

132.074

SEDMAK — STOJANOVIĆ

**TERENSKI AUTOMOBILI
SAVREMENE ARMIJE**

VOJNOIZDAVAČKI ZAVOD



VOJNA BIBLIOTEKA

NAŠI PISCI

KNJIGA ŠEZDESETA

UDEŠIVAČKI ODBOR

general-pukovnik GOJKO NIKOLIŠ, general-pukovnik RAJKO TANASKOVIĆ, general-pukovnik VASO JOVANOVIĆ, general-pukovnik u penziji ZDENKO ULEPIĆ, general-pukovnik u penziji BLAŽO JANKOVIĆ, general-potpukovnik ĐOKO IVANOVIĆ, general-potpukovnik BOŠKO ĐURIĆ-KOVIĆ, general-potpukovnik NENAD DRAKULIĆ, general-potpukovnik DIMITRIJE PISKOVIĆ, general-major VELJKO MILADINOVIĆ, pešadijski pukovnik RAŠKO POPOVIĆ (odgovorni urednik)

VOJNOIZDAVAČKI ZAVOD

CENTRALNA VOJNA BIBLIOTEKA

INV. BR. 132074

Stojan Sedmak, dipl. ing.

Prvoslav Stojanović, dipl. ing.

TERENSKI AUTOMOBILI SAVREMENE ARMIJE

CENTRALNA
VOJNA
BIBLIOTEKA

BEOGRAD, 1968.

PREDGOVOR

Za potrebe transporta u mnogim granama privrede konstruišu se i primenjuju terenski automobili, sposobni za kretanje van puteva. Povećani zahtevi transporta uslovljavaju izgradnju sve gušće drumske mreže i povećanje broja komercijalnih vozila, ali se oseća i sve veća potreba za korišćenjem terenskih automobila u građevinarstvu, rudarstvu, poljoprivredi, eksploataciji šuma i raznim geološkim i drugim ispitivanjima.

Intenzivan razvoj konstrukcije terenskih automobila u velikoj meri je vezan za zahteve pokretljivosti savremene armije, te su mnoge nove konstrukcije izvedene sa ciljem zadovoljenja vojnih potreba. Može se reći da su najuspešija ostvarenja terenskih automobila namenjena u vojne svrhe.

Prve uspešije konstrukcije terenskih automobila pojavile su se još pre II svetskog rata. U toku II svetskog rata detaljnije su definisani vojni zahtevi u pogledu vučne sposobnosti i prohodnosti terenskih automobila. Zahvaljujući tome realizovana su vozila dobrih karakteristika. Proces intenzivnog razvoja konstrukcije terenskih automobila nastavlja se i po završetku II svetskog rata, u skladu sa potrebama za sve većom pokretljivošću jedinica, koju posebno diktiraju uslovi savremenog rata. Kontinuitet ovog procesa do danas nije poremećen, tako da se javljaju i potpuno nove koncepcije, kako u konstrukciji terenskih automobila, tako i u pogledu realizacije novih vrsta transportnih sredstava.

Unifikacija sa drugim vozilima je jedan od značajnih elemenata proizvodnje terenskih automobila. Da bi se postigla što veća ekonomičnost u proizvodnji i eksploataciji koriste se agregati i sklopovi sa odgovarajućih komercijalnih vozila. Bolje karakteristike u pogledu pokretljivosti mogu se ostvariti razvojem terenskih automobila ili njihovom unifikacijom sa posebnim izvedbama borbenih točkaških vozila. Zahvaljujući ovakvom razvoju terenskih automobila realizovana su rešenja veoma dobrih karakteristika u pogledu savlađivanja raznih prepreka. Mnoga od njih sposobna su da plove.

U knjizi su prikazani uslovi eksploatacije terenskih automobila i zahtevi koji se na osnovu takvih uslova postavljaju. Date su najsavremenije konstrukcije agregata i sklopova koji se na ovakvim automobilima koriste. Posebno je dat opis pojedinih konstrukcija savremenih terenskih automobila, sa pregledom njihovih najvažnijih taktičko-tehničkih karakteristika. Obuhvaćene su i tendencije daljeg razvoja.

Problematika održavanja i remonta terenskih automobila nije obrađena u ovoj knjizi, zbog složenosti i obimnosti materije.

Knjiga je namenjena širokom krugu čitalaca, a posebno starešinskom sastavu naše armije, te može veoma korisno poslužiti za šire upoznavanje obrađene materije, tim pre što iz ove oblasti nema dovoljno publikovanih radova.

AUTORI

NAMENA I UPOTREBA TERENSKIH AUTOMOBILA I PRIKLJUČNIH VOZILA U SAVREMENOM RATU

Neprekidni razvoj sredstava za vođenje ratnih operacija na kopnu, moru i u vazduhu neminovno je za sobom povlačio razvoj vojne misli ka pronalaženju metoda i načina za suzbijanje efikasnosti protivničkih dejstava, njihovo neutralisanje i primenu sopstvene ratne doktrine koja treba da dovede do slabljenja, odnosno uništenja protivničkih oružanih snaga. Savremeni vojni teoretičari ističu *pokretljivost* kao jedan od veoma važnih faktora koji predstavlja osnov za uspešno vođenje borbenih dejstava. U napadu, kao i u odbrani, pogotovo u nuklearnim uslovima, od presudnog je značaja brzo uvođenje u borbu združenih, veoma pokretljivih jedinica, čiji je osnovni zadatak razbijanje protivnikovih snaga — prodor u pozadinu i uništenje njegovog ekonomskog i ratnog potencijala.

Prema tome, pod terenskom pokretljivošću borbenih i ostalih motornih vozila treba podrazumevati njihovu sposobnost za savlađivanje vojišne prostorije koja se sastoji od zemljišta raznovrsnog sastava, prirodnih i veštačkih prepreka. Brdsko i planinsko zemljište se u savremenom ratu takođe tretira kao manevarska i vojišna prostorija. Jedino se kraš izuzima od zahteva za prohodnošću borbenih i ostalih motornih vozila, zbog velikih oštećenja koja mogu nastati na hodnom delu. Smatra se da terenski automobili, u sklopu svojih funkcija, moraju biti u stanju da se kreću po svakom terenu po kojem se sa uspehom kreću i borbena vozila, pri čemu se terenskim automobilima daje izvestan prioritet u pogledu brzine kretanja. Za-

pravo, brzina pokreta oklopnih, mehanizovanih i motorizovanih jedinica u svim terenskim i vremenskim uslovima predstavlja jedan od elemenata koji treba da obezbedi iznenađenje.

Upotreba terenskih automobila i priključnih vozila koja se nalaze u sastavu jedinica savremene armije zasniva se na koncepcijama ratne doktrine svake zemlje ili grupe zemalja. Ona zavisi uglavnom od stepena zasićenosti jedinica motornim vozilima, njihovih taktičko-tehničkih karakteristika, geografskih i hidroloških osobina zemljišta, mogućnosti proizvodnje motornih vozila u ratnim uslovima i dr. Osnovni zadatak terenskih automobila i priključnih vozila u okviru njihove upotrebe u ratu je praćenje i podrška jedinica u toku borbenih operacija. Za ove svrhe se upotrebljavaju vozila koja su konstrukcijski tako izvedena, da se mogu relativno velikim brzinama i bez zastoja kretati oštećenim putevima, kolskim putevima, strmim nagibima, ledinama, oranicama, preko reka i obala, šumskih terena i sl. Veoma važan zadatak terenskih automobila je i vuča raznovrsnih artiljerijskih oruđa.

Pored toga, u nekim armijama već danas postoje pešadijske divizije koje se u celini mogu transportovati vazdušnim putem, uključujući tu i njihovu celokupnu opremu i naoružanje. Terenski automobili u sastavu ovakvih specijalnih jedinica moraju biti gabaritno i težinski, kao i konstrukcijski, prilagođeni vazdušnom transportu ili padobranskom desantu. Po izvršenom desantu upotreba ovih vozila sastoji se u brzom obezbeđivanju pokretljivosti jedinice na bojištu, zatim transportu municije, pogonskog materijala i evakuaciji ranjenika.

Najznačajniji oblik upotrebe terenskih automobila i priključnih vozila u ratu je, ipak, snabdevanje jedinica na frontu sredstvima neophodnim za život i borbu. Ovde, pre svega, spada dotur svih vrsta municije, raznog tehničkog materijala, opreme, pogonskog goriva i maziva, inženjerskog materijala, kao i intendantskih sredstava. Ovaj dotur se obično vrši iz skladišta u pozadini, odnosno pokretnih baza iz sastava jedinica, ili iz zaplenjenih sredstava protivnika. Transportna vozila se istovremeno upo-

trebljavaju i za evakuaciju sopstvenih ili zaplenjenih sredstava i oštećene tehnike koja se remontom ponovo osposobljava za rad i borbu. Sanitetska, pa čak i obična transportna vozila, koriste se za izvlačenje ranjenika i bolesnika.

Prevoz pešadijskih delova iz sastava motorizovanih i mehanizovanih jedinica spada takođe u oblast taktičke upotrebe terenskih automobila. Njihova je primena naročito značajna u armijama koje ne poseduju dovoljan broj oklopnih transportera, a to su pretežno oružane snage malih zemalja. Međutim, ni armije velikih i industrijski razvijenih država još ne mogu da sve svoje jedinice potpuno opreme odgovarajućim brojem oklopnih vozila za prevoz pešadije, te se to pitanje rešava pomoću terenskih automobila.

Pored toga, postoji i sve se više primenjuje još jedan oblik upotrebe terenskih automobila, a to je direktno angažovanje u borbi. Za to se koriste motorna vozila sa ugrađenim mitraljezima, bestrzajnim topovima, protivtenkovskim i protivavionskim raketama i lakim protivavionskim oruđima. Mada su ova vozila veoma osetljiva na vatru lakog pešadijskog naoružanja, ipak se pogodnost njihove upotrebe u borbene svrhe ogleda u relativno velikoj manevarskoj sposobnosti po terenu i brzini kretanja po putevima. Zbog toga što su slabo zaštićena od protivničke vatre, ova vozila se moraju dobro maskirati i po mogućnosti ukopavati, kad god je moguće.

Danas gotovo u svim armijama u svetu gro motorizovanih snaga čine terenski automobili sa priključnim vozilima, rađenim na osnovu armijskih zahteva. To iziskuje potrebu da svaka armija drži u rezervi veliki broj vozila, čije je održavanje u miru veoma skupo, a uz to brzo zastarevaju. Zbog toga mnoge zemlje već u miru razmatraju mogućnost upotrebe privrednih — (komercijalnih) vozila za vojne potrebe. Ovaj način popune oružanih snaga vozilima primenjuju naročito male zemlje. Stoga se teži širokoj unifikaciji između vojnih i komercijalnih vozila u okvirima nacionalne proizvodnje, tako da se u slučaju mobilizacije mogu koristiti stokovi rezervnih delova

iz privrede, remontni kapaciteti i tehničko osoblje. Razumljivo je što se dobar deo komercijalnih motornih vozila ne može upotrebljavati u vojne svrhe zbog slabijih taktičko-tehničkih karakteristika, naročito u pogledu vučnih sposobnosti i prohodnosti po terenu.

Upotreba komercijalnih vozila u ratu obuhvata uglavnom transport materijala iz skladišta do divizijskih i pukovskih baza, što u savremenom ratu predstavlja najmasovniji vid transporta (zbog osetljivosti železnice na dejstva avijacije i teškoća oko njenog održavanja), zatim prevoz jedinica, vuču teretnih i specijalnih prikolica, kao i artiljerijskih oruđa. Posmatrajući sa ovog aspekta mogućnosti upotrebe komercijalnih vozila u ratu, neminovno se nameće zaključak da se proizvodnji ovih motornih vozila mora još u miru posvetiti posebna pažnja, kako bi se uz minimalne adaptacije mogla uspešno koristiti za potrebe armije.

U pogledu održavanja i remonta motornih vozila u ratu potrebno je, raznim tehničkim merama pri njihovom konstruisanju, obezbediti laku zamenu ishabanih i oštećenih delova i sklopova, kako bi se vreme zadržavanja na ovim operacijama svelo na najmanju mogućnu meru. Na taj način se povećava bojna gotovost armije, a tehnička služba postaje operativnija. Zapravo, uslovi savremenog rata ne obezbeđuju dovoljan vremenski period niti pružaju mogućnost prikupljanja većeg broja motornih vozila na ograničenom prostoru radi njihovog remonta, jer postoji permanentna opasnost da budu otkrivena i uništena. Zbog toga se održavanje i remont armijskih motornih vozila u ratu mora obavljati pokretnim radionicama koje će na licu mesta završiti opravku u što kraćem vremenu.

Efikasnost upotrebe terenskih automobila i priključnih vozila u ratu zavisi, između ostalog, i od njihovih taktičko-tehničkih karakteristika. Neosporno je da je u borbi osnovni i odlučujući faktor čovek. Uspešna upotreba sve veće mase tehničkih sredstava u toku borbenih dejstava predstavlja direktnu funkciju veštine rukovođenja, izraženu kroz odluke komandanta i njegovih potčinjenih. Međutim, ukoliko tehnička sredstva ne poseduju potrebne

taktičko-tehničke karakteristike, njihova upotreba biće sputana isključivo u okviru normalnih mogućnosti. Zbog toga i logistika poklanja sve veću pažnju zahtevima koji se postavljaju pred vojna motorna i priključna vozila, kako bi se ona što celishodnije eksploatisala shodno nameni. Ovi su zahtevi usmereni ka poboljšavanju performansi u pogledu vučnih sposobnosti, brzinskih karakteristika, prohodnosti i naoružanja kod određenih tipova.

Upotreba armijskih vozila zahteva podjednako dobru pokretljivost na pesku, sa prosečnim dnevnim temperaturama od $+ 50^{\circ}\text{C}$, kao i na snegu i ledu sa temperaturama ispod $- 30^{\circ}\text{C}$. Razume se da sva vozila nisu u stanju da zadovolje ovako oštre zahteve, te se zbog toga pojedini tipovi vozila konstrukcijski prilagođavaju njihovoj taktičkoj upotrebi. Mada u svetu postoji znatan broj specijalnih konstrukcija terenskih automobila, namenjenih isključivo za upotrebu u tropskim, odnosno arktičkim predelima, ipak se teži univerzalnosti primene i upotrebe standardnih vozila koja se, sa potrebnim modifikacijama, mogu koristiti i u krajevima sa tropskom, odnosno polarnom klimom.

Smatra se da savremeni terenski automobili treba da imaju veliki radijus kretanja. Ovo je bitno zbog toga što su uslovi popune i dotura pogonskih sredstava u savremenom ratu veoma teški, te se i postavljaju zahtevi za autonomijom kretanja i preko 1.000 km. Veliki radijus kretanja postiže se ugradnjom rezervoara veće zapremine i opremanjem motornih vozila potrebnim brojem kanti za gorivo i vodu, čiji je kapacitet često $1/2$ punjenja rezervoara.

Pojavom atomskog oružja i posledica koje proističu iz njegove upotrebe, kontaminirano zemljište predstavlja takođe terensku prepreku, naročito neposredno posle eksplozije, kada intenzitet zračenja čak prelazi granicu opasnu po zdravlje i život čoveka. Zbog toga se pri konstruisanju savremenih terenskih vozila teži ka što većoj hermetizaciji vozačke kabine, dok se ljudstvo na karoseriji oprema posebnim zaštitnim odelima. Radi zaštite od mehaničkih oštećenja, kao i od udara izazvanih nuklearnom eksplo-

zijom, izvodi se kompaktna veza između vozačke kabine i tovarnog prostora (karoserije), a donje površine se zavaravaju čeličnim limovima ili legurama otpornim na udare. Na taj način se, pored zaštite od mehaničkih oštećenja, postiže i hermetizacija kabine i karoserije sa donje strane (kao zaštita od prodiranja kontaminirane prašine), a vozilu se ujedno obezbeđuje mogućnost plovljenja.

Terenski automobili savremene armije namenjeni su mnogim veoma važnim funkcijama, neophodnim za uspešno izvođenje ratnih operacija. Među najznačajnije funkcije ovih vozila u ratu spadaju:

- transport tehničkog, intendantskog, sanitetskog, inženjerskog i drugog materijala;
- prevoz ljudstva, odnosno jedinica i njihove opreme;
- vuča oruđa zemaljske i protivavionske artiljerije svih kalibara i težina, sa istovremenim prevozom bojnog kompleta i posade;
- ugradnja raznih oruđa — protivtenkovskih i protivavionskih raketa, bestrzajnih topova, protivavionskih mitraljeza i topova malog kalibra;
- ugradnja specijalnih uređaja i opreme — radio-stanica, radarskih uređaja, auto-foto-laboratorija, auto-radionica, auto-dizalica, cisterni za transport goriva, maziva i vode, cisterni za dekontaminaciju, nosila za prevoz ranjenika i bolesnika, operacionih sala, komandno-štabnih prostorija, transport oštećenih vozila i teške opreme i dr.

Kao što se vidi, namena terenskih automobila i priključnih vozila u jedinicama savremene armije veoma je široka. Za vojne potrebe se koriste uglavnom vozila iz serijske proizvodnje, na kojima se izvodi nadgradnja za specijalne namene. Zadovoljenje svih potreba armije u savremenom ratu obezbeđuje se vozilima različite nosivosti — od lakih, čija je nosivost obično 0,25 Mp,* do vozila nosivosti preko 60 Mp (namenjena za prevoz tenkova).

* Mp (megapond — tona sile) = 1000 kp (kilopond). Zakon o mernim jedinicama, Službeni list FNRJ br. 45 od 15. XI 1961. godine.

Priključna vozila, među koja spadaju teretne i specijalne prikolice, koriste se pretežno kao dopuna transportnih kapaciteta motornih vozila, odnosno sa ugrađenim specijalnim uređajima i opremom imaju istu namenu kao i motorna vozila. Ipak treba napomenuti da je njihova upotreba u prvim borbenim redovima ograničena, zbog toga što umanjuju pokretljivost jedinica, naročito pri kretanju van puteva.

Široka i raznovrsna upotreba terenskih automobila i priključnih vozila za ratne svrhe uslovia je znatno povećavanje broja vozila raznih kategorija nosivosti i namene u oružanim snagama svih armija u svetu. Ovaj porast doveo je čak i do toga da je u nekim pešadijskim divizionima savremenih armija u svetu odnos vozilo — vojnik $1 : 5$. Međutim, ovakav odnos je sve shvatljiviji, jer se svesno teži postizanju određenog cilja — povećavanju pokretljivosti jedinica na kopnu, u skladu sa načinom izvođenja borbenih dejstava u savremenom ratu.

RAZVOJ TERENSKIH AUTOMOBILA SA OSVRTOM NA NJIHOVU UPOTREBU U I i II SVETSKOM RATU

Rat je oduvek zahtevao angažovanje gotovo celokupnog ljudskog i materijalnog potencijala učesnika. U dalekoj prošlosti ratovi su se vodili na ograničenom prostoru, na kome je bilo koncentrisano sve raspoloživo borbena sposobno ljudstvo i ratna tehnika. Vojsku su sačinjavale pretežno regularne jedinice, bilo sopstvene ili najamničke, godinama obučavane i pripremane za eventualne bojeve. Na taj način je rat često započinjao i završavao sa odsudnom bitkom koju je u većini slučajeva na pogodnom terenu nametao jedan od protivnika. Sledeća faza rata bila je osvajanje i posedanje utvrđenih tačaka protivnika, uglavnom gradova, utvrđenih feuda, pristaništa i strategijski važnih mesta, kao što su moreuzi, prelazi preko velikih reka, industrijski centri i sl.

Sve dok nije počeo intenzivan razvoj ratne tehnike, ljudstvo je predstavljalo glavni objekt koji je trebalo snabdevati u toku priprema i izvođenja ratnih operacija. Od toga je najvažniji predmet snabdevanja bio hrana, a srazmerno neznatan procenat ratnih potreba zauzimali su oružje i druga sredstva (doba hladnog oružja). U to doba vojske su rešavale svoje potrebe u hrani i oružju najčešće uzimanjem od mesnog stanovništva i zaplenom od neprijatelja. Međutim, masovnim uvođenjem vatrenog oružja i sve većim porastom broja učesnika u ratu pojavila se i potreba za snabdevanjem jedinica hranom i ostalim potrebama iz sopstvenih izvora pored snabdevanja sa terena.

Tako su u armiju uvedena posebna transportna sredstva, namenjena isključivo prevozu životnih potreba boraca. Na taj način su uvedena tovarna grla, a kasnije jednoosovna i dvoosovna kola sa stočnom vučom. Međutim, povećavanje mase vojnika i naoružanja u ratu, kao što je npr. bio Napoleonov pohod na Rusiju, zatim izvođenje ratnih operacija na ogromnim prostranstvima u dugotrajnom vremenskom periodu, neizbežno su doveli do zahteva za permanentnim snabdevanjem jedinica tokom svih faza ratnih operacija. Pored transporta materijalnih potreba, zaprežna kola su se upotrebljavala i za prevoz pešadije, kako bi se što odmornija angažovala u borbi.

Rat je postajao sve pokretljiviji i dugotrajniji. Bitke se nisu više rešavale direktnim sudarom dveju ili više armija, već su se prenosile u dubinu teritorije jedne od zaraćenih strana. Zbog toga je i snabdevanje ovako krupnih jedinica postajalo sve složenije, naročito kada se radilo o transportovanju na velika odstojanja. Pored toga, brzina ovakvog načina transporta bila je veoma mala. Zaprežni transport je zahtevao mobilisanje ogromnog stočnog fonda, jer je kapacitet ovakvog načina transporta bio nedovoljan, tako da su se tokom vremena sve jasnije ispoljavali krupni nedostaci snabdevanja velikih jedinica isključivo zaprežnim transportom. Nekako u tom periodu započinje i razdoblje primene parnog motora, ugrađenog prvo na brodove.

Primena parnog motora na kopnu je realizovana kod železnice koja je najpre izgrađena u Engleskoj (Stivenson 1829. god.), a kasnije se naglo proširila po celom svetu. Veoma brzo su uočene ogromne mogućnosti železnice u pogledu transportovanja velikih količina tereta na veća rastojanja i velikim brzinama (za ondašnje uslove) kretanja. Prednosti železnice nad zaprežnim transportom ispoljile su se naročito u američkom građanskom ratu (1861—1865). U ovom ratu su prvi put prebačene veće jedinice KoV na velika rastojanja, kako bi se postigla nadmoćnost u ljudstvu i naoružanju na određenom pravcu i u željeno vreme. Ipak, železnica je bila vezana za prugu. Međutim,

kopnene komunikacije su se gradile tokom vekova i bile su znatno rasprostranjenije od železnice, te je i njihovo korišćenje postajalo sve veće.

Vozilo koje je sposobno da se sopstvenim pogonom kreće po putevima sa čvrstom podlogom datira još iz 19. veka, tačnije od pronalaska parne mašine. Prethodni pokušaji, kao npr. jedrilica na točkovima, čija je pogonska snaga bio vetar, nisu dali zadovoljavajuće rezultate te su ubrzo napušteni. Međutim, ni vozilo sa parnom mašinom francuskog inženjera Kinjoa (konstruisano 1769. god.), kao ni konstrukcije engleskih pronalazača R. Trevitika (1801. god.), V. H. Džejmsa, V. Henkoka i Golsvortija Gernija (1825—1836) takođe sa parnom mašinom kao pogonskim agregatom vozila, nisu mogle zadovoljiti osnovne zahteve u pogledu prevoza putnika i transporta robe zbog glosmaznosti i male brzine kretanja. Smeštaj parne mašine, potreba za velikom količinom vode i sporo puštanje u rad onemogućili su dalji razvoj ovakvog vozila.*

Treba napomenuti da su vozila sa parnom mašinom ipak odigrala određenu ulogu, jer su na njima primenjeni i patentirani pronalasci koji se i danas primenjuju kod savremenih vozila, mada u znatno izmenjenom obliku. Tako, na primer, Englez V. Henkok je prvi upotrebio ručnu kočnicu, a Francuz Peker je 1827. godine patentirao diferencijal. Godine 1805. u Americi su vršeni pokušaji sa amfibijskim vozilom.

Pravi razvoj automobila započinje od momenta pronalaska motora sa unutrašnjim sagorevanjem koji su konstruisali Nemci Nikolaus Oto i Eugen Langen 1866. godine. Ovo je prvi četvorotaktni motor čiji je pogon bio gradski plin. Benzinski motor je 1885. godine konstruisao Gotlib Dajmler i ugradio ga u svoj model automobila. Posle ovoga, na tržištu se pojavljuje niz uspehli konstrukcija, sa sve jačim motorima i, sledstveno tome, većim sposobnostima. Paralelno sa razvojem automobila razvi-

* Na usavršavanju parne mašine i dalje se radi; smanjen je kazan za paru — 15 puta, znatno je povećan pritisak, gabaritne dimenzije mašine sve su povoljnije, para se tako reći ne gubi, povećana je brzina vozova do 100 km/h itd.

jaju se i usavršavaju pojedini agregati čija upotreba znatno poboljšava karakteristike automobila. Pneumatsku gumu je 1890. godine usavršio Amerikanac Džon Bojd Danlop, dok je 1893. godine konstruisan karburator (Nemac Vilhelm Majbah). Na taj način je omogućeno da već 1900. godine pojedini automobili postižu brzinu od 100 km/h. Pronalazak baterijskog paljenja 1910. i elektropokretača 1911. godine uveliko skraćuje vreme puštanja motora u rad.

Razvoj pojedinih agregata vozila u tesnoj je vezi sa razvojem njihovih delova. Napredak u oblasti konstrukcije delova i agregata zavisio je često od napretka tehnologije i obratno, pojava mnogih tehnoloških dostignuća uslovljena je zamislima konstruktora. Prvi automobili su proizvedeni na zanatski način, često sredstvima i naporom svojih tvorca, entuzijasta na polju nauke i tehnike. Njihov vek trajanja nije prelazio ni 1.000 km. Dinamička izdržljivost i otpornost na habanje pojedinih delova i agregata bile su minimalne, usled čega je često dolazilo do lomova i kvarova. Međutim, početkom industrijske proizvodnje automobila pojavljuju se i zahtevi za poboljšavanjem konstrukcije u pogledu otpornosti na dinamičke udare, kao i na habanje.

Prve automobilske trke koje su organizovane radi provere izdržljivosti tadašnjih automobila održane su 1908. godine na relaciji Njujork—San Francisko—Vladivostok—Moskva—Pariz na dužini od oko 20 hiljada kilometara. Automobili su iz San Franciska do Vladivostoka prevezeni brodovima. Osnovna zamisao ove trke je bila ispitivanje mogućnosti automobila u dugotrajnoj vožnji, a naročito po bespuću, s obzirom na to što u to doba još nisu postojali putevi sa podlogom koja bi bila pogodna za kretanje motornih vozila. Od šest automobila koji su započeli ovu trku, sa uspehom su u Pariz stigla svega tri, posle oko 180 dana. U međuvremenu, na nekim automobilima su se izmenile ekipe usled potpune iznurenosti.

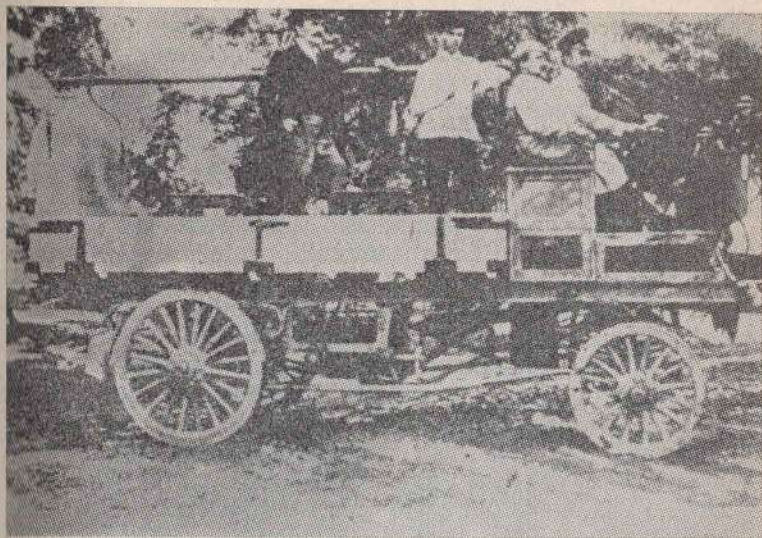
Konstatovano je da mnogi agregati funkcionalno ne odgovaraju uslovima eksploatacije, jer su neusavršeni (vešanje, upravljački mehanizam, transmisija i motor).

Ovo je podstaklo konstruktore da intenzivnije rade na realizovanju specijalnih izvedbi* koje bi omogućile veću prohodnost standardnih automobila po bespuću. Tako 1909. godine A. Kegres pravi beskonačnu gumenu traku koja se postavlja na pogonsku osovinau pri kretanju van puteva. Traka se sastojala od rama koji se obavijao oko zadnjeg pogonskog mosta, prednjeg i zadnjeg pogonskog doboša. Pogon je ostvaren pomoću Galovih lanaca. Za kretanje na dobrim putevima traka je zamenjena točkovima sa gumama.

U periodu početnog razvoja automobila i njegove primene, železnica je bila u punom procvatu. Njena prednost je bila očigledna, naročito u pogledu brzine kretanja, sigurnosti i mogućnosti prevoza velikih količina tereta na dugim relacijama. Zbog toga su mogućnosti železnice u to vreme bile od ogromnog vojnog značaja. Putna mreža, čija je gradnja bila vrlo intenzivna još pre pojave železnice, sada dolazi u drugi plan. Na taj način su se konstruktori automobila, već u prvim danima njegovog postojanja, sukobili sa problemom prohodnosti novog sredstva koje je imalo tu prednost što nije vezano za prugu, već se moglo kretati, sa manje ili više uspeha, na svakom terenu. Stoga je relativno brzo uočena mogućnost primene automobila u vojne svrhe.

Od 1900. do 1914. god., tj. do početka I svetskog rata, prebrođene su mnoge teškoće koje su predstavljale prepreku masovnom uvođenju automobila u opremu KoV. Tako, na primer, prvi su automobili napravljeni sa neelastičnim točkovima (sl. 1), a pronalaskom pneumatske gume i boljim rešenjem sistema vešanja (prvobitna veza

* Pod pojmom *izvedba* podrazumevaju se pojedinačna rešenja koncepcije vozila, koja se razlikuju u nekom od značajnih detalja. (Npr. izvedba udvojenih »tandem« zadnjih osovina ili osovina sa jednakim razmakom kod vozila formule 6×6 ; izvedba sa otvorenim ili sa zatvorenim kabinom; izvedba sa većim ili manjim razmakom osovina; izvedba 6×6 ili 8×8 korišćenjem istih glavnih agregata i sklopova.) *Varijanta* je dalji razvoj vozila u pogledu namene, tako da se od osnovne varijante mogu razviti i druge kao: pokretna radionica, cisterne, vatrogasna vozila, sanitetska vozila i druge.



Sl. 1 — Automobil srpske vojske (1903. godine)

šasija — osovine ostvarena je kao kod fijakera) znatno su povećane udobnost putnika i sigurnost transporta tereta.

Brzina kretanja, vučna sposobnost i nosivost automobila vezane su za snagu motora i sistem prenosa snage na pogonske točkove. Kod prvobitnih automobila bili su ugrađeni jednocilindrični motori male snage, a krajem prošlog veka upotrebljavani su i motori sa dva i tri cilindra. Međutim, uoči I svetskog rata imamo već i automobile sa četvorocilindričnim i šestocilindričnim motorima. Paralelno sa povećavanjem snage ugrađenih motora poboljšavaju se i eksploatacijske karakteristike automobila. Ovo je olakšalo da se veoma rano zapaze prednosti automobila, prvenstveno za transportne potrebe, u mnogim državama sa razvijenom industrijskom bazom. Zbog toga vojni faktori u Francuskoj postavljaju 1909. godine

zahteve konstruktorima u pogledu povećavanja brzine, nosivosti i izdržljivosti automobila, namenjenih za vojne potrebe. Približno u isto vreme i Nemačka preuzima korake radi motorizovanja svoje armije. U SAD kao godina početka uvođenja motorizacije uzima se 1912. kada je u armiji usvojena ideja o prednosti motorne vuče nad za-prežnom.

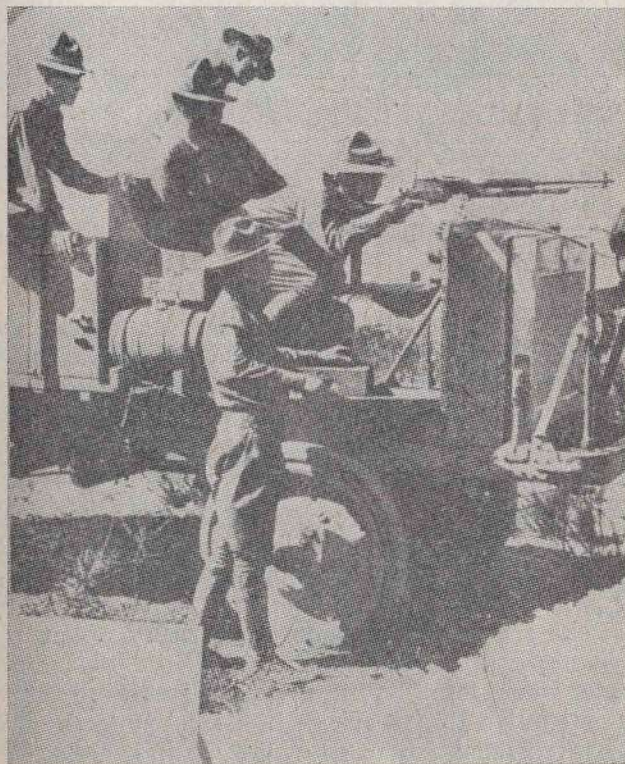
Ipak su zaraćene strane ušle u I svetski rat sa relativno neznatnim brojem automobila, pretežno mobilisanih u početku rata. Tako su Francuzi uspeali da mobilišu svega 8.500 automobila, od kojih je 6.000 bilo teretnih, i upotrebili ih za prevoz trupa na bojište (sl. 2). Pogodnost njihove upotrebe naročito je uočena u bici na Marni, kada je za 36 časova prebačeno 4.985 vojnika na daljinu od 45 km, radi produžavanja levog krila francuske 6. armije. U bici kod Verdona 1916. godine posle uništenja jedine železničke pruge na tom odseku fronta, na putu Bar l' Dik — Verdona organizovano je snabdevanje jedinica na frontu pomoću 3.500 teretnih, 2.000 (taksi vozila) putničkih i 800 sanitetskih automobila. Oni su prevozili oko 90.000 vojnika i 50.000 Mp municije nedeljno.

Ubrzo je na tom putu, dužine 75 km, broj automobila u saobraćaju porastao na 11.500 vozila, tako da je svakih 5—10 sek. prolazilo po jedno vozilo. Krajem I svetskog rata savezničke armije su na zapadnom frontu već imale u upotrebi oko 200.000 vozila, a Nemci oko

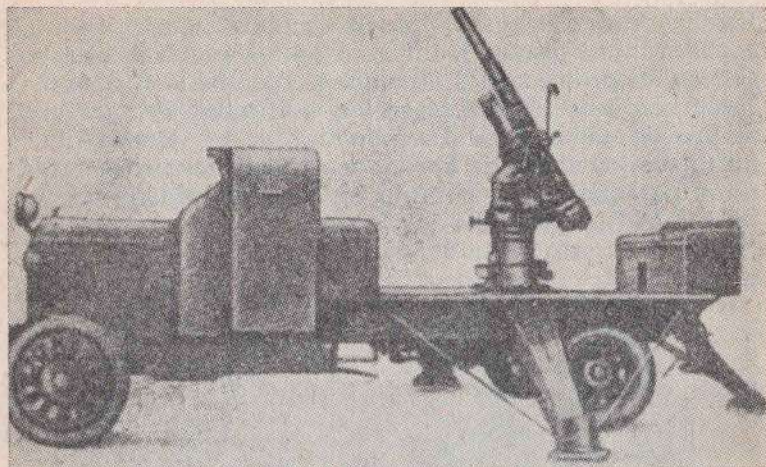


Sl. 2 — Motorizovana kolona francuske armije u početku I SR

100.000. Pored transportnih automobila, namenjenih za snabdevanje i prevoz jedinica, u toku I svetskog rata počeli su se proizvoditi i automobili specijalne namene — sanitetski, autocisterne za gorivo, laki terenski automobili za prevoz štabova i dr. Pored ovih, bilo je pokušaja da se postojeće konstrukcije koriste i za borbene svrhe, ugradnjom pešadijskog naoružanja i topova za gađanje ciljeva na zemlji ili u vazduhu (sl. 3 i 4).



