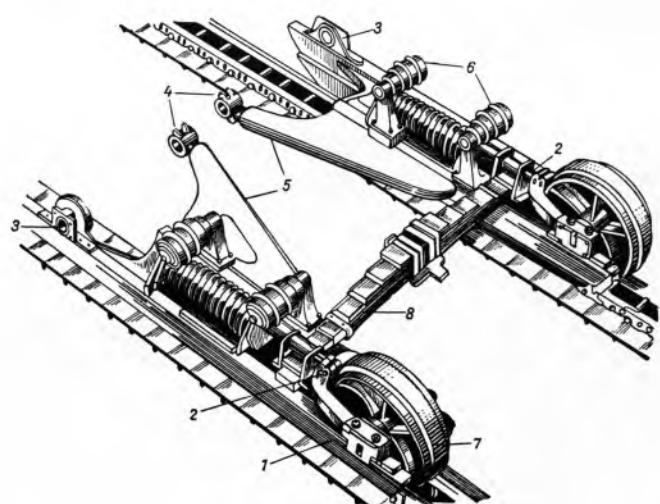
Sl. 334. Širenje prednjeg traga produljenjem osovine (Allgaier)

ni sistemi izvedbe odnosno ovješenja gusjeničnog sklopa. Pogonski je kotač izведен poput lančanika s ozubljenjem koje odgovara izvedbi gusjenice. Naponski se kotač izvodi s ravnim vijencem. Primjer naponskog uredaja prikazan je na sl. 339. Članci gusjenice izvode se lijevanjem ili prešanjem. Ljeveni i neobradivani članci traju znatno kraće vrijeme (1200...2000 sati) od sastavljenih i vučenih članaka. Svornjaci zglobova podmazuju se samo kod najboljih izvedaba. Za postizavanje tihog hoda izvode se i gumeni zglobovi članaka gusjenice, a gumom se oblažu i članci i kola.

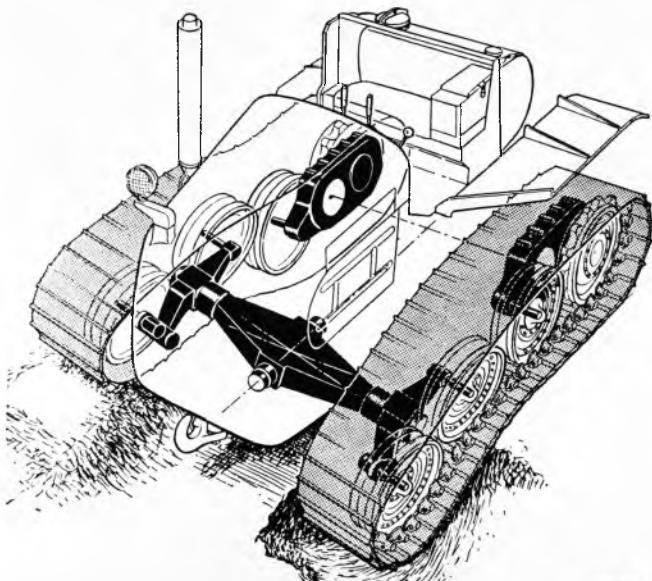
*Upravljanje* traktorom s kotačima vrši se u principu na isti način kao i automobilom. Traktorima gusjeničarima upravlja se ubrzanjem odnosno usporenjem jedne od gusjenica. To se vrši: a) s pomoću diferencijala i kočnica na poluosovinama (sl. 340); b) s pomoću dvostrukih diferencijala i kočnica na zupčanicima diferencijala (sl. 341); c) s pomoću planetarnih zupčanika (sl. 342) i d) s pomoći spojki za upravljanje (sl. 343 i 344).

Kod izvedbe a) ubrzava se kočenjem lijeve poluosovine desna poluosovina uslijed čega dolazi do zaokretanja traktora nalijevo. Ovaj se sistem malo upotrebljava zbog visokog opterećenja transmisije i motora. Kad se zakopiči kočnica 1 kod izvedbe b) (sl. 341), počinje satelit 2 kružiti po osigetu zupčanika 3, a time i oko svoje osi. Na taj se način i poluosovina 4 okreće manjim brojem okretaja od poluosovine 5. Kad se otpusti kočnica 1 kod izvedbe c) (sl. 342) i time oslobođi sunčani zupčanik 2, i kad se pritegnje kočnica 3, usporava se poluosovina 4, uslijed čega dolazi do zakretanja traktora nalijevo. Kod izvedbe d) (sl. 343) se isključenjem spojke i istovremenim kočenjem bubenja 1 spojke 3 usporava osovinu 2, čime dolazi do okretnja traktora.

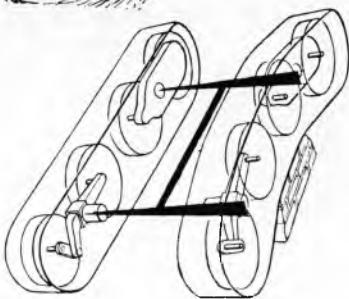
Kod većih traktora sila se za upravljanje pojačava s pomoći posebnih servo-uredaja.