Sl. 3 — Automobil američke armije sa ugrađenim mitraljezom,
I SR



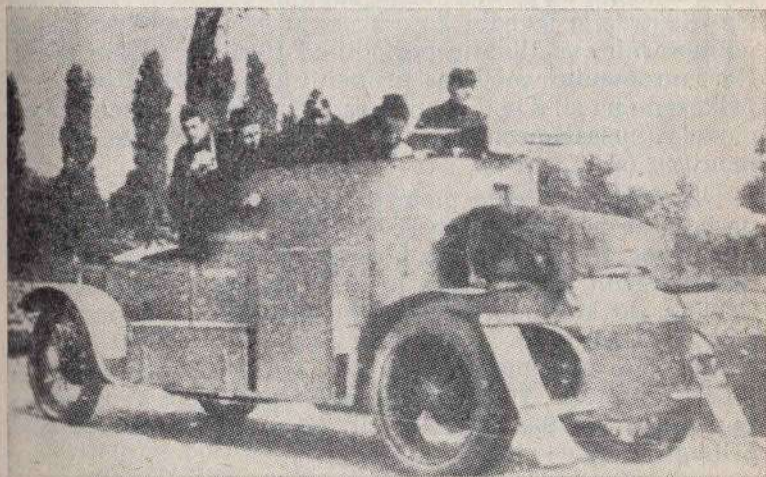
Sl. 4 — Protivavionski top 76 mm M 1914, I SR Rusija

U odnosu na konstrukcijske i eksploatacijske karakteristike motornih vozila pre I svetskog rata, može se uočiti da je u toku samoga rata postignut vidan napredak u poboljšavanju performansi vozila, što je rezultat sve većeg sagledavanja mogućnosti široke primene motornih vozila za vojne potrebe.

I ne samo to. Poznato je već da je automobil poslužio kao osnova za stvaranje prvog borbenog vozila sa sopstvenim pogonom koje se sa uspehom koristilo tokom I svetskog rata. Prvi oklopni automobili pojavljuju se početkom ovoga veka (1901. godine u burskom ratu), rađeni na šasiji običnog kamiona i sa slabim čeličnim pločama koje su služile kao oklop. Međutim, već u I svetskom ratu izrađeno je nekoliko tipova automobila sa obrtnim kupolama, u koje je ugrađen top ili mitraljez. Jedno od takvih vozila je i belgijski oklopni automobil »Minerva« (sl. 5), uspešno korišćen u borbi sa nemačkim kolonama koje su nadirale u Belgiju 1914. godine.

Upotreba oklopnih automobila u I svetskom ratu ipak je bila ograničena zbog njihove slabe pokretljivosti van puteva, a naročito pri savladavanju terenskih prepreka. Automobili su imali pune gume, pogon na zadnju osovinu, veliku sopstvenu težinu i slabe manevarske osobine, tako da se nisu mogli dovoljno efikasno koristiti u prvom redu za proboj organizovane odbrane, već je tu ulogu preuzeo tenk.

Ocena vojnih stručnjaka o kvalitetu i mogućnostima taktičke upotrebe motornih vozila u I svetskom ratu nije bila naročito povoljna, mada su postignuti zavidni rezultati u pozadinskim službama, u oblasti materijalnog zbrinjavanja jedinica i masovnom prevozu pešadije do ugroženih delova fronta. Osnovne primedbe odnosile su se na ograničenu pokretljivost van puteva sa tvrdom podlogom, brzinu kretanja po putu i ispresecanom terenu, manevarske osobine i udobnost vožnje. Konstatovano je da vozila nisu u stanju da se kreću po mekom zemljištu (blatu, oranici i sl.). Pored toga, konstrukcijske karakteristike i vučne sposobnosti vozila iz vremena I svetskog rata još



Sl. 5 — Belgijski oklopni automobil MINERVA, I SR

nisu bile u stanju da pruže zadovoljavajuće rezultate u pitanju vuče pešadijskih oruđa. Ovaj se problem delom rešavao na taj način što su lakša oruđa tovarena na vozila, dok su teže topove ili haubice vukli traktori — guseničari. Problem ugradnje oruđa na ova vozila tek je postavljen, i tadanji skromni rezultati jedva da su ukazali na mogućnosti motornih vozila u budućnosti.

Prirodno je što su stepen razvoja mašingradnje i tehnologije proizvodnje, kao i još nedovoljna konstrukcijska usavršenost motornih vozila uzroci koji su usloveli ovako nepovoljno mišljenje o njihovoj primenljivosti za vojne potrebe. Ipak, mora se uzeti u obzir da nije bilo sistematskog rada na razvoju, usavršavanju, ispitivanju i prilagođavanju konstrukcija teškim uslovima eksploatacije u armiji, jer je i saznanje o mogućnostima upotrebe došlo gotovo pred sam I svetski rat.

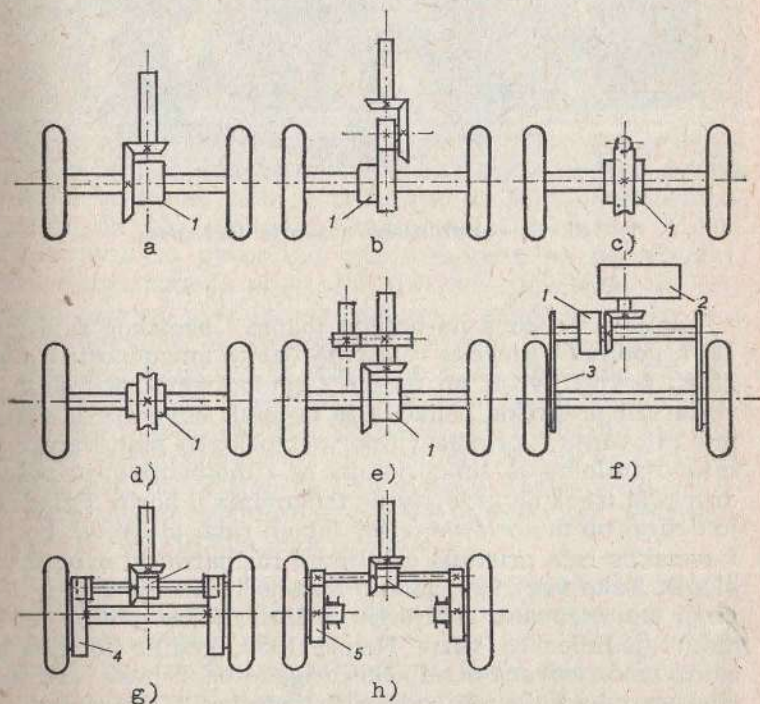
Međutim, tokom samog rata, a naročito posle njega, pojedini proizvođači motornih vozila, po sopstvenoj inicijativi ili na zahtev armije, intenzivno rade na poboljšavanju konstrukcije motornih vozila kao celine. Na sl. 6 prikazane su, na primer, šeme zadnjih pogonskih mostova, kao ilustracija izvedbi koje su se u svetu upotrebljavale na motornim vozilima u periodu od 1915. do 1922. godine. Na savremenim vozilima primenjuju se isključivo šeme prikazane na sl. 6 pod a i b, a ostale na ograničenom broju modela (pužasti prenos veoma retko) ili se uopšte ne primenjuju (sl. 6 pod d).

Značaj plovljenja motornih vozila u taktici upotrebe na bojištu uslovio je razvoj amfibija odmah po završetku I svetskog rata. Američki konstruktor terenskih i borbenih motornih vozila Kristi je 1921. godine na vozilo sa tri osovine, od kojih je zadnja bila pogonska, montirao dve elise, pomoću kojih se ono kretalo u vodi, dok su točkovi bili snabdeveni gusenicama radi veće pokretljivosti po težem terenu (sl. 7). Relativno usavršen model ovog vozila realizovan je 1923. godine, ali ga američka armija nije prihvatila.

Francuzi su takođe proizveli amfibijsko vozilo koje se dugo zadržalo u njihovoj zemlji. I ono je bilo snabdeveno

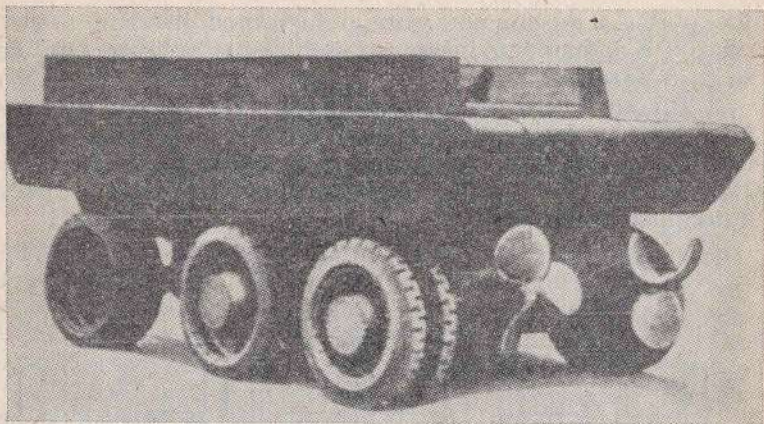
točkovima i gusenicama. Imalo je osmocilindrični motor od 100 KS. Zamena točkova gusenicama i obratno vršila se za 3 minuta.

Tokom vremena mnoge neuspele i neekonomične konstrukcije motornih vozila su odbačene, a druga rešenja se usavršavaju i sve više rasprostranjuju. Tako je 1928. godine konstruiran sinhronizovani menjač, a 1940. automatski menjač.



Sl. 6 — Šeme zadnjih pogonskih mostova na motornim vozilima 1915 — 1922. godine:

1 — diferencijal; 2 — menjač; 3 — lančani prenos; 4 — pogon sa unutrašnjim prenosom; 5 — pogon sa spoljnim prenosom; a — konusni zupčanik; b i e — dvostepeni prenos; c i d — prenos preko pužastih zupčanika; f — prenos preko lanaca; g — unutrašnji prenos; h — reduktor u točku



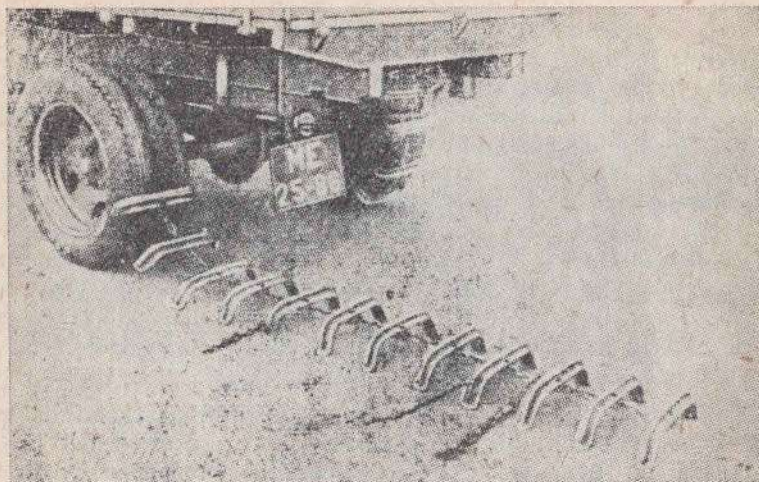
Sl. 7 — Amfibijsko vozilo iz 1921. god.

Pojava tenkova na bojištu tokom I svetskog rata (od 1916. godine) i njegove relativno velike mogućnosti u pogledu pokretljivosti po terenu i savlađivanja prirodnih i veštačkih prepreka, označila je početak nove ere u sistemu ratovanja i pružila široke perspektive manevarskom ratu. Paralelno sa tim pristupa se i motorizovanju pešadije koja treba da sadejstvuje tenkovima u borbi. Pešadija je delimično motorizovana još tokom rata, ali se tek posle I svetskog rata pristupa ozbiljnom razmatranju ovog problema. Tako već 1929. godine francuska armija ima u diviziji motorizovanu artiljeriju, inženjeriju, izviđačke jedinice i jedinice za vezu. Nemci 1935. godine formiraju četiri motorizovane streljačke brigade od 2 puka, artiljerijskog puka i drugih rodovskih jedinica. I druge zemlje pristupaju motorizovanju svojih jedinica u većoj ili manjoj meri. Veliki deo motornih vozila koji se nalazio u sastavu gotovo svih armija u svetu, potiče uglavnom iz redovne serijske proizvodnje, namenjene privredi. Međutim, odlike komercijalnih vozila u pogledu prohodnosti po terenu su slabe.

S obzirom na to što se problem pokretljivosti operativnih jedinica ne može uspešno rešiti uvođenjem motornih vozila komercijalnog tipa u opremu armije, vojni faktori su u industrijski razvijenim zemljama preduzimali niz mera da bi armiji obezbedili takva motorna vozila koja bi bila u stanju da izvršavaju niz specifičnih zadataka: da se sa lakoćom kreću po terenu i da pri tome savladaju prepreke pod svim atmosferskim uslovima, da mogu savladati vodene prepreke (laka vozila — amfibije), da mogu vući po putu i terenu artiljerijska oruđa, da se na njima mogu vršiti različite nadgradnje, da budu izdržljiva u eksploatacija (robustnost konstrukcije), da se mogu lako održavati, opravljati itd.

Polazeći od navedenih zahteva koji su se iskristalisali tokom vremena, bilo je pokušaja da se prohodnost poboljša na bazi tadanjih konstrukcija motornih vozila. Ispitivanja su prvobitno bila usmerena na povećavanje prianjanja između pogonskih točkova i tla, i ovaj se problem rešavao specijalnim lancima, različitog oblika, koji su se obavijali oko pogonskih točkova. U periodu 1932—1935. godine upotrebljavale su se trake povezane lancima, tipa PARSONS. U Sovjetskom Savezu su se masovno primenjivale poluprstenaste trake (sl. 8), povezane lancima, čija se težina kretala od 75 do 90 kp. Bilo je i drugih rešenja, kao, na primer, čelične ploče ili trake u vidu gusenica, povezane međusobno vijcima i navrtkama, ali gotovo nijedno rešenje nije zadovoljilo.

Primenom navedenih i sličnih rešenja povećana je prohodnost automobila ne samo na putevima pokrivenim sabijenim snegom, odnosno ledom, već i na ostalim, uključujući i puteve bez tvrde podloge, kao i pod snegom dubine do 200 mm. U svim slučajevima je bilo potrebno da ispod gornjeg, razmekšanog sloja zemljišta, bude podloga od tvrdog sloja sa većom nosivošću. Međutim, kretanje vozila opremljenog ovim uređajima imalo je krupnih nedostataka: već posle 50 km pređenog puta dolazilo je do habanja gornjeg sloja gume, pa čak i do oštećenja slojeva platna; povećani otpori kretanja zahtevali su upotrebu ni-



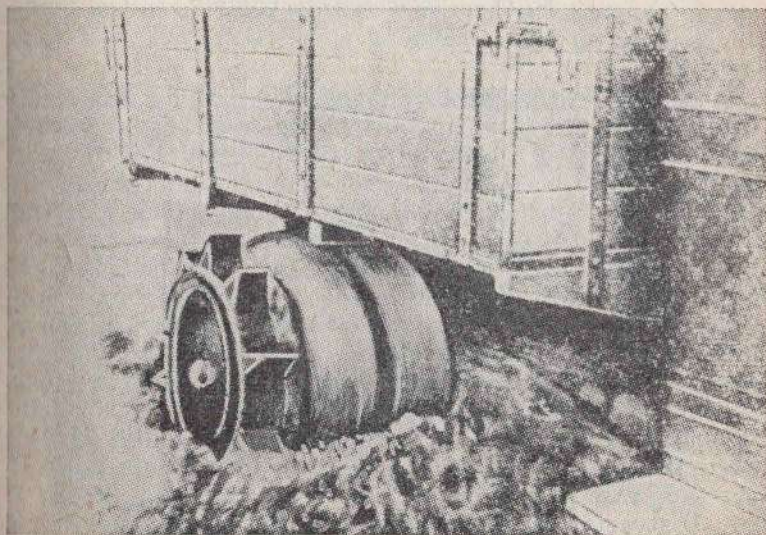
Sl. 8 — Montiranje poluprstenastih lanaca na pogonske točkove automobila

žih stepena prenosa u menjaču, što je izazvalo povećanje habanja zupčanika transmisije; ovi uređaji su omogućili realizaciju znatno veće vučne sile na pogonskim točkovima koja je izazivala preopterećenja transmisije, tako da je dolazilo do lomova; pri kretanju po tvrdim putevima primećivale su se znatne vibracije celog automobila, što je dovodilo do slabljenja veza na hodnom delu, transmisiji i drugim agregatima, a i do povećavanja zazora na spojevima. Pored toga, ni sami uređaji nisu imali vek trajanja koji se zahtevao.

Osim ovih uređaja, bilo je pokušaja da se prohodnost poveća i dobošima koji su se montirali na pogonske točkove automobila (sl. 9). Ovi doboši su imali proreze. U njih su se uglavljivali čelični odlivci u vidu šapa koje su služile za bolje odupiranje o čvrsto tle, kao kod traktora. Težina ovakva dva doboša kretala se između 190—210 kp.

Ispitivanja su pokazala da ovakvo rešenje, osim znatne složenosti i velike težine, nema nikakvo preimućstvo nad rešenjem članaka povezanih lancima, te je stoga dalji rad napušten.

Problem povećanja prijanjanja pogonskih točkova i puta rešen je na vrlo jednostavan način, pojavom guma sa dubokim šarama na protektoru, obično poprečno ili koso postavljenih u odnosu na uzdužni presek gume. Pokazalo se da šara protektora bitno utiče na silu prijanjanja gume i puta, kao i na otpor kotrljanja. Ovakve gume su se počele masovno primenjivati tek početkom II svetskog rata, tačnije u periodu 1941—1942. godine, na terenskim automobilima američke proizvodnje. Ipak, samim tim nije rešen problem poboljšavanja prohodnosti motornih vozila na terenu, a naročito po rastresitom i vlažnom zemljištu, blatu ili dubokom snegu, zbog toga što su to bile gume sa visokim pritiskom (iznad 3 kp/cm²).



Sl. 9 — Automobil ZIL-5 sa uređajem tipa TAUBIN



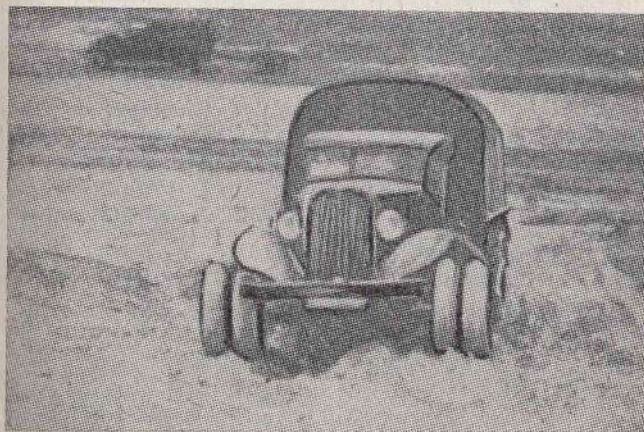
Sl. 10 — Polugusenično vozilo

Iskustvo je pokazalo da gusenična vozila (tenkovi i traktori — guseničari) mogu lako da se kreću po razmekšanom zemljištu zbog velike dodirne površine hodnog dela (gusenica) sa tlom, pa prema tome i niskog specifičnog pritiska ($0,2\text{--}0,25\text{ kp/cm}^2$). Polugusenična motorna vozila koja su se pojavila posle I svetskog rata i upotrebljavala se u II svetskom ratu, ispoljila su niz nedostataka, od kojih su najbitniji: mala brzina kretanja, otežano upravljanje (manevar) i kratak vek trajanja. Ipak je njihova proizvodnja u toku II svetskog rata neprekidno rasla, tako da ih je samo Nemačka proizvodila godišnje oko 37.000 komada. Upotrebljavala su se pretežno za vuču artiljerijskih oruđa i transport motorizovane pešadije (sl. 10). Zbog navedenih nedostataka njihova proizvodnja posle II svetskog rata je sasvim prestala.

U stvari, pitanje prohodnosti terenskih automobila po mekom tlu moglo se rešiti samo pogonom na sve točkove, jer se time koristi ukupna težina vozila za realizaciju

vučne sile na točkovima, i paralelno s tim postiže smanjenje specifičnog pritiska točkova na tle. Primena pogona na obe osovine (prednjoj i zadnjoj) rešena je još u toku I svetskog rata, a kasnije imamo vozila i sa tri pogonske osovine. Međutim, ugradnja još jedne pogonske osovine uticala je na povećanje ukupne težine vozila, te je u izvesnoj meri porastao i specifični pritisak. Radi smanjivanja specifičnog pritiska bilo je čak pokušaja da se i na prednjoj osovini ugrade dvostruki točkovi, ali ni ovo rešenje nije dalo zadovoljavajuće rezultate (sl. 11).

S obzirom na to što je prohodnost motornih vozila u velikoj meri poboljšana bez posebnih materijalnih ulaganja, samo ugradnjom guma sa dubokim šarama na protektor, ovom rešenju se počela poklanjati posebna pažnja. Težnja ka daljem povećavanju prohodnosti dovela je do pronalaska uređaja za regulisanje pritiska vazduha u gumama, čime je znatno povećana prohodnost vozila van puteva, a naročito po mekom tlu. Prednost primene sistema za regulisanje pritiska vazduha u gumama ogleda se u sledećem: poboljšana je prohodnost po vlažnom i



Sl. 11 — Terenski automobil GMC sa dvostrukim prednjim gumama

blatnjavom zemljištu, pesku, dubokom snegu; povećane su vučne karakteristike vozila, jer je zbog boljeg prijanjanja moguće realizovati veću vučnu silu; povećana je srednja tehnička brzina kretanja po ispresecanom terenu, zbog poboljšane amortizacije dobijene snižavanjem pritiska vazduha u gumama. Prvo vozilo opremljeno jednostrukim gumama sa regulisanjem pritiska vazduha, bio je ploveći automobil marke GMC (proizveden u periodu 1940—1941. godine).

U pogledu povećavanja prohodnosti terenskih automobila pre i u toku II svetskog rata postignuto je i to da se javlja nekoliko uspešnih konstrukcija vozila sa mogućnošću plovljenja, kao na primer, lako terensko vozilo holandske firme DAF, formule točkova 4×4 , proizvedeno 1939. godine. Svi točkovi kod ovog vozila su bili pogonski, a moglo se upravljati s obe strane vozila, tako da se i vožnja mogla obavljati u oba pravca.

Zaraćene strane su u toku II svetskog rata konstruisale i proizvodile masovno nekoliko tipova motornih vozila sa amfibijskim svojstvima. Amerikanci su proizveli oko 13.000 komada vozila DŽIP u obliku čamca, a na bazi vozila GMC oko 20.000 komada točkaških vozila DUK 335. Englezi su proizvodili vozilo TERAPIN nosivosti 4 Mp, formule točkova 8×8 , snabdeveno osmocilindričnim motorom FORD. Inženjer Porše je u Nemačkoj, na bazi vozila FOLKSVAGEN, konstruisao vozilo amfibiju, sa elisom smeštenom pozadi koja se pri kretanju po suvom podizala. U toku 1942. godine proizvedeno je 17.000 komada vozila ovog tipa. Pored toga, na mnogim standardnim vozilima izvedena je zaštita od prodora vode na pojedinim osetljivim agregatima — motoru, generatoru, elektropokretaču, menjaču, diferencijalu i dr. Na taj način je omogućeno kretanje motornih vozila iz sastava motorizovanih i mehanizovanih jedinica i preko vodenih prepreka koje inače predstavljaju ozbiljnu smetnju u ratnim operacijama manevarskog karaktera, kakav je bio II svetski rat.

Između ostalog, pristupilo se veoma ozbiljnom razmatranju i rešavanju problematike održavanja i remonta motornih vozila u ratu. Pripreme su započele još u miru, a

sastojale su se uglavnom iz dosta neuspelih pokušaja tipizacije voznog parka za armijske potrebe (Nemačka, Francuska, SAD), zatim unifikacije komercijalnih i vojnih vozila (Velika Britanija, SSSR), kao i stvaranjem posebno organizovane tehničke službe za remont oštećenih i ishabanih vozila. Jedinice za remont raspolagale su znatnim brojem pokretnih remontnih radionica koje su bile veoma dobro opremljene u tehničkom smislu, tako da su većinu intervencija obavljale na licu mesta. Fabrike su, pak, obezbeđivale potrebne količine rezervnih delova, agregata i sklopova.

Potreba za maskiranjem motornih vozila naročito je uočena tokom II svetskog rata, u kome su stečena značajna iskustva u tom pogledu. Primenjivane su različite mere i sredstva za maskiranje. Tako su, na primer, zimi vozila bojena belom bojom, dok su u Africi upotrebljavane posebne kamuflažne boje. Maskirne mreže i priručna sredstva (granje, trava itd.) korišćeni su pretežno prilikom stajanja vozila. Pored mera maskiranja, motorna vozila su i ukopavana, što im je pružalo zaštitu od neprijateljske vatre. Pitanje zaštite od aviona koji nisko lete rešavano je ugradnjom, na pojedina vozila, nosača za pav-mitraljez kalibra 7,9 ili 12,7 mm. Iz ovih oruđa se dejstvovalo i iz pokreta.

Terenski automobili su u II svetskom ratu korišćeni i sa raznim dodatnim uređajima, te su tako obavljali funkcije specijalnih vozila, kao što su: uređaji za čišćenje snega, minopolagači, rovokopači i sl. Mnogobrojna vozila različitih kategorija nosivosti bila su opremljena vitlom koje se upotrebljavalo za samoizvlačenje prilikom savlađivanja teških terena, odnosno za izvlačenje oruđa koje je vozilo vuklo ili, pak, drugih vozila.

Proces uvođenja terenskih vozila u opremu KoV u II svetskom ratu rastao je paralelno sa usvajanjem novijih doktrina, na koje je svakako imao uticaja sve veći razvoj novih sredstava za vođenje rata. Broj motorizovanih, mehanizovanih i oklopnih divizija neprekidno se povećava, a uporedo s tim povećava se i broj motornih vozila u jedinicama KoV svih zaraćenih armija. Dok je, na primer, nemačka armija u početku rata prednjačila u motorizaciji

svojih oružanih snaga (samo broj teretnih automobila u motorizovanoj diviziji iznosio je 1.687 komada), tokom rata ovaj primat preuzimaju SAD. Prva motorizovana divizija formirana je u SAD tek 1938. godine. Međutim, odmah po stupanju u rat SAD pristupaju reorganizaciji svojih divizija i stočnu vuču potpuno zamenjuju motorom. Već 1942. godine, broj motornih vozila u pešadijskoj diviziji SAD narasta na 2.879 vozila svih vrsta i namena. Kao ilustracija masovne upotrebe terenskih automobila u II svetskom ratu može se navesti i podatak da je američka armija imala krajem rata na evropskom bojištu oko 710.650 vozila, odnosno 58 puta više nego u I svetskom ratu.

Pored teretnih vozila koja su se u ratu upotrebljavala za prevoz pešadije i transport materijala, izrađen je i niz varijanti vozila specijalne namene. Ovde spadaju: sanitetska, vozila za vezu sa ugrađenim sredstvima veze, auto-radionice, auto-foto-laboratorije, komandno-štabna vozila, auto-cisterne, auto-dizalice, vozila za transport tenkova i dr.

Priključna vozila su se takođe masovno upotrebljavala za transport tereta ili ugradnju specijalnih uređaja. Korišćena su uglavnom na dobrim putevima u pozadini, a naročito teretne prikolice velike nosivosti. Njihovo korišćenje pri doturu i evakuaciji materijala pokazalo se veoma korisnim, jer je znatno povećan transportni kapacitet motornih vozila.

Oklopni automobili rađeni su u neznatnom broju konstrukcija na bazi postojećih terenskih automobila. Smatralo se da su točkaši manje pokretljivi po zemljištu od poluguseničnih i guseničnih vozila, te su zbog toga razne varijante oklopnih vozila rađene na šasiji poluguseničnih i guseničnih vozila. Donji stroj, a naročito gume kod točakaških vozila, bilo je veoma lako onesposobiti.

Terenski automobili su u II svetskom ratu uglavnom opravdali namenu, prvenstveno zbog toga što je usled velikog razaranja železničke mreže automobilski transport predstavljao osnovni, a u nekim slučajevima i jedini vid transporta za potrebe KoV. Njime je, za potrebe pojedinih operacija, prevezeno na milione tona materijala. Transport železnicom je bio značajan samo u početnoj fazi rata, dok

razaranja iz vazduha nisu dostigla ogromne razmere. Društveni primer je paralisanje gotovo čitave železničke mreže u Francuskoj, neposredno pred iskrcavanje savezničkih snaga u Normandiju. Teški avioni velikih akcionih radijusa bili su u stanju da razore celokupnu železničku mrežu Nemačke, što je tokom poslednje godine rata i učinjeno.

Vazdušni transport je korišćen za potrebe KoV u ograničenim razmerama, pretežno kod krupnih vazdušno-desantnih operacija ili radi snabdevanja opkoljenih jedinica. Prethodno je bilo potrebno obezbediti makar i privremenu vazdušnu nadmoćnost, jer su u protivnom gubici u transportnim avionima bili u nesrazmeri sa postignutim efektima (primer — snabdevanje iz vazduha opkoljene nemačke 6. armije u Staljingradu).

Međutim, iako su u II svetskom ratu postignuti zadovoljavajući rezultati masovnom upotrebom terenskih automobila, postojao je niz primedbi na mogućnost njihove upotrebe u veoma teškim uslovima eksploatacije. U ove uslove spadaju kretanje po blatu i snegu, savlađivanje terenskih prepreka uključujući i forsiranje reka. Karakterističan i ujedno najizrazitiji primer je nemački takozvani »munjeviti rat« na Istoku koji je dobrim delom bio paralisan pojavom velikih padavina, tako da je na raskaljanim i zatrpanim putevima dolazilo do prekida svakog pokreta motornih vozila.

Dalja iskustva o upotrebi terenskih automobila u II svetskom ratu i posle njega (Koreja, Vijetnam, Alžir, Bliski istok), kao i nove koncepcije o vođenju mogućnih ratova u budućnosti, neminovno nameću postavljanje boljih i složenijih opštevojnih zahteva za terenska vozila savremene armije. Na bazi ovih zahteva, a u saradnji vojnih faktora i proizvođača motornih vozila, u svetu se neprekidno razvijaju i usavršavaju motorna vozila, posebno terenska, tako da već danas imamo niz konstrukcija koje su znatno poboljšale karakteristike terenskih automobila. U radu na razvoju motornih vozila za potrebe savremene armije angažovan je u svetu niz naučnih institucija sa masom stručnjaka, veliki broj proizvođača motora i motornih vozila, a ulažu se i ogromna sredstva.

OSNOVNE RAZLIKE IZMEĐU ARMIJSKIH I KOMERCIJALNIH VOZILA

Od momenta pojave motora sa unutrašnjim sagoravanjem i njegove ugradnje u automobil protekle su decenije. Prvobitni motori i automobili posedovali su veoma skromne mogućnosti, tako da je njihova pojava u saobraćaju primljena sa rezervom. Međutim, njihov relativno brz razvoj i usavršavanje doveli su do toga da su se počeli sve masovnije upotrebljavati u privredi i armiji. U početku, tj. do I svetskog rata, nije bilo nikakvih bitnih konstrukcijskih razlika između ovih motornih vozila, jer im je i namena bila ista — prevoz putnika (odnosno vojnika) i transport tereta. Da bi se automobili mogli što ekonomičnije upotrebljavati, intenzivno je izgrađivana putna mreža. U tom periodu je povećana snaga ugrađenih motora i gabaritnih dimenzija vozila, kako bi im se povećala i korisna nosivost.

U I svetskom ratu, putnički i teretni automobili iz privrede mobilisani su za potrebe oružanih snaga i korišćeni prvenstveno na onim odsecima fronta gde nije bilo razvijene železničke mreže. U to vreme putevi nisu tehnički odgovarali upotrebi motornih vozila, što je dovodilo do čestih kvarova. S druge strane, vozila su bila prinuđena da se kreću i van puteva radi dotura materijala jedinica. Pored toga, pojavila se i potreba za izgradnjom specijalnih vojnih vozila. Na šasiji točkaških vozila počeli su se raditi i oklopni automobili. Razmatrao se i problem vuče težih artiljerijskih oruđa, ali to nije realizovano. Ovi

zahtevi za potrebe armije primorali su konstruktore da dođu do novih rešenja, od kojih su u tom periodu najvažniji: povećana snaga ugrađenih motora, poboljšan sistem vešanja i povećan broj pogonskih osovina.










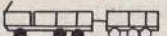


U periodu između dva rata, a posebno u II svetskom ratu, došlo je do dalje diferencijacije u konstrukciji između vojnih i komercijalnih vozila, nastale isključivo kao rezultat posebnih armijskih zahteva. Ti zahtevi su bili usmereni na povećavanje prohodnosti vojnih motornih vozila i poboljšavanje njihovih performansi — vučne sile, brzine kretanja, moći savlađivanja uspona i prepreka i dr. Zbog toga su terenski automobili morali imati sve osovine pogonske, došlo je do ugradnje guma sa niskim pritiskom, nezavisnog vešanja točkova, mogućnosti plovljenja i sl. S druge strane, komercijalna vozila su predviđena za eksploataciju po dobrim putevima, pri čemu ekonomičnost eksploatacije igra najvažniju ulogu.

Smernice razvoja komercijalnih vozila vezane su za zakone koji vladaju u privredi i baziraju uglavnom na oštroj konkurenciji između svih vrsta saobraćaja — putnog, železničkog, pomorskog i vazdušnog. Zbog toga komercijalna vozila moraju zadovoljiti sledeće zahteve:

- jednostavnost konstrukcije, niska cena izrade i niski troškovi eksploatacije;
- velika otpornost agregata na habanje i što duži amortizacioni vek;
- velike brzine kretanja po savremenim putevima i dobre manevarske osobine;
- velika tovarna površina i zapremina i pogodnost za utovarno-istovarne manipulacije;
- neophodna udobnost i sigurnost putnika i vozača, kao i automatizacija upravljanja, održavanja i opravki.

Potražnja, te prema tome i proizvodnja motornih vozila u svetu dostigla je danas neočekivane razmere, a veliki broj proizvođača i različiti uslovi eksploatacije doveli su do niza konstrukcija komercijalnih vozila koje sa manje ili više uspeha ispunjavaju zahteve korisnika.

Uporedni prikaz karakteristika
komercijalnih i vojnih motornih vozila

	Tip motornog vozila	Formula točkova	Specifična snaga KS/Mp	Koefic. iskoriš. težine vozila	Koefic. adhezije $K_{\mu} = \frac{\sum G}{C_u}$	Pokretljivost
0,5—1,0 Mp		4 × 2	15—30	0,55	0,55	Ograničena
		4 × 4	22—45	0,35	1,0	Visoka
1,0—3,0 Mp		4 × 2	8—15	0,90	0,55	Ograničena
		4 × 4 6 × 6	15—30	0,50	1,0	Veoma visoka
3,0—7,0 Mp		4 × 2 4 × 4	7—15	1,10	0,55 1,0	Ograničena i povećana
		6 × 6 8 × 8	15—25	0,45	1,0	Veoma visoka
7,0—12,0 Mp		4 × 2 6 × 4	5—8	1,10	0,55 0,75	Ograničena i povećana
		6 × 6 8 × 8	8—14	0,80	1,0	Veoma visoka
12,0—20,0 Mp		4 × 2 6 × 4	4—6	1,0	0,55 0,75	Ograničena
		6 × 6 8 × 8	7—10	1,0	1,0	Visoka
Preko 20 Mp		6 × 4	4—6		0,75	Ograničena
		6 × 6 8 × 8	6—10		1,0	Visoka

Napomena: sa punim krugom je označena pogonska osovina.
Vojna motorna vozila imaju formulu da svi točkovi budu pogonski.

Sve veća razgranatost putne mreže sa savremenim kolovoznim zastorom (asfaltom, betonom) i relativno povoljan režim eksploatacije komercijalnih vozila usloveli su da je njihova vrednost u vojnom smislu veoma niska i ograničena. U tabeli 1 prikazane su neke uporedne karakteristike savremenih komercijalnih i vojnih vozila sa aspekta vučnih sposobnosti i prohodnosti.

Formula točkova predstavlja najverniji pokazatelj sposobnosti kretanja motornih vozila van puteva. Motorna vozila za komercijalne potrebe, predviđena za upotrebu u naseljenim mestima i po dobrim putevima, obično su formule 4×2 , što znači da imaju četiri točka, od kojih su dva pogonska. Vozila namenjena za rad u građevinarstvu ili za poljoprivredne radove, kao i eksploataciju šuma i slično, izvode se sa formulom točkova 4×4 ili 6×4 , što im poboljšava prohodnost po terenu, naročito kada je podloga puta suva.

Međutim, postoji još mnogo faktora koji utiču na prohodnost vozila po terenu i ne mogu biti obuhvaćeni ovako jednostavnim izrazom. Na primer, zadnja pogonska osovina teretnih komercijalnih vozila ima u većini slučajeva udvojene točkove koji pružaju veće otpore kretanja po blatnjavim putevima ili po mekom i raskvašenom zemljištu. Pored toga, gume na komercijalnim vozilima su visokog pritiska, manjih dimenzija i manje širine profila u poređenju sa vojnim vozilima odgovarajuće kategorije. Udvojeni točkovi na zadnjoj osovini komercijalnih vozila su rezultat neravnomerne raspodele opterećenja (obično $2/3$ ukupne težine pada na zadnju osovину), što uslovljava povećavanje broja točkova da bi se obezbedila nosivost zadnje osovine.

Savremeni terenski automobili imaju ugrađene jednostruke gume sa niskim pritiskom, širokog profila i šarama protektora koje obezbeđuju dobro prijanjanje pri kretanju po različitom terenu. Ovome treba dodati još i to da raspodela opterećenja po osovinama iznosi približno $1:1$, što je znatno povoljnije pri savlađivanju uspona, odnosno raskvašenog zemljišta.