Sl. 335. Ovješenje gusjenice poprečnim lisnatim perom. 1 nosač gusjenice, 2 nazetni uredaj, 3 ležaj stražnjeg ovješenja gusjenice, 4 ležaj ovješenja okvira, 5 viljuške, 6 potporna kola, 7 naponski kotač, 8 lisnato pero



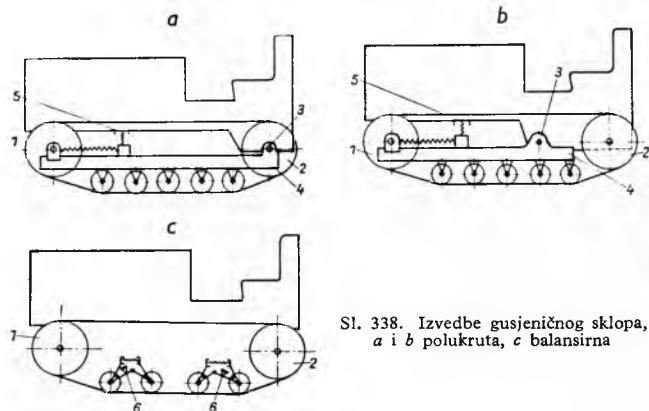
Sl. 336. Ovješenje prednje osovine poput vase (Vickers VR 180)



Sl. 337. Gusjenični sklop. 1 pogonski kotač, 2 potporno kolo, 3 naponski kotač, 4 nosač gusjenice, 5 vozno kolo, 6 gusjenica

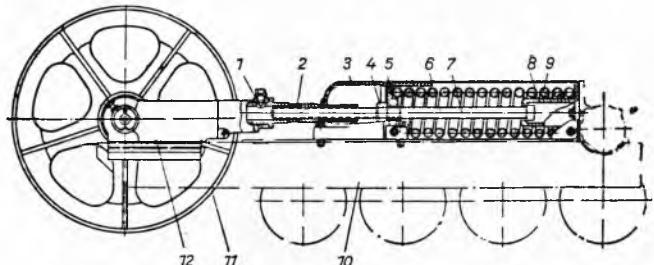
Kod poljoprivrednih traktora mora središte zaokreta biti udaljeno najmanje 1,5...3 m od unutarnje gusjenice, kako ne bi tlo suviše trpjelo prilikom zaokretanja traktora.

**Kočnice.** Na traktorima s kotačima upotrebljavaju se većinom kočnice s unutarnjim čeljustima, a u manjoj mjeri pojasne kočnice. Kako kočnice služe i za postizavanje manjeg promjera zaokreta kočnjem jednog pogonskog kotača, svaka kočnica ima svoje poluže za aktiviranje. Za vožnju na cesti, gdje nema potrebe za toliko jakim zaokretima, obje se kočnice priključuju na jednu polugu i služe isključivo za kočenje. Iste kočnice služe većinom i kao kočnice za stajanje. Na traktorima gusjeničarima kočnice za upravljanje, koje su izvedene kao pojedine, služe ujedno kao kočnice za stajanje, dok se u vožnji koči posebnom kočnicom zagonskog prijenosnika.



Sl. 338. Izvedbe gusjeničnog sklopa, a i b polukruta, c balansirna

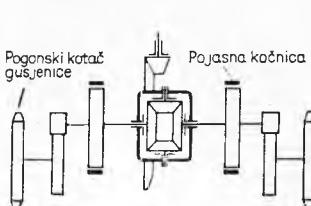
*Okvir* se traktora izvodi kao samostalan (sl. 345), kao poloukvirni (sl. 346) i u blok-izvedbi (sl. 347), kod koje kućišta pojedinih sklopova služe ujedno kao okvir traktora.



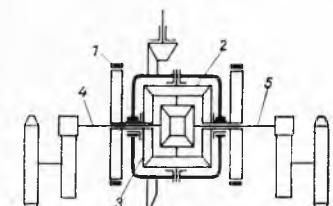
Sl. 339. Naponski uredaj gusjenice. 1 prsten vodilice, 2 matica za reguliranje, 3 prednji pokrov, 4 protumatica, 5 tanjur pera, 6 pokrov, 7 natezni vijak, 8 vodica naponskog pera, 9 naponsko pero, 10 nosač gusjenice, 11 naponski kotač, 12 vodilica kotača

**Električka oprema.** Na sl. 348 prikazana je shematski električka instalacija traktora Allgaier Al33.

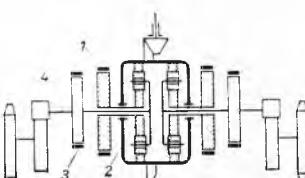
Raspored elemenata za rukovanje traktorom gusjeničarom prikazan je na sl. 349.



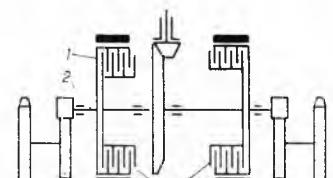
Sl. 340. Shematski prikaz upravljanja traktorom s pomoću diferencijala i kočnice



Sl. 341. Shematski prikaz upravljanja traktorom s pomoću dvostrukog diferencijala



Sl. 342. Shematski prikaz upravljanja traktorom s pomoću planetarnih zupčanika



Sl. 343. Shematski prikaz upravljanja traktorom s pomoću spojki za upravljanje

Niže su navedene osnovne karakteristike nekih tipova traktora.

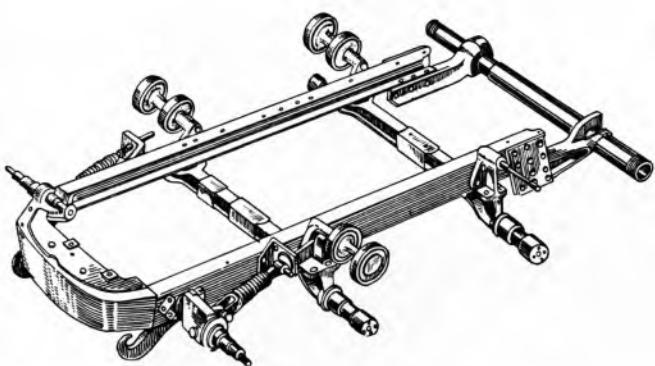
**Traktor »Slanzi SD 53» (Italija)** s pogonom na 4 kotača (sl. 350). — Motor: 4-taktni Diesel-motor hlađen vodom, 2 cilindra u redu, provt 90, hod 105, stupanj kompresije 16:1, sadržaj 1336 cm<sup>3</sup>, snaga 17 KS pri 1700 o/min, automatski regulator broja okretaja, potrošnja goriva 1,2 do 1,8 kg/h, potrošnja ulja 0,1 kg/h. — Električka oprema: generator 6 V, 45 W, 2 reflektora, stražnje svjetlo. — Spojka: suha s jednom pločom. — Mjenjač brzina i zagon: 6 brzina naprijed; 2,5; 3,7; 5,4; 7,9; 10,4 i 15 km/h, 2 brzine nazad; 3 i 4,3 km/h, pogon na prednju i stražnju osovinu. — Gume: 7,50—18. — Kočnice: hidraulička ne stražnjim kotačima, ručna mehanička na transmisiji. — Sadržaj rezervoara: 20 l, trajanje 15 h. — Remenica: djeluje kako u vožnji tako i pri stajanju,



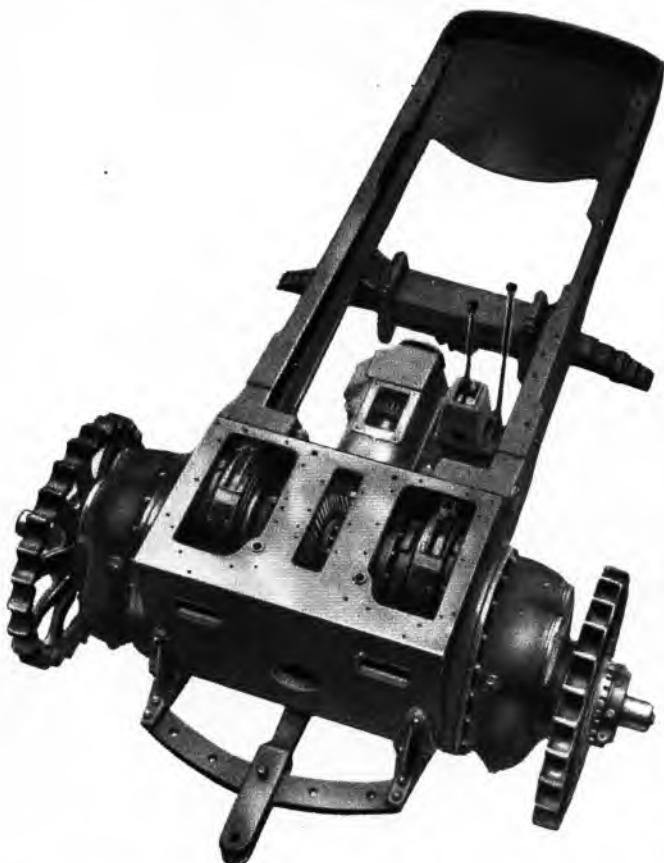
Sl. 344. Sistem upravljanja traktorom s pomoću spojki (Vendor)

snaga 14 KS, promjer 180 mm, širina 130 mm, 300—700—1320 o/min. Pomočna osorina: straga, 600 o/min, 14 KS uz broj okretaja motora 1700 o/min. — Mjere: duljina 2200 mm, širina 1300 mm, visina 1280 mm, razmak osoina 1280 mm, širina traga 1100 mm, prochod 280 mm, visina kuke za prikolicu 570 mm, promjer zaokreta 6,30 m. Težina 1365 kg. — Vučna sila: optimalna 1200 kp, maksimalna 1450 kp.