Specifična snaga vozila (KS/Mp) izražena je odnosom efektivne snage ugrađenog motora i ukupne težine vozila i predstavlja pokazatelj koji može poslužiti za ocenu vučnih sposobnosti motornih vozila. Kao što se iz tab. 1 vidi, ovaj je odnos znatno manji kod komercijalnih motornih vozila, prvenstveno zbog faktora ekonomičnosti. Naime, otpori kretanja na putevima sa savremenim kolovoznim zastorom su mnogo manji od otpora kretanja po terenu, naročito ako se uzme u obzir da usponi puta ne smeju preći veličinu od 15%, bez obzira na konfiguraciju terena, dok se od terenskih automobila zahteva savlađivanje maksimalnog uspona od 60%. Zbog toga snaga ugrađenih motora kod komercijalnih vozila može biti znatno manja od one na vojnim vozilima.

Teži se da se raspoloživa vučna sila na pogonskim točkovima kod komercijalnih vozila do maksimuma iskoristi, s obzirom na uslove i režim eksploatacije, da bi se postigla ekonomična brzina kretanja koja leži u granicama između 50 i 60 km/h za savremena teretna vozila srednje kategorije nosivosti, odnosno $\frac{3}{4}$ od V_{max} za teža vozila. Zbog toga se postojeći odnos KS/Mp smatra povoljnim. Ispitivanja u ovoj oblasti su pokazala da treba smanjiti razliku u specifičnoj snazi između lakih i teških teretnih vozila, a posebno da minimalna specifična snaga ne sme biti ispod 5,5 KS/Mp.

S druge strane, terenska motorna vozila zahtevaju izvesnu rezervu vučne sile na pogonskim točkovima koja se u izvesnim okolnostima koristi za savlađivanje većih otpora kretanja po terenu, kao i za postizanje većih prosečnih brzina kretanja.

Koeficijent iskorišćenja težine vozila (η_v) izražen je odnosom nosivosti i sopstvene težine vozila:

$$\eta_v = \frac{G_u - G_s}{G_s} \text{ (kp/kp), odnosno}$$

$$\eta_v = \frac{G_n}{G_s} \text{ (kp/kp)}$$

gde je G_u — ukupna težina vozila u kp;

G_s — sopstvena težina vozila u kp;

G_n — nosivost vozila u kp, $G_n = G_u - G_s$.

Ova karakteristika predstavlja, s jedne strane, ekonomičnost metala i drugog materijala korišćenog u konstrukciji koja za predviđene uslove eksploatacije treba da obezbedi neophodnu izdržljivost i vek trajanja svih sklopova i agregata motornog vozila, a sa druge, svakim neopravdanim povećavanjem sopstvene težine vozila povećava se potrošnja goriva, brže se habaju gume, smanjuje se vučna sposobnost itd.

Kao što se iz tab. 1 vidi, ovaj odnos je izrazito povoljan kod komercijalnih vozila, a naročito u oblasti srednjih kategorija nosivosti. Ovako velika razlika u veličini koeficijenata iskorišćenja težine vozila shvatljiva je iz sasvim jednostavnog razloga — dinamička naprezanja pri kretanju po terenu su mnogo veća nego pri kretanju po putevima, te je stoga potrebno da konstrukcija terenskih automobila obezbedi maksimalnu otpornost svih delova, sklopova i agregata. Pored toga, treba uzeti u obzir i to da na povećavanje sopstvene težine terenskih automobila utiču i dodatni agregati, uređaji i oprema (veći broj pogonskih osovina, vitlo, rešetkasti branik ispred motora, pionirski alat i sl.). Međutim, poslednjih godina, primenom savremenih materijala (aluminijuma i plastičnih masa) u konstrukciji vozila postiže se poboljšavanje odnosa nosivosti i sopstvene težine i kod terenskih automobila.

Koeficijent athezije (K_μ) dat je odnosom težine koja pada na pogonske osovine i ukupne težine vozila:

$$K_\mu = \frac{G_p}{G_u} \text{ (kp/kp),}$$

gde je G_p — deo ukupne težine opterećenog vozila koja pada na pogonske osovine, u kp;

$G_p = G_1 + G_2 + G_3$ (za vozilo sa tri pogonske osovine).

G_u — ukupna težina opterećenog vozila, u kp.

Koeficijent athezije je značajan zbog toga što u izvesnoj meri određuje veličinu vučne sile na pogonskim točkovima. Naime, pri kretanju vozila po klizavom putu ili terenu može doći do klizanja pogonskih točkova, usled niske vrednosti koeficijenta prijanjanja (μ) između njih i tla. Klizanje točkova nastupa kada je vučna sila na pogonskim točkovima F_v veća od granične vrednosti sile prijanjanja:

$$F_v > \mu G_p.$$

Prema tome, za određene uslove eksploatacije, sila prijanjanja će biti veća ukoliko je veći odnos G_p/G_u , tj. postojaće manja verovatnoća klizanja točkova.

Ovim se može objasniti činjenica što vozila sa formulom točkova 4×2 (gotovo sva komercijalna vozila) nisu u stanju da realizuju maksimalno mogućnu vučnu silu koju može pružiti obrtni moment motora na pogonskim točkovima, jer se za atheziju koristi samo deo težine vozila, (0,55 — 0,75) G_u . Međutim, kod vozila sa svim pogonskim osovinaama je odnos $G_p/G_u = 1$, što znači da se ukupna težina vozila koristi za postizanje maksimalno moguće sile prijanjanja, odnosno u ovom slučaju veličina sile prijanjanja zavisi samo od karakteristika terena po kome se vozilo kreće. Pored toga, povećavanje sile prijanjanja kod savremenih konstrukcija terenskih automobila postiže se i primenom guma širokog profila sa niskim pritiskom, uređajem za blokiranje diferencijala i pravilnom raspodelom obrtnog momenta motora na osovinaama.

Navedene karakteristike ističu bitnu razliku između komercijalnih i vojnih motornih vozila, tj. ukazuju na ograničene mogućnosti upotrebe komercijalnih vozila u armijske svrhe. Ipak, treba istaći i to da u privredi postoji znatan broj komercijalnih vozila povišene prohodnosti koja se grade za eksploataciju u teškim uslovima. To su vozila namenjena građevinarstvu, šumarstvu, poljoprivredi. Njihove su karakteristike sledeće: robusnost konstrukcije, pogon na sve osovine (sa udvojenim zadnjim pogonskim točkovima), ugrađeni snažniji motori, vitlo itd.

Ova se vozila mogu uspešno koristiti za potrebe armije, naročito za transport materijala, a u izvesnim slučajevima i za vuču artiljerijskih oruđa i raketa ili priključnih vozila.

OPŠTE KARAKTERISTIKE TERENSKIH AUTOMOBILA

Opštevojni zahtevi

Terenski automobili i priključna vozila potrebni su savremenoj armiji za mnoge zadatke u ratu. Ovi su zadaci definisani njihovom taktičkom upotrebom i namenom koja je gotovo istovetna za sve armije u svetu. Savremeni rat iziskuje mnogo veća naprezanja od terenskih vozila nego što je to bio slučaj u proteklim ratovima. Ovo je sasvim razumljivo s obzirom na neprekidni razvoj vojne misli i tehnike, pa zbog toga i zahteva koji se postavljaju pri konstruisanju terenskih automobila.

Cilj svih poboljšanja konstrukcije terenskih automobila bilo je zadovoljenje opštevojnih zahteva koje je postavila armija. Vrlo je malo primera u svetu da su tehnička dostignuća iznenadila taktičare, kao što je to bio slučaj sa pojavom tenka na bojištu 1916. godine, iako je sama ideja o oklopnom vozilu potekla mnogo ranije. Iznenadjenje se sastojalo u tome što je razvoj tenka držan u tajnosti čak i od saveznika, a njegove stvarne mogućnosti nisu bile poznate sve dok se nije masovno upotrebio u borbi. Razume se da proces razvitka konstrukcije terenskih automobila nije tekao glatko, već su ulagani znatni naponi čitavih ekipa stručnjaka, konstruktora i taktičara, kao i ogromna sredstva. Ipak se pri tome od mnogih zahteva odustalo jer se nije moglo naći zadovoljavajuće rešenje (npr. guma koja pokazuje podjednake osobine pri kretanju vozila po kolovozu sa tvrdim zastorom, omogućuje vozilu postizanje velikih brzina, kao i pri kretanju po rastresitom zemljištu, uz znatno smanjenje brzine).

U opremi savremene armije terenski automobili se nalaze u svim jedinicama, počev od najnižih — pa do naj-

viših. Pored jedinica KoV, terenski automobili se nalaze i u sastavu jedinica RV i RM, što praktično znači da se njihova oblast upotrebe proteže na sve rodove i vidove. U zavisnosti od taktičke upotrebe i namene, oni se proizvode sa različitim konstrukcijama, gabaritnim dimenzijama i težinama. No i pored ovih razlika, moraju zadovoljiti određene opštevojne zahteve koji se smatraju zajedničkim za sva armijska vozila. Te su zahteve precizirali vojni stručnjaci na bazi koncepcija o savremenim uslovima ratovanja. Ukratko, opštevojni zahtevi za sve terenske automobile sastoje se iz sledećeg:

1. moraju posedovati visoku pokretljivost u raznim terenskim i vremenskim uslovima;
2. sopstvene težine i gabaritne dimenzije moraju biti što manje, uz istovremeno povećavanje korisnog tovarnog prostora i nosivosti;
3. konstrukcija treba da bude osposobljena za izvođenje različitih nadgradnji;
4. otpornost na dinamičke udare i habanje mora biti u skladu sa predviđenim uslovima njihove eksploatacije;
5. moraju biti osposobljena i prilagođena za transport železničkim, plovnim i vazdušnim transportnim sredstvima;
6. radi jednostavnijeg i efikasnijeg održavanja i remonta, terenska vozila moraju biti konstruisana na bazi maksimalno mogućnog stepena standardizacije delova i unifikacije agregata i sklopova;
7. mora se obezbediti perspektivnost njihove konstrukcije još u fazi idejnog projekta, kako bi se omogućio dalji razvoj i usavršavanje osnovne varijante, a time i racionalno ulaganje materijalnih sredstava;
8. dodatna oprema i uređaji moraju biti unificirani itd.

Uspešna realizacija vojnih zahteva zavisi od ekonomskih, proizvodnih i tehnoloških mogućnosti svake zemlje, te se zbog toga i konstrukcije terenskih automobila u

pojednim zemljama međusobno razlikuju. Ipak, taktički zahtevi ne predstavljaju jedine faktore koji ispoljavaju uticaj na tehnička rešenja terenskih automobila. Postoji i mnoštvo drugih, kao što je, na primer, težnja da se obezbede što uža tipizacija i unifikacija između komercijalnih i vojnih vozila, sprovedena u pojedinim zemljama. Pored toga, poslednjih godina ima sve više primera razvoja borbenih točkaških vozila na bazi postojećih konstrukcija terenskih automobila, čemu je svakako razlog jednostavnija izvedba, niža nabavna cena, velika pokretljivost i niz drugih preimućstava.

Pre nego što se definišu opštevojni zahtevi potrebno je detaljnije razmotriti karakteristike terena i uslove eksploatacije terenskih automobila u savremenom ratu, jer se kroz ova razmatranja mogu jasnije sagledati mnogi problemi koji obezbeđuju mogućnosti njihove taktičke upotrebe.

Karakteristike terenskih uslova kretanja

Sposobnost kretanja motornih vozila po putevima i van njih zavisi od otpora koji se pri tome javljaju. Otpor kretanja* u osnovi nastaje kao rezultat prodiranja točkova u tle i njegove deformacije usled opterećenja na točkovima vozila. U pojedinim slučajevima, kada je prodiranje točkova znatno, stvaraju se tako veliki otpori kretanja pri kojima vozilo više nije u stanju da se kreće. To znači da je za kretanje po putevima ili van njih od bitne važnosti sposobnost tla da izdrži razna opterećenja i da se pri tome ne deformiše. Drugim rečima, ova sposobnost se naziva »reakcijom« tla čija veličina zavisi od vlažnosti i stepena sabijanja. Teorijski obrazac za dozvoljeno specifično opterećenje točkova vozila na tle (p) uzima kao osnov otpor zemljišta:

$$p = kT^2 \text{ (kp/cm}^2\text{)}$$

* Autori su koristili termine »otpor kretanja« i »otpor kotrljanja« zbog toga što se ovi termini češće sreću u literaturi, mada bi jezički bili ispravniji termini »otpor kretanju« i »otpor kotrljanju«. — Prim. red.

gde je

- k — koeficijent sleganja zemljišta, zavisno od njegovih osobina i dimenzija točkova, $k \geq 0,5$;
- T — dubina sleganja (cm);
- λ — pokazatelj, zavisan od uslova opterećenja,
 $0 < \lambda < 2$.

Vrednosti navedenih koeficijenata dobijene su praktičnim ispitivanjima vozila različite nosivosti i opterećenja.

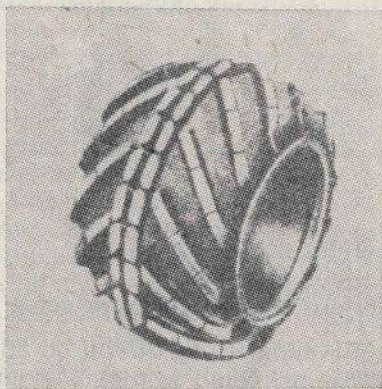
Na osnovu izvedenog teorijskog obrasca može se zaključiti da će, ukoliko je zemljište rastresitije i vlažnije, dubina prodiranja točkova vozila biti veća. Time se povećavaju otpori kretanja i smanjuje veličina raspoložive vučne sile na pogonskim točkovima do granične vrednosti, pri kojoj otpori kretanja postaju jednaki vučnoj sili. U ovom slučaju vozilo gubi sposobnost kretanja, odnosno kaže se da je teren u takvom stanju neprohodan za motorna vozila. Očigledno je da najnepovoljnije uslove kretanja motornih vozila pružaju raskvašeni i blatnjavi seoski putevi, ledine i oranice u vreme velikih padavina, peščani tereni, kao i predeli obrasli gustom šumom.

Prohodnost motornih vozila praktično se ispituje na horizontalnim delovima terena. Ovaj se način smatra potpuno realnim, zbog toga što određivanje koeficijenta prijanjanja i otpora kretanja na ispresecanom terenu sa rupama, jamama i kolotečinama ne može dati tačne i pravilne podatke, na osnovu kojih bi se mogla proučavati zakonitost kretanja motornih vozila. Osim toga, za proučavanje prohodnosti vozila interesantan je samo gornji sloj zemljine površine, jer je direktno podvrgnut uticaju atmosferskih padavina i drugih pojava.

Razmekšano i blatnjavo zemljište. Kretanje terenskih automobila po ovakvom terenu neposredno zavisi od atmosferskih uslova. Po toplom i suvom vremenu, vozila opremljena standardnim gumama sa običnom šarom protektora, sposobna su da se sigurno kreću zbog toga što je podloga tla čvrsta. Ipak, dovoljna je i neznatna kiša da teren postane teško prohodan. Ovo se može objasniti time

što se gornji sloj zemljišta brzo razmekšava i prelazi iz tvrdog stanja u plastično. Čak i dugotrajne padavine veoma sporo povećavaju dubinu razmekšanog sloja. Kod zemljišta sa ilovačom (glinom), u periodu dugotrajnih padavina u proleće ili jesen, dubina razmekšanog sloja kreće se u granicama od 80 do 120 mm.

Pri kretanju po ovakvom zemljištu vozila sa standardnim gumama, kod kojih se blato utisne u šare protektora, počinju kliziti čak i na neznatnim nagibima. Nešto bolje mogućnosti kretanja postižu se sa gumama koje imaju duboke šare na protektoru (tzv. »terenske gume«) kod kojih dolazi do samočišćenja blata. Međutim, posle većih i dužih padavina, kada dolazi do znatnog prodiranja točkova u razmekšano zemljište, veoma često sile otpora kretanja prelaze veličinu vučne sile, tako da je dalje kretanje nemoguće.



Sl. 12 — Lučna guma

Kretanje po raskvašenom zemljištu moguće je ostvariti samo sa onim vozilima koja imaju gume niskog pritiska, tj. sa mogućnošću njegovog sniženja ispod 1 kp/cm^2 (postiže se centralnom regulacijom pritiska vazduha u gumama). Kod ovih guma kontaktna površina između gume

i zemljišta je veća, a time i sila prijanjanja, čime se obezbeđuje postizanje znatno većih vučnih sila. Pored ovih, savremena terenska vozila opremljena su i lučnim gumama, čija je širina profila gotovo jednaka širini točkova sa dvostrukim gumama (sl. 12). Lučne gume imaju niske veličine pritiska ($0,8 - 1,5 \text{ kp/cm}^2$) i zahvaljujući tome smanjene otpore kretanja vozila.

Ispitivanja na zemljištu čija je dubina razmekšanog sloja iznosila $80-90 \text{ mm}$, sa vozilima snabdevenim standardnim i lučnim gumama, dala su sledeće podatke o veličini koeficijenta od kojih zavisi prohodnost vozila (tabela 2):

Tabela 2

Prosečne vrednosti koeficijenata otpora i prijanjanja

koeficijenti	lučne gume	standardne gume
otpora kotrljanja f	0,047 — 0,052	0,111 — 0,121
prijanjanja μ	0,470 — 0,475	0,310 — 0,260
otpora kretanja vozila f_v	0,088 — 0,093	0,151 — 0,160

gde je

- f — koeficijent otpora kotrljanja;
- μ — koeficijent prijanjanja;
- f_v — koeficijent otpora kretanja celog vozila.

Vlažnost ispitivanog tla na dubini od 80 do 90 mm iznosila je $22 - 27\%$, pri čemu je njegov površinski sloj na dubini od 40 do 60 mm bio u tečnom stanju. Čvrstoće donjeg sloja kretale su se u granicama od $0,5$ do $0,8 \text{ kp/cm}^2$. Pritisak vazduha u standardnim gumama iznosio je $4,25 \text{ kp/cm}^2$, a u lučnim 1 kp/cm^2 .

Iz tabele 2 se može zaključiti da pogonski točak sa lučnom gumom ima koeficijent otpora kotrljanja za $2-2,5$ puta manji nego sa standardnom gumom. Koeficijent prijanjanja točka sa lučnom gumom je veći, što znači da vozilo snabdeveno ovim gumama može na razmekšanom

i raskvašenom zemljištu realizovati veću vučnu silu nego ono sa standardnim gumama pri istim uslovima kretanja. Objašnjenje ove pojave leži u tome što je površina kontakta lučne gume sa deformisanim tlom za nekoliko puta veća od kontaktne površine dvostrukog točka sa standardnim gumama, pri znatno manjim srednjim kontaktnim pritiscima u lučnoj gumi.

Vlažna oranica. Oranica je, za razliku od razmekšanog zemljišta, veoma usitnjena (zbijenost sistema 0,8—1,5 gr/cm³) na dubini od 140—150 mm i većoj, i odlikuje se većom raznovršnošću svojstava. Oranica koja ima gline poseduje manju higroskopnost, što znači da se veoma sporo suši, za razliku od oranice koja sadrži peska ili crnice, odnosno veće količine organskih čestica. Najnepovoljnija za kretanje vozila je svakako oranica koja sadrži glinu, zbog toga što je jako lepljiva i utiskuje se u šare protektora gume.

Vlažnost oranica se u vreme velikih padavina kreće u granicama od 14 do 23%. Kretanje motornih vozila po ovakvom zemljištu je jako otežano. Na primer, pri kretanju vozila opremljenog standardnim gumama i pod punim opterećenjem stvara se kolotrag tako velike dubine, da može doći do zaustavljanja vozila usled velikih otpora kretanja. Sledeće vozilo iz kolone je već prinuđeno da se kreće po neugaženom tlu. Glinasta oranica i crnica postaju pri tome tako lepljive da se pri kretanju po njima na točkovima vozila nakupi (utisne) velika količina gornjeg razmekšanog sloja.

Ispitivanja su pokazala da je pri ovakvim zemljišnim uslovima moguće obezbediti pouzdano kretanje jedino vozilima koja poseduju gume niskog specifičnog pritiska i velike kontaktne površine, zbog toga što je dubina kolo-traga znatno manja, te su stoga i otpori kretanja manji.

Suvi prosečeni putevi. Pod prosečenim putevima se obično podrazumevaju seoski putevi koji se mogu koristiti za jednosmerni saobraćaj, s obzirom na to što širina profila, poluprečnici krivina, veličine nagiba i objekti na njima nisu podesni za saobraćaj u dva smera. Površina ovih puteva može biti zemljana, peskovita ili kamenita.

Kretanje motornih vozila po ovakvim putevima ne predstavlja problem, izuzev ako tle nije jako deformisano (kolotrag točkova zaprežnih kola, duboke jame, mali poluprečnici krivina, nedovoljna nosivost mostova i tsl.).

Koeficijent prijanjanja kod guma sa širokim profilom i niskim pritiskom na ovakvim terenima je veći nego kod standardnih guma sa visokim pritiskom. Na vozilima sa lučnim gumama ovaj koeficijent se približava graničnim vrednostima ($\mu = 0,79$) koje se mogu postići samo na vrlo rapavom cementno-betonskom kolovozu. Koeficijenti otpora kotrljanja su kod svih guma približno isti i kreću se u granicama od 0,025 do 0,038.

Međutim, uslovi kretanja motornog vozila na peskovitom prosečenom putu se unekoliko razlikuju od onih na nabijenom zemljanom putu. Kod peskovitog puta obrazuje se kolotrag koji može biti različite dubine, u zavisnosti od zbijenosti tla. Ispitivanja prohodnosti vozila sa lučnim gumama pokazala su da je pri kolotragu visine 60 cm, koeficijent otpora kretanja celog vozila za 40—43% veći nego sa istim gumama ako se ne obrazuje kolotrag. Osim toga, i promena pritiska vazduha u lučnim gumama za veličinu $\pm 0,5$ kp/cm² od optimalnog pritiska, koji iznosi 1,2 kp/cm², dovodi takođe do povećavanja koeficijenta otpora vozila približno za 30—40%. Ovo se tumači time što obrazovanje kolotraga dovodi do povećavanja nepovratnih gubitaka energije usled deformacije tla i oscilacije po vertikali i horizontali neamortizovanih masa vozila.

Vučna sposobnost vozila pri navedenim uslovima takođe zavisi od veličine kolotraga koji obrazuju točkovi vozila. Kod znatne sabijenosti tla, gornji sloj puta se veoma malo deformiše, te su uslovi kretanja za vozila sa različitim gumama približno jednaki. Povećavanjem dubine kolotraga povećava se i koeficijent otpora kotrljanja, tako da i mogućnost realizacije veće vučne sile raste.

Peščani tereni. Suvi peščani tereni se razlikuju od zemljanih puteva pomešanih sa glinom u prvom redu po granulometrijskom sastavu. Čestice peska su prečnika

0,25—2,0 mm, dok su osnovne čestice ilovače dimenzije 0,005 mm i manje. Pored toga, čestice peska su oble, dok je oblik čestica glinenog tla rapav. Pesak ne poseduje svojstvo plastičnosti, kao što je to slučaj kod glinenog tla, ima veću higroskopnost i veoma malu silu prijanjanja. Peščano tle je relativno slabo sabijeno na znatnoj dubini (300—400 mm i više), a njegova sabijenost iznosi 0,07—0,2 gr/cm³.

Kretanje vozila opremljenog standardnim gumama visokog pritiska vazduha po peščanim terenima je veoma složeno. Pre svega, pesak pruža vrlo velike otpore kretanju motornih vozila, pa im se smanjuje i brzina kretanja. Kao redovna pojava javlja se i klizanje pogonskih točkova, usled čega dolazi do njihovog neravnomernog broja obrta, a to izaziva prekomerne oscilacije vozila. Najviše je pri tome opterećen motor koji radi sa velikim brojem obrta te se brzo pregreva. Eksploatacija motornih vozila koja imaju točkove i gume običnog tipa na ovakvim terenima je nesigurna, naročito ako je dubina peščanog sloja znatna. Čak i potpuno rasterećenje vozila samo neznatno povećava njihovu prohodnost.

Motorna vozila opremljena gumama sa malim brojem platana i sa mogućnošću regulacije pritiska vazduha u gumama, pokazuju mnogo bolje rezultate u pogledu prohodnosti po peščanim terenima. Veća kontaktna površina sa tlom i smanjenje specifičnog pritiska na 0,5—1,0 kp/cm² obezbeđuju vozilu visoku prohodnost po suvom pesku znatne, pa čak i velike dubine. Pri tome je mogućna i upotreba prikolica. Motorna vozila opremljena standardnim gumama mogu se, međutim, sigurno kretati po peščanim terenima čija je dubina do 200 mm.

Tereni pokriveni snegom i ledom. U zimskom periodu, za vreme velikih padavina snega i poledice, čak i putevi sa savremenim kolovoznim zastorom postaju neprohodni zbog velike dubine snega i velikih otpora kretanja koji se u ovakvim uslovima eksploatacije vozila javljaju. To se isto može reći i za ostale puteve kad su zavejani dubokim snegom. Putevi koji prolaze preko ispresecanih terena, a pogotovo ako imaju sa strane drvorede

i drugo rastinje, manje su ugroženi od snega. Smanjivanju prohodnosti motornih vozila doprinose jame, kolotečine, dubok kolotrag točkova vozila i sl.

Osnovne karakteristike snega kao podloge su dubina sleganja i sabijanja. U zimskom periodu, kod periodičnih padavina, novi sneg se taloži i sabija, usled čega dolazi do kristalizacije. Snežni pokrivač se sastoji iz tri sloja: gornjeg koji je po pravilu rastresit, dok se ispod njega nalazi zrnasti i zgrudvani sneg koji je nastao kao rezultat topljenja i kristalizacije. Ledena zrna su različitog oblika i dimenzije od 0,2 do 3 mm. Rastresit sneg se zadržava u svom prvobitnom obliku veoma kratko vreme i karakteriše se malom sabijenošću. Usled promene temperature okolnog vazduha on se pretvara u zrna.

Prohodnost motornih vozila po snegu zavisi od dubine pokrivača i dubine sleganja snega. Najpovoljniji način kretanja motornog vozila je po površini snežnog pokrivača, ali to se sadašnjim izvedbama ne može postići zbog toga što specifični pritisak točkova na tle treba da se kreće u granicama od 0,1 do 0,25 kp/cm². Drugi, nepovoljniji, način je kretanje sa prodiranjem (gaženjem) kroz snežnu površinu gotovo do zamrznutog tla ili uvaljanog snega. Tom prilikom se obrazuje kolotrag i stvaraju veliki otpori kretanja usled potrebe razbijanja snežne kore i sabijanja snega.

Kretanje motornih vozila preko zaleđenih površina predstavlja problem zbog male sile prijanjanja, a naročito zbog bočnog zanošenja prilikom prelaska neravnina. Koeficijent poprečnog prijanjanja standardnih guma na zaleđenoj površini iznosi 0,16—0,185. Ovaj koeficijent je kod lučnih guma još manji, njegova srednja vrednost je 0,1—0,125. Zbog toga se preporučuje snižavanje pritiska u ovim gumama na 0,6—0,8 kp/cm², čime se povećava koeficijent bočnog prijanjanja lučnih guma za oko 1,2—1,3 puta i poboljšava stabilnost vozila.

Planinski tereni. U pogledu prohodnosti motornih vozila, planinski tereni se karakterišu slabijom komunikativnošću, strmim nagibima i nepovoljnim sastavom tla (kamenita podloga koja brzo razara gume). Kretanje mo-

tornih vozila je ograničeno na rečne doline i visoravni, kod kojih već postoje prosečeni seoski putevi. Upotreba vozila po ovako neobrađenim putevima karakteriše se malim brzinama, velikim naprežanjem motora i transmisije, a naročito se nepovoljno odražava na gume koje se veoma brzo habaju. Usled konfiguracije zemljišta usponi su znatno veći od onih koji se mogu sresti na projektovanim putevima, a kamenita podloga je neravna i izlošana.

Šumski tereni. Bitno obeležje šumskih terena je gustina rastinja i podneblje (klima). U tropskim krajevima ti predeli su obično močvarni, tako da se tle po kome se mogu kretati motorna vozila gotovo može identifikovati sa jako raskvašenim zemljištem. Kretanje motornih vozila sa standardnim gumama visokog pritiska vazduha praktično je nemoguće u vreme kišnog perioda. Zemljište na prosečnim putevima ili stazama, čak i pri srednjoj vlažnosti od 25—30%, pretvara se u plastičnu masu na dubini od oko 300 mm. Pri kretanju se tle veoma lako deformiše točkovima vozila i obrazuje se dubok kolotrag, usled čega se znatno povećavaju otpori kretanja. Pri njanje točkova uz tle se smanjuje ($\mu = 0,25$) tako da vozilo gubi sposobnost da realizuje raspoloživu vučnu silu na pogonskim točkovima. Pri ovakvim uslovima prohodnost motornih vozila po šumskim terenima ograničena je na prosečene puteve. Uslovi kretanja su slični onim kod seoskih zemljanih puteva, što znači da postoji veliki uticaj atmosferskih padavina na kvalitet i stanje podloge, odnosno na prohodnost vozila.

Neophodnost definisanja opštevojnih zahteva

Osnovni opštevojni zahtev za terenska vozila savremene armije odnosi se na *pokretljivost* koja se tretira kao jedan od najvažnijih faktora njihove uspešne i celishodne upotrebe u ratu.

Pod pojmom *pokretljivosti* terenskih vozila podrazumeva se sposobnost da u različitim borbenim, vremenskim i terenskim uslovima savladaju prostor radi izvršavanja

taktičkog zadatka. Prema tome, pokretljivost terenskih motornih vozila se može definisati kroz sledeće taktičke karakteristike:

- vučnu sposobnost i
- prohodnost po terenu.

Sa stanovišta taktičke upotrebe terenskih vozila u ratu, vučna sposobnost predstavlja veoma važnu komponentu taktičke upotrebe, jer se smatra da terensko motorno vozilo mora imati dovoljnu snagu motora da pod punim opterećenjem u samostalnoj vožnji savlada borbenu prostoriju određenom brzinom kretanja. Pored zahteva za samostalnom vožnjom popunjenog i opterećenog vozila, gotovo sva terenska motorna vozila moraju biti u stanju da pod istim zemljišnim uslovima vuku i raznovrsna artiljerijska oruđa ili priključna vozila, što znači da moraju posedovati i određenu rezervu vučne sile.

Međutim, i pored izuzetno teških terenskih uslova kretanja motornih vozila koji se obično javljaju na ras-kvašenom i blatnjavom zemljištu u vreme velikih padavina, ipak se kao merilo vučne sposobnosti uzima maksimalan uspon koji vozilo može savladati samostalno, pod punim opterećenjem, kao i pri vuči oruđa ili priključnih vozila.

Vojni zahtev za savlađivanjem uspona terenskim vozilima u samostalnoj vožnji i pod punim opterećenjem obično se kreće u visini minimalne granice od 60% ($\alpha = 30^\circ 58'$), a sa punim opterećenjem i pri vuči oruđa (prikolice) ovaj zahtev iznosi minimum 40% ($\alpha = 21^\circ 48'$).

Drugi, takođe važan taktički zahtev u pogledu pokretljivosti terenskih vozila je brzina kretanja po terenu. Već u II svetskom ratu uočen je značaj manevarske sposobnosti motornih vozila, uključujući tu i brzinu kretanja. Međutim, tadašnja terenska vozila nisu mogla potpuno odgovoriti ovom zahtevu zbog ograničene prohodnosti po terenu i još neusavršenog rešenja sistema vešanja hodnog dela, mada su ta ista vozila mogla na dobrom putu razviti poželjnu brzinu.

Zahtevi za maksimalnom brzinom kretanja terenskih vozila na dobrim putevima su danas neznatno povećani

u odnosu na postignute performanse terenskih vozila iz II svetskog rata, ali su znatno porasli zahtevi u pogledu prosečne brzine kretanja po ispresecanom terenu, kao i pri lošim klimatskim uslovima. Ovakva promena u gledištima nastala je usled promene koncepcije o taktičkoj upotrebi terenskih vozila u savremenom ratu.

Zbog toga je i zahtev za prosečnom brzinom kretanja po terenu kod točkaških izjednačen sa mogućnostima guseničnih oklopnih vozila, kako bi se postigla potpuna homogenost akcije združenih jedinica. Mada nije moguće tačno definisati brzinu kretanja terenskih vozila po zemljištu različitog sastava, ipak se smatra da je prosečna brzina kretanja od 20 do 30 km/h po ispresecanom terenu zadovoljavajuća.

Koliko je za tok ratnih operacija važna sposobnost sigurnog kretanja terenskih vozila po zemljištu mogu se, ilustracije radi, navesti neki primeri iz prošlosti. U I svetskom ratu tenk nije došao do izražaja prvenstveno zbog toga što nije imao odgovarajuću podršku pešadije koja ga nije mogla sa uspehom pratiti, tako da su dubine prodora i kod masovne upotrebe tenkova bile relativno male (10—20 km). II svetski rat je, usled sve veće motorizacije jedinica i poboljšanih taktičko-tehničkih karakteristika točkaških i guseničnih vozila pružio značajnije rezultate u pogledu brzine izvođenja operacija, a naročito u početnom periodu rata, kada su Nemci posedovali znatnu nadmoćnost u vazduhu. Međutim, i pod ovakvim okolnostima ima bezbroj primera nezadovoljavajućih rezultata taktičke upotrebe terenskih automobila, posebno na istočnom frontu, gde je i inače oskudna putna mreža u vreme velikih kiša ili dubokog snega bila praktično neprohodna za saobraćaj. Predislokacija jedne nemačke motorizovane divizije, vršena pod takvim okolnostima, dovela je do toga da je posle četiri dana marša na odredište stigla svega 1/5 ukupnog brojnog sastava, i to bez teškog naružanja i opreme koji su ostali usput zaglibljeni u blatu.

Zbog toga su danas stavovi vojnih stručnjaka veoma oštri u pogledu zahteva za prohodnošću terenskih motornih i priključnih vozila. Nedavno su, na primer, formuli-

sani taktički zahtevi za perspektivnu familiju terenskih vozila francuske armije (koja treba da se razvije u periodu 1970—1975. godine), sa sledećom osnovnom postavkom u pogledu pokretljivosti van puteva:

»vojni teretni automobil treba da bude sposoban da se dugo kreće na svim terenima evropskog bojišta, uključujući i oranice, vlažno zemljište i sneg, uz smanjenu brzinu i druge performanse, kao i da prati borbena vozila koje podržava (iako ne mora da bude u stanju da savlada sve prepreke koje savlađuje borbena vozila)«.

Tom prilikom preciziran je i zahtev za savlađivanjem vodenih prepreka kojim se traži prvenstveno sposobnost plovljenja sa mogućnošću manevra na reci brzine toka 2 m/sek, ili sposobnost savlađivanja vodene prepreke dubine 1,2 m gazom.

Slična su gledišta i kod ostalih vojnih stručnjaka u drugim armijama u svetu, sa jasno ispoljenom tendencijom i daljeg poboljšavanja taktičko-tehničkih karakteristika terenskih vozila u pogledu prohodnosti. Razne prepreke, kao što su rovovi, kanali, nasipi i slično, mogu uspešno savladati pojedine savremene konstrukcije terenskih vozila, čija je formula točkova 6×6 ili 8×8 .

2. Drugi, opšti taktički zahtev odnosi se na *prilagodjenost konstrukcije* terenskih automobila za izvođenje različitih nadgradnji. Ovaj je zahtev baziran na potrebama što šire unifikacije unutar pojedinih kategorija nosivosti, kao i između njih, kako bi se izbeglo uvođenje pojedinih specijalnih vozila, rađenih na šasiji posebne konstrukcije.

Bitno je da osnovne varijante terenskih automobila koje imaju opštu namenu (prevoz ljudstva i transport materijala), mogu uz neznatne adaptacije ili ojačanja konstrukcije biti korišćene za izgradnju vozila specijalne namene potrebnih armiji. Ta vozila treba da budu izrađena na istom podvosku, kako bi zadržala iste taktičko-tehničke karakteristike koje imaju i vozila osnovne varijante.

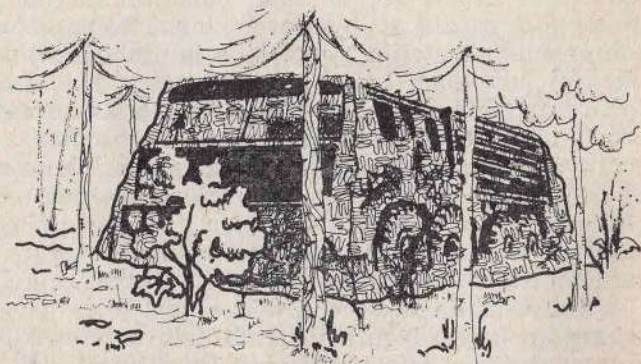
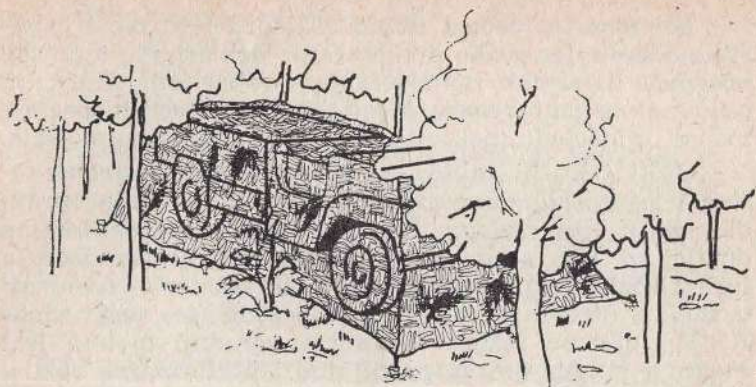
Pri tome je veoma važno uskladiti težinske i gabaritne odnose, jer svako prekoračenje deklarirane terenske nosivosti ili zahtev za povećanjem gabaritnih dimenzija osnovne varijante vozila mogu znatno izmeniti performanse u pogledu pokretljivosti kod specijalnog vozila.