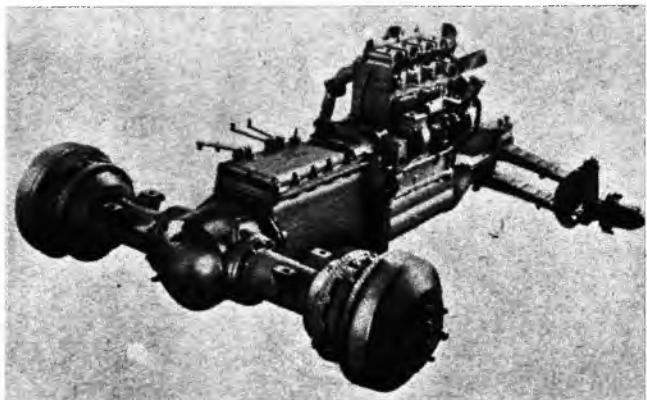
*Traktor Allgaier A 133* (Savezna Republika Njemačka. Motor: 4-taktni Diesel-motor hladen zrakom, 3 cilindra u redu, provt 95, hod 116, stupanj kompresije 19 : 1, sadržaj 2470 cm<sup>3</sup>, snaga 33 KS pri 2000 o/min, regulator broja okretaja s račnim udešavanjem. — Električka oprema: akumulator 12 V, 112 Ah, generator, električki pokretač, 2 reflektora, 2 stražnja svjetla, svjetlo kočnice, utikač za priključnu rasvjetu, električka truba, električke žarnice. — Spojka: hidraulička spojka i suha spojka s jednom pločom. — Mjenjač brzina



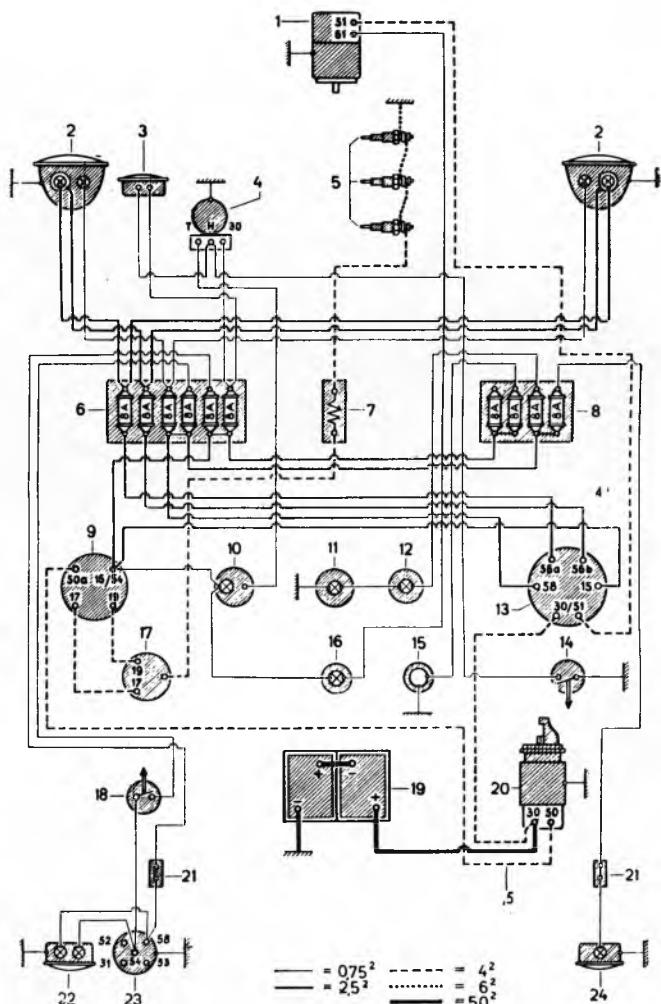
Sl. 345. Samostalan okvir traktora



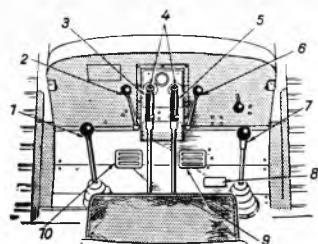
Sl. 346. Poluokvirno postolje traktora



Sl. 347. Postolje u blok-izvedbi



Sl. 348. Shema električke instalacije traktora od 33 KS. 1 generator, 2 reflektor, 3 električka truba, 4 reljef, 5 žarnica, 6 osigurači, 7 otpornik žarnice, 8 osigurači, 9 sklopka žarnice, 10 termometar, 11 brzinometar, 12 tlakomjer, 13 uticja za uključivanje, 14 dugme trube, 15 priključnica za struju, 16 kontrola punjenja akumulatora, 17 kontrola žarnica, 18 sklopka svjetla kočnice, 19 akumulator, 20 električki pokretač, 21 spojnica kabela, 22 svjetlo kočnice, 23 priključnica za struju prikolice, 24 stražnje svjetlo



Sl. 349. Elementi za rukovanje traktora gusjeničarom. 1 ručica mjenjača (izravna, 1. i natražna brzina), 2 i 6 ručni akceleratori, 3 i 5 ručice za upravljanje, 4 dugmeto za kočenje pri stajaju, 7 ručica mjenjača (3 brzine), 8 nožni akcelerator, 9 pedal kočnice, 10 pedal glavne spojke

i zagon: usporeni hod 15,64, 1. brzina 7,82, 2. brzina 4,94, 3. brzina 3,45, 4. brzina 2,01, 5. brzina izravna, brzina natrag 7,82, razdvajeni dvostepeni prijenosnici  $4,82 \times 3,17$ , maksimalna brzina u 1. brzini 3,58 km/h, u 5. brzini 27,80 km/h. — Gume: prednji kotači 5,50—16 AS, pritisak zraka 2 at, stražnji kotači 10—28 AS, pritisak zraka na oranicu 0,8 do 1 at, na cesti 1,5 at. — Kočnice: mehanička nožna kočnica s unutarnjim čeljustima na stražnjim kotačima. Ručna mehanička pojnsna kočnica na transmisiji. — Sadržaj rezervoara: 46 l. — Remenica: promjer 220 mm, širina 130 mm, 1490 o/min. — Pomoćne osovine: dvije pomoćne osovine straga, od kojih je jedna vezana uz hod traktora a druga, s normalnim brojem okretaja od 540 o/min uz 1850 o/min motora, može se isključiti, 1 pomoćna osovina sprjeđa sa 925 o/min. — Mjere: duljina 2750 mm, širina 1530 mm, visina 1680 mm, razmak osovina 1650 mm, širina traga 1250, 1380, 1515 i 1650 mm, prochod 460 mm, visina kuke za prikolicu 575, 654, 732 i 810 mm, promjer zaokreta 6 m. — Težina 1442 kg.

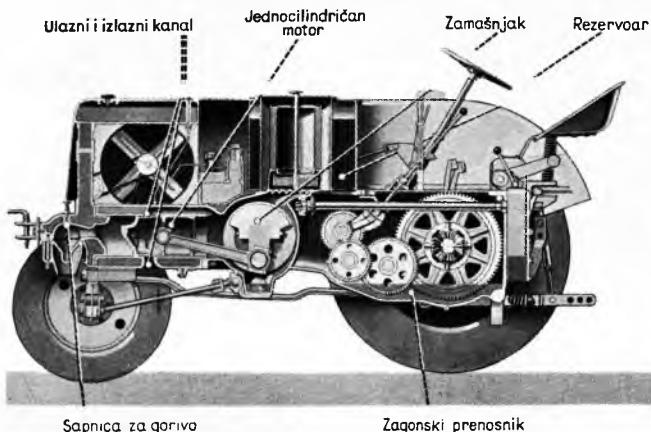
*Traktor Vierzon 551* (Francuska; sl. 351). Motor: 2-taktni motor s užarenom glavom hladen vodom, 1 cilindar, provt 250, hod 260, stupanj kompresije 6,1 : 1, sadržaj 12 760 cm<sup>3</sup>, snaga 62 KS pri 650 o/min, potrošnja goriva 7 do 8 l/h. — Električka oprema: generator 6 V, akumulator 6 V, 45 Ah, svjećica za paljenje pri pokretanju motora benzinom, 2 reflektora, svjetlo za parkiranje, pokazivač smjera. — Spojka: fiksna. — Mjenjač brzina: 1. brzina 3,5 km/h, 2. brzina 4,8 km/h, 3. brzina 6,4 km/h, 4. brzina 11,2 km/h, 5. brzina 20 km/h, brzina natrag 4,4 km/h. — Gume: prednji kotači 6,50—20, stražnji 14—34. — Kočnice: nožni mehanička kočnica na stražnjim kotačima sa mogućnosti zajedničkog kočenja, kao i kočenja svakog kotača posebno, ručna transmisija kočnica. — Sadržaj rezervoara: 100 l. — Remenica: promjer 540 mm, širina 200 mm, 650 o/min, 60 KS. Pomoćna osovina: 560 o/min, 52 KS. — Mjere:

duljina 3450 mm, širina 1890 mm, visina sa ispušnikom 1900 mm, razmak osovina 2000 mm, širina traga prednjih kotača 1220, 1320 i 1420 mm, stražnjih kotača 1500 mm, prohod 350 mm, promjer zaokreta bez kočnice 7,8 m, sa kočnicom 5,8 m, visina kuke 770 mm. — Težina: 3300 kg bez utega, 3650 kg sa utezima. — Vučna sila: 1. brzina 2850 kp, 4. brzina 1350 kp.



Sl. 350. Traktor s pogonom na 4 kotača

*Traktor gusjeničar Caterpillar D8 (USA; sl. 352). Motor: 4-taktni Diesel-motor hlađen vodom, 6 cilindara u redu, snaga ~ 160 KS-pri 1000 o/min, provrt 146, hod 203,2, sadržaj 20 421 cm<sup>3</sup>, pokretanje motora benzinskim mo-*



Sl. 351. Traktor 62 KS

torom snage 24 KS pri 2700 o/min. — Spojka: suha, tarna. — Mjenjač brzina: 1. brzina 2,75 km/h, 2. brzina 3,7 km/h, 3. brzina 4,5 km/h, 4. brzina 5,9 km/h, 5. brzina 7,7 km/h, 1. brzina natrag, 3,5 km/h, 2. brzina natrag 4,8 km/h, 3.