Opšti taktički zahtev za *smanjivanje sopstvene težine i gabaritnih dimenzija* terenskih automobila opravdan je iz više razloga. Smanjivanjem sopstvene težine dobija se pre svega povoljniji koeficijent iskorišćenja težine vozila (η_v); troškovi proizvodnje su niži (računati u din/kp utrošenog materijala); postiže se veći odnos KS/Mp ukupne težine vozila pri ugradnji motora iste snage, a samim tim su poboljšane i performanse vozila; mogućnosti za transport vazдушnim putem, kao i izbacivanje padobranom, veće su itd.

Smanjivanje gabaritnih dimenzija vozila je važan opštevojni zahtev jer se time poboljšavaju manevarske sposobnosti vozila po teškoprohodnom terenu (manji je poluprečnik okretanja, poboljšana je prohodnost po uskim seoskim putevima, bolja je stabilnost u krivinama i na bočnim nagibima). Takva vozila, naime, zahtevaju manje prostora pri transportu železnicom ili brodom, teže su uočljiva na terenu i lakše se maskiraju prilikom zastanka (sl. 13); manja im je ukupna površina izložena udaru nuklearne eksplozije, te su zbog toga i mogućnosti oštećenja manje; olakšana je manipulacija prilikom utovara ili istovara tereta, odnosno ukrcavanja ili iskrcavanja ljudstva.

Smanjivanje sopstvene težine postiže se prvenstveno primenom lakših legura u izradi delova terenskih vozila, zadržavajući pri tom neophodnu izdržljivost, dok se smanjivanje gabaritnih dimenzija rešava skladnom konstrukcijom. Kao klasičan primer postizanja manje dužine vozila pri istoj površini i zapremini tovarnog prostora može se navesti rešenje vozila sa trambus-kabinom (motor uvučen u kabinu vozača).

Pored navedenog, smanjivanjem sopstvene, te prema tome i ukupne težine terenskog automobila, dobijaju se povoljnije karakteristike u pogledu savlađivanja vodenih prepreka gazom, a naročito plovljenjem. Osobito su po-



Sl. 13 — Mogućnosti maskiranja vozila na terenu

boljšana amfibijska svojstva i manevarske osobine vozila prilikom prelaska brzih tokova, jer je površina izložena udaru vodene struje manja.

Smanjivanje siluete terenskog vozila naročito je poželjno za ona koja su direktno angažovana u borbi, jer se teže uočavaju vizuelnim osmatranjem, predstavljaju

manji cilj za protivnika, a i kod osmatranja IC-uređajima noću mogu se veoma efikasno zakloniti okolnim rastinjem ili neravninama terena. Zbog toga se gotovo sva savremena terenska vozila opšte namene u osnovnoj varijanti proizvode sa otvorenom kabinom i karoserijom, a zaštita od atmosferskih padavina se izvodi pomoću ce-radnog pokrivača. Na taj način se ukupna visina vozila male nosivosti kreće do 1.200 mm maksimum, odnosno 1.500—1.800 mm za vozila srednje nosivosti.

Vozila manjih gabaritnih dimenzija se stoga veoma često upotrebljavaju za ugradnju lakih oruđa, kao, na primer, bestrzajnog topa ili pt-raketa, jer su pogodna za manevrisanja na bojištu, lako se maksiraju i znatno su jeftinija od oklopnog vozila iste namene. Na sl. 14 dat je izgled jednog vozila tipa DŽIP sa ugrađenim bestrzajnim topom koji se proizvodi za potrebe jedinica KoV. Ovakva oruđa obično su prenosna tako da se mogu po potrebi koristiti i izvan vozila.



Sl. 14 — Bestrzajni top na terenskom vozilu DŽIP

S obzirom na definisanu opštevojnu upotrebu terenskih automobila u savremenom ratu, na bazi koje se predviđa kretanje pretežno van puteva, po terenu različitog sastava i stanja tla, neophodno je da poseduju povećanu otpornost na dinamičke udare i habanje, za razliku od komercijalnih vozila.

Otpornost konstrukcije vozila na dinamičke udare i habanje zavisi od mnogih faktora, a najbitniji su terenski i klimatski uslovi eksploatacije, režim eksploatacije, kvalitet goriva i maziva i mogućnosti efikasnog održavanja i opravki u ratu.

Računa se da ukupni otpori kretanja vozila po bespuću mogu biti 20—25 puta veći od otpora kretanja po putevima sa tvrdim kolovoznim zastorom. Promene u naprezanju mnogih sklopova i delova koje pri tome nastupaju, menjaju se ne samo po veličini već i po karakteru. Najviše su izloženi naprezanju hodni deo vozila (gibnjevi, amortizeri, osovine, okvir) i transmisija.

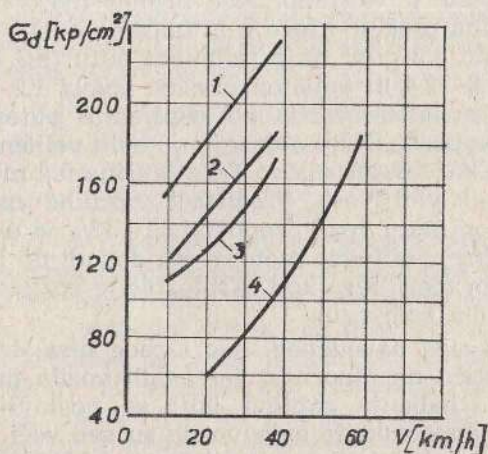
Ispitivanja na vozilima visoke prohodnosti na terenu sa neravninama različite visine, pokazala su da dinamička opterećenja znatno prevazilaze statička, zavisno od brzine kretanja i kvaliteta podloge. Na primer, vertikalno dinamičko opterećenje točkova pri kretanju po bespuću je oko 1,5—3 puta veće od statičkog. Neravnine terena koje dejstvuju na elemente zadnjeg mosta mogu se prikazati koeficijentom dinamičnosti (σ_{din}), koji za asfalt iznosi 1,7, kamenu kocku 2,0, zemljani put 2,2 i za teren 4,2.* Na sl. 15 prikazan je uticaj brzine kretanja vozila (Y) po različitim površinama na veličinu maksimalnih opterećenja (σ_d) obloge zadnjeg mosta vozila nosivosti 4 Mp.

Pri kretanju troosovinskog vozila (formule točkova 6×6) po teškoprohodnom terenu, prilikom zakretanja sa minimalnim poluprečnikom, uz istovremeno maksimalno dopustive razlike pritiska vazduha u gumama (koja

* Koeficijent dinamičnosti σ_{din} pokazuje koliko puta dinamičko opterećenje prevazilazi statičko. Zavisi od elastičnosti guma, sistema vešanja, brzine kretanja vozila i kvaliteta kolovozne površine.

se kreće od 0,5—0,8 kp/cm²), na jedan pogonski most deluje moment čija veličina iznosi 60—90% od ukupnog momenta. U slučaju blokiranog prenosa prednjeg mosta u transmisiji pri takvim uslovima nastaje dopunski moment koji je veći 1,5 — 2,0 puta od momenta otpora kretanja. Ovaj moment opterećujući transmisiju, smanjuje njen vek trajanja i često dovodi do lomova.

Kretanje vozila po neravninama i lošem terenu zahteva učestano korišćenje spojnice, promenu stepena prenosa i upotrebu kočnica, što se u osnovi odražava na vek trajanja ovih agregata. Naglo uključivanje spojnice, koje



Sl. 15 — Uticaj brzine kretanja vozila po različitim površinama na veličinu maksimalnih opterećenja elemenata zadnjeg mosta (vozilo nosivosti 4 Mp):

- 1 — put sa rupama; 2 — zemljani put; 3 — put od kamene kocke; 4 — asfaltni put

se obično izvodi pri polasku sa mesta na usponu, ili pri izlasku iz dubokih jama, odnosno kolutragu, dovodi do višestrukog povećavanja opterećenja transmisije i lomljenja njenih delova. Moment koji opterećuje glavno vratilo

menjača može 3,0—3,5 puta biti veći od maksimalnog momenta motora, a obrtni moment na pogonskim točkovima do 2,0 puta.

Za vozila sa mehaničkom transmisijom ekstremni moment, koji se od motora predaje glavnom vratilu menjača, uzima se da za putnička vozila iznosi $(1,5—2) M_{m \max}$, za teretna komercijalna vozila $(2,0—2,5) M_{m \max}$, a za terenske automobile $(2,5—3,5) M_{m \max}$.

Na prevremeno habanje vitalnih delova vozila utiče u velikoj meri i okolna sredina. U vreme sušnog perioda, kretanje po bespuću karakteriše se znatnim prisustvom čestica prašine u vazduhu. Kao primer može se navesti da se količina prašine kreće u granicama od 15 mg/m^3 na asfaltnom do $5,9 \text{ g/m}^3$ na zemljanom putu (pri dnu), dok na visini 1,8—2,4 m količina prašine iznosi $1,2—1,9 \text{ g/m}^3$ pri kretanju kolone vozila po zemljanim putevima koji sadrže dosta peska. Radi objašnjenja ovih veličina, dovoljno je da se kaže da prisustvo $1,5 \text{ g}$ prašine u 1 m^3 vazduha znači gubitak vidljivosti. Prečistači vazduha na motoru, pri pravilnom radu, ipak propuštaju 1—2% od ukupne količine prašine u cilindre motora, što dovodi do habanja u mnogo većoj meri nego kod eksploatacije vozila po asfaltno-betonskom kolovozu.

Zbog svega navedenog, kao i zbog niza drugih faktora koji utiču na otpornost terenskih vozila na dinamičke udare i habanje, zahtevi koji se postavljaju pred savremene konstrukcije ovih vozila su sve veći. Radi povećavanja karakteristika pokretljivosti traži se pre svega »robusnost« konstrukcije koja će omogućiti postizanje velikih brzina, sigurnu eksploataciju i dug vek trajanja, uz što manji broj intervencija na održavanju između redovnih opravki.

Sposobnost transporta terenskih vozila železničkim, plovnim i vazdušnim sredstvima je važan vojni zahtev koji proističe iz koncepcije njihove upotrebe u savremenom ratu. Najbitniji je nesumnjivo zahtev za transportovanjem vazduhoplovima, uz istovremenu mogućnost izbacivanja padobranom.

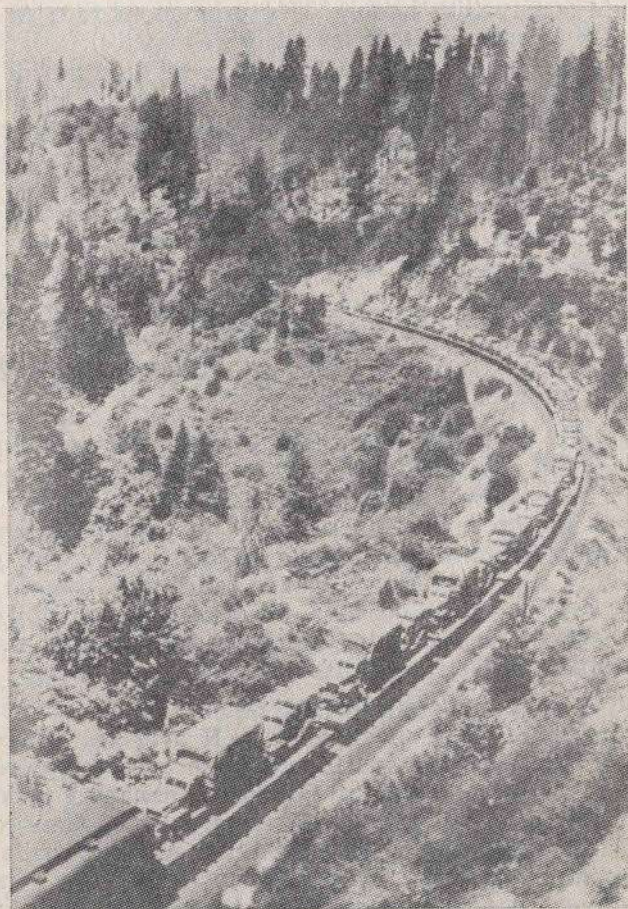
Što se tiče transporta železnicom primarno je da se u što većoj meri sačuva resurs (pređena kilometraža između generalnih opravki) radi upotrebe na bojištu, te se prediskolacije i manevri jedinica na dužim rastojanjima vrše kada je to moguće železnicom, umesto da se vozilo upućuje sopstvenim hodom. U savremenom ratu će ovaj način transporta biti teže izvodljiv, jer postoji mala verovatnoća da pruge ostanu neoštećene za duži period. Ali nije isključeno da pojedini odseci ili pravci ipak budu sposobni za saobraćaj, te na ovakav transport treba računati. U II svetskom ratu su se ovim načinom redovno i masovno koristile (sl. 16) zaraćene države. Nemci su tako prebacivali čitave armije iz Francuske na istočni front, a u Sovjetskom Savezu su prevožene novoformirane jedinice sa Dalekog istoka na bojište.

Osnovni zahtev prilagođavanja vozila gabaritu železnice odnosi se na smanjivanje gabaritnih dimenzija vozila uopšte, a posebno na ograničavanje ukupne visine vozila, da bi mogla proći kroz tunele.

Zahtev za prilagođavanjem transporta terenskih vozila plovnim sredstvima razumljiv je zbog toga što je ovaj način relativno najjeftiniji, mada ne i dovoljno brz, kao i zbog toga što terenska vozila još nisu osposobljena za dugotrajno kretanje po vodi, a naročito po moru. Ovaj zahtev se svodi na smanjivanje gabaritnih dimenzija i težine vozila, izdržljivost na potres i lakoću utovara i istovara, kako na uređenim pristaništima, tako i na neuređenoj obali, prilikom desanta.

Prvi pokušaji transporta terenskih automobila vazдушnim putem učinjeni su još pre II svetskog rata, dok su se u toku rata transportovala samo laka terenska vozila (DŽIP, nosivosti 250 kp). Međutim, danas se, u skladu sa koncepcijama sve pokretnijeg rata, zahteva transportovanje avionima ili helikopterima i mnogo težih vozila čija je namena raznovrsna. Na nedavnim manevrima zemalja i zapadnog i istočnog bloka prebacivane su čitave divizije vazдушnim putem, na vrlo velika rastojanja uključujući i teško naoružanje i tenkove.

U vezi sa ovim zahtevom prilagođenost konstrukcije terenskih vozila vazdušnom transportu ogleda se pre svega u dimenzijama i sopstvenoj težini vozila, zbog ograničene nosivosti i tovarnog prostora vazduhoplova. Pored

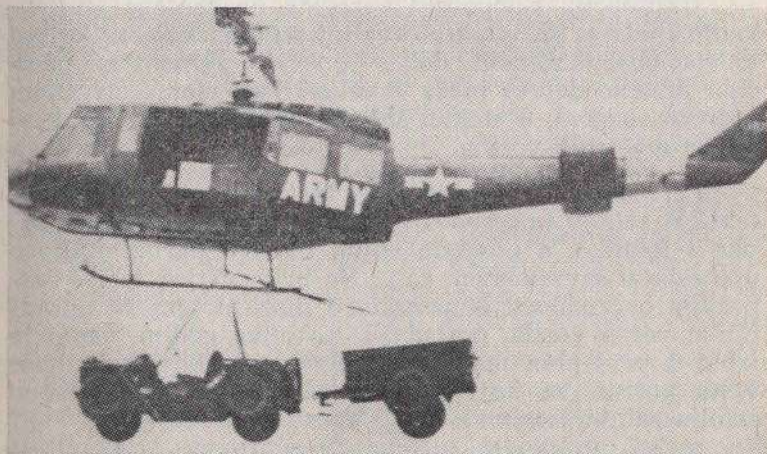


Sl. 16 — Transport terenskih automobila železnicom u II SR

toga, vozila moraju biti izvanredno izdržljiva na dinamički udar koji nastaje prilikom dodira sa tlom kod izbacivanja padobranom. Veliku ulogu pri tome igra i vreme potrebno za stavljanje vozila u pokret, te se u tom smislu precizira i vremenski interval.

Računa se da je vreme od 5 do 10 min, od momenta prizemljenja vozila do momenta stavljanja u pokret, sasvim dovoljno za obezbeđivanje planiranog tempa borbene operacije, što svakako zahteva izvežbanu posadu, s obzirom na sistem učvršćivanja veza vozila sa padobranom. Helikopterski transport je znatno povoljniji od izbacivanja padobranom, zbog manje brzine leta i mogućnosti izbora mesta spuštanja (sl. 17).

Zahtev za maksimalno mogućnom standardizacijom delova i unifikacijom sklopova i agregata u okviru pojedinih kategorija nosivosti ili čak u granicama cele familije terenskih vozila, nužan je preduslov za obezbeđivanje agregatnog sistema remonta vozila u ratu. Ako se uzme u obzir da savremeno vozilo u proseku sadrži 4.000—6.000 pozicija rezervnih delova, sklopova i agregata, sasvim je



Sl. 17 — Transport terenskog vozila helikopterom

jasno kakvo opterećenje remontnoj službi može da predstavlja šarolikost između pojedinih maraka i tipova vozila.

U savremenom ratu vreme igra presudnu ulogu, te je zbog toga u većini slučajeva iluzorno planirati i sprovesti dugotrajne operacije klasičnog remonta vozila na principu demontaže oštećenih ili pohabanih delova i njihovog remonta na licu mesta, već je jedino mogućna hitna zamena ovih delova ispravnim, kako se vozilo ne bi zadržavalo i time slabila borbena gotovost jedinice. Ovo u suštini predstavlja agregatni sistem remonta.

Prednost unifikacije sastoji se i u mogućnosti skidanja pojedinih delova sa vozila koja su do te mere oštećena, da se više ne mogu opravljati i njihove ugradnje na vozila u eksploataciji. Između ostalog, i sama konstrukcija vozila treba da olakša i uprošti montažno-demontažne radove. Jedan sklop sa vozila treba da se zamenjuje bez neophodnog skidanja i nameštanja susednih sklopova, tako da mogućnost brze zamene oštećenog agregata predstavlja preimućstvo konstrukcije.

Unifikacija sklopova i agregata ne zahteva angažovanje ljudstva sa visokim kvalifikacijama koje se koristi za stacionarni remont, dok se pokretni remont na principu zamene delova može obavljati i sa manje stručnom radnom snagom. U nekim slučajevima to će činiti i sami vozači motornih vozila.

Perspektivnost konstrukcije terenskih automobila kao taktički zahtev ima značaja zbog sve većeg napretka nauke i tehnike, a posebno vojne misli o načinu njihove upotrebe u savremenom ratu. Na primer, dok se još raspravlja o prednosti benzinskog i dizel-motora za ugradnju u vojna vozila, poslednjih nekoliko godina naglo je izbio u prvi plan motor sa mogućnošću korišćenja više vrsta goriva, za koji je u sadašnjoj fazi prvenstveno armija zainteresovana.

Perspektivnost konstrukcije treba da opravda ulaganje sredstava u razvojni rad novih konceptijskih i konstrukcijskih rešenja koja moraju obezbediti serijsku pro-

izvodnju najmanje jedne generacije terenskih vozila. Izmene koje se smatraju dopustivim ne smeju bitno uticati na konstrukciju vozila iz serijske proizvodnje, već se mogu odnositi samo na funkcionalnost sklopova i vozila kao celine. U protivnom, ukoliko dođe do konstrukcijske izmene nekog vitalnog agregata vozila, narušava se princip unifikacije i dolazi do situacije da u jednoj kategoriji nosivosti i namene postoji nekoliko tipova vozila, što u prvom redu otežava uslove održavanja i remonta. Zahtev za poboljšavanjem hodnog dela vozila, kao, na primer, ugradnja jednostrukih točkova sa gumama niskog pritiska vazduha i regulacijom pritiska, umesto dvostrukih (na zadnjim pogonskim osovinama), uslovljava rekonstruisanje prvobitne varijante vozila do te mere, da je često celishodnije izraditi novo vozilo. Ovo se najčešće dešava kad se razmatra prilagođavanje komercijalnih vozila u vojne svrhe.

Pored toga, period zadržavanja terenskih vozila u armiji nije istovetan sa amortizacijskim rokom komercijalnih vozila, zbog toga što je intenzitet eksploatacije (u mirnodopskom periodu) u armiji znatno manji nego u privredi. Pojedine uspele konstrukcije terenskih vozila zadržavaju se u armiji i 15—20 pa i više godina, dok se ekonomičan vek trajanja vozila u privredi kreće od 5 do 10 godina. Proizvođači motornih vozila u svetu, zbog sve veće konkurencije na tržištu, vrše česte izmene u konstrukciji, što nije poželjno za armiju.

Razdoblje između serijske proizvodnje jednog tipa vozila i realnog vremena kada je moguće očekivati novo rešenje, prema dosadašnjim iskustvima, kreće se oko 5—10 godina, a kod složenijih konstrukcija i više, što je dovoljno da se formacijske potrebe jedinica zadovolje.

Unifikacija dodatne opreme i uređaja na terenskim vozilima takođe se postavlja, a to rezultira iz zahteva pojeftinjavanja proizvodnje, mogućnosti zamene i jednostavnosti rukovanja. Na primer, mnogo je lakša manipulacija sa kantama za gorivo istih dimenzija i istog kvaliteta, nego što bi to bio slučaj sa netipiziranim.

U slučaju izbacivanja nekog vozila iz stroja, sva oprema, alat i pribor koji nije oštećen mogu se koristiti na drugom vozilu, a to u određenim situacijama može biti od velikog značaja. I samo rešenje ove opreme predstavlja manji problem ukoliko je unificirana, kao, recimo, nosač rezervnog točka, pionirski alat, lanci za sneg i dr.

Vučna sposobnost terenskih automobila

Jedan od osnovnih faktora koji definiše pokretljivost terenskih motornih vozila van puteva je svakako vučna sposobnost. Ova karakteristika ujedno određuje mogućnosti terenskog motornog vozila u pogledu savlađivanja uspona, vuče oruđa ili priključnih vozila, brzine kretanja i ubrzanja, dakle, veoma važnih elemenata pokretljivosti, na osnovu kojih se i ocenjuju njihove taktičko-tehničke karakteristike.

Savremena gledišta o taktičkoj upotrebi terenskih vozila postavljaju kao imperativ sigurno kretanje po terenima različitog sastava tla, nezavisno od godišnjeg doba i atmosferskih prilika, što je u II svetskom ratu samo delimično realizovano kod vozila pojedinih kategorija. Ulogu terenskih vozila zauzimala su gusenična. Tada ih je bilo relativno malo i sa manje ili više uspeha rešavala su postavljene zadatke.

Posle II svetskog rata, težnja ka sve većoj motorizaciji jedinica i ogromne potrebe za snabdevanjem iziskivale su znatan broj motornih vozila. Visoka proizvodna cena guseničnih vozila, njihov kraći vek trajanja (naročito hodnog dela — gusenica), teže održavanje i znatno manje brzine kretanja po terenu, predstavljaju opravdane razloge zbog čega se vučna, a delimično i borbena gusenična vozila, u poslednje vreme sve češće zamenjuju točkaškim. Može se reći da se za vuču teških oruđa i prikolica danas upotrebljavaju isključivo vozila — točkaši, čija je prohodnost po terenu izjednačena sa guseničnim, zahvaljujući prvenstveno sve većoj upotrebi izvedbi sa formulom pogona točkova 6×6 i 8×8 , gumama velikog prečnika i širokog profila, sa niskim pritiskom vazduha, nezavisnim vešanjem točkova itd.

Vučna sposobnost vozila ocenjuje se na bazi sledećih faktora:

- vučne sile vozila;
- rezerve vučne sile vozila;
- specifične vučne sile;
- specifične snage vozila;
- brzine vozila;
- vremena i puta ubrzavanja vozila.

Vučna sila vozila

Vučna sila, realizovana na pogonskim točkovima, koristi se za savlađivanje otpora koji se stvaraju prilikom kretanja po putevima ili terenu različitog sastava tla. Osnovni uslov za kretanje terenskih motornih vozila u različitim slučajevima eksploatacije je da vučna sila vozila (F_v) mora biti veća, ili u krajnjem slučaju jednaka ukupnim otporima (ΣW), tj.

$$F_v \geq \Sigma W.$$

Ukoliko prednji uslov nije uvek zadovoljen, odnosno kada vozilo ne poseduje dovoljnu vučnu silu na pogonskim točkovima, ono se može i zaustaviti. To se najčešće dešava na velikim usponima, močvarnom terenu ili vlažnoj oranici, kao i u dubokom snegu.

Ukupni otpori (ΣW) koji se javljaju pri kretanju motornog vozila sastoje se iz sledećih otpora:

- otpora kotrljanja W_k ;
- otpora uspona W_u ;
- otpora vazduha W_i ;
- otpora ubrzavanja W_a .

Otpor kotrljanja (W_k) sastoji se iz otpora koji se javlja prilikom deformacija u materijalu gume, trenja površine gume o tle, otpora usled deformacije tla, kao i onih među delovima sistema vešanja, nastalih prilikom njihove deformacije.

Otpori koji nastaju usled deformacije materijala gume mogu se praktično zanemariti jer su neznatni, a takođe otpori u sistemu vešanja. Međutim, pri kretanju po

neravnom tlu sa mekanom podlogom (zemlji, pesku), otpori kotrljanja zavise od gubitaka energije koja se troši na deformaciju terena i udare guma o neravnine. Ovo se naročito ispoljava pri kretanju vozila po mekom zemljištu, kada prednji točkovi vozila moraju prosecati kolo-trag, čija dubina zavisi od izdržljivosti tla i veličine normalnog pritiska točka.

U slučaju kretanja po neravnom tlu sa tvrdom podlogom, a naročito pri većim brzinama kretanja, dolazi do naglih promena intenziteta udara pogonskih točkova o neravnine (ispupčenja) tla, što takođe povećava otpor kotrljanja vozila, jer se veći deo vučne sile vozila troši na deformaciju neravnina.

Otpor kotrljanja vozila na horizontalnom terenu određuje se sledećom jednačinom:

$$W_k = G_u \cdot f \text{ (kp)},$$

a na usponu (sl. 18)

$$W_k = G_u \cdot f \cdot \cos \alpha \text{ (kp)}$$

U navedenim jednačinama G_u predstavljaju ukupnu težinu vozila, f koeficijent otpora kotrljanja, a α ugao uspona. U ovom slučaju je W_k komponenta upravna na uspon.

Pošto za jedno vozilo njegova ukupna težina predstavlja konstantnu vrednost ($G_u = \text{const.}$), veličina otpora kotrljanja zavisi od koeficijenta otpora kotrljanja (f) i ugla uspona (α). Usponi na terenu mogu biti različiti, te je prema tome i $\cos \alpha$ promenljiva veličina. Kod malih uspona može se uzeti da je $\cos \alpha \cong 1$.

Od navedenih faktora koji određuju veličinu otpora kotrljanja vozila najznačajniji je nesumnjivo koeficijent otpora kotrljanja f . Utvrđeno je da on zavisi najviše od pritiska vazduha u gumama i stanja površine po kojoj se vozilo kreće, a takođe od konstrukcije i materijala gume, veličine opterećenja na gumi, brzine kretanja vozila i predatog obrtnog momenta. Srednje vrednosti koeficijenta otpora kotrljanja za različite puteve i gume sa visokim pritiskom vazduha date su u tabeli 3, sa napome-

nom da se kod polaska sa mesta, date vrednosti unekoliko povećavaju. Vrednosti u tabeli su dobijene eksperimentalnim putem.

Tabela 3

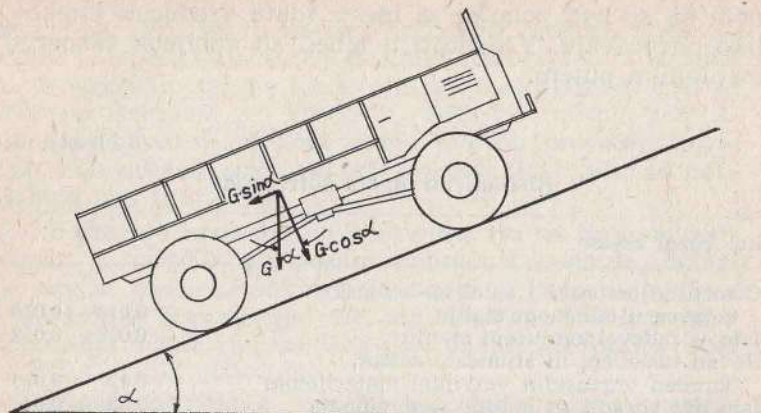
Koeficijenti otpora kotrljanja

kolovozni zastor	f
Cementno-betonski i asfaltno-betonski kolovoz u odličnom stanju	0,014 — 0,018
Isto u zadovoljavajućem stanju	0,018 — 0,022
Ravan tucanični ili šljunčani zastor, obrađen organskim vezivnim materijalom	0,02 — 0,025
Isto bez obrade, sa malim neravninama	0,03 — 0,04
Drvena kaldrma (zastor)	0,016 — 0,024
Kolovozni zastor od grede	0,020 — 0,025
Kamena kaldrma	0,035 — 0,045
Zemljani put, ravan, suv, nabijen	0,030 — 0,060
Zemljani put, neravan i blatnjav	0,050 — 0,10
Snežni put	0,025 — 0,030
Led	0,018 — 0,02
Suvi pesak	0,15 — 0,30
Vlažni pesak	0,08 — 0,10

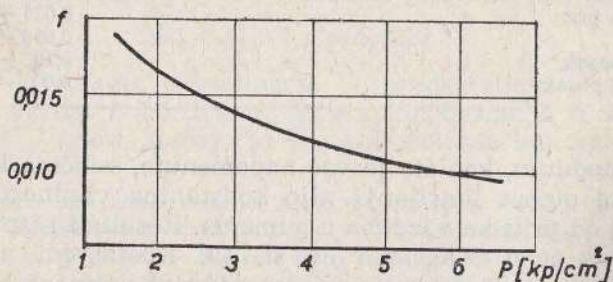
Međutim, kao što je već napomenuto, veličina koeficijenta otpora kotrljanja nije konstantna vrednost, već zavisi od pritiska vazduha u gumama. Rezultati i ispitivanja dati su u dijagramu na sl. 19. Koeficijent otpora kotrljanja f određivao se na osnovu krive promene brzine vozila zavisno od vremena kretanja bez pogona (istekom) po formuli:

$$f = \frac{b\psi}{g}$$

gde je b — usporavanje vozila pri kretanju bez pogona u m/sec^2 ; g — ubrzanje zemljine teže, $g = 9,81 m/sec^2$; ψ — koeficijent uslovnog povećanja mase vozila koji obuhvata uticaj inercije točkova.



Sl. 18 — Kretanje vozila na usponu



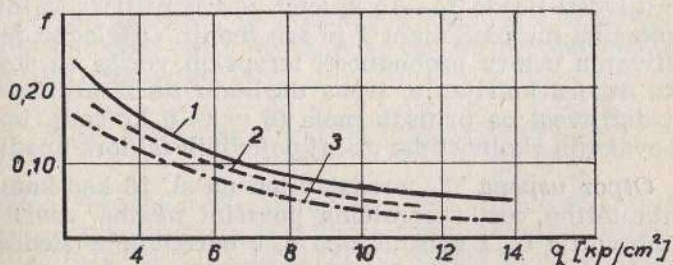
Sl. 19 — Dijagram koeficijenta otpora kotrljanja f zavisno od srednjeg pritiska vazduha p u gumama

Kao što se iz dijagrama vidi, veličine koeficijenta otpora kotrljanja f menjaju se od 0,018 pri $p = 1,5 \text{ kp/cm}^2$ do 0,01 pri $p = 6 \text{ kp/cm}^2$. Nedostatak rezultata ovih praktičnih ispitivanja sastoji se u tome što su obavljani na asfaltnom kolovozu i bez pogona točkova. Međutim, pri predaji obrtnog momenta pogonskim točkovima koeficijent f se unekoliko povećava, što treba uzeti u obzir

prilikom praktičnih proračuna. Koeficijent f , određen na ovaj način, obuhvata otpore kotrljanja sopstvenih guma, gubitke u ležištima točkova i gubitke praznog hoda u delu transmisije koja je vezana za pogonske točkove.

Veličina koeficijenta otpora kotrljanja f menja se i u zavisnosti od izdržljivosti tla na pritisak q (kp/cm^2). Praktična ispitivanja vršena su na suvom pesku srednje veličine zrna i vlažnom pesku, zatim po vlažnom zemljanoj putu, vlažnoj ledini pokrivenoj travom i vlažnoj pokošenoj livadi, dakle u uslovima pod kojim se mogu naći terenska vozila pri kretanju van puteva. Brzina kretanja vozila je iznosila 3—5 km/h , a kretanje je ostvareno pomoću vitla vozila.

Ispitivano je vozilo sa gumama dimenzija 12,00—18, sa pritiskom vazduha $p = 3,0 \text{ kp}/\text{cm}^2$ (kriva 1), $p = 1,5 \text{ kp}/\text{cm}^2$ (kriva 2), i $p = 0,5 \text{ kp}/\text{cm}^2$ (kriva 3), a rezultati su dati u dijagramu na slici 20. Iz dobijenih podataka se vidi da najveći porast koeficijenta f nastaje smanjivanjem izdržljivosti tla i pri pritisku vazduha u gumama od $3,0 \text{ kp}/\text{cm}^2$, dok pri pritisku vazduha $p = 0,5 \text{ kp}/\text{cm}^2$ uspon krive je znatno blaži. U datom dijapazonu promene izdržljivosti tla nije bilo slučajeva da su točkovi vozila propadali u tle do kućišta diferencijala (ispitivanja su vršena na vozilu ZIL 157, formule točkova 6×6).



Sl. 20 — Veličina koeficijenta otpora kotrljanja f zavisno od izdržljivosti tla (q) na pritisak

- 1 — pritisak vazduha u gumama 3,0 atm
- 2 — pritisak vazduha u gumama 1,5 atm
- 3 — pritisak vazduha u gumama 0,5 atm

Iz rezultata ispitivanja se može zaključiti da smanjivanje pritiska vazduha u gumama vozila od $3,0 \text{ kp/cm}^2$ do $1,5$ i $0,5 \text{ kp/cm}^2$ izaziva smanjivanje koeficijenta otpora kotrljanja f , ako se vozilo kreće po mekom i rastresitom zemljištu, odnosno suprotno od onoga što se postiže pri kretanju vozila na putevima sa savremenim kolovoznim zastorom (vidi dijagram na sl. 19).

Na zemljištu visoke izdržljivosti ($q = 13\text{—}15 \text{ kp/cm}^2$), kada praktično i nema kolotraga točkova, koeficijent otpora kotrljanja dostiže vrednost $f = 0,04\text{—}0,05$, koja još premašuje vrednosti koeficijenta otpora kotrljanja dobijenih pri kretanju vozila po putevima sa tvrdim kolovoznim zastorom.

Smanjivanje otpora kotrljanja vozila na zemljištu veoma niske izdržljivosti na pritisak uslovljeno je povećanjem površine kontakta između gume i tla. Na taj način se smanjuje specifični pritisak gume na tle, što dovodi do veoma male deformacije tla pod točkovima i istovremeno umanjuje energiju za savlađivanje otpora kotrljanja.

Merenja su pokazala da pri izdržljivosti tla $4,0 \text{ kp/cm}^2$, snižavanje pritiska vazduha u gumama od $3,0 \text{ kp/cm}^2$ na $1,5 \text{ kp/cm}^2$ dovodi do smanjivanja koeficijenta f za 22% , a sniženje pritiska od $3,0 \text{ kp/cm}^2$ na $0,5 \text{ kp/cm}^2$ smanjuje veličinu f čak za 48% . Međutim, povećanjem izdržljivosti tla do $14\text{—}15 \text{ kp/cm}^2$, uticaj pritiska vazduha u gumama na koeficijent f je sve manji. Očigledno je da ispitivanja uslova prohodnosti terenskih vozila, sa stanovišta otpora kotrljanja, treba da budu na zemljištu čija je izdržljivost na pritisak mala ($q = 2\text{—}5 \text{ kp/cm}^2$), jer je pri ovakvim okolnostima uticaj pojedinih faktora upadljiv.

Otpor uspona W_u , predstavljen na sl. 18 kao komponenta težine vozila paralelna površini nagiba, zavisi od težine vozila G_u i ugla uspona α , a određuje se sledećom jednačinom:

$$W_u = G_u \cdot \sin \alpha \text{ (kp)}$$

Iz prednje jednačine se vidi da otpor uspona raste povećavanjem ugla uspona (jer porastom ugla α raste i

vrednost $\sin \alpha$), te je zbog toga uobičajeno da se moć savlađivanja uspona tretira kao parametar za ocenu vučne sposobnosti terenskih vozila, mada u pojedinim slučajevima otpor kretanja vozila na vlažnom i ispresecanom terenu može biti veći od otpora uspona. Međutim, zbog toga što ti otpori nisu konstantni, čak i na srazmerno malim deonicama terena, niti ih je moguće tačno izmeriti (različita debljina vlažnog sloja, neujednačen procenat vlažnosti zemljišta, izdržljivost tla na pritisak je promenljiva, brzina vozila i dinamički udari pri kretanju vozila na ispresecanom terenu takođe su promenljivi), otpor kretanja vozila na usponu služi kao merilo vučne sposobnosti, jer zavisi od izmerljivih veličina — težine vozila G_u i ugla uspona α .