Sl. 352. Traktor gusjeničar 160 KS

brzina natrag 5,9 km/h. — Gusjenica: broj papuća 39, širina papuće 560 mm, visina rebra 66 mm, promjer svornjaka 44,5 mm, promjer tuljka 70 mm. — Upravljanje: suha spojka s 36 frikcijskih površina, kočnica pojasna. — Sadržaj rezervoara: 260 l. — Mjere: duljina 4830 mm, širina 2630 mm, visina bez

ispušnika 2280 mm, razmak gusjenica unutar simetrala 1980 mm, razmak pogonskog i naponskog kola 2540 mm, nosiva površina gusjenica 28 300 cm<sup>2</sup>, prohod 270 mm, visina kuke 470 mm. — Težina ~ 15 000 kg. Vučna sila: 1. brzina 14 200 kp, 5. brzina 4300 kp.

**Prikolice.** Prikolice se upotrebljavaju gotovo za sva naprijed navedena osnovna vozila. Puno iskorištenje teretnih automobila ili autobusa postiže se tek upotrebom prikolice. Korisni teret teretnog automobila povećava se primjenom prikolice za dva do tri puta, a uz manju nabavnu cijenu, uz jeftinije uzdržavanje prikolice i bez povećanja potrebnog broja osoblja, a s tek neznatnim povećanjem potrošnje goriva.

U pogledu izvedbe i prikolice moraju zadovoljavati odredene propise, da bi dobile upotrebnu dozvolu, a osobito u pogledu svojih izmjera, opterećenja osovina i ukupne težine, kočnica i podložnih klinova, te privjesnog tereta iza motornog vozila. Obično



Sl. 353. Standardna prikolica nosivosti 6 t



Sl. 354. Nasjedna prikolica iz lake kovine (Eylert)



Sl. 355. Nasjedna prikolica sa okretnim stražnjim osovinama (Ackermann)



Sl. 356. Prikolica s dubokim tovarnim prostorom (Scheuerle)

nisu podvrgnute upotreboj dozvoli prikolice za poljoprivredna i šumska vozila brzine ispod 20 km/h. Dozvola za upotrebu uvjetuje propisanu izvedbu odnosno upotrebu sigurnosnog stakla, naletnih kočnica, spoja prikolice s motornim vozilom, rasvjetnih i signalnih uređaja, odraznika svjetla, registarske oznake, grijanja putničkih prikolica i obloga kočnica.

S obzirom na svoju primjenu prikolice se mnogo razlikuju kako po izvedbi tako i u veličini, pa se grade prikolice s brojem osovina počevši od 1 pa do 4 i više. Konstruktivni elementi prikolica umnogome su po svojoj funkciji nalik elementima vozila koja su već prije opisana.

Na sl. 353 prikazana je standardna izvedba prikolice 6 t. Sl. 354 prikazuje nasjednu prikolicu s tovarnim prostorom od 70 m<sup>3</sup>. Nasjednu prikolicu s okretnim stražnjim osovinama prikazuje sl. 355. Prikolicu s dubokim tovarnim prostorom prikazuje sl. B. Mad.

### Domaća proizvodnja motornih vozila

U Jugoslaviji proizvode automobilna vozila ove tvornice: Tovarna avtomobilov Maribor (TAM), Tovarna motornih koles u Kopru (TOMOS), Industrija motornih vozil, Novo Mesto (IMV), Preduzeće "Tito", Sarajevo (PRETIS), "14. oktobar", Kruševac. "Crvena zastava" proizvodi osobne automobile, IM i ITM motore i traktore, "14. oktobar" traktore i bagere, FAP teretne automobile i šasije autobusa, TAM teretne automobile, autobuse i motore, TOMOS motorkotače, motore i automobile, a PRETIS motorkotače. Motore s unutarnjim izgaranjem proizvodilo je 1961 12, a prikolice 14 poduzeća. Veći broj radionica proizvodi karoserije i dijelove za motorna vozila. God. 1961 proizvedeno je osobnih vozila 14 999, autobusa 829, teretnjaka 5426, traktora 4856, prikolica 8022, motorkotače 37 751 komada.