Kao što se iz navedenog može videti, otpor kretanja vozila na usponu zavisi od zbira otpora kotrljanja i otpora uspona, tj.

$$\Sigma W = G_u \cdot f \cdot \cos \alpha + G_u \cdot \sin \alpha \text{ (kp) ili}$$

$$\Sigma W = G_u (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \text{ (kp)}$$

Treba napomenuti da otpor kotrljanja na usponu opada povećavanjem ugla α , jer na tle ne deluje ukupna težina vozila već samo njen deo $G_u \cdot \cos \alpha$.

Kod malih uspona (α do 10°) $\sin \alpha$ se može zameniti tangensom koji se obično u literaturi označava sa i . Pored toga, veličina uspona se ponekad prikazuje i u procentima, te se na taj način otpor može izraziti i sledećom formulom (za uspone do 10°):

$$W_u = G_u \cdot \sin \alpha = G_u \cdot i = G_u \frac{i\%}{100} \text{ (kp)}$$

Otpor vazduha W_1 nastaje pri kretanju vozila i zavisi od gustine vazduha (ρ u $\text{kp sec}^2/\text{m}^4$), aerodinamičnosti prednjeg dela vozila (c — zavisi od oblika čeone površine i stepena njene glatkosti), gabaritnih dimenzija, odnosno čeone površine vozila (A u m^2) i brzine kretanja vozila (v u m/sec). Izračunava se pomoću sledeće jednačine:

$$W_1 = c \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \text{ (kp)}$$

Veličine c i ρ obično se zamenjuju koeficijentom K koji se naziva koeficijent otpora vazduha i ima dimenzije gustine vazduha, tj. $\text{kp sec}^2/\text{m}^4$. Za teretna vozila on se kreće u granicama od 0,04 do 0,07, a dobija se eksperimentalnim putem. Čeone površine vozila iznose 2,5—4,8 m^2 , zavisno od kategorije nosivosti vozila i izvedbe kabine (manje vrednosti za vozila sa otvorenom kabinom).

Ako se pored toga brzina vozila izrazi u km/h , jednačina otpora vazduha dobija konačan oblik:

$$W_1 = \frac{K \cdot A \cdot V^2}{13} (\text{kp})$$

Ovaj otpor nije značajan za razmatranje zbog toga što je njegova veličina srazmerno mala u poređenju sa drugim otporima pri brzinama kretanja vozila do 50 km/h . Veće brzine su praktično ostvarljive samo na putevima sa savremenim kolovoznim zastorom, tj. u uslovima koji nisu karakteristični za terenska motorna vozila. Pri kretanju vozila na usponu ili ispresecanom terenu, otpor vazduha zbog malih brzina kretanja je neznatan i ne uzima se u obzir prilikom proračuna ukupnih otpora kretanja.

Otpor ubrzavanja W_a javlja se prilikom polaska sa mesta, kao i pri povećavanju brzine vozila. Izračunava se pomoću jednačine:

$$W_a = m \cdot a \cdot \delta = \frac{G_u \cdot a \cdot \delta}{g} (\text{kp})$$

gde je m — masa vozila u kg ;
 G_u — težina vozila u kp ;
 g — ubrzanje zemljine teže ($g = 9,81 \text{ m/sek}^2$);
 a — ubrzanje vozila u m/sek^2 ;
 δ — koeficijent koji obuhvata uticaj obrtnih masa vozila.

Otpor ubrzavanja može biti veoma značajan kad se vozilo zaustavi na usponu, kada ga treba ponovo pokrenuti s mesta. Do zaustavljanja vozila veoma često dolazi

pri kolonskoj vožnji ili usled neke iznenadne prepreke, odnosno kvara koji treba otkloniti. Tada ovaj otpor povećava ukupne otpore kretanja vozila na usponu i nije redak slučaj da ono ne može da nastavi kretanje zbog toga što uslovi terena ne dozvoljavaju.

Koeficijent δ je promenljiva veličina za različita vozila i zavisi od opterećenja vozila, koeficijenta iskorišćenja i ukupnog prenosnog odnosa u transmisiji, a pored toga i od intenziteta klizanja pogonskih točkova i pri-anjanja. Pri nepotpunom opterećenju vozila koeficijent δ raste, kao i kada klizaju pogonski točkovi. Veličina ovog koeficijenta kreće se u granicama od 1,2 do 2,5 u prvom stepenu prenosa, odnosno od 1,06 do 1,1 u direktnom stepenu prenosa menjača. Za praktične proračune moguće je dobiti približnu vrednost ovog koeficijenta po obrascu:

$$\delta = 1,04 + 0,04 i_{tr}^2,$$

gde je i_{tr} — odgovarajući prenosni odnos u transmisiji.

Povećavanje koeficijenta δ prouzrokuju svi dopunski agregati, ugrađeni na terenska vozila, koji povećavaju masu obrtnih delova. Ovde spadaju razvodnik pogona sa transmisijom ka pogonskim točkovima, kao i pogonski mostovi sa poluosovinama.

Na osnovu svega izloženog, može se konstatovati da na vozilo, prilikom kretanja po terenu ili putu, deluju razni otpori kretanja, čija veličina zavisi prvenstveno od stanja i kvaliteta gornjeg sloja tla (kolovoza), veličine ugla uspona, brzine kojom se vozilo kreće, ukupne težine vozila i drugih faktora. Međutim, na pojedinim deonicama terena svi otpori ne deluju podjednako, već se neki mogu zanemariti jer su neznatni. Tako, na primer, pri kretanju vozila po ispresecanom, približno horizontalnom terenu, sa čvrstom ili mekom podlogom tla, kretanju vozila se praktično suprotstavlja samo otpor kotrljanja, dok se na dobrom putu, gde se mogu postići velike brzine kretanja, ovom otporu pridružuje i otpor vazduha.

Da bi moglo da se pouzdano i bez zastoja kreće na usponu, terensko motorno vozilo mora posedovati odgovarajuću *vučnu silu* (F_v) koja se unapred određuje

konstrukcijom vozila, u zavisnosti od vojnog zahteva. Maksimalne veličine uspona koji terenska vozila moraju savladati u kretanju van puteva obično se definišu u procentima i kreću se u granicama od 50 do 70%. Manje vrednosti odnose se na terenska motorna vozila velike nosivosti i obratno.

Treba imati u vidu da se navedene granične vrednosti vojnih zahteva za savlađivanje uspona odnose na uslov kada se terensko vozilo kreće na usponu, tj. bez vuče oruđa ili priključnog vozila, kao i bez zaustavljanja. Inače, pri vuči oruđa ili priključnog sredstva, kao i pri polasku sa mesta na usponu, ukupni otpori kretanju vozila na usponu su znatno veći, te su zbog toga i taktički zahtevi manji.

Kao što je već napomenuto, vučna sila vozila je određena konstrukcijom i nalazi se pomoću obrasca:

$$F_v = \frac{M_m \cdot i_u \cdot \eta_{tr}}{r_d} \text{ (kp)}$$

gde je

M_m — obrtni moment motora u kpm;

i_u — ukupni prenosni odnos u menjaču, razvodniku pogona i glavnom prenosu,
 $i_u = i_m \cdot i_{rp} \cdot i_d$;

η_{tr} — koeficijent iskorišćenja transmisije;

r_d — dinamički poluprečnik točka u mm.

O veličini navedenih faktora i njihovom međusobnom odnosu biće reči u poglavlju Tehničke karakteristike terenskih vozila, dok se ovde može samo napomenuti da prednji izraz određuje istovremeno i maksimalnu veličinu vučne sile ($F_{v \text{ max}}$). Ona se dobija na pogonskim točkovima vozila i može se menjati jedino konstrukcijskim putem — ugradnjom motora veće snage (odnosno većeg obrtnog momenta), i povećanjem prenosnog odnosa u menjaču, razvodniku pogona ili glavnom prenosu. Vučna sila vozila može se povećati i smanjivanjem dimenzija točkova (prema datoj jednačini za F_v). Međutim, smanji-

vanje dimenzija točkova, tj. ugradnja točkova manjeg prečnika i širine profila, utiče na konstrukciju i brzinu vozila (koja se smanjuje) i pogoršava karakteristike prohodnosti. To znači da se ovom problemu ne može pristupiti jednostrano, već je to stvar posebnog razmatranja.

Već je napomenuto da, vučna sila vozila mora biti veća, ili bar jednaka ukupnim otporima koji se javljaju pri kretanju vozila, tj. $F_v \geq \Sigma W$. Ovaj odnos služi kao osnov pri komponovanju vozila, odnosno izboru ili konstrukciji njegovih agregata (motora, menjača, razvodnika pogona, diferencijala). S druge strane, mora se voditi računa o jednoj veoma važnoj činjenici koja takođe definiše veličinu vučne sile vozila, a zavisi od *prianjanja* točkova vozila uz tle. Naime, vučna sila, određena konstrukcijom vozila i dobijena na pogonskim točkovima, nikad ne može potpuno biti realizovana zbog klizanja. Ono nastaje u trenutku kada vučna sila prevaziđe veličinu sile prianjanja pogonskih točkova uz tle, što u slučaju potpunog klizanja (obrtnje točkova bez kotrljanja) dovodi do zaustavljanja vozila. To praktično znači da je korisna vučna sila vozila (F_v) ograničena silom prianjanja (F_{pr}), tako da je uslov za kotrljanje točkova bez klizanja dat sledećim odnosom:

$$F_{v \max} \leq F_{pr}$$

gde je F_{pr} — sila prianjanja u kp.

Sila prianjanja deluje suprotno klizanju točkova i omogućava realizovanje vučne sile vozila (u granicama stanja i kvaliteta površine po kojoj se vozilo kreće), a pored toga obezbeđuje vozilu održavanje pravca kretanja, kao i kočenje kada je to potrebno. Ona zavisi od težine vozila, tj. od vertikalnog opterećenja koje pada na pogonske točkove vozila i koeficijenta prianjanja (μ) guma uz tle i određuje se sledećom jednačinom:

$$F_{pr} = G_u \cdot \mu \text{ (kp)}$$

a za slučaj kretanja vozila na nagibu:

$$F_{pr} = G_u \cdot \mu \cdot \cos \alpha \text{ (kp)}$$

S obzirom na to što je osnovni zahtev za pokretljivost terenskog vozila sadržan u zahtevu da svi točkovi budu pogonski, ukupna težina (G_u) ovih vozila koristi se za prijanjanje, što nije slučaj sa komercijalnim vozilima (formule pogona 4×2 ili 6×4).

Na taj način, iz uslova odnosa vučne sile i sile prijanjanja, s jedne, i odnosa vučne sile i zbira otpora kretanja vozila na usponu, s druge strane, dobija se opšta zavisnost ovih veličina koja, u stvari, postavlja uslov za mogućnost ravnomernog kretanja vozila na usponu.

$$F_{pr} \geq F_{v \max} \geq \Sigma W,$$

ili kao granični uslov:

$$G_u \cdot \mu \cos \alpha \geq \frac{M_m \cdot i_u \cdot \eta_{tr}}{r_d} \geq G_u (f \cos \alpha + \sin \alpha)$$

Ako se iz prednjeg izraza isključi vrednost vučne sile koja je određena konstrukcijskim putem, za razmatranje moći savlađivanja uspona ostaju samo veličine zavisne od stanja i kvaliteta površine po kojoj se vozilo kreće:

$$G_u \mu \cos \alpha = G_u (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha).$$

Deljenjem prednje jednačine sa $G_u \cos \alpha$ dobija se:

$$\mu = \operatorname{tg} \alpha + f, \text{ odnosno } \operatorname{tg} \alpha = \mu - f.$$

Ovo praktično znači da moć savlađivanja uspona zavisi od razlike koeficijenta prijanjanja (μ) i koeficijenta otpora kotrljanja (f), dok je uticaj težine vozila (G_u) neznan, jer, kao što je to već ranije naglašeno, ukupna težina vozila utiče na veličinu otpora kretanja, a samim tim i na konstrukciju sklopova koji određuju veličinu vučne sile vozila.

Koeficijent prijanjanja (μ) između točkova vozila i dodirne površine tla po kome se ono kreće je promenljiva veličina i zavisi od kvaliteta i stanja gume i terena, kao i od režima kretanja točkova. U tabeli 4 su date vrednosti ovog koeficijenta za različite puteve i terene, utvrđene praktičnim ispitivanjima sa gumama visokog

pritiska i standardnog oblika. Iz tabele 4 jasno se vidi da koeficijent prijanjanja (μ) između gume i tla rapidno opada povećavanjem rastresitosti i vlažnosti zemljišta, što je od bitne važnosti za moć savlađivanja uspona vozila koje se kreće van puteva, tj. po terenu bez čvrste podloge. Upoređujući koeficijente prijanjanja za zemljani put ili ledinu u suvom stanju ($\mu = 0,40 - 0,60$), sa koeficijentom prijanjanja za rastresito i močvarno zemljište ($\mu = 0,10 - 0,40$), jasno je da je u prvom slučaju moguće postići veće sile prijanjanja, te prema tome i savladati veće uspone terenskim vozilima koja se u toku izvršavanja taktičkog zadatka kreću po terenima različitog sastava tla.

Niske vrednosti koeficijenta prijanjanja na usponu, karakteristične za vlažno i rastresito zemljište, dovode do klizanja pogonskih točkova, usled čega često može doći do zaustavljanja vozila. Ovakve situacije su veoma nepoželjne, a naročito kod vozila koja vuku artiljerijska oruđa, jer zahtevaju primenu posebne mere za savlađivanje uspona — odvajanje oruđa od vozila na usponu, upotrebu vitla, nasipanje terena, ispomoć posluge i sl. Zbog toga se često kaže da razlika koeficijenta prijanjanja i koeficijenta otpora kotrljanja ($\text{tg } \alpha = \mu - f$) određuje *rezervu vučne sile* na usponu, odnosno graničnu vrednost do koje se može realizovati vučna sila na pogonskim točkovima vozila.

Dijagram na sl. 21 pruža jasniju sliku o međusobnoj zavisnosti koeficijenta prijanjanja i koeficijenta otpora kotrljanja pogonskih točkova ako se vozilo kreće na usponu sa vlažnom i rastresitom podlogom. Na ordinatu su nanete vrednosti za μ i f , dok je na apscisi data vlažnost (U) površinskog sloja zemljišta, izražena u odnosu na procentualnu vlažnost sredine.

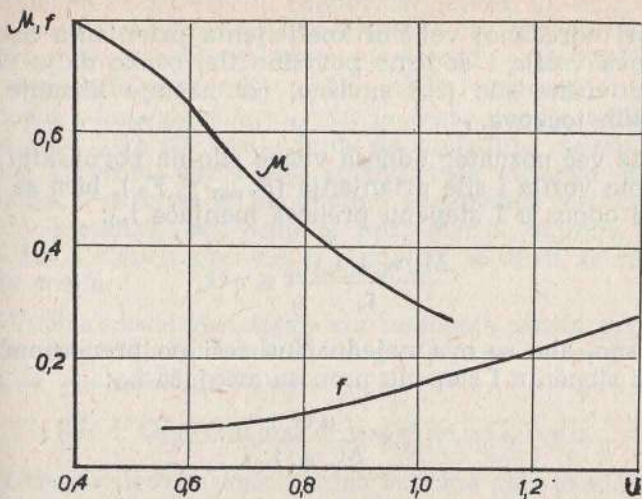
Iz dijagrama na sl. 21 se vidi da se razlika $\mu - f$ sve više smanjuje povećavanjem vlažnosti površinskog sloja zemljišta i približava se opasnoj graničnoj vrednosti, pri kojoj nije moguće koristiti se raspoloživom vučnom silom na obimu pogonskih točkova vozila, već neminovno dolazi do klizanja, usled čega je dalje kretanje nemoguće.

Koficijenti prljanjanja μ

kolovozni zastor	μ
<i>asfaltno-betonski kolovoz</i>	
suv	0,70 — 0,80
mokar	0,50 — 0,60
pokriven blatom	0,25 — 0,45
pokriven slojem snega, debljine oko 5 cm	0,20 — 0,40
<i>kameni kolovoz</i>	
suv	0,60 — 0,70
<i>zemljani put</i>	
suv	0,50 — 0,60
vlažan	0,20 — 0,40
blatnjav	0,15 — 0,30
<i>peščani tereni</i>	
vlažan	0,40 — 0,50
suv	0,20 — 0,30
<i>ledina</i>	
suva	0,40 — 0,50
vlažna do plastičnog stanja	0,20 — 0,40
vlažna do tekućeg stanja	0,15 — 0,25
<i>livada, rastresito i močvarno zemljište</i>	
	0,10 — 0,40
<i>tereni zimi</i>	
pokriveni rastresitim snegom	0,20 — 0,40
pokriveni ugaženim snegom (sa kolotragom)	0,30 — 0,50
glatki led (temperatura vazduha ispod 0° C)	0,05 — 0,10

To praktično znači da u navedenim slučajevima vučna sila koju vozilo poseduje ne može biti potpuno iskorišćena. Dosadašnja ispitivanja su pokazala da se koeficijent prljanjanja može povećati samo primenom guma određenih dimenzija, sa niskim pritiskom i specijalnim šarama na protektoru, o čemu će još biti reči.

Vučna sila F_v koja se može dobiti na pogonskim točkovima vozila menja se promenom veličine obrtnog momenta motora M_m i najslikovitije se prikazuje na vučnom



Sl. 21 — Dijagram koeficijenta prijanjanja μ i koeficijenta otpora kotrljanja f zavisno od vlažnosti zemljišta U

dijagramu. Na ordinatnu osu su nanete vrednosti vučne sile (u kp) u pojedinim stepenima prenosa menjača, a na apscisnu osu — brzine kretanja vozila (V u km/h). Pri tome se brzina kretanja vozila u pojedinim stepenima prenosa menjača (i_m) izračunava pomoću obrasca:

$$V = 0,377 \frac{r_d \cdot n}{i_m i_{rp} i_d} \text{ (km/h)}$$

gde je n — broj obrta motora u minutu (o/min).

Na sl. 22 dat je vučni dijagram vozila sa četiri stepena prenosa u menjaču. Pored toga, za ovaj dijagram su korišćene i vrednosti koeficijenta prijanjanja (μ), karakteristične za određen kvalitet i stanje površine zemljišta po kome se terenska vozila mogu kretati.

Ove linije ograničavaju vučne karakteristike vozila i deo krive vučne sile koji se nalazi iznad odgovarajuće linije μ praktično nema nikakvog značaja zbog toga što

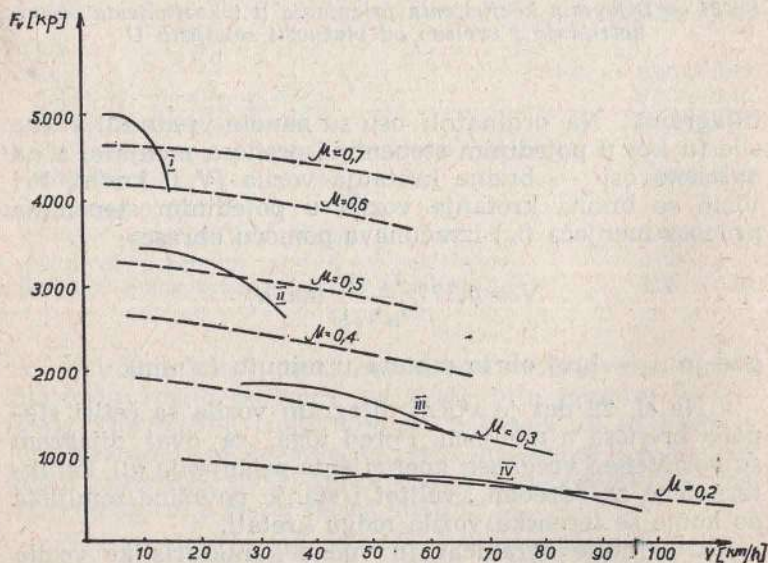
je, pri određenoj veličini koeficijenta prijanjanja između točkova vozila i dodirne površine tla, svako dalje povećanje vučne sile (F_v) suvišno, jer nastaje klizanje pogonskih točkova.

Iz već poznatog odnosa vučne sile na pogonskim točkovima vozila i sile prijanjanja ($F_{v\max} \leq F_{pr}$), bira se prenosni odnos u I. stepenu prenosa menjača i_{mI} :

$$\frac{M_m \eta_{tr} i_d i_{mI} i_{rp}}{r_d} \leq \eta G_u$$

odnosno, ako se ova nejednačina reši po prenosnom odnosni stepen u I stepenu prenosa menjača i_{mI} :

$$i_{mI} < \frac{\mu G_u r_d}{M_m \eta_{tr} i_{rp} i_d}$$



Sl. 22 — Granične vrednosti vučnih sila vozila zavisno od koeficijenta prijanjanja μ

Obično se pri izboru prenosnog odnosa i_{ml} koji određuje maksimalnu vrednost vučne sile na pogonskim točkovima, uzima koeficijent prijanjanja 0,7 — 0,9. Međutim, kod terenskih motornih vozila velike nosivosti, ukupni prenosni odnos ($i_u = i_{ml} \cdot i_{rp} \cdot i_d$) je često veoma veliki ne samo zbog toga što vozila treba da savlađuju maksimalne otpore kretanja, već i radi smanjivanja njihove brzine kretanja. Pri tome je neophodno obezbediti vozilu male brzine kretanja, bez velikog opterećenja motora, zbog toga što I stepen prenosa u menjaču ne služi za ubrzavanje vozila.

Vučna sposobnost terenskih motornih vozila pri vuči oruđa ili priključnih vozila težine G_{upr} na usponu određuje se iz sledećeg odnosa:

$$(G_u + G_{upr}) (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha) = \mu G_u \cos \alpha.$$

Odavde sledi da maksimalna veličina ugla uspona koji vozilo može savladati pri vuči iznosi:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\mu G_u - f(G_u + G_{upr})}{G_u + G_{upr}} \text{ ili}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\mu G_u}{G_u + G_{upr}} - f.$$

Kao što se iz prednje jednačine vidi, pri konstantnim veličinama G_u i G_{upr} , savlađivanje maksimalnog uspona zavisi isključivo od koeficijenta prijanjanja (μ), dok se uticaj koeficijenta otpora kotrljanja (f) može za praktične proračune zanemariti, jer je neznan. S druge strane, moć savlađivanja uspona pri vuči oruđa ili priključnog vozila, zavisno od promene težine G_{upr} , ima odlučujući značaj za postizanje zahtevanih taktičko-tehničkih karakteristika terenskih motornih vozila. S obzirom na to što se veličine ugla α i težine G_{upr} nalaze u obrnutoj srazmeri, znači da moć savlađivanja uspona opada porastom težine G_{upr} , te je stoga potrebno odrediti optimalne težine vučnih sredstava za svaku kategoriju nosivosti terenskih motornih vozila.

Rezerva vučne sile

Kretanje terenskih motornih vozila van puteva karakteriše se naglim i čestim promenama ukupnih otpora (ΣW) koji se pri tome javljaju i zbog toga ne mogu biti obuhvaćeni i definisani ranije izvedenim jednačinama. Može se reći da je otpor kotrljanja (W_k) uvek prisutan, ali se njegova veličina menja zavisno od stanja tla. To znači da on, u poređenju sa raspoloživom vučnom silom na obimu pogonskih točkova, može biti neznatan (kad se vozilo kreće po suvom i približno ravnom zemljištu), odnosno veoma veliki (kad se kreće po raskvašenoj oranici ili blatu).

Pored toga, upotreba terenskih motornih vozila često iziskuje od njih da savladaju strme prirodne uspone, pri čemu je potrebna određena brzina kretanja, zavisno od borbene situacije. Ukupni otpori kretanja pod ovakvim okolnostima još više rastu, ukoliko terenska motorna vozila vuku oruđa ili prikolice. Zbog toga projektovana vučna sila na pogonskim točkovima kod terenskih automobila mora biti veća od ukupnih otpora kretanja, jer se samo na taj način mogu uspešno izvršiti postavljeni zadaci.

Približna ocena vučnih sposobnosti terenskih automobila vrši se na osnovu njihove specifične snage (vidi tab. 1) koja predstavlja odnos snage motora (KS) prema ukupnoj težini opterećenog vozila (M_p). Sa stanovišta ekonomičnosti eksploatacije, velika specifična snaga vozila je često nerentabilna, jer je vezana sa ugradnjom snažnih motora, odgovarajućih menjača i transmisije, što utiče na nabavnu cenu i povećava troškove eksploatacije. Međutim, ova suprotnost je opravdana veoma oštrim vojnim zahtevima upotrebe terenskih motornih vozila. Ipak, sam odnos KS/M_p nije dovoljan za ocenu vučnih sposobnosti terenskih motornih vozila, jer ne pruža jasnu sliku o vučnoj sili koja je određena veličinom obrtnog momenta motora (M_m), ukupnim prenosnim odnosima u transmisiji (i_u) i dinamičkim poluprečnikom točka (r_d).

Kao što je poznato, maksimalna vrednost vučne sile na pogonskim točkovima vozila ograničena je silom prijanjanja ($F_{v \max} \leq F_{pr}$) i ovaj odnos utiče na izbor agregata motora i transmisije. Pri tome se za proračun uzima maksimalna praktična vrednost koeficijenta prijanjanja (μ) 0,8 (hrapava betonska podloga u suvom stanju). Porastom uspona, vučna sila vozila, određena na ovaj način, opada. To opadanje vrednosti efektivne vučne sile na pogonskim točkovima vozila naročito je primetno na usponima većim od 60%.

S druge strane, otpori kretanja vozila rastu porastom uspona, tako da u jednom momentu dostižu maksimalnu veličinu efektivne vučne sile koja je ograničena i definisana silom prijanjanja.

Na sl. 23 dat je dijagram promene vučne sile, zavisno od porasta uspona po kome se vozilo može kretati i koeficijenta prijanjanja, kao i ukupnog otpora vozila čija se veličina takođe menja porastom ugla uspona (α) i kvalitetom podloge. Puna linija predstavlja vrednost vučne sile (F_v) koja se može realizovati na podlozi od betona ($\mu = 0,8$), dok isprekidana linija označava vrednost za podlogu od tvrde, nabijene zemlje ($\mu = 0,6$) ili ledine. Ova druga vrednost predstavlja ujedno i najpovoljnije uslove kretanja terenskog vozila van komunikacija, tj. maksimalni usponi koji se mogu savladati na terenu vezani su za suvo i nabijeno zemljište.

Proračun je izveden na bazi sledećih elemenata: uzeo je vozilo sopstvene težine 4.500 kp i nosivosti 3.000 kp, tako da ukupna težina vozila iznosi 7.500 kp.

U prvom slučaju (puna linija F_v), pri kretanju vozila po tvrdoj, betonskoj podlozi u suvom stanju, maksimalna vučna sila će biti:

$$F_{v \max} = \mu G_u = 0,8 \cdot 7.500 = 6.000 \text{ kp},$$

i ova se vrednost ostvaruje na horizontalnoj površini. Međutim, na usponu od 60% može se realizovati vučna sila po obrascu:

$$F_v = \mu G_u \cos \alpha = 0,8 \cdot 7.500 \cdot 0,857 = 5.142 \text{ kp}$$

jer usponu od 60% odgovara ugao $\alpha = 30^{\circ} 58'$, odnosno $\cos \alpha = 0,857$.

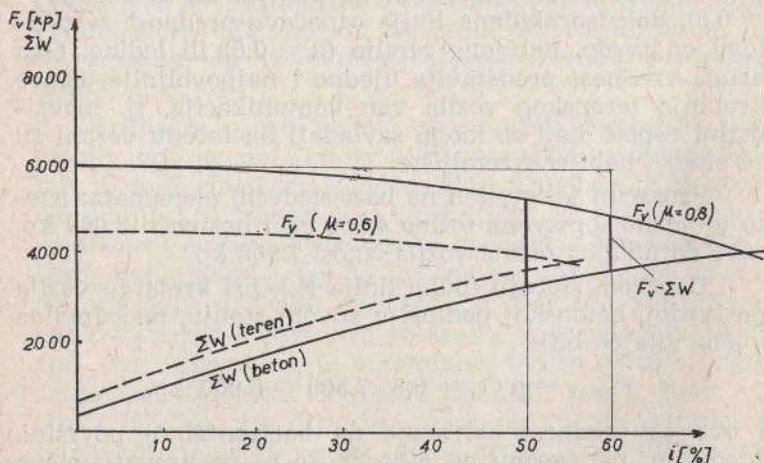
U drugom slučaju (isprekidana linija F_v), pri kretanju vozila po terenu, maksimalna vrednost vučne sile je 4.500 kp, a vrednost vučne sile na usponu od 60% iznosi 3.858 kp.

Ukupni otpori kretanja računati za betonsku podlogu (puna linija ΣW), na usponu od 60% iznose:

$$\begin{aligned} \Sigma W &= G_u (f \cos \alpha + \sin \alpha) = \\ &= 7.500 (0,018 \cdot 0,857 + 0,514) = 3.971 \text{ kp.} \end{aligned}$$

Pri kretanju vozila po tvrdom i suvom zemljištu, sa koeficijentom prijanjanja 0,6 i koeficijentom otpora kotrljanja 0,06, ukupni otpori kretanja (isprekidana linija ΣW) na usponu od 60% iznose 4.237,5 kp.

Sa sl. 23 i na osnovu prednjih proračuna može se zaključiti da će vozilo uspešno savladati uspon od 60% samo na zemljištu koje ima veliki koeficijent prijanjanja, dok opadanjem koeficijenta prijanjanja, odnosno pri kre-



Sl. 23 — Dijagram promene vučne sile F_v i otpora kretanja ΣW na usponu

tanju vozila po rastresitom ili vlažnom zemljištu, ovu veličinu uspona nije moguće savladati. Pri kretanju pod ovakvim uslovima vrednost vučne sile opada, a ukupni otpori kretanja vozila rastu.

Međutim, na terenu se ovako veliki usponi (iznad 60%) mogu veoma retko sresti ili su, pak, neprohodni za bilo koje vozilo. Zbog toga i sposobnost savlađivanja uspona terenskih automobila služi samo kao parametar za ocenu njihovih vučnih sposobnosti. U stvari, za vozila koja poseduju dovoljnu rezervu vučne sile ($F_v - \Sigma W$) na usponu koji je definisan vojnim zahtevom, kaže se da će pri kretanju po terenu postizati veće prosečne brzine, imaće veću moć ubrzavanja, kao i sposobnost vuče oruđa ili prikolica van puteva i na većim usponima (primer — izvlačenje oruđa na vatreni položaj).

U konkretnom primeru sa sl. 23 rezerva vučne sile vozila na usponu od 60% iznosi:

$$F_v - \Sigma W = 5.142 - 3.971 = 1.171 \text{ kp.}$$

Značaj posedovanja rezerve vučne sile za terenska motorna vozila može se oceniti i iz sledećeg primera. Naime, često se pri kolonskom, pa i pojedinačnom kretanju, dešava da se vozilo zbog raznih uzroka zaustavi na usponu. Ukoliko se želi nastaviti kretanje, pored otpora kotrljanja i otpora uspona, vozilo mora savladati i otpor ubrzavanja (W_a) (*silu inercije*). Vrednost otpora ubrzavanja za vozilo ukupne težine 7.500 kp iznosi:

$$W_a = \frac{G_u}{g} a \delta = \frac{7 \cdot 500}{9,81} \cdot 0,5 \cdot 1,5 = 573,4 \text{ kp.}$$

pri čemu je uzeto da ubrzanje vozila u I stepenu prenosa iznosi $a = 0,5 \text{ m/sec}^2$, a koeficijent $\delta = 1,5$.

S obzirom na prednji proračun i rezervu vučne sile koju vozilo poseduje, može se zaključiti da će uspon od 60% biti savladan, uz uslov da postoji dovoljna sila prijanjanja. Smanjivanjem koeficijenta prijanjanja, mogućnost savlađivanja uspona će biti manja.

Prema tome, da bi vozilo nastavilo kretanje u slučaju prinudnog zastanka na usponu, potrebno je da bude zadovoljen sledeći uslov:

$$F_v \geq \Sigma W = W_k + W_u + W_a$$

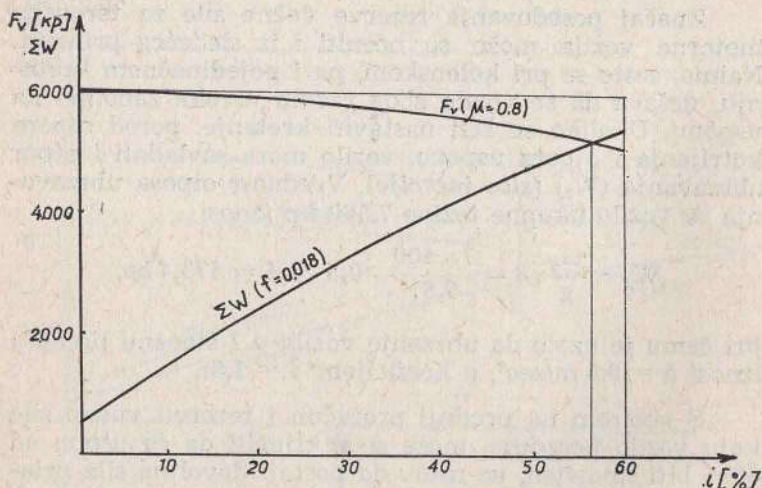
Otpori kretanja vozila sa prikolicom (oruđem) na usponu prikazani su na dijagramu sl. 24, na osnovu sledećeg obrasca:

$$\Sigma W = (G_u + G_{upr}) (f \cos \alpha + \sin \alpha) \text{ (kp)}$$

Pri tome je uzeto da vozilo ukupne težine 7.500 kp vuče oruđe — prikolicu čija ukupna težina iznosi 3.000 kp. Zamenom ovih vrednosti za uspon od 60% ($\alpha = 30^\circ 58'$, $f = 0,018$), dobija se da je ukupna vrednost otpora kretanja:

$$\Sigma W = (7.500 + 3.000) (0,018 \cdot 0,857 + 0,514)$$

$$\Sigma W = 5.558,97 \text{ kp}$$



Sl. 24 — Vučna sila F_v i otpori kretanja vozila ΣW sa prikolicom na usponu

Vučna sila vozila je računata za maksimalni koeficijent prijanjanja ($\mu = 0,8$), tako da je $F_{v \max} = 6.000$ kp, a vučna sila na usponu od 60% iznosi 5.142 kp.

Maksimalni uspon koji vozilo može savladati pri vuči prikolice ukupne težine 3.000 kp iznosi:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\mu \cdot G_u}{G_u + G_{\text{upr}}} - f = \frac{0,8 \cdot 7.500}{7.500 + 3.000} - 0,018$$

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,5533, \text{ odnosno } \alpha = 29^\circ$$

Izraženo u procentima, maksimalni uspon za date uslove kretanja iznosi $i = 55,3\%$.

Očigledno je da se ovako velike vrednosti uspona ne mogu postići na terenu, jer su koeficijenti prijanjanja manji, te su zbog toga i uslovi kretanja nepovoljniji. To znači da će tačka presecanja (sl. 24) krive vučne sile i krive ukupnih otpora kretanja biti nešto ispred, tj. na usponima manjim od 55,3%. Na primer, za vrednost koeficijenta prijanjanja 0,6 i koeficijenta otpora kotrljanja 0,06, maksimalni uspon koji ovo vozilo pri vuči oruđa ili prikolice može savladati iznosi 36,8% ($\alpha = 20^\circ 10'$).

Međutim, bez obzira na nepovoljne terenske uslove kretanja neophodno je da terenska motorna vozila poseduju što veću rezervu vučne sile na pogonskim točkovima. Ova se rezerva u određenim situacijama može koristiti za savlađivanje većih otpora kretanja, postizanje veće brzine i ubrzanja, kao i savlađivanje većih uspona, što je od bitne važnosti za vozila koja vuku oruđa.

Ovakav zahtev se, logično, ne postavlja kod komercijalnih vozila, zbog toga što maksimalni usponi na savremenim putevima iznose svega 8%, dok se na lošijim, naročito u planinskim predelima, mogu sresti i usponi od oko 15%.

Specifična vučna sila

Ocena vučne sposobnosti terenskog motornog vozila može se izvršiti, na najjednostavniji način, pomoću specifične vučne sile. Ona uglavnom zavisi od konstrukcijskih

karakteristika vozila i predstavljena je odnosom razlike vučne sile i otpora vazduha, prema ukupnoj težini potpuno opterećenog vozila:

$$\frac{F_v - W_1}{G_u} \text{ (kp/kp)}.$$

Iz datog se izraza vidi da, u osnovi, dva faktora definišu vrednost specifične vučne sile. Bitniji od njih je, vučna sila na pogonskim točkovima vozila, određena veličinom obrtnog momenta motora (M_m), ukupnim prenosnim odnosima u transmisiji (i_u) i veličinom dinamičkog poluprečnika točkova (r_d).

Moguće je da dva vozila poseduju jednaku veličinu vučne sile na pogonskim točkovima, što, međutim, ne znači da su im vučne sposobnosti podjednake. Znatan uticaj na veličinu specifične vučne sile ispoljava i ukupna težina vozila, odnosno u prvom redu sopstvena težina vozila (G_s), jer ona predstavlja znatan deo ukupne težine (G_u). Ovaj odnos težina je naročito karakterističan za terenska motorna vozila, jer otpor vazduha neznatno utiče na veličinu specifične vučne sile, zbog relativno male brzine kretanja po terenu, usled čega je i otpor vazduha mali. Uticaj brzine kretanja oseća se samo na putevima, gde se mogu postići velike brzine (iznad 50 km/h), jer otpor vazduha, prema već poznatoj jednačini, raste sa kvadratom brzine.

Prema tome, veličina specifične vučne sile praktično zavisi od odnosa F_v/G_u , odnosno za terenska motorna vozila u literaturi se obično daje vrednost specifične vučne sile za I stepen prenosa (uključujući i prenos u razvodniku pogona). Tada je vučna sila (F_v) na obimu pogonskih točkova najveća, tako da ovaj podatak može poslužiti za ocenu vučnih sposobnosti vozila.

Sopstvena težina predstavlja svakako najvažniji faktor u konstrukciji i taktičko-tehničkim karakteristikama terenskih vozila i direktno utiče na veličinu specifične vučne sile. Naime, svako povećavanje sopstvene težine iznad određene granice, s jedne strane, poskupljuje proizvodnju vozila, a sa druge, doprinosi smanjivanju nje-

govih performansi i ekonomskih pokazatelja. Kao osnovno merilo za ocenu težinske karakteristike vozila služi koeficijent težine opremljenog vozila koji je dat odnosom sopstvene težine (G_s) prema nominalnoj (deklarisanoj) nosivosti vozila (G_n):

$$\eta'_v = \frac{G_s}{G_n}$$

Ovaj koeficijent je, zbog specifične namene vojnih vozila, znatno veći u poređenju sa komercijalnim vozilima, zbog toga što je nosivost terenskih vozila obično deklarirana vrednost, često za 1/3 manja od stvarnih mogućnosti koje se mogu postići pri eksploataciji na putevima sa savremenim kolovoznim zastorom. U tabeli 5 date su vrednosti koeficijenta težine η'_v za pojedine kategorije nosivosti savremenih izvedbi terenskih motornih vozila u svetu.

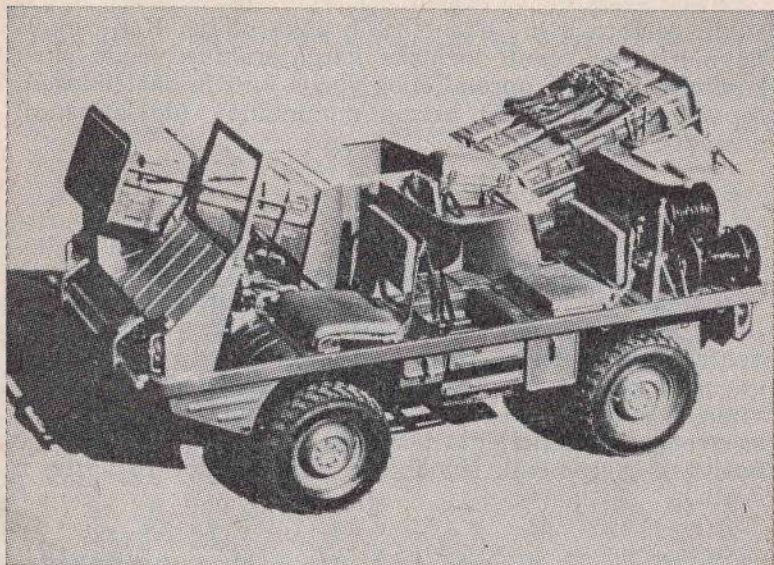
Tabela 5

Koeficijent težine (η'_v) kod savremenih terenskih motornih vozila

Nosivost G_n	0—1 Mp	1—2 Mp	2—4 Mp	4—7 Mp	preko 7 Mp
η'_v	6,6 — 1,2	3,2 — 1,5	3,0 — 1,75	2,4 — 0,93	1,8 — 0,95

Kao što se vidi iz tabele 5, odnos sopstvene težine i nosivosti kod savremenih terenskih motornih vozila je najnepovoljniji za vozila male nosivosti. Međutim i u ovoj kategoriji ostvarene su veoma uspele konstrukcije lakih terenskih vozila, tzv. »pokretne platforme« (sl. 25), kod kojih je eliminisan niz klasičnih elemenata (vetrobran, stranice, sedišta, ceradni pokrivač itd.) za račun drugih potreba.

Na sopstvenu težinu terenskog vozila znatno utiču specifičnosti konstrukcije, kao što su: veći broj pogonskih



Sl. 25 — Terensko vozilo tipa »pokretna platforma«

osovina, robusnost konstrukcije zbog većih dinamičkih naprežanja pri kretanju po ispresecanim terenima, snažniji motor i, u skladu s njim, veće dimenzije i težine agregata transmisije, dodatni uređaji i oprema itd.

Povećavanjem nosivosti koeficijent težine opada i čak prelazi ispod vrednosti $\eta_v' < 1$. Na sl. 26 predstavljen je dijagram promene koeficijenta težine (η_v') terenskih motornih vozila u zavisnosti od nosivosti. Kriva 1 predstavlja vrednost ovog koeficijenta za vozila male i srednje nosivosti (do 7 Mp), a kriva 2 označava njegovu vrednost za terenska vozila velike nosivosti.

U težnji za poboljšavanjem taktičko-tehničkih karakteristika savremenih motornih i priključnih vozila, a prvenstveno u pogledu dinamičkih osobina i nosivosti, čine se ozbiljni napori ka smanjivanju sopstvene težine,

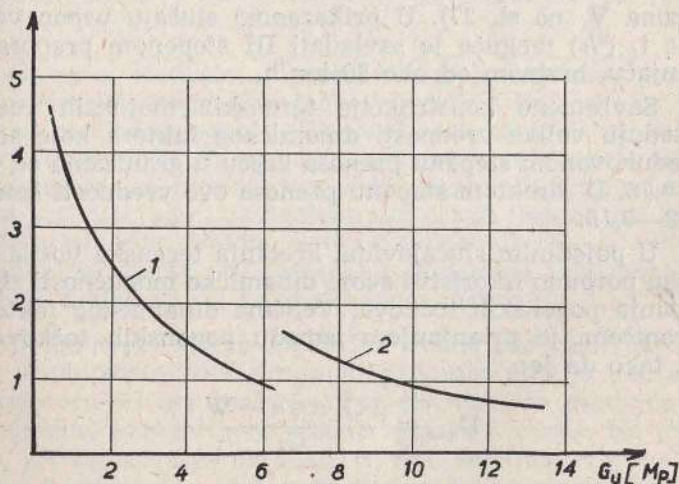
jer u suštini predstavlja »mrtav« teret. Bitan uticaj u tome ispoljavaju odgovarajuća konstrukcija delova (sa što manjom sopstvenom težinom, za šta se koriste lake legure velike izdržljivosti na dinamičke udare i habanje, plastične mase) i skladna kompozicija vozila.

Specifična vučna sila odnosno dinamički faktor vozila označava se slovom D , tj.

$$D = \frac{F_v - W_1}{G_u} (\text{kp/kp}).$$

Veličina dinamičkog faktora (D) može biti izražena i odnosom kp/M_p , kada je ukupna težina vozila data u M_p .

Zavisnost dinamičkog faktora od brzine kretanja vozila u pojedinim stepenima prenosa menjača naziva se *dinamičkom karakteristikom vozila*. Zamenom vrednosti vučne sile i sile otpora vazduha u prednjoj jednačini do-



Sl. 26 — Dijagram promene koeficijenta težine η'_v zavisno od nosivosti vozila

bija se veličina dinamičkog faktora u razvijenom obliku, iz koga je lako odrediti zavisnost dinamičkog faktora od brzine kretanja vozila po obrascu:

$$D = \frac{M_m i_u \eta_{tr} \frac{K A V^2}{13}}{r_d G_u}$$

Dinamička karakteristika vozila prikazana je na sl. 27, pri čemu su na ordinati date njene vrednosti za vozilo sa pet stepeni prenosa u menjaču, zavisno od brzine kretanja.

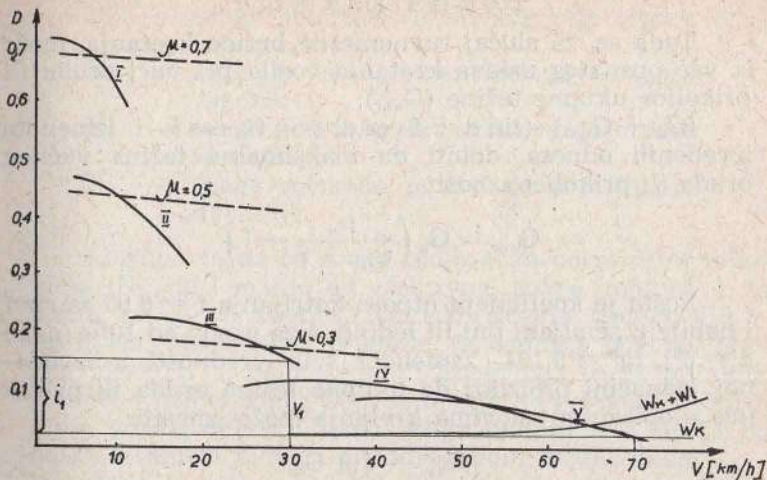
Otpor kotrljanja (W_k) predstavljen je pravom, dok su ukupni otpori kretanja na horizontalnom putu predstavljeni krivom ($\Sigma W = W_k + W_l$), čija tačka preseka sa krivom dinamičke karakteristike u V stepenu prenosa menjača daje ujedno maksimalnu brzinu koju vozilo može razviti. Pri kretanju vozila na usponu veličine i (‰), ukupni otpori kretanja rastu za veličinu W_u , dok maksimalna brzina kojom može biti savladan ovaj uspon opada (brzina V_1 na sl. 27). U prikazanom slučaju uspon veličine i_1 (‰) moguće je savladati III stepenom prenosa u menjaču, brzinom od oko 30 km/h.

Savremene konstrukcije terenskih motornih vozila poseduju velike vrednosti dinamičkog faktora koje se u I redukovanom stepenu prenosa kreću u granicama od 0,6 do 0,75. U direktnom stepenu prenosa ove vrednosti iznose 0,08—0,15.

U pojedinim slučajevima kretanja terenska vozila ne mogu potpuno iskoristiti svoje dinamičke mogućnosti zbog klizanja pogonskih točkova. Veličina dinamičkog faktora ograničena je prijanjanjem između pogonskih točkova i tla, tako da je:

$$D_{max} = \frac{\mu G_u \cos \alpha - W_l}{G_u}$$

Na sl. 27 isprekidanom linijom nanete su vrednosti koeficijenta prijanjanja (μ) koje ograničavaju mogućnosti korištenja maksimalne vučne sile na veličinu $F_{vmax} =$



Sl. 27 — Dinamička karakteristika vozila od I do V stepena prenosa u menjaču

$= \mu G_n \cos \alpha$. Međutim, i pored veoma čestog lošeg prijanjanja između pogonskih točkova vozila i tla, karakterističnog za vlažan teren, velike vrednosti dinamičkog faktora kod savremenih terenskih motornih vozila prave se zahtevima za postizanjem većih prosečnih brzina kretanja pri vuči, kao i savladivanjem oštih uspona pri dobrom prijanjanju. Velika rezerva vučne sile se u ovim slučajevima koristi za ubrzanje i postizanje maksimalno moguće brzine vozila na što kraćem rastojanju.

Pored toga, velika specifična vučna sila realizuje se ako je potrebna vuča oruđa ili prikolica čija je ukupna težina veća od nominalne, kakvi slučajevi se predviđaju za pojedine kategorije terenskih motornih vozila. Na primer, pri kretanju po tvrdom i suvom zemljanom putu ili ledini (koeficijent prijanjanja $\mu = 0,45$), sa maksimalnim nagibima do 10% ($\alpha = 6^\circ$), može se sa dovoljno tačnosti uzeti da je:

$$\cos \alpha \cong 1; \sin \alpha \cong \operatorname{tg} \alpha$$

Tada se, za slučaj ravnomerne brzine kretanja, može iz već poznatog uslova kretanja vozila pri vuči oruđa ili prikolice ukupne težine (G_{upr}):

$(G_u + G_{\text{upr}}) (\sin \alpha + f \cos \alpha) = \mu G_u \cos \alpha$ i izmenom izvedenih odnosa, dobiti da maksimalna težina vučnog oruđa ili prikolice iznosi:

$$G_{\text{upr}} = G_u \left(\frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha + f} - 1 \right)$$

Pošto je koeficijent otpora kotrljanja $f = 0,05$ za suvi i nabijeni zemljani put ili ledinu, a za uspon od 10% (ugao $\alpha = 6^\circ$), $\operatorname{tg} \alpha = 0,104$, zamenom svih vrednosti u izvedenoj jednačini proizlazi da ukupna težina oruđa ili prikolice u opisanim uslovima kretanja može iznositi:

$$G_{\text{upr}} = 1,9 G_u$$

tj. gotovo je dvostruko veća od ukupne težine vučnog vozila.

Iz date jednačine se vidi i to da smanjivanje koeficijenata priranja umanjuje mogućnost realizovanja viška rezervne vučne sile na pogonskim točkovima vozila.

Specifična snaga

Efektivna snaga motora N_e (KS) koja se dobija na zamajcu, može u izvesnoj meri, mada ne sa dovoljno tačnosti, poslužiti kao parametar za ocenu vučnih sposobnosti terenskih motornih vozila. Ova snaga se troši na savlađivanje otpora kretanja, što znači da mora biti u ravnoteži sa snagom potrebnom za savlađivanje otpora koji se javljaju pri kretanju vozila:

$$N_t = N_e \eta_{\text{tr}} = N_k + N_u + N_l + N_a,$$

gde je:

N_t — snaga na točkovima vozila;

η_{tr} — koeficijent iskorišćenja transmisije, različit za pojedine vrste vozila i kreće se u rasponu od 0,75—0,9;

- N_k — snaga potrebna za savlađivanje otpora kotrljanja;
- N_u — snaga potrebna za savlađivanje otpora uspona;
- N_l — snaga potrebna za savlađivanje otpora vazduha;
- N_a — snaga potrebna za savlađivanje otpora ubrzanja.

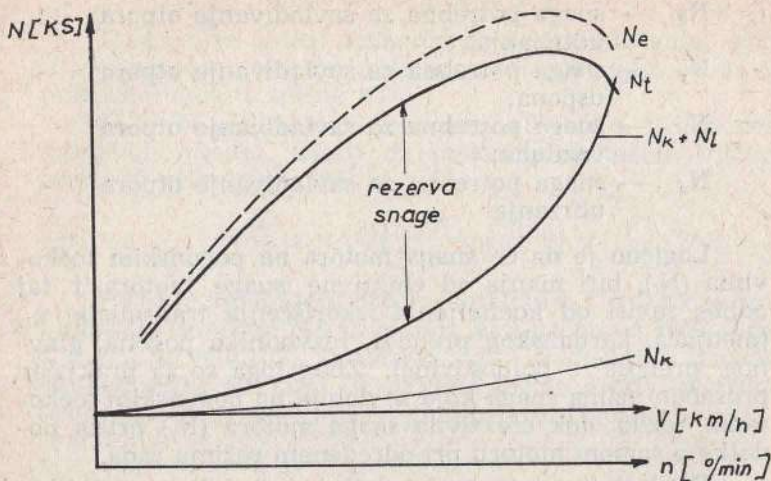
Logično je da će snaga motora na pogonskim točkovima (N_t), biti manja od efektivne snage motora i taj odnos zavisi od koeficijenta iskorišćenja transmisije η_{tr} (menjača, kardanskog prenosa, razvodnika pogona, glavnog prenosa i poluosovine). Zbog toga se za praktičan proračun uzima snaga koja se dobija na pogonskim točkovima vozila, dok efektivna snaga motora (N_e) pruža podatke o samom motoru pri određenom režimu rada.

Prednji izraz se može dati i u razvijenom obliku, zamenom pojedinih otpora kretanja, zavisno od brzine kretanja vozila:

$$N_t = \frac{\Sigma W \cdot V}{75 \cdot 3,6} = \frac{\Sigma W \cdot V}{270} \text{ (KS)}$$

Na sl. 28 dat je dijagram snage motora (u direktnom stepenu prenosa menjača) zavisno od broja obrta motora i brzine kretanja vozila, iz koga se može videti maksimalna brzina koju vozilo može razviti na horizontalnom putu. Kriva N_k predstavlja snagu koja se troši na savlađivanje otpora kotrljanja, a kriva $N_k + N_l$ snagu koja se troši na savlađivanje otpora kotrljanja i otpora vazduha. Tačka koja se nalazi u preseku krive snage na pogonskim točkovima i krive snage potrebne za savlađivanje ukupnih otpora kretanja, označava maksimalnu brzinu (V_{max}) koju vozilo može postići u navedenim uslovima kretanja.

Pri kretanju brzinama manjim od V_{max} postoji rezerva snage na pogonskim točkovima koja se može koristiti za savlađivanje dodatnih otpora kretanja ili za ubrzanje, odnosno za vuču oruđa ili prikolice.



Sl. 28 — Dijagram snage motora zavisno od brzine kretanja vozila

Savremena terenska motorna vozila imaju ugrađene snažne motore, a naročito u oblasti vozila male nosivosti. Tako, na primer, kod 20 tipova vozila nosivosti do 500 kp (koji se nalaze u opremi mnogih armija u svetu), raspon snage ugrađenih motora kreće se u granicama od 25 do 80 KS, dok se kod 22 tipa vozila nosivosti 1—2 Mp raspon snage ugrađenih motora kreće u granicama od 54 do 145 KS. To su pretežno benzinski motori koji se najviše primenjuju kod terenskih vozila male nosivosti, zbog skladnih dimenzija i male sopstvene težine, a pored toga su i veoma elastični (ne zahtevaju česte izmene stepena prenosa u menjaču, izazvane promenama otpora kretanja).

Međutim, samo snaga ugrađenog motora nije dovoljno rečit podatak o vučnim karakteristikama vozila, jer pri istoj nosivosti postoje različita konstrukcijska rešenja, sa manjim ili većim sopstvenim težinama vozila. Zbog toga je ocena vučnih sposobnosti na bazi snage ugrađenog motora znatno realnija, ako se posmatra kroz odnos

efektivne snage (N_e) prema ukupnoj težini opterećenog vozila (G_u). Ovaj odnos predstavlja *specifičnu snagu* nekog vozila i on se veoma često prikazuje u taktičko-tehničkim karakteristikama terenskih motornih vozila.

Pregled specifične snage i maksimalnih brzina kretanja po kategorijama nosivosti dat je u tabeli 6. Podaci su uzeti iz taktičko-tehničkih karakteristika terenskih vozila izrađenih posle II svetskog rata, tj. onih čija je serijska proizvodnja u toku (do kraja 1966. god.) i koja se masovno uvode u opremu savremenih armija u svetu.

Tabela 6

Specifične snage i maksimalne brzine savremenih terenskih vozila

	nosivost motora Mp	snaga motora KS	ukupna težina Mp	specifična snaga KS/Mp	maksim. brzina (km/h)
vozila male nosivosti	do 0,5	25—80	1,1—2,2	21—47	58—114
	0,5—1,5	52—145	2,4—5,0	15—39	65—105
	1,5—3,0	58—150	4,4—9,5	11—25	54—100
vozila srednje nosivosti	3,0—5,0	105—202	9,0—13,2	9—15	56—84
	5,0—7,0	125—240	10,5—20,5	10—18	45—80
vozila velike nosivosti	7,0—10,0	159—265	13,3—26,5	7,5—12	42—105
	preko 10	180—550	18,8—38	9—12	48—77

Kao što se iz tabele 6 vidi, najveću specifičnu snagu imaju vozila male nosivosti, što se objašnjava zahtevima za njihovom taktičkom upotrebom. To, u stvari, moraju biti veoma pokretna vozila, sposobna za kretanje po terenu, da savlađuju strme nagibe, i da sa lakoćom i velikim brzinama vuku oruđa ili priključna vozila. Porastom nosivosti specifična snaga ugrađenih motora opada, ali je još znatno iznad specifične snage kod komercijalnih vozila.

Niske vrednosti specifične snage imaju uglavnom terenska vozila izvedena na bazi komercijalnih, odnosno konstrukcijski zastarelih, koja se još proizvode u svetu. Kod novih konstrukcija terenskih automobila proizvodnje SAD, SSSR, Velike Britanije, Francuske i drugih država, zapaža se znatno povećavanje snage ugrađenih motora u vozila iste terenske nosivosti i namene.

U nedostatku drugih pokazatelja, kao što su vučna sila na pogonskim točkovima, uslovi prijanjanja i sl., na bazi efektivne snage ugrađenog motora mogu se približno proračunati mogućnosti savlađivanja uspona opterećenog vozila prema sledećoj jednačini:

$$\sin \alpha = \frac{270 N_e}{G_u V \eta_{tr}}$$

Isto tako, na bazi efektivne snage ugrađenog motora moguće je približno odrediti najveće ubrzanje koje vozilo može postići prema jednačini:

$$a = \frac{270 g N_e}{\delta G_u V \eta_{tr}}$$

gde je:

- a — ubrzanje vozila u m/sec²;
- g — ubrzanje zemljine teže, g = 9,81 m/sec²;
- δ — koeficijent koji obuhvata uticaj obrtnih masa vozila.

Brzina vozila

U ratu, brzina kretanja vozila predstavlja veoma važan faktor, često i presudan za izvršavanje postavljenog

zadatka. Pri tome treba razlikovati sledeće brzine kretanja: *maksimalnu, prosečnu i kritičnu.*

Maksimalna brzina motornog vozila određena je njegovom konstrukcijom i zavisi od prenosnog odnosa u menjaču, pogonskom mostu i razvodniku pogona, prema sledećoj jednačini:

$$V = 0,377 \frac{r_d n_m}{i_m i_d i_{rp}} \text{ (km/h)},$$

gde je:

- r_d — dinamički poluprečnik točka u m;
- n_m — broj obrta motora u o/min;
- i_m — prenosni odnos u menjaču, za maksimalnu brzinu tj. najviši stepen prenosa;
- i_d — prenosni odnos u glavnom prenosu;
- i_{rp} — prenosni odnos u razvodniku pogona.

Maksimalnu brzinu je moguće postići samo pod određenim uslovima (horizontalan asfaltni ili betonski put u suvom stanju, dovoljne dužine); iako se pretpostavlja da će ovi uslovi u ratu biti veoma retki, ipak se vojni zahtevi za maksimalnom brzinom kod terenskih vozila kreću u granicama odgovarajućih komercijalnih vozila. Obezbeđivanjem ovog zahteva i odgovarajućim izborom prenosnih odnosa u menjaču, postižu se povoljne srednje tehničke brzine vozila pri savlađivanju ispresecanog terena.

Prenosni odnos u razvodniku pogona u direktnom stepenu prenosa u većini slučajeva je 1.

Prosečna brzina kretanja terenskih vozila ceni se na osnovu eksploatacijskih ispitivanja na unapred pripremljenim poligonima ili terenima različitog sastava tla, sa dosta neravnina i mestimičnim blažim nagibima (do 10%). Ovakvi poligoni ili tereni služe kao etalon (merna jedinica) za sve vrste i kategorije nosivosti terenskih vozila. Pri podjednakim terenskim uslovima vozila će ostvariti različite prosečne brzine kretanja, što zavisi od mnogih faktora: vrste i kvaliteta guma na vozilu, konstrukcije sistema vešanja, broja i rasporeda pogonskih osovina,

snage ugrađenog motora i vučne sile na pogonskim točkovima, broja stepena prenosa u menjaču i prenosnih odnosa u menjaču, razvodniku pogona i glavnom prenosu.

Tako, na primer, elastičnost guma i njihov uticaj na stabilnost hoda vozila pri kretanju zavise od pritiska vazduha u gumama. Ukoliko je on niži, vibracije koje utiču na vozača i posadu vozila ili na teret su blaže, što omogućava postizanje većih brzina kretanja po ispresecanom terenu. Na isti način ispoljavaju uticaj i sistem vešanja i amortizeri.

Smatra se da prosečna brzina kretanja terenskih vozila u terenskim uslovima treba da se kreće u granicama od 20 do 30 km/h i to pod punim opterećenjem. Pri tome ne sme doći do takvih vibracija na vozilu koje bi bile štetne po vozača ili ljudstvo, a takođe ni do mehaničkih oštećenja delova ili sklopova vozila.

Pod *kritičnom brzinom* se podrazumeva ona brzina kretanja vozila pri kojoj ne postoji rezerva snage motora (ili vučne sile na pogonskim točkovima), tj. ne postoji mogućnost ubrzavanja, već svako dalje povećavanje otpora kretanja dovodi do obavezne promene stepena prenosa u menjaču. Za terenska motorna vozila je značajna kritična brzina u I stepenu prenosa, odnosno prilikom savlađivanja maksimalnih otpora kretanja.

Na sl. 29 dat je dijagram snage motora za vozilo sa tri stepena prenosa zavisno od brzine kretanja vozila. Krive N_I , N_{II} i N_{III} predstavljaju snagu motora potrebnu za savlađivanje otpora kotrljanja, uspona i otpora vazduha. Pri tome je snaga potrebna za savlađivanje otpora vazduha data sledećom jednačinom:

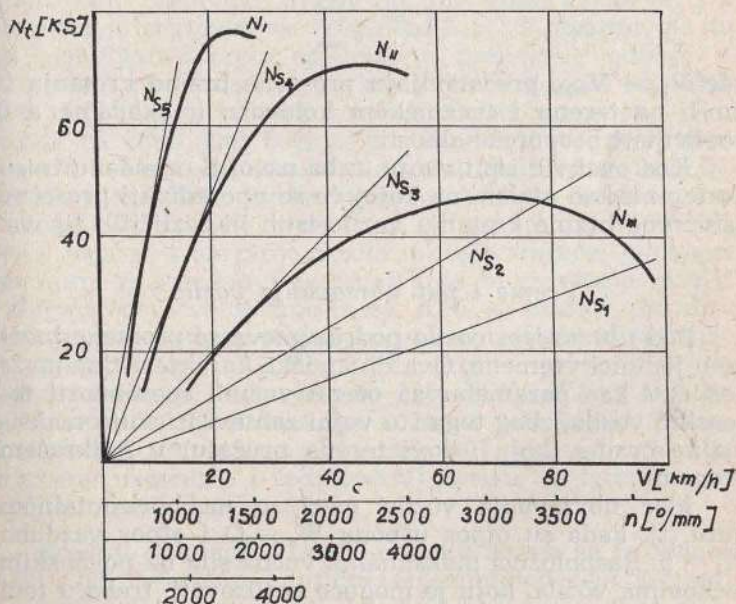
$$N_1 = \frac{KAV^3}{3,6^3 75} (KS).$$

Kao što se vidi, konačan oblik krive snage menja se sa trećim stepenom brzine, dok je snaga potrebna za savlađivanje otpora kotrljanja i otpora uspona prava linija, direktno proporcionalna porastu brzine kretanja;

$$N_k + N_u = G_u (f + i) \frac{V}{270}.$$

Prave N_s koje polaze iz koordinatnog početka, predstavljaju snagu potrebnu za savlađivanje otpora kotrljanja i otpora uspona i menjaju se promenama ovih otpora. Presek prave N_{s1} sa krivom N_{III} označava maksimalnu brzinu koju vozilo može postići na dobrom putu sa blagim nagibom. Porastom ukupnih otpora, brzina kretanja se smanjuje. Maksimalni otpori koje vozilo može savladati u trećem stepenu prenosa određeni su tačkom dodira prave N_{s3} i krive N_{III} , u kom slučaju vozilo nema rezervu snage potrebnu za ubrzanje. Prema tome, brzina kretanja vozila koja se nalazi na granici raspoložive snage u određenom stepenu prenosa menjača naziva se *kritičnom*.

Kao što je napomenuto, za terenska motorna vozila važna je kritična brzina u najnižem stepenu prenosa menjača (tačka dodira tangente N_{s5} sa krivom N_I) i ne bi tre-



Sl. 29 — Dijagram raspoložive snage motora i kritičnih brzina kretanja vozila u pojedinim stepenima prenosa menjača

balo da bude veća od 5 km/h. Ova brzina omogućuje vozilu da se kreće po inerciji (makar i na malom delu puta) u slučaju porasta ukupnih otpora, dok bi se u protivnom, pri veoma malim brzinama kretanja, vozilo brzo zaustavilo i ne bi moglo da krene s mesta.

Analogno dijagramu na sl. 29, kritična brzina vozila u pojedinim stepenima prenosa menjača može biti predstavljena i na dijagramu vučne sile, na kome je ova data svojim karakterističnim krivim.

Iako je odavno uočen značaj brzine kretanja terenskih motornih vozila u borbi, u mnogim zemljama još ne postoji kriterijum za ocenu njihove prosečne brzine kretanja van puteva.

Približna ocena prohodnosti vozila u pogledu brzine kretanja može se davati na osnovu sledećeg odnosa:

$$\theta = \frac{V_{\text{ter}}}{V_{\text{mak}}}$$

gde V_{ter} i V_{mak} predstavljaju prosečne brzine kretanja u km/h na terenu i tucaničkom kolovozu (makadam), a θ koeficijent proporcionalnosti.

Kod ovakvih ispitivanja treba usvojiti određenu trasu na terenu kao etalon, na kojoj će se upoređivati prosečno ostvarene brzine kretanja vozila istih ili različitih tipova.

Vreme i put ubrzavanja vozila

Pod *ubrzanjem vozila* podrazumeva se promena brzine u jedinici vremena. Ova dinamička karakteristika može poslužiti kao parametar za ocenu vučnih sposobnosti terenskih vozila, zbog toga što vojni zahtevi iziskuju maksimalne brzine (koju uslovi terena pružaju) u najkraćem vremenu.

Moć ubrzavanja vozila meri se na horizontalnom putu, tj. kada su otpor uspona $W_u = 0$ i otpor vazduha $W_1 = 0$. Raspoloživa maksimalna vučna sila na pogonskim točkovima vozila, koju je moguće realizovati, treba u tom slučaju da savlada otpor kotrljanja i ubrzavanja vozila:

$$F_v = \mu G_u = W_k + W_a,$$

ili zamenom već poznatih vrednosti dobije se da je:

$$\frac{G_u}{g} \delta a_{\max} = \mu G_u - f G_u$$

Maksimalno ubrzanje, na osnovu prednje jednačine i za navedene uslove kretanja, je:

$$a_{\max} = (\mu - f) G \delta \text{ (m/sek}^2\text{)}.$$

Kao što se iz prednje jednačine vidi, maksimalna vrednost ubrzanja zavisi u velikoj meri od koeficijenta prijanjanja, jer se koeficijent otpora kotrljanja neznatno menja pri kretanju vozila po terenu, te zbog toga sasvim malo utiče na promenu veličine ubrzanja.

Drugi faktor koji utiče na veličinu ubrzanja je koeficijent koji obuhvata uticaj obrtnih masa vozila (δ) i u obrnutoj je srazmeri sa veličinom a_{\max} . S obzirom na to što koeficijent δ zavisi od veličine prenosnog odnosa u transmisiji, iz odnosa a_{\max} i koeficijenta δ može se objasniti zbog čega je polazak vozila sa mesta na usponu jako otežan, odnosno zbog čega se postižu niske vrednosti ubrzanja u I stepenu prenosa menjača. Pri tome inercija obrtnih masa može znatno povećati uslovnu masu vozila, a naročito pri višim prenosnim odnosima u transmisiji. Usled toga se i ubrzanja vozila u odgovarajućoj srazmeri umanjuju u poređenju sa onim koja bi se mogla razviti u slučaju odsustva obrtnih masa. Ako, na primer, pri ubravanju u direktnom stepenu prenosa menjača to smanjenje iznosi svega 6—10%, u I stepenu prenosa uticaj obrtnih masa se penje čak na 200—250%. Zbog toga se na dobrom horizontalnom putu može poći iz mesta i sa II stepenom prenosa menjača, dok se I stepen prenosa (a na većim usponima i redukovani) koristi na terenima sa velikim otporima kretanja.

Srednja vrednost ubrzanja vozila dobija se iz odnosa razlike brzine kretanja i vremena prema sledećem obrascu:

$$a_{sr} = \frac{v_2 - v_1}{t} \text{ (m/sek}^2\text{)}$$

gde su v_1 i v_2 — brzine kretanja vozila u m/sek;

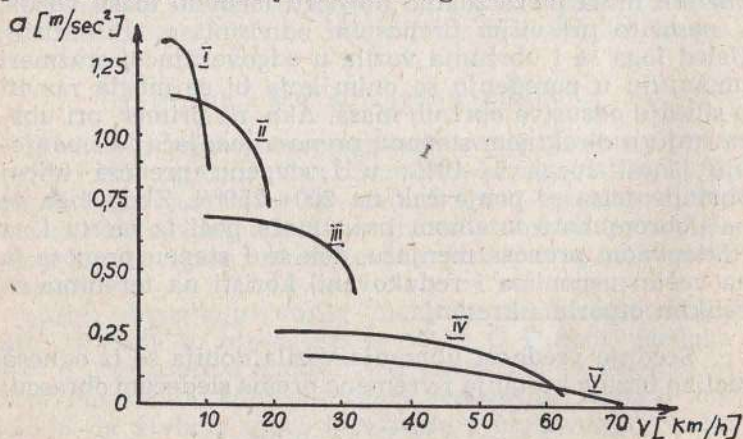
t — vreme kretanja u sek.

Ukoliko je kraće vreme za postizanje brzine v_2 od neke početne brzine v_1 , veća je i vrednost ubrzanja, odnosno dinamička sposobnost vozila.

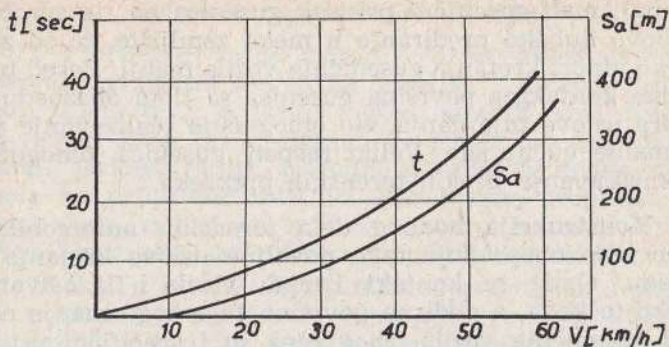
Veličinu ubrzanja u pojedinim stepenima prenosa menjača moguće je naći i pomoću dinamičkog faktora, sledećom jednačinom:

$$a = D - (f \cos \alpha + \sin \alpha) \frac{g}{\delta} \text{ (m/sek}^2\text{)}.$$

Prema postavljenoj jednačini dat je na sl. 30 dijagram ubrzanja vozila a (m/sek²) zavisno od promene brzine vozila. Krive ubrzanja u pojedinim stepenima prenosa na ovom dijagramu gotovo su istovetne sa krivim dinamičkog faktora. Razlika se sastoji u tome što na raspored krive ubrzanja utiče koeficijent δ . Na primer, kod nekih vozila sasvim je moguće da kriva ubrzanja u I stepenu prenosa bude ispod odgovarajuće krive u II stepenu prenosa, što znači da je uticaj obrtnih masa u I stepenu prenosa veći od uticaja dinamičkog faktora.



Sl. 30 — Dijagram ubrzanja zavisno od brzine vozila



Sl. 31 — Vreme t i put ubrzavanja S_a zavisno od brzine vozila

Vreme i put ubrzavanja vozila prikazani su na sl. 31 u funkciji brzine kretanja vozila. Pri tome se obično ne uzima u obzir vreme potrebno za polazak vozila sa mesta, kao i ubrzavanje u procesu uključivanja spojnice.

Može se uzeti da je za promenu stepena prenosa u menjaču potrebno vreme od 2 do 3 sek. kod karburatorskih motora sa mehaničkim nesinhronizovanim menjačem, a kod dizel-motora ovo vreme iznosi 4—4,5 sek, zbog većeg uticaja obrtnih masa.

PROHODNOST TERENSKIH AUTOMOBILA

Zbog određene specifičnosti, problem prohodnosti borbenih guseničnih vozila nije istovetan sa prohodnošću točkaških vozila, jer su gusenična od trenutka postanka i tokom daljeg razvoja bila konstruisana prvenstveno za kretanje po terenu. Specifičnost njihove konstrukcije i prilagođenost kretanja po terenu ogleda se u sledećem: velika je dodirna površina gusenica sa tlom, te je usled toga i mali specifični pritisak (i pored velikih sopstvenih

težina); mali specifični pritisak gusenica na tle sprečava njihovo duboko prodiranje u meko zemljište, te su zbog toga i otpori kretanja guseničnih vozila manji. Pored toga, velika kontaktna površina gusenica sa tlom obezbeđuje i dobre uslove prijanjanja, što omogućuje realizovanje maksimalne vučne sile. Veliki raspon gusenica omogućuje premošćavanje širokih terenskih prepreka.

Konstrukcija hodnog dela terenskih automobila u osnovi ne obezbeđuje tako povoljne uslove kretanja po terenu. Ovde se kontakt između vozila i tla ostvaruje preko točkova, a dodirne površine su mnogo manje nego kod guseničnih vozila, zbog čega su i specifični pritisci guma na tle veći. To dovodi do usecanja guma u rastresito ili meko zemljište, pri čemu se povećavaju otpori kretanja, a u pojedinim slučajevima ono će biti nemoguće. Često veliki raspon između osovina stvara ogromne teškoće pri kretanju preko jama ili kanala, što ograničava terensku prohodnost točkaških vozila.