LIT.: E. D. L'vov, Teorija traktorov, Moskva 1946. — H. Buschmann, Taschenbuch für den Auto-Ingenieur, Stuttgart 1947. — D. Krpan, Goriva i maziva motora s unutarnjim sagorijevanjem, Zagreb 1949. — R. J. Everett, Motor tune-up manual, New York 1949. — I. Frazer et al., Automotive fundamentals, Chicago 1949. — H. Bürger, Das Kraftwagen-Fahrgestell, Stuttgart 1950. — M. Boisseaux, L'automobile, Paris 1952. — R. Bussien, Automobiltechnisches Handbuch, Berlin 1953. — J. Heitner, Automotive mechanics; principles and practice, Princeton 1953. — Autorenkollektiv, Kraftfahrzeug- und Motorenkunde, Berlin 1954. — W. K. Toboldt i J. Purvis, Automotive encyclopedia, Chicago 1954. — Jante, Kraftfahrtmechanik, Leipzig 1955. — H. Trebiatowsky, Motorräder, Motorroller, Mopeds und ihre Instandhaltung, Gießen 1955. — H. Reichenbächer, Gestaltung von Fahrzeuggetrieben, Berlin 1955. — В. Баканов, Эксплуатационные качества отечественных автомобилей, Москва 1956. — Б. Годо, Проектирование автомобилей, Москва 1956. — Г. Льво, А. Льво и И. Барский, Конструкция тракторов, Москва 1956. — W. H. Crouse, Automotive mechanics, New York 1956. — W. K. Toboldt i J. Purvis, Motor Service's new automotive encyclopedia, Chicago 1956. — VDA, Auto-Typenblätter, Frankfurt/Main 1957. — Automobile Manufacturers' Association, Automobile facts and figures, Detroit, Mich. 1957. — E. A. Tschudakow, Konstruktion und Berechnung des Kraftwagens, Leipzig 1957. — J. Chagette, Technique automobile, Paris 1957. — W. H. Crouse, Automotive fuel, lubricating and cooling systems, New York 1959. — W. H. Crouse, Automotive chassis and body, New York 1959. — W. H. Crouse, Automotive transmissions and power trains, New York 1959. — W. H. Crouse, Automotive electrical equipment, New York 1959. — A. König, Kraftfahrllehre, 1960.

D. Kan. i B. Mad.

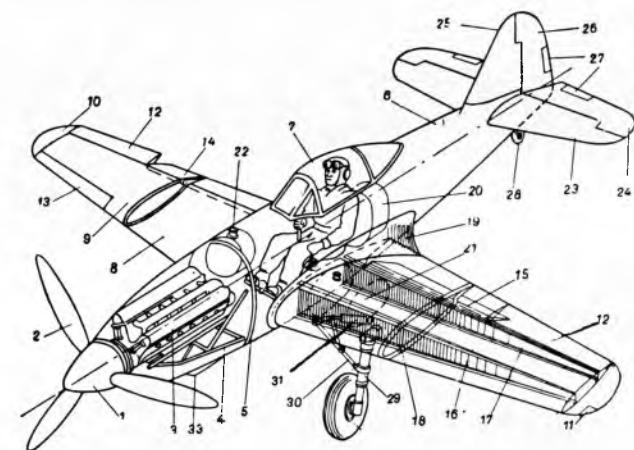
**AVION**, leteća mašina koja po svojoj osnovnoj konceptciji spada u kategoriju dinamičkih letećih mašina ili letećih mašina težih od vazduha, za razliku od aerostatičkih letelica, balona.

Za održavanje ovih teških mašina u vazduhu i njihovo letenje potrebno je stvoriti aerodinamičku silu uzgona koja će se suprostaviti dejstvu vlastite težine aviona. Ova aerodinamička sila uzgona stvara se kod aviona na njegovu krilu usled relativnog kretanja krila kroz vazduh. Zato se ceo sistem avionskog krila naziva s pravom *noseći sistem*. Osnovna uprošćena shema glavnih

sila uzgona ( $R_z$ ), otpora ( $R_x$ ), težine ( $G$ ) i vuče ili potiska ( $T$ ) koje dejstvuju na avionu u običnom letu data je u sl. 1.

Ove sile treba da se usklade tako da za razne slučajeve ravnomernog leta uvek sačinjavaju uravnotežen sistem. Kako je iz statike poznato, uslov je ravnoteže da pored sile budu uravnoteženi i momenti, stoga treba da se za svaki slučaj leta uspostavi i ravnoteža momenata. S druge strane, zna se da je aerodinamička sila  $R$  za svaki slučaj leta, odnosno za svaki napadni ugao  $\alpha$ , promenljiva i po svojoj veličini, i po pravcu, i po mestu svog dejstva (centru potiska). Zbog te stalne promenljivosti obrtnog momenta koji ta sila stvara oko centra težišta, treba taj moment stalno kompenzovati pomoću sile na horizontalnim repnim površinama.