Savremeni rat iziskuje gotovo apsolutnu homogenost akcije svih raspoloživih snaga i sredstava koje mogu biti angažovane direktno ili indirektno u borbi. Sa tog aspekta treba sagledati i problem prohodnosti točkaških vozila. Ovo je naročito važno zbog toga što mnoge konstrukcije terenskih vozila, rađene na bazi komercijalnih, ne poseduju sve karakteristike koje bi mogle da poboljšaju prohodnost po terenu. Naprotiv, postoje i mnoge konstrukcije terenskih motornih vozila čija je prohodnost izjednačena sa prohodnošću guseničnih vozila. Potrebno je istaći i to da visoke vrednosti raspoložive vučne sile na pogonskim točkovima ne mogu biti potpuno i u svim slučajevima iskorišćene, ako na odgovarajući način nisu rešene gabaritne dimenzije i konstrukcijski parametri koji definišu prohodnost terenskih motornih vozila.

Vojni zahtevi prohodnosti terenskih vozila svode se uglavnom na dve osnovne grupe problema:

- savlađivanje prepreka i
- sposobnost kretanja po raznovrsnom zemljištu.

Sposobnost savlađivanja prepreka

Pri terenskoj vožnji motorna vozila nailaze na mnoge prepreke različitih dimenzija i oblika i različite učestalosti. Zbog toga je veoma teško odrediti koje stvaraju najviše teškoća pri kretanju. To mogu biti vododerine, kanali, jarkovi, nasipi, prirodne neravnine, rovovi, strme obale na prilazima reka itd. Raznovrsne prepreke koje moraju da savlađuju terenski automobili zahtevaju posebna konstrukcijska rešenja, za razliku od drugih vozila.

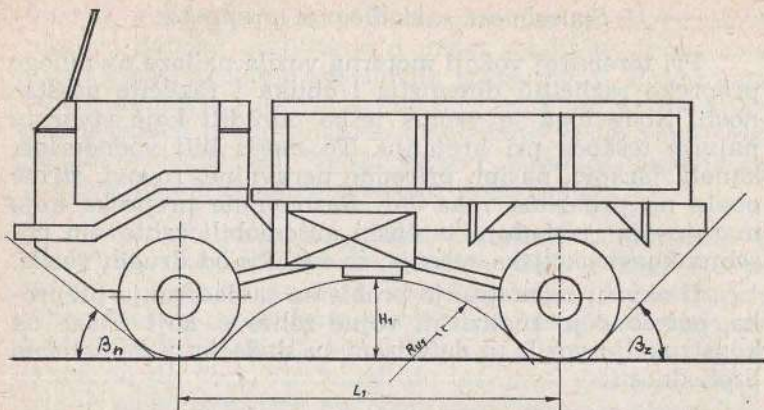
U okviru razmatranja problema savlađivanja prepreka, potrebno je analizirati vojne zahteve koji utiču na konstrukciju vozila, a definisani su sledećim parametrima prohodnosti:

- uzdužnom i poprečnom prohodnošću;
- prilaznim uglovima;
- poluprečnikom okretanja;
- savlađivanjem vertikalnih prepreka;
- savlađivanjem vodenih prepreka.

Na sl 32 šematski je predstavljeno vozilo sa dve pogonske osovine na čijem se uzdužnom preseku mogu videti osnovni geometrijski parametri od kojih zavisi uzdužna prohodnost terenskog motornog vozila.

Poluprečnik uzdužne prohodnosti (R_{ul}) dat je na sl. 32 kružnim lukom koji jednovremeno dodiruje tačkove i najnižu tačku između prednje i zadnje osovine vozila. Ovaj poluprečnik pruža podatak o mogućnosti prelaska preko neravnina i poželjno je da je R_{ul} što manji. Kao što se sa slike vidi, poluprečnik uzdužne prohodnosti zavisi od razmaka L_1 i visine od tla H_1 najniže tačke vozila između osovina.

Prema tome, ukoliko se žele obezbediti povoljne karakteristike uzdužne prohodnosti terenskih vozila, potrebno je, s jedne strane, težiti što manjem razmaku između osovina, a sa druge, povećati odstojanje od tla najniže tačke vozila između osovina. Međutim, u oba slučaja postoje ograničenja, vezana takođe za taktičke zahteve i konstrukciju vozila. Naime, smanjivanjem razmaka izme-



Sl. 32 — Šematski prikaz parametara prohodnosti terenskog motornog vozila formule točkova 4×4

đu osovina L_1 smanjuje se i ukupna dužina vozila, što je u suprotnosti sa zahtevom za što većom tovarnom površinom, odnosno za smeštaj određenog broja vojnika i borbenog kompleta za oruđe koje se vuče i tsl.

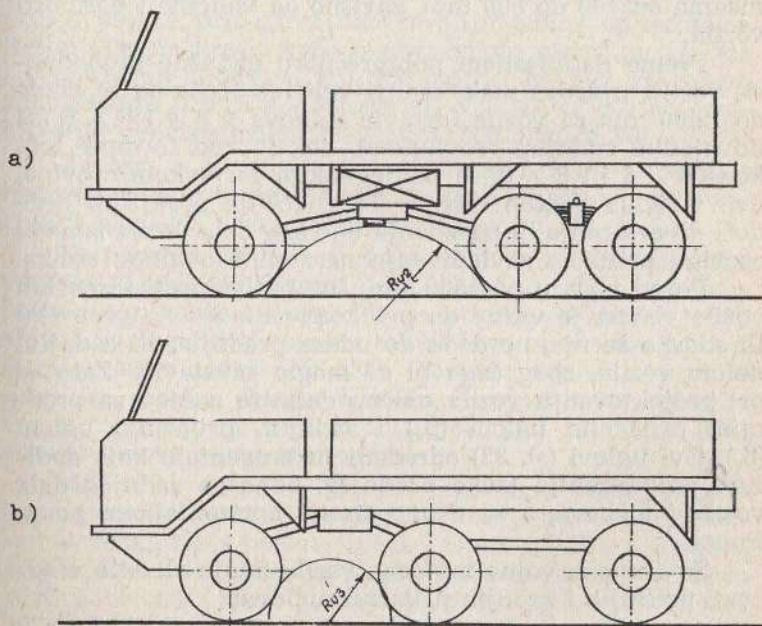
Razmak osovina L_1 kod savremenih terenskih vozila, formule točkova 4×4 , varira u vrlo širokim granicama, što se može videti iz sledećeg pregleda:

Nosivost	Razmak osovina L_1
do 0,5 Mp	2.000 — 2.640 mm
0,5 — 1 Mp	2.100 — 3.200 mm
1 — 2 Mp	2.358 — 3.580 mm
2 — 3 Mp	3.260 — 4.242 mm

Jasno je da se povećavanjem zahteva za nosivošću mora obezbediti i veći razmak između osovina, što znatno pogoršava uzdužnu prohodnost terenskih vozila. Stoga se kod najnovijih konstrukcija terenskih motornih vozila male nosivosti ugrađuje i treća pogonska osovina, kako bi se dobile povoljne gabaritne dimenzije uz istovremeno smanjivanje poluprečnika uzdužne prohodnosti.

Na sl. 33 date su dve varijante vozila formule točkova 6×6 , sa različitim poluprečnicima uzdužne prohodnosti (R_{u2}) i R_{u3} . Prva varijanta je sa udvojenim tzv. »tandem« zadnjim pogonskim osovina, čiji je klasičan predstavnik vozilo GMC iz II svetskog rata. Pod b) je data varijanta sa podjednakim razmakom između osovina, čiji su predstavnici najnovija terenska vozila koja se danas proizvode (STALUORT u Velikoj Britaniji, ZIL E 167 u SSSR). Na slici se jasno vidi da je, pri istoj dužini vozila, mnogo povoljnije rešenje u pogledu uzdužne prohodnosti sa jednakim razmakom osovina.

Visina najniže tačke vozila između osovina od tla (sl. 32) naziva se i klirensom između osovina. Na veličinu



Sl. 33 — Poluprečnici uzdužne prohodnosti terenskih motornih vozila formule točkova 6×6

a — vozilo sa udvojenim zadnjim pogonskim osovina; b — vozilo sa podjednakim razmakom osovina

visine H_1 utiču razvodnik pogona koji se obično nalazi na sredini između prednje i zadnje osovine, zatim često rezervni točak ili rezervoar za gorivo, kardanske osovine i drugi delovi koji se tu smeštaju. Najmanje vrednosti poluprečnika uzdužne prohodnosti postižu se ako se najniže tačke na vozilu razmeste bliže osovinama, a ne na sredini između pogonskih osovin. Onda se može računati da će vozilo sa uspehom savladivati neravnine na terenu, bez obzira na njihov oblik, uz uslov da se nalaze unutar odsečka ili polukruga čiji je poluprečnik R_{u1} (sl. 32), odnosno R_{u2} ili R_{u3} (sl. 33).

Kod savremenih terenskih motornih vozila visina najniže tačke između pogonskih osovin kreće se u granicama od 400 do 800 mm, zavisno od veličine i nosivosti vozila.

Prema definisanom poluprečniku uzdužne prohodnosti vozila, njegova maksimalna veličina treba da se kreće do 1.500 mm za vozila formule točkova 4×4 i 6×6 (sa udvojenim zadnjim osovinama), dok je kod formule točkova 6×6 ili 8×8 , sa podjednakim razmakom osovin, ova veličina znatno manja. To znači da praktično neće doći do zadiranja ili nasedanja bilo kog dela vozila između osovin prilikom savlađivanja neravnina ovalnog oblika.

Pored toga, u pogledu uzdužne prohodnosti terenskih vozila veoma je važno da prilikom nailaska na prepreku ili silaska sa nje, ne dođe do udara prednjim ili zadnjim delom vozila, zbog čega bi se moglo zaustaviti. Zato se pri projektovanju vozila obično definiše zahtev za prednjim prilaznim uglom (β_n) i zadnjim prilaznim uglom (β_z). Ovi uglovi (sl. 32) određeni su tangentom koja dodiruje najisturenije tačke prednjeg, odnosno zadnjeg dela vozila i točkova, a sa druge strane horizontalnom površinom.

Savremena vojna motorna vozila imaju sledeće vrednosti prednjih i zadnjih prilaznih uglova:

Nosivost vozila	β_n	β_z
do 3 Mp	33° — 62,5°	30° — 55°
od 3 — 7 Mp	37° — 60°	33° — 50°
iznad 7 Mp	30° — 52°	30° — 60°

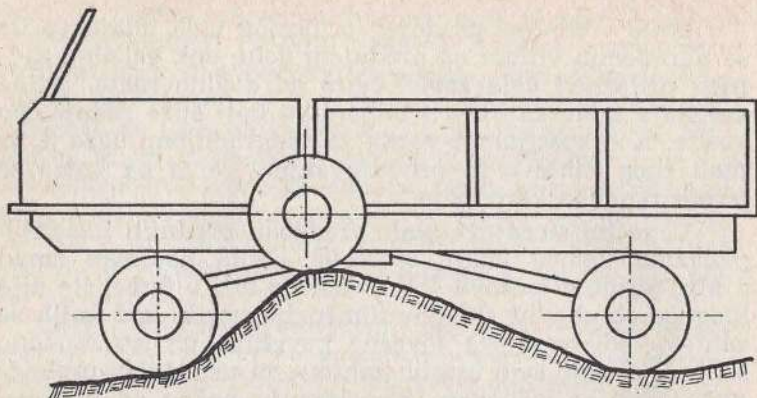
Male vrednosti prednjeg prilaznog ugla imaju vozila sa ugrađenim vitlom na prednjem delu, dok veličina zadnjeg prilaznog ugla zavisi često od dužine rama, visine smeštaja kuke za vuču i odbojnika koji štite zadnji deo vozila. Kod specijalnih vozila sa nadgradnjom, ugao β_z je mali zbog zahteva za produžavanjem rama na kome se izvodi posebna karoserija.

U većini slučajeva male vrednosti prednjih i zadnjih prilaznih uglova imaju terenska vozila nosivosti iznad 2 Mp, formule točkova 4×4 . Razlog leži u tome, što nije moguće obezbediti skladne dimenzije vozila kod kojih se zahteva odgovarajuća tovarna površina, uz istovremeno zadovoljavanje svih ostalih zahteva za uzdužnom prohodnošću, već se pribegava narušavanju nekog od zahteva. Rešenja se na kraju traže u povećanom razmaku osovina i produžavanju okvira, što automatski povlači za sobom smanjivanje uzdužne prohodnosti vozila, uz osetno smanjivanje veličine prilaznih uglova, čak i ispod 30° .

Zahtev za prilaznim uglovima kod svih kategorija nosivosti vojnih terenskih vozila, kao i kod specijalnih varijanti na šasiji, kreće se u granicama od 40° do 60° .

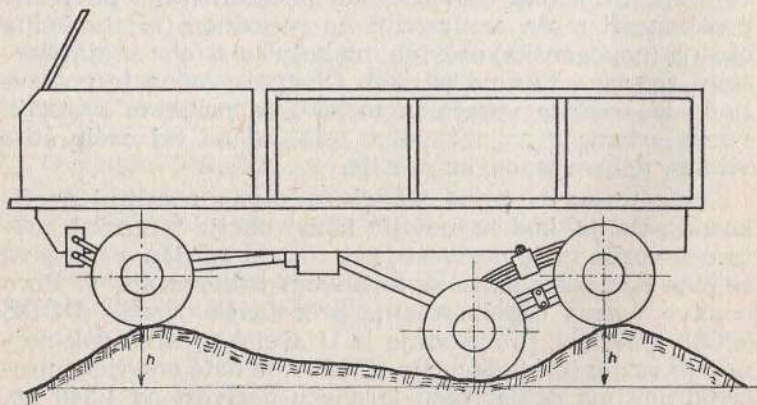
Kod vozila formule točkova 4×4 sa neuobičajeno velikim razmakom osovina, radi obezbeđivanja povećane prohodnosti može se ugraditi na pogodnom mestu jedna obrtna (nepogonska) osovina, na koju su sa oba kraja smešteni rezervni točkovi (sl. 34). Obrtna osovina je postavljena iza sedišta vozača, a točkovi se prilikom kretanja vozila oslanjaju na neravnine terena i na taj način štite vitalne delove ispod karoserije.

Međutim, da bi se izbegla ovakva, u suštini neefikasna rešenja, kod najnovijih konstrukcija terenskih motornih vozila male nosivosti, čak i ispod 1,5 Mp, pribegava se sve više izvedbama sa formulom točkova 6×6 . Prvo ovakvo veoma uspelo rešenje predstavlja vozilo DODŽ WC63 američke proizvodnje iz II svetskog rata, dok najnovije vozilo iste kategorije XM 561, takođe američke proizvodnje, ima deklarisanu terensku nosivost od 1.340 kp. Na ovaj način se mogu uspešno rešiti svi vojni zahtevi za uzdužnom prohodnošću.



Sl. 34 — Vozilo formule 4×4 sa obrtnom osovinom.

Pri kretanju po terenu poželjno je da svi točkovi do-
diruju tle, jer se na taj način može potpuno realizovati
vučna sila na pogonskim točkovima. Ovaj zahtev iziskuje
što veći slobodan hod točka u vertikalnom pravcu, i oce-
njuje se maksimalnom visinom podizanja (h) od horizon-
talne površine jednog od točkova, od momenta odvajanja
od tla bilo kog drugog točka (sl. 35).



Sl. 35 — Slobodan hod h točka u vertikalnom pravcu, kod vozila
formule točkova 6×6

Razlika u visini centara točkova u momentu maksimalnog podizanja jednog od točkova (visina h na sl. 35) omogućava da se nađe odgovarajući ugao zakošenja između osovina vozila. Zadovoljavanjem ovog zahteva koji treba da bude rešen konstrukcijom sistema vešanja, postižu se manje promene normalnih reakcija tla na točkove pri prelasku preko neravnine. Neprekidan dodir svih točkova sa tlom je naročito važan pri kretanju po mekom terenu, jer povećana normalna reakcija tla na jednom od točkova dovodi do njegovog usecanja u tle i otežava dalje kretanje vozila.

Normalno je da se veći slobodan hod h točkova može postići kod konstrukcija sa nezavisnim vešanjem točkova, dok je kod klasičnih izvedba sa krutim osovinaama maksimalna razlika u visini centara točkova znatno manja.

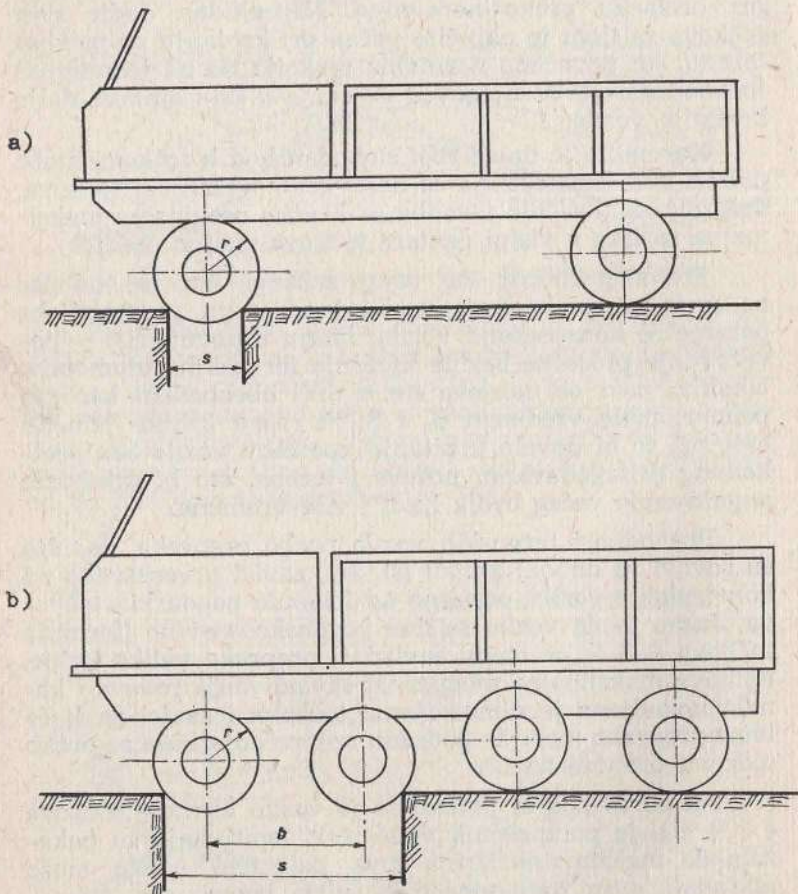
Treba primetiti da vojni zahtevi koji se odnose na uzdužnu prohodnost vozila i određuju geometrijske parametre konstrukcije vozila, imaju osnovni cilj — povećavanje prosečne brzine kretanja terenskih automobila. Ukoliko neki od zahteva ne bi bili obezbeđeni kao, na primer, male vrednosti β_n i β_z ili nizak klirens između osovina, to bi dovelo u pitanje upotrebu vozila bez prethodnog prilagođavanja puteva i terena, što bi zahtevalo angažovanje većeg broja ljudi i više vremena.

Prohodnost terenskih vozila preko prepreka, kao što su rovovi ili duboki kanali (sl. 36), zavisi prvenstveno od konstrukcije vozila, odnosno od formule pogonskih točkova. Jasno je da vozila sa dve pogonske osovine (formula točkova 4×4) ne mogu savladati prepreke velike širine. Njihova maksimalna mogućnost savlađivanja rovova i kanala uslovljena je dimenzijama točkova i zavisi da li će ivice prepreka moći da podnesu opterećenja koja se preko točkova prenose na tle.

Na sl. 36 pod a) prikazano je vozilo formule točkova 4×4 čiji je poluprečnik veličine r . Ispitivanja su pokazala da maksimalna širina rova koji ovo vozilo može savladati, s tim da i ivica rova izdrži, iznosi:

$$s \cong 1,2 r$$

Vozila sa tri pogonske osovine nemaju u ovom pogledu izrazite prednosti nad onima sa dve, zbog toga što je najkritičniji moment slučaj kada srednja osovina visi iznad rova, a vozilo se oslanja samo na prednju i zadnju osovину. Gume, sistem vešanja i ram vozila svakako ne bi mogli izdržati ovakva opterećenja.



Sl. 36 — Mogućnost savladivanja rovova vozilima formule točkova 4×4 (a) i 8×8 (b)

Već kod vozila sa četiri pogonske osovine može se računati sa mogućnošću uspešnog savlađivanja prepreka veće širine (sl. 36b). U ovom slučaju širina rova koji vozilo formule točkova 8×8 može savladati iznosi:

$$s \cong b + 1,2 r.$$

S obzirom na to što su poluprečnici točkova kod četvoroosovinskih vozila znatno veći od onih kod dvoosovinskih, i zbog te okolnosti su mogućnosti četvoroosovinskih vozila da savladaju rovove veće.

Ipak, i kod ovih vozila treba obezbediti sledeće uslove:

1. Centar težišta vozila treba da se nalazi unutar površine, ograničene vertikalnim linijama koje prolaze kroz centre točkova srednjih osovina;

2. Sistem vešanja točkova treba posebno osigurati graničnicima koji će regulisati veličinu upuštanja točkova.

Brzina kretanja vozila prilikom savlađivanja prepreka (rovova i kanala) zavisi od vučne sile, sile prijanjanja, dimenzija točkova i konstrukcije hodnog dela i sistema vešanja točkova. Prema sl. 36 b) obezbeđen je uslov da se vozilo oslanja na tle sa tri osovine, dok se četvrta nalazi u slobodnom prostoru iznad prepreke.

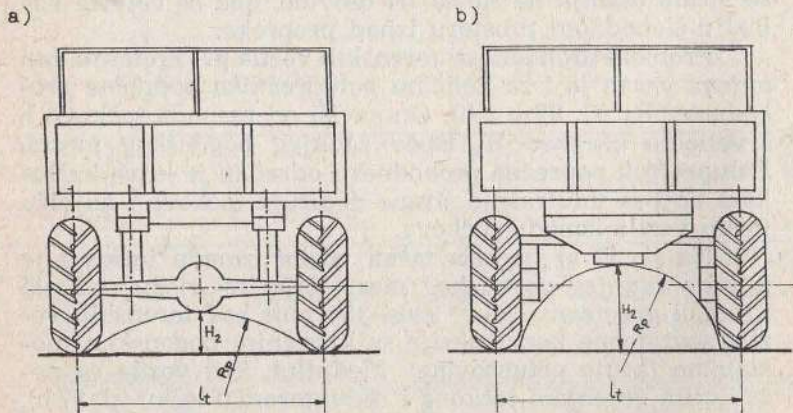
Problem prohodnosti terenskih vozila pri kretanju van puteva vezan je i za veličinu *poluprečnika poprečne prohodnosti* R_p (sl. 37 a i b). On zavisi od raspona točkova l_t i veličine *klirensa* H_2 ispod zadnjeg pogonskog mosta. Poluprečnik poprečne prohodnosti određen je kružnim lukom koji sa unutrašnje strane dodiruje točkove i najnižu tačku vozila između točkova.

Na sl. 37 a) najniža tačka vozila između točkova je kućište zadnjeg pogonskog mosta čija se visina od tla kreće u granicama $H_2 = 200-350$ mm kod terenskih vozila savremene konstrukcije sa klasičnim pogonskim mostovima (krute poluosovine). Međutim, kod vozila sa nezavisnim vešanjem točkova i reduktorom u točku (sl. 37 b), veličina klirensa ide i do 500 mm. Važi kao pravilo: manje vozilo — manji klirens. Kod pogonskih mostova klasične konstrukcije često se pribegava povećavanju klirensa ugradnjom guma većih dimenzija.

Smanjivanje poluprečnika poprečne prohodnosti smanjivanjem raspona točkova l_t nikada se ne izvodi, jer se pogoršava stabilnost vozila pri savlađivanju bočnog nagiba.

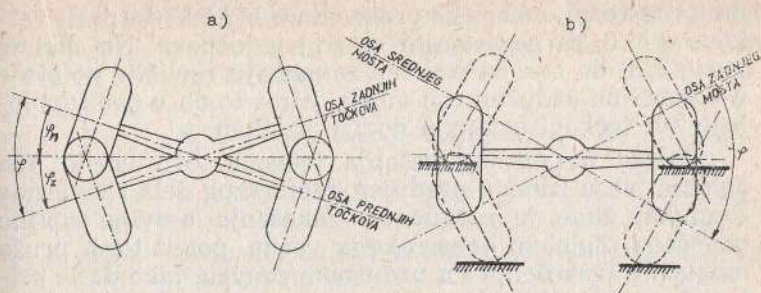
Prema tome, visok klirens i mali poluprečnik poprečne prohodnosti postižu se samo kod konstrukcija sa nezavisnim vešanjem točkova, što znači da će i terenska prohodnost ovih vozila biti znatno bolja.

Rasponi točkova kod terenskih vozila male nosivosti kreću se od 1.400—1.900 mm, kod srednje nosivosti od 1.800—2.040 mm, a kod velike nosivosti od 1.800—2.089 mm. Očito je da razlike između pojedinih kategorija nosivosti vozila u pogledu veličine raspona točkova (l_t) nisu velike. Osnovni razlog ovome je zahtev za malim gabaritnim dimenzijama vozila, čime se povećavaju realne mogućnosti kretanja na teškoprohodnim terenima. S obzirom na relativno uske puteve u planinskim krajevima, kao i u močvarnim ili šumskim predelima, vojni zahtevi postavljaju granice u pogledu maksimalne širine vozila.



Sl. 37 — Šematski prikaz parametara poprečne prohodnosti terenskih motornih vozila:

- a — klasična konstrukcija sistema vešanja točkova;
- b — nezavisno vešanje točkova



Sl. 38 — Mogućnosti zakošenja pogonskih osovinu:

a — vozilo sa dve pogonske osovine; b — vozilo sa tri pogonske osovine

Bitan element prohodnosti za terenska vozila predstavlja granični ugao φ zakošenja pogonskih osnova (sl. 38 a i b). Veličine ovih uglova zavise od konstrukcije sistema vešanja točkova (zavisno ili nezavisno), otpornosti hodnog dela i okvira vozila koji se pri tome savija. Granična veličina ugla φ određuje se dopuštenim deformacijama okvira i uslovom da ne dođe do smanjenog kontakta sa tlom jednog od točkova.

Kod klasičnih sistema vešanja i vozila formule točkova 4×4 (sl. 38 a) ili 6×6 sa udvojenim zadnjim osovinama, maksimalni ugao zakošenja iznosi 18° — 20° . Mogućnost zakošenja upravljačke osovine je naročito važna zbog toga što kad jedan točak naiđe na prepreku, drugi takođe ostaje u dodiru sa tlom, čime je obezbeđeno upravljanje. Kod nezavisnog vešanja točkova uglovi φ_n i φ_z mogu biti znatno veći, te je stoga i kinematika upravljačkih točkova pravilnija.

Vozilo sa tri pogonska mosta i podjednakim razmakom osovinu (sl. 38 b) treba da ima veće mogućnosti savlađivanja neravnina, zbog čega ugao zakošenja (φ) ne sme biti manji od 24° , a da pri tome rastojanje najizdignutijeg točka od poda karoserije ne bude manje od 300 mm.

Mogućnosti zakošenja osovinu pri terenskoj vožnji prikazane su na sl. 39. Fotografija predstavlja terensko

motorno vozilo američke proizvodnje MARV, formule točkova 6×6 , sa nezavisnim vešanjem točkova. Na slici se jasno vidi da sve tri osovine zauzimaju različite položaje u odnosu na uzdužnu osu vozila, kao i to da u ovom položaju svi točkovi ostaju u dodiru sa tlom.

Pored nezavisnog vešanja točkova, ovo vozilo ima zglobnu vezu između prednjeg, motorskog dela i tovarnog sanduka, čime je mogućnost zakošenja osovine znatno povećana. Zglobna konstrukcija vozila, pored toga, pruža mogućnost zakošenja i u uzdužnom pravcu, tako da je prilagođavanje reljefu terena mnogo veće nego kod vozila sa krutim okvirom.

Sposobnost savlađivanja bočnog nagiba spada takođe u jednu od karakteristika prohodnosti terenskih motornih i priključnih vozila. Naime, u toku kretanja po terenu, terenska vozila moraće vrlo često da savlađuju i bočne



Sl. 39 — Prototip terenskog automobila MARV, američke proizvodnje

nagibe promenljive veličine. Prema sl. 40, uslov ravnoteže vozila u odnosu na osu koja prolazi kroz tačke dodira desnih točkova sa tlom je:

$$Z_i' l_t + G_u h_t \sin \alpha_b - G_u \frac{l_t}{2} \cos \alpha_b = 0$$

gde je:

- Z_i' — zbir normalnih reakcija tla na leve točkove;
- l_t — raspon točkova;
- h_t — visina centra težišta vozila;
- α_b — ugao nagiba terena.

U slučaju narušavanja datih uslova stabilnosti na bočnom nagibu došlo bi do prevrtanja vozila.

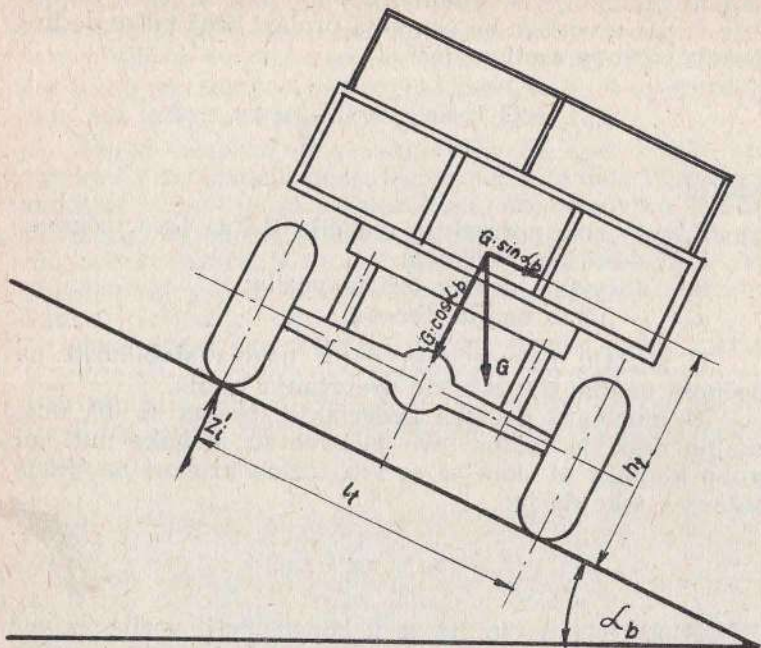
U momentu početka prevrtanja, prema sl. 40, normalne reakcije tla na leve točkove su jednake nuli jer gube kontakt sa tlom te se sva težina prenosi na desne točkove, tako da je:

$$\operatorname{tg} \alpha_b = \frac{l_t}{2 h_t}.$$

S obzirom na to što se u konstrukciji vozila, iz već navedenih razloga, ne može ići ka povećavanju raspona točkova, da bi se poboljšale mogućnosti savlađivanja bočnih nagiba, treba težiti smanjivanju visine centra težišta vozila (h_t). Ovaj drugi uslov je svakako poželjan zbog toga što se samim tim smanjuje i visina vozila, tj. ide se ka zadovoljavanju jednog od veoma važnih zahteva — vozilu sa niskom siluetom.

Vojni zahtevi u pogledu savlađivanja bočnog nagiba kreću se u granicama od 30 do 40%, zavisno od gabaritnih dimenzija, odnosno nosivosti vozila. Vozila sa velikim rasponom točkova i malom visinom centra težišta h_t imaju veće mogućnosti savlađivanja bočnih nagiba.

U pojedinim slučajevima kretanja, naročito kod rastresitog i vlažnog terena, verovatno je da će pre postizanja granične mogućnosti savlađivanja bočnog nagiba doći do bočnog klizanja vozila. Maksimalna mogućnost



Sl. 40 — Dejstvo sila pri savlađivanju bočnog nagiba

savlađivanja bočnog nagiba, uz uslov da se točkovi prednje i zadnje osovine nalaze na tlu podjednagog koeficijenta prianjanja (μ), dobija se iz sledećeg odnosa:

$$G_u \sin \alpha_b = \mu G_u \cos \alpha_b,$$

odnosno

$$\operatorname{tg} \alpha_{b \max} = \mu.$$

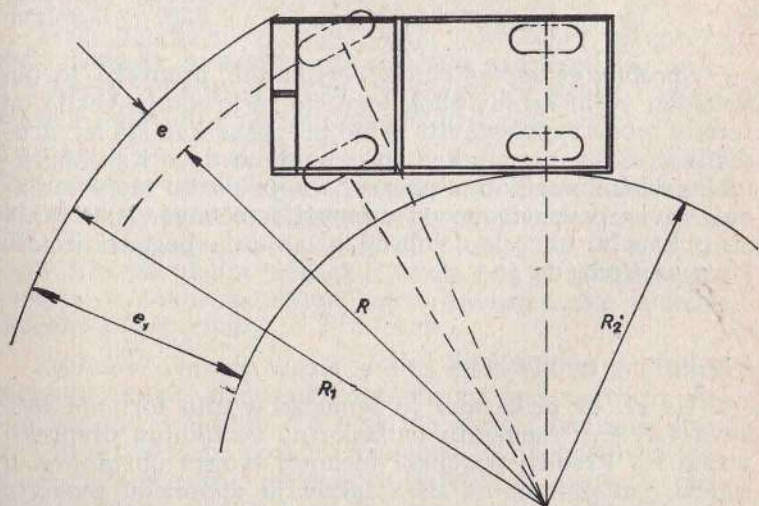
Prema tome, uslov da klizanje nastupi pre prevrtanja vozila određen je sledećim odnosom:

$$\mu < \frac{l_t}{2h_t}$$

Desni član nejednačine naziva se često i *koeficijentom poprečne stabilnosti vozila* i može poslužiti za ocenu veličine bočnog nagiba koji ono može savladati.

Prohodnost terenskih motornih vozila pri kretanju van puteva, odnosno po lošim putevima, zavisi u velikoj meri i od *poluprečnika okretanja* ili, drugim rečima, od manevarskih sposobnosti vozila. Minimalne vrednosti poluprečnika okretanja potrebne su zbog neometanog savlađivanja oštih krivina na uzanim putevima i teškoprohodnom zemljištu.

Za ocenu ove karakteristike terenskih vozila mogu poslužiti minimalni poluprečnik okretanja vozila R_1 i širina potrebnog prostora e_1 koji zauzima vozilo prilikom kretanja u krivini (sl. 41). Na ovoj slici je prikazana šema zaokreta vozila u krivini, sa maksimalnim uglom okretanja prednjih upravljačkih točkova koji je određen konstrukcijom vozila.



Sl. 41 — Manevarska sposobnost vozila pri savlađivanju krivina

Poluprečnik R_1 određen je najisturenijom tačkom prednjeg kraja vozila i predstavlja minimalni poluprečnik okretanja vozila. On može praktično biti određen i zbirom poluprečnika okretanja prednjeg spoljnog točka R sa širinom e , tj. projekcijom najisturenije prednje tačke vozila na tle. Širina potrebnog prostora e_1 , koju vozilo zauzima prilikom okretanja u krivini, može se naći iz razlike poluprečnika R_1 i R_2 .

Da bi se smanjila potrebna širina prostora e_1 pri kretanju u krivini, kod nekih savremenih konstrukcija terenskih motornih vozila postoje i rešenja sa prednjim i zadnjim upravljačkim točkovima.

Minimalni poluprečnici okretanja kod postojećih konstrukcija terenskih automobila su sledeći:

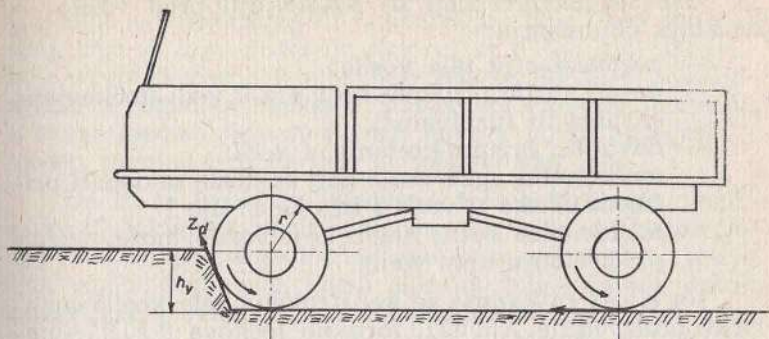
Nosivost	R_1 min
do 0,5 Mp	3.750 — 6.800 mm
od 0,5 — 1 Mp	5.400 — 7.600 mm
od 1,0 — 3 Mp	5.600 — 11.000 mm
od 3 — 6 Mp	9.000 — 13.700 mm
preko 6 Mp	8.250 — 13.000 mm

Sposobnost savlađivanja vertikalnih prepreka je neophodan vojni zahtev zbog toga što se kretanju vozila po terenu mogu suprotstaviti razne prepreke kao što su: grubodrani, nasipi, jame, kamenje, oboreno drvo i sl. Maksimalna visina vertikalne prepreke koju vozilo može savladati zavisi prvenstveno od dimenzija točkova. Ispitivanja su pokazala, uz uslov dobrog prijanjanja pogonskih točkova sa tlom, da je

$$h_{v \max} \cong r$$

gde je r — poluprečnik točka.

Na sl. 42 prikazano je šematski vozilo formule točkova 4×4 , u momentu nailaska na vertikalnu prepreku visine h_v . Prednji pogonski točkovi, svojim obrtanjem u smeru prikazanom na slici, izazivaju dopunsku reakciju Z_d , usmerenu naviše. Ova sila potpomaže podizanje točkova i vozilo na taj način savlađuje prepreku.