Pored nosećeg sistema kao osnovnog, avioni uobičajene klasične konceptcije sastoje se obično još i od sledećih organa: 1. *trupa*, u koji se smešta osoblje, motor, razne instalacije i tovar; 2. *repnih površina*, koje služe za stabilizaciju i upravljanje avionom; 3. *motorski nosači*, 5 požarni zid, 6 trup, 7 pilotska kabina (krov), 8 centralno krilo (centroplan), 9 spoljno krilo, 10 ivičnjak, 11 poziciono svetlo, 12 krilice (levo i desno), 13 pretkrilice (oslove), 14 zakrilce, 15 kapak (flaps), 16 prednja ramežnica, 17 zadnja ramežnica, 18 spoj krila (vez), 19 slijevnik krila u trupu, 20 centralni rezervoar goriva, 21 krilni rezervoar goriva, 22 rezervoar maziva, 23 horizontalni stabilizator, 24 krmilo visine, 25 vertikalni stabilizator, 26 krmilo pravca, 27 trimeri (fletneri), 28 repni točak, 29 elastična nogu (amortizer), 30 preklopna noga, 31 pogonski cilindar, 33 škrga za vazduh



Sl. 2. Shema konstrukcije aviona. 1 kapa elise, 2 kralj elise, 3 motor, 4 motorski nosač, 5 požarni zid, 6 trup, 7 pilotska kabina (krov), 8 centralno krilo (centroplan), 9 spoljno krilo, 10 ivičnjak, 11 poziciono svetlo, 12 krilice (levo i desno), 13 pretkrilice (oslove), 14 zakrilce, 15 kapak (flaps), 16 prednja ramežnica, 17 zadnja ramežnica, 18 spoj krila (vez), 19 slijevnik krila u trupu, 20 centralni rezervoar goriva, 21 krilni rezervoar goriva, 22 rezervoar maziva, 23 horizontalni stabilizator, 24 krmilo visine, 25 vertikalni stabilizator, 26 krmilo pravca, 27 trimeri (fletneri), 28 repni točak, 29 elastična nogu (amortizer), 30 preklopna noga, 31 pogonski cilindar, 33 škrga za vazduh

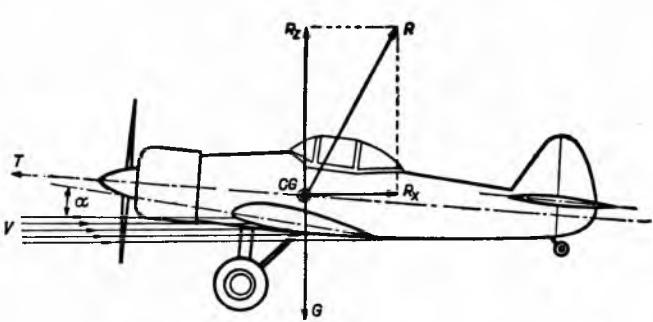
*torne grupe*, koja služi za pogon (vuču ili potisak); 4. *stajnih organa*, koji služe samo kao posrednici između vazduha i zemlje (ili vode), za održavanje i vožnju aviona po zemlji ili vodi, dok su za glavni zadatci aviona — letenje — nepotrebni i nepoželjni; 5. *uredaja i opreme*, u koje spada sve ostalo što je potrebno za upravljanje avionom, za opremu posade i njenu bezbednost, kao i za razne vojne i druge specijalne svrhe.

Valja napomenuti da u novije vreme, a naročito sa naglim porastom brzina preko granice zvuka, evolutivne konstruktivne koncepcije najnovijih tipova počinju umnogome da odstupaju od napred navedenog sastava, što naročito važi za avione sa trouglastim krilima — tzv. delta-avione.

Radi jasnije definicije i lakšeg praćenja daljih izlaganja, prikazan je na sl. 2 shematski izgled jedne klasične konstrukcije aviona jednoseda sa elinim pogonom, sa kod nas usvojenim i uobičajenim nazivima pojedinih glavnih organa i sastavnih delova. U sl. 3 prikazana je analiza sklopa glavnih konstruktivnih sastavnih delova ili organa jednog dvomotornog aviona u tzv. »rassturenom« stanju, odnosno njegova podela na glavne organe, grupe, sklopove ili pojedine rezervne delove.

Najistariji spomen o pokušaju čoveka da leti nalazi se u grčkoj legendi o Dedalu i Ikaru, koji su pokušali da leti krilima sastavljenim od labudovih pera i slepljenim pomoću voska. Kroz ceo Stari i Srednji vek pojavljuju se mnogobrojni pokušaji leta i skokova, koji su svi, uglavnom vrlo primitivni, redovno završavali neuspješno i tragično.

U XV veku pojavljuje se u istoriji avijacije ime čuvenog italijanskog umetnika Leonarda da Vinci, genijalnog i univerzalnog naučnika, umetnika i inženjera, koji je veliki deo svoga života i stvaranja posvetio ideji vazduhoplovstva. On prvi počinje da ova pitanje obrađuje sistematski i naučnije, ostavljajući nam prve stvarne dokumente rada na vazduhoplovnim konstrukcijama. Leonardo je izabran za svoj uzor ptice, te je uglavnom proučavao njihovu anatomsku gradu i uslove leta i na toj bazi je skicirao više raznih konstrukcija letećih mašina, koje su uglavnom bile tipa planera sa pokretnim komandovanim krilima, sličnim krilima slegnutog miša. Njegove konstrukcije imale su čitav sistem konopaca za komandovanje. Sem toga, on je ostavio i crtež konstrukcije prvog padobranog četvrtastog oblika. No i pored sve njegove genijalnosti, ozbiljnosti u radu i pored



Sl. 1. Shema delovanja glavnih sile na avionu u običnom letu