Sl. 42 — Savlađivanje vertikalne prepreke visine h

Prilikom savlađivanja vertikalnih prepreka treba voditi računa o veličini klirensa između pogonskih osovina, kako ne bi došlo do oštećenja transmisije ili nekog drugog sklopa ispod okvira vozila.

Veće mogućnosti savlađivanja vertikalnih prepreka imaće svakako terenska vozila velike nosivosti, jer poseduju gume velikog prečnika, te zbog toga imaju i odgovarajuća odstojanja od tla (klirens) svih upuštenih delova.

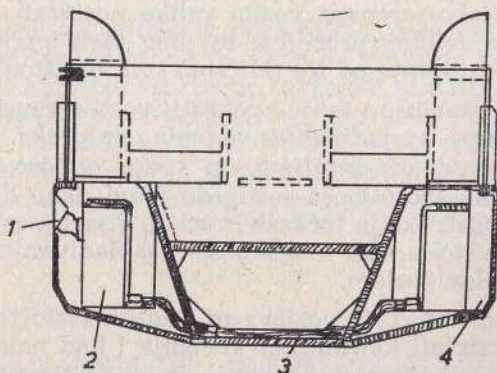
Veoma značajan faktor pokretljivosti terenskih vozila je sposobnost savlađivanja vodenih prepreka. Armijski zahtevi u mnogim zemljama u svetu odnose se danas uglavnom na sposobnost vozila da plovi, tako da već postoji niz konstrukcija točkaških vozila čija je serijska proizvodnja u toku, sa mogućnošću savlađivanja vodenih prepreka plovljenjem.

Prednost ovakvih vozila nad ostalim sastoji se u tome što mogu održati kontinuitet kretanja i kad naiđu na duboku vodenu prepreku. To znači da za njihovo dalje kretanje nije potrebno podizati mostove ili obezbeđivati posebna inženjerska sredstva za forsiranje vodenih prepreka, a pored toga ova vozila mogu veoma efikasno poslužiti i prilikom amfibijskih operacija na moru.

Osnovni zahtevi koji se postavljaju pred vozilo — amfibiju obuhvataju:

- hermetizaciju tela vozila;
- pogon vozila prilikom kretanja u vodi (točkovima, elisama ili turbinama);
- dovoljnu brzinu kretanja u vodi;
- maksimalni ugao obale koji se može savladati prilikom ulaska u vodu i izlaska iz nje i
- maksimalni bočni nagib koji vozilo može zauzeti pri kretanju kroz vodu.

Na sl. 43 prikazana je konstrukcija tela vozila američke proizvodnje XM 521, formule točkova 8×8 , osposobljenog da plovi. Zidovi tela su od čeličnih limova debljine 1—3 mm, na kojima se nalaze prorezi za pogonske mostove i kardanske osovine. U unutrašnjosti tela se nalaze svi osnovni agregati vozila. Šupljine između zidova ispunjene su sunderom od plastične mase čija ukupna težina po vozilu iznosi oko 37 kp. Telo vozila se sastoji iz 24 ravne i jedne zaobljene čelične ploče (panela) koje su spojene zakivcima.



Sl. 43 — Poprečni presek konstrukcije tela vozila XM 521, osposobljenog za savlađivanje vodenih prepreka plovljenjem:

1 — otvor za nalivanje goriva; 2 — rezervoar za gorivo; 3 — dno vozila; 4 — sunder od plastične mase

Kod dosadašnjih rešenja telo terenskih automobila — amfibija je pontonskog ili samonosećeg tipa. Telo pontonskog tipa se konstruiše na okviru, sa dnom koji zaokružuje okvir sa donje strane. Dno tela se profiliše udubljenjima za pogonske mostove i kardanske osovine. Međutim, u samonosećem tipu se nalaze samo osnovni agregati — motor, menjač i drugi dok su točkovi van tela.

Da bi se smanjila sopstvena težina terenskih vozila sa amfibijskim svojstvima, danas se u njihovoj konstrukciji sve više primenjuju plastične mase, od kojih se prave tela vozila, zupčanici, kočni cilindri, tela ležajeva, točak upravljača i drugi delovi. Zapreminske težine ovih plastičnih masa su srazmerno male u odnosu na njihovu mehaničku otpornost, hemijsku i biološku postojanost, kao i sposobnost prigušivanja oscilacija koje nastaju pri kretanju vozila.

Pri komponovanju ovih vozila prvenstveno se vodi računa o tome da centar težišta bude negde na sredini vozila, kako bi se obezbedila dobra plovna svojstva. Pored toga, svi agregati vozila se podvrgavaju konstrukcijskim izmenama, kako bi se obezbedile potrebna hermetičnost i veza sa atmosferom (usisni i izduvni sistem motora).

Pri kretanju vozila kroz vodu — plovljenjem potrebno je savladati otpor vode koji se može naći pomoću obrasca:

$$R_v = c_v A_v v_v^2 \frac{\rho_v}{2} \text{ (kp)}$$

gde je

c_v — koeficijent otpora plovljenja koji se određuje ispitivanjem;

A_v — čeona površina vozila u m^2 ;

v_v — brzina plovljenja vozila u m/sec ;

ρ_v — gustina vode u $kp \text{ sek}^2/m^4$.

Mogućnost plovljenja vozila zavisi od sledećih otpora: otpora trenja, otpora talasa, otpora oblika (ili vihorenja)

i otpora delova koji su van tela vozila (točkovi). Veličina ovih otpora zavisi od oblika, dimenzija i brzine kretanja vozila.

Da bi se obezbedila neophodna brzina kretanja (plovljenja) vozila potrebna je i odgovarajuća snaga motora koja se određuje iz sledećeg obrasca:

$$N_s = \frac{W_v V_v}{75 \eta} (KS)$$

gde je η — propulzivni koeficijent iskorišćenja;

W_v — otpor plovljenja vozila u kp.

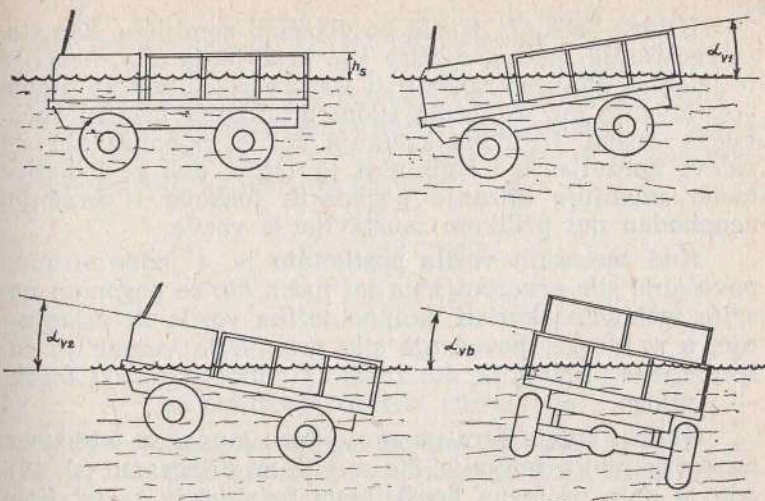
Veličina η obuhvata gubitke u propulzivnom motoru i one koji nastaju kao rezultat uzajamnog hidromehaničkog dejstva motora i tela vozila.

Visina slobodnog prostora tela vozila iznad vodene površine (h_s na sl. 44) zavisi od opterećenja i služi kao rezerva za slučaj dopunskog opterećenja. Međutim, ovom rezervom ne može se uvek koristiti, jer kod uzburkanog ili brzog toga reke slobodan prostor iznad površine mora biti što veći.

Maksimalno dozvoljeni uglovi prilikom ulaska u vodu i izlaska iz nje (sl. 44) određeni su visinom hermetičnosti prednjeg i zadnjeg dela vozila i visinom h_s .

Maksimalni bočni nagib koji vozilo može zauzeti pri kretanju kroz vodu određuje se graničnim uglom do položaja kada voda počne prodirati u telo vozila.

Ipak, pored zahteva da terenska vozila plove, kod mnogih je izvedena zaštita od prodora vode u glavne sklopove (motor, menjač, pogonske mostove i dr.) da bi se obezbedilo savlađivanje vodenih prepreka gazom, jer je ovakvo rešenje jeftinije. Ova zaštita je izvedena na različitoj visini, a postoje i vozila koja su potpuno potopljiva u vodi, što znači da mogu savladati vodene prepreke do visine koja obezbeđuje vozaču neometano upravljanje. Ta vozila su u pogledu zahteva za pokretljivošću slabijih karakteristika od onih koja plovljenjem mogu da savladaju vodenu prepreku.



Sl. 44 — Uzdužna i poprečna stabilnost vozila prilikom savlađivanja vodene prepreke

- α_{v1} — silazni ugao
- α_{v2} — izlazni ugao
- α_{vb} — ugao bočnog nagiba

Sposobnost savlađivanja zemljišta različitog sastava

Kretanju vozila van puteva suprotstavljaju se različiti otpori koji zavise od konfiguracije terena, geološkog sastava tla, kompaktnosti (zbijenosti) površinskog sloja i njegove higroskopsnosti, stepena vlažnosti, atmosferskih uslova i niza drugih faktora. Problemi kretanja su utoliko složeniji ukoliko se vozilo kreće po mekoj podlozi jer se postižu veoma male vrednosti koeficijenta prijanjanja, usled čega su i vučne sile na pogonskim točkovima male. Ovome treba dodati i gubitke koji nastaju zbog klizanja pogonskih točkova.

Uslove kretanja vozila po vlažnom zemljištu, kao što je već ranije rečeno, diktira sila prijanjanja ($F_{Dr} = \mu G_u$), te je stoga poželjno razmotriti faktore koji utiču na njeno povećavanje jer se većom silom prijanjanja postižu veća vučna snaga i brzina kretanja vozila, poboljšavaju se uslovi upravljanja i stabilnost kretanja, dok se istovremeno smanjuje klizanje pogonskih točkova i skraćuje neophodan put prilikom zaustavljanja vozila.

Kod terenskih vozila postignuto je, s jedne strane, povećanje sile prijanjanja na taj način što se pogonom na svim točkovima koristi ukupna težina vozila za prijanjanje, a sa druge, povećanje sile prijanjanja vezano je za koeficijent prijanjanja, što znači za odnos pogonski točak — podloga.

Oblik i stanje šara na protektoru guma, se odražava na koeficijent prijanjanja, što se vidi na dijagramu (sl. 45) gde je data promena koeficijenta prijanjanja za tri tipa guma zavisno od brzine kretanja vozila po mokrom kolo-vozu. Kod guma sa glatkim protektorom (1) ili veoma plitkim šarama na protektoru (2), zbog velike kontaktne površine, blato ili voda koji se nalaze između gume i kolo-voza ne mogu da se »uklone«, što izaziva smanjivanje koeficijenta prijanjanja. Ovo se naročito oseća pri velikim brzinama kretanja.

Kod savremenih guma sa dovoljno širokim drenažnim kanalima ovaj tanki sloj vode, vlažne zemlje ili blata utiskuje se u šare i odvodi preko površine koja je izašla iz zone kontakta. Zbog toga su gume sa glatkim protektorom već davno napuštene na savremenim terenskim motornim vozilima.

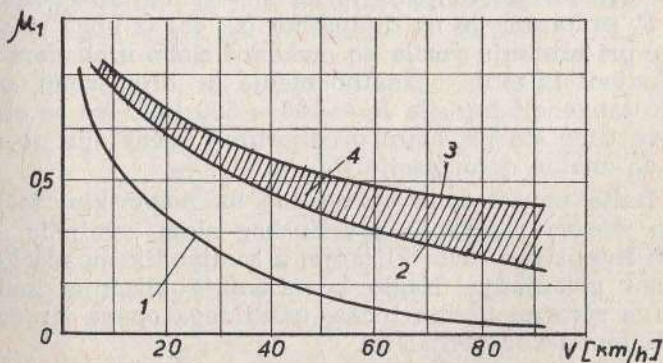
Veoma značajan uticaj na veličinu koeficijenta prijanjanja ispoljava i pojava klizanja pogonskih točkova. Usled klizanja stvarna brzina kretanja vozila se smanjuje, što dovodi do pogoršanja njegovih dinamičkih karakteristika. Ovo se lako može uočiti pri kretanju vozila po mekom tlu (žitkom blatu, pesku), kada klizanje može dostići maksimalnu vrednost koja izaziva zaustavljanje vozila.

Kao što je poznato, pri obrtanju pogonskog točka po mekom tlu dolazi do kružne deformacije gume, otkidanja površinskog sloja tla i usled toga do klizanja. Klizanje smanjuje koeficijent iskorišćenja (η_t) pogonskog točka, a ovo dovodi do smanjivanja koeficijenta prijanjanja. Koeficijent iskorišćenja pogonskog točka može se eksperimentalno odrediti iz sledećeg obrasca:

$$\eta_t = \frac{F_t}{F_o} (1 - \xi)$$

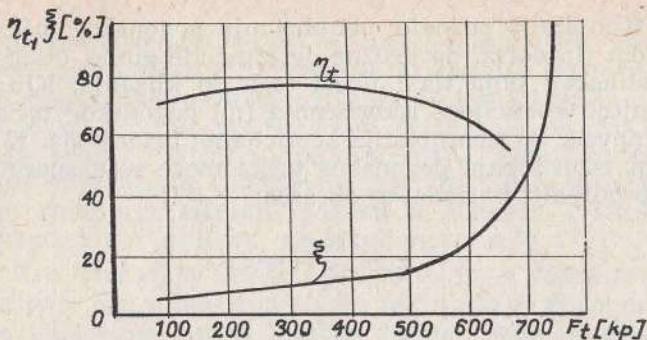
gde je:

- F_t — tangencijalna sila koja se javlja pri kretanju na dodirnoj površini gume i tla;
- F_o — teorijska tangencijalna sila; ona se može postići kretanjem po površini koja se ne deformiše (beton, asfalt);
- ξ — koeficijent klizanja.



Sl. 45 — Dijagram promene koeficijenta prijanjanja μ zavisno od brzine kretanja vozila po mokrom kolovoznom zastoru:

1 — guma sa glatkim protektorom; 2 — guma sa plitkim šarama na protektoru; 3 — guma sa dubokim šarama na protektoru; 4 — dozvoljena zona s obzirom na prijanjanje



Sl. 46 — Zavisnost koeficijenta iskorišćenja pogonskog točka η_t i koeficijenta klizanja ξ od veličine tangencijalne sile F_t na pogonskom točku pri kretanju vozila po mekom tlu

Odnos F_t/F_0 predstavlja gubitke nastale obrtanjem pogonskog točka po mekom tlu, dok koeficijent ξ zavisi od veličine deformacije gume i tla.

Zavisnost koeficijenta η_t i ξ od veličine tangencijalne sile F_t prikazana je na dijagramu (sl. 46) iz koga se vidi da se pri kretanju vozila po mekom i slabo utabanom tlu koeficijent klizanja neznatno menja u dijapazonu promene tangencijalne sile $F_t = 100 - 500$ kp. Ovo se objašnjava time što pri ovim vrednostima vučne sile ne dolazi do znatne deformacije tla.

Dalje povećavanje vučne sile na pogonskim točkovima izaziva razaranje površinskog sloja zemljišta, pri čemu intenzivno raste klizanje, a samim tim opada koeficijent prijanjanja. Naglo povećavanje klizanja znatno snižava stvarnu brzinu točka, usled čega opada i njegov koeficijent iskorišćenja (η_t).

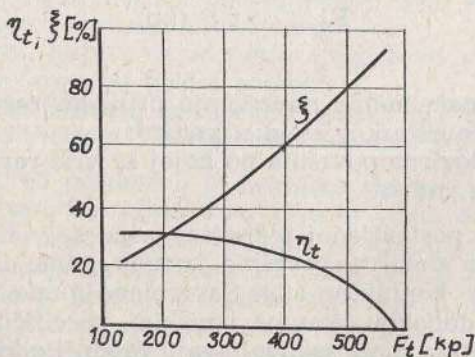
Klizanje pogonskog točka na peščanom tlu (sl. 47) se potpuno razlikuje od prethodnog slučaja. Dok klizanje na tvrdom i mekom tlu raste srazmerno lagano do određene veličine F_t , na peščanim terenima se naglo povećava čak i pri malim veličinama F_t .

Oba navedena ispitivanja su vršena pri sledećim uslovima: opterećenje na točku iznosilo je 900 kp, pritisak vazduha u gumama 3,5 kp/cm², gume dimenzije 7,50—20.

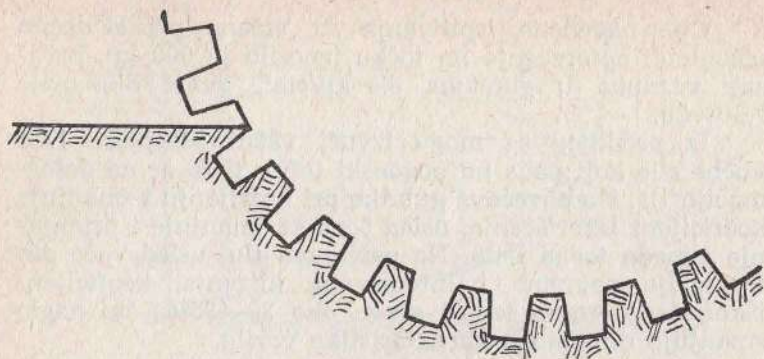
Iz prednjeg se mogu izvući važni zaključci. Deo vučne sile koji pada na pogonski točak troši se na deformaciju tla, što povećava gubitke pri kotrljanju i smanjuje koeficijent iskorišćenja, usled čega se smanjuje i prijanjanje između točka i tla. Na peščanom tlu, usled veće deformacije površine i intenzivnog klizanja, koeficijent iskorišćenja točka iznosi svega oko 30—35%, što naglo smanjuje dinamičke karakteristike vozila.

Prednje konstatacije ukazuju na potrebu da se razmotri problem kako da se smanje deformacije tla koje nastaju prilikom kretanja vozila po mekom i rastresitom tlu, da bismo smanjili pojavu klizanja pogonskih točkova i povećali silu prijanjanja.

Deformacije tla nastaju zbog velikih sila koje se preko pogonskog točka prenose na podlogu. Očigledno je da se ovo može ublažiti samo smanjivanjem specifičnog pritiska na kontaktnoj površini gume i tla, radi čega se primenjuju gume širokih profila i smanjuje pritisak vazduha.



Sl. 47 — Zavisnost koeficijenata η_t i ξ od veličine tangencijalne sile F_t na pogonskom točku pri kretanju vozila po peščanom tlu



Sl. 48 — Veličina dodirne površine između gume i tla pri kretanju vozila po mekom tlu

Na sl. 48 dat je šematski prikaz kontaktne površine između gume i tla, za slučaj kretanja vozila po mekom zemljištu. S obzirom na to što tle poseduje određena svojstva izdržljivosti, ukoliko se želi izbeći njegovo veće razaranje, treba smanjiti silu koja djeluje u kontaktnoj površini. Sila koja je neophodna za razaranje isturenih delova tla iznosi:

$$F_{v \max} = \sigma S \text{ (kp)},$$

gde je:

- σ — maksimalno naprezanje prilikom razaranja površinskog sloja u kp/cm^2 ;
- S — dodirna površina po kojoj se vrši razaranje u cm^2 .

Prema postavljenoj jednačini jasno se vidi da se povećavanjem dodirne površine između gume i tla mogu postići veće kontaktne sile. Savremene gume sa širokim profilom, dubokim šarama i niskim specifičnim pritiscima, u velikoj meri zadovoljavaju prednji odnos. Naime, do momenta utiskivanja u tle, dodirna površina je relativno mala, a srazmerno visok specifični pritisak sprečava

klizanje točkova. Međutim, pri utiskivanju točka u tle, ukupna dodirna površina između gume i tla se znatno povećava, što smanjuje naprezanje.

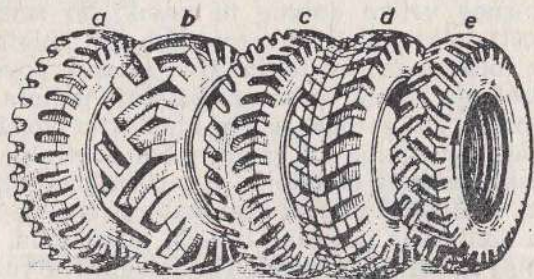
Kod podloge sasvim male nosivosti, kao što su blato, rastresit sneg velike dubine ili pesak, do smanjivanja prohodnosti dolazi usled stvaranja dubokih kolotruga koji obrazuju točkovi pri kretanju. Ovo izaziva povećavanje otpora kretanja i prekomerno naprezanje motora i transmisije vozila. Zbog toga se na terenskim vozilima sve više primenjuju gume sa mogućnošću centralne regulacije pritiska vazduha kod kojih se snižava pritisak i do $0,5 \text{ kp/cm}^2$, tj znatno je niži od nominalnog. Na taj način se povećava kontaktna površina između gume i tla, odnosno smanjuje se specifični pritisak, što omogućava vozilu kretanje uz neznatno prodiranje točkova u podlogu. Pri ovakvim uslovima ne mogu se postići velike brzine kretanja.

Gume koje se upotrebljavaju na savremenim terenskim automobilima treba da zadovolje izvesne zahteve da bi se obezbedila dobra prohodnost pri kretanju po putevima i van njih. Šare se biraju na osnovu sledećih zahteva:

- dobro prianjanje po uzdužnoj ravni;
- dobro prianjanje po poprečnoj ravni koje obezbeđuje bočnu stabilnost vozila;
- mali gubici na klizanje i odsustvo vibracija pri kretanju po tvrdoj podlozi;
- samočišćenje protektora gume pri kretanju po rastresitom i blatnjavom terenu i snegu.

Na sl. 49 prikazano je nekoliko tipova guma sa različitim šarama na protektoru. Ove se gume danas primenjuju na vozilima predviđenim za kretanje po terenu. Osnovne varijante su šare a i b: šara pod a) stvara zadovoljavajuće prianjanje po rastresitoj zemlji, ali po klizavom zemljištu ne obezbeđuje u dovoljnoj meri bočnu stabilnost vozila; šara pod b) se preporučuje pri eksploataciji vozila po manje vlažnom terenu i rastresitom snegu, ali isključuje premeštanje točka sa gumom sa jedne stra-

ne na drugu i samočišćenje pri kretanju vozila unazad. Varijante šara pod c), d) i e) izvode se radi ublažavanja nedostataka osnovnih varijanti, pri čemu zadržavaju njihove dobre osobine.



Sl. 49 — Karakteristični tipovi guma za terenske uslove eksploatacije vozila



Sl. 50 — Vozilo sa montiranom čeličnom trakom

Da bi se povećala površina prianjanja između točkova i terena i smanjio specifični pritisak, ranije su se na vozila sa udvojenim (»tandem«) zadnjim pogonskim točkovima montirale čelične ili gumene trake (sl. 50) u vidu gusenica. Ovo se naročito radi ako su zadnji točkovi dvostruki, jer se na taj način lakše učvršćuje traka na njima. Međutim, ovaj način povećavanja prohodnosti terenskih vozila može se sa uspehom primeniti samo na terenu koji poseduje srazmerno veliku izdržljivost, dok na vlažnim i rastresitim podlogama male nosivosti ovaj sistem pokazuje slabe rezultate

Nedostatak ovog načina povećavanja prohodnosti sastoji se i u tome što zahteva vreme za postavljanje i skidanje traka i što se sam uređaj brzo kvari usled mehaničkih oštećenja.

POSEBNI VOJNI ZAHTEVI

Zaštita od *radio-smetnji*. Vojna motorna i priključna vozila mogu biti opremljena mnogobrojnim i raznovrsnim radio-uređajima. Njihov normalan rad pri prijemu ometan je u najvećoj meri električnim uređajima sa vozila. Glavni elementi električnih uređaja vozila koji stvaraju radio-smetnje su:

- sistem paljenja motora;
- kolo punjenja akumulatora;
- elektromotor startera, brisača stakla i grejača;
- prekidači svetla i ključ za paljenje;
- razni manometri, termometri i drugi instrumenti na vozačkoj tabli.

Najveće radio-smetnje prouzrokuju provodnici visokog napona u sekundarnom kolu sistema za paljenje motora.

Smatra se da radio-smetnje čije trajanje nije duže od 1 sek, a ne pojavljuju se u vremenskim periodima kraćim od 5 min., ne ometaju dobar prijem.

Jačina polja radio-smetnji zavisi od frekvencije i različita je za razne tipove vozila.

Uređaj visokog napona sistema električnog paljenja motora sa unutrašnjim sagorevanjem treba da bude tako zaštićen da ne izaziva nedozvoljene radio-smetnje.

Smatra se da je radio-uređaj zaštićen ako proizvedena jačina polja radio-smetnji u pravcu najvećeg zračenja, na daljini od 10 m, ne prekorači na ma kojoj frekvenciji unutar:

- opsega 0,15 do 25 MHz 50 μ V/m
- opsega 25 do 1.000 MHz 100 μ V/m.

Kao zaštitna sredstva prvenstveno se koriste kondenzatori, oklopi i prigušni otpori. Filtri mogu da se upotrebe samo kada se pomoću kondenzatora ne mogu da otklone radio-smetnje.

Korišćenje i zaštita od IC-zraka. U savremenom ratu borbena dejstva će trajati danonoćno. To je dovelo do razvoja raznovrsnih sredstava za noćno otkrivanje ciljeva. U tu svrhu primena IC-uređaja postaje sve značajnija. Istovremeno radi se na iznalaženju najefikasnijeg načina za obezbeđenje od tih sredstava.

Radi zaštite od osmatranja IC-uređajima, u najnovije vreme pristupilo se bojenju spoljnjih površina vozila specijalnim premazima. Ovi premazi apsorbuju u izvesnom stepenu IC-zrake i na taj im način umanjuju vidljivost. Međutim, još nije postignuta apsolutna apsorpcija IC-zraka, ali se u pojedinim slučajevima na pomenuti način ona može ostvariti i do 50%, čime se umanjuje dejstvo IC-uređaja za detekciju, odnosno osmatranje i identifikaciju objekta.

Zaštita od nuklearnih dejstava. Osetljivost motornih vozila na dejstvo nuklearnih eksplozija, kao i kod ostale tehnike zavisi od više elemenata kao što su: jačina projektila i vrsta eksplozije, udaljenje od nulte tačke, vreme, zemljište, zaštićenost vozila itd. Svaki od tri poznata oblika dejstva nuklearne eksplozije ima različit uticaj na motorna vozila.

Udarno dejstvo se ispoljava u vidu vazdušnog natpritisaka i ono je nosilac rušilačke moći nuklearne eksplo-

zije. Natpritisici udarnog talasa kategorišu se kao teški, srednji i laki. Tako na primer pri vazdušnoj eksploziji natpritisak jačine 0,5—0,6 kp/cm², prouzrokuje na kamionima teške gubitke (uništenje kabine, karoserije i šasije, kidanje i oštećenje hladnjaka, blatobrana, papuča i spoljne opreme). Natpritisak od 0,20—0,25 kp/cm², prouzrokuje samo lakša oštećenja (oštećenje vrata i stakla, kabine, manja udubljenja karoserije i oštećenja blatobrana, papuča i farova). Ako su vozila u odgovarajućim zaklonima dati učinci se umanjuju za 1,5—2 puta.

Toplotno dejstvo se ispoljava u vidu: svetlosnog bleška, početnog toplotnog zračenja i naknadnih učinaka — požara. Količina toplotne energije (kal/cm²) koja izaziva paljenje vozila vidi se iz sledeće tablice.

Automobili	Jačina eksplozije u				
	KT		MT		
	1	10	100	1	10
kal/cm ²	5,0	5,1	5,5	6,9	14,0

Zaštita ljudstva od radioaktivnosti na motornim vozilima zavisi od više uslova. Naprimer, intenzitet zračenja u tenkovima i samohodnim oruđima umanjuje se od 3—12 puta što zavisi od debljine oklopa. Zaštitne poludebljine* na kamionima su znatno slabije te je i zaštićenost ljudstva na istim manja, zbog čega se preduzimaju ostale mere, kao što su: povećanje brzine kretanja, primena zaštitnih sredstava itd. Zaštićenost ljudstva u automobilima na jako kontaminiranom zemljištu je 50% veća nego na otvorenom zemljištu.

* Debljina koja propušta 50% zrakova.

Izvestan stepen zaštite vozila od udara može se postići poboljšavanjem konstrukcije vozila u smislu veće izdržljivosti pojedinih delova i sklopova, a naročito kabine i karoserije. Preporučuje se izrada spojene kabine vozača i bočnih stranica, sa odgovarajućim ojačanjima. Rezervoar za gorivo treba smestiti unutar karoserije, a ne spolja, kao što je to izvedeno na mnogim motornim vozilima. Ceradni pokrivač, iako je veoma podložan dejstvu toplotnog talasa, može u mnogim slučajevima poslužiti kao efikasna zaštita od radioaktivne prašine. Potrebno je da konstrukcija vozila bude takva da omogući brzu i laku dekontaminaciju uglavnom formacijskim sredstvima.

Pored delimične zaštite koju vozila pružaju ljudstvu, treba računati i na individualna sredstva, čime se znatno poboljšava radioaktivna zaštita boraca na vozilima.

Oklop i naoružanje. Uspešan razvoj konstrukcije savremenih točkaških motornih vozila u pogledu pokretljivosti po terenu uslovio je mogućnost njihove sve veće primene kao oklopnog borbenog vozila. Razlog ovome leži u relativno niskoj proizvodnoj ceni u poređenju sa guseničnim vozilima, maloj sopstvenoj težini (podesnoj za transport vazduhoplovima), velikoj brzini kretanja van puteva, ugradnji guma otpornih na dejstvo lakog oružja (tzv. neranjive gume), sposobnosti plovljenja, manjoj buci pri kretanju i tsl.

Danas se oklopna točkaška vozila koriste kao oklopni transporteri, zatim oklopni automobili sa ugrađenim odgovarajućim naoružanjem uključujući tu i samohodne PA topove. Pored toga na ova vozila se sve više postavljaju rakete različite namene.

Kao baza za razvoj oklopnih točkaških vozila poslužile su savremene konstrukcije terenskih vozila formule točkova 4×4 , 6×6 i 8×8 . Pri tome je jasno ispoljena težnja potpune unifikacije između osnovnog i oklopnog vozila, kako bi njihovo održavanje i remont bili što jednostavniji. Oklopna točkaška vozila imaju u tom pogledu izrazitu prednost nad guseničnim, jer su im osnovni agregati mnogo lakši za skidanje i zamenu, a i pristup motoru i transmisiji je jednostavniji.

Naročito je značajno to što ne postoji osetna razlika u prohodnosti između točkaških i guseničnih oklopnih vozila. Kod oklopnih točkaških vozila, formule točkova 6×6 (sa podjednakim razmakom osovina) i 8×8 , ta razlika praktično i ne postoji, jer vozila mogu uspešno savladivati različite prepreke. Od posebnog je značaja njihova sposobnost da savlađuju vodene prepreke.

Debljina oklopa kod točkaških vozila obezbeđuje zaštitu od lakog pešadijskog naoružanja, što odgovara njihovoj nameni. Zahvaljujući relativno maloj težini, ova vozila upotrebljavaju osnovne agregate sa terenskih vozila i imaju povoljne performanse. Da bi se obezbedio povoljan odnos specifične snage (KS/Mp), ukupne težine oklopnih točkaških vozila ne prelaze veličinu od 10 do 15 Mp.

Brzina kretanja točkaških oklopnih vozila može biti osetno veća od brzine kretanja guseničnih. Već postoje takva vozila čija je maksimalna brzina i preko 100 km/h, dok brzina guseničnih vozila ne prelazi vrednost 70 km/h. Radijus dejstva je približno jednak, jer je potrošnja goriva točkaških vozila manja, dok gusenična vozila imaju ugrađene rezervoare za gorivo veće zapremine.

VEK TRAJANJA VOZILA

Borbena gotovost zahteva stalnu ispravnost vozila, kao uslov njihovog efikasnog korišćenja i u najsloženijim situacijama. Za ispravan rad vozila, sastavljenog od velikog broja agregata i delova, neophodno je da svi sastavni delovi besprekorno rade i imaju približan vek trajanja. Otkazivanje rada nekog dela ili agregata, iz bilo kog razloga, može dovesti do nemogućnosti korišćenja vozila. Da bi se vozilo i dalje koristilo neophodno je otkloniti kvar. Duže korišćenje dovodi do habanja svih sklopova i agregata, a time i do sve nepovoljnijih karakteristika vozila, pa ga u određenom trenutku treba podvrgnuti generalnoj opravci. Posle toga ponavlja se prethodni postupak, tako da nakon izvesnog vremena vozilo treba podvrgnuti dru-

goj generalnoj opravci. Broj generalnih opravki može biti i veći, zavisno od uslova, odnosno mogućnosti. Tako se vozilo koristi do potpunog onesposobljavanja za rad.

Na osnovu toga može se postaviti definicija veka trajanja vozila. Vek trajanja vozila je pređeni put, izražen u kilometrima ili u vremenskom periodu rada, od početka eksploatacije do takvog onesposobljavanja da nije rentabilno opravljati ga. Često se koristi i pojam veka trajanja do prve generalne opravke. Pod ovim se podrazumeva rad vozila od početka eksploatacije sve dok veći broj vitalnih delova ili agregata ne otkáže. Pojam veka trajanja može se proširiti i na delove vozila. Tako je vek trajanja kolenastog vratila motora, u stvari, broj časova rada ili broj pređenih kilometara vozila sa tim kolennastim vratilom, uzevši u obzir i rad posle brušenja rukavaca vratila pri opravci.

Na vek trajanja delova utiču opterećenje koje dejstvuje pri radu, čvrstoća materijala, dinamička izdržljivost i otpornost na habanje.

Terenska vozila su izložena velikim opterećenjima, naročito pri savlađivanju različitih prepreka. Najčešće se javljaju promenljiva opterećenja, kao posledica neprekidne promene uslova pri kretanju. Promenljivim opterećenjima se suprotstavlja dinamička izdržljivost delova, te je pri konstruisanju vozila pažnja konstruktora usmerena na postizanje dovoljne dinamičke izdržljivosti u odnosu na pretpostavljene uslove promenljivog opterećenja. Statička opterećenja su manje opasna, ali i ona moraju biti uzeta u obzir pri konstruisanju, tako da se za delove odredi povoljan oblik i odabere materijal dovoljne čvrstoće. Od posebnog je značaja habanje delova vozila. Svi pokretni delovi koji imaju taruće površine habaju se tokom upotrebe. Broj ovakvih delova na vozilima je znatan, a među njima su i najvažniji delovi motora, transmisije i hodnog uređaja. Zato otpornost na habanje glavnih delova agregata vozila treba da bude usklađena sa vekom trajanja vozila.

Veliki broj različitih uticajnih faktora je razlog znatnih razlika u pogledu veka trajanja različitih vozila. Da

bi se dobila slika o veličini veka trajanja terenskih vozila, u tabeli 7 dat je pregled veka trajanja teretnih automobila u SAD, prema podacima SAE (Udruženje inženjera — automobilista u SAD); tabela 7 daje i prosečan broj generalnih opravki vozila. Veliki vek trajanja teretnih automobila koji rade u teškim uslovima objašnjava se prikladnom konstrukcijom koja daje vozilu dovoljnu robusnost, ali uslovljava i veću cenu.

Tabela 7

Vek trajanja teretnih automobila u SAD

teretni automobili	vek trajanja u hiljadama kilometara		vek trajanja u godinama		broj generalnih opravki	
	najmanji-najveći	prosek (sveden na 1.000 vozila)	najmanji-najveći	prosek (sveden na 1.000 vozila)	najmanji-najveći	prosek (sveden na 1.000 vozila)
male nosivosti	72—144	78,5	4—5	4,5	0—0,5	0
srednje nosivosti	80—186	122	4—10	6,7	0—2	1
velike nosivosti	112—560	219	6—12	9	1,5—2,5	1,75
za teške uslove rada	157—480	259	4,5—15	11	1,5—2,5	2

(0,5 označava srednju opravku vozila)

Teški uslovi eksploatacije vozila utiču na njihov vek trajanja, i zbog toga se može uzeti da je vek trajanja terenskih vozila manji od onog kod teretnih automobila iz tabele 7.

Vek trajanja vozila u SSSR se normira. Za vozila povišene prohodnosti, među kojima su i terenski automobili, normirani vek trajanja iznosi više od 200.000 kilometara. Tako je za vozila GAZ 69, 0,5 Mp, 4 × 4, i UAZ

450, 0,8 Mp, 4×4 , propisan vek trajanja 135.000 kilometara do generalne opravke i još 110.000 kilometara posle nje, pa je ukupan vek trajanja 245.000 kilometara. Za teža vozila ZIL 157, 2,5 Mp, 6×6 , GAZ 63, 1,5 Mp, 4×4 , i KRAZ 214, 7 Mp, 6×6 , normiran je vek trajanja 120.000 kilometara do generalne opravke i još 100.000 kilometara posle nje, pa je ukupan vek trajanja 220.000 kilometara. Normirani vek trajanja treba smatrati prosečnim, a podaci iz eksploatacije vozila potvrđuju veličine normiranog veka trajanja.

Ovi podaci o veku trajanja ujedno služe i kao polazna veličina o veku upotrebljivosti vozila u vojne svrhe. Kao jedan od elemenata vojnih zahteva za vek trajanja terenskog vozila posebno se ističe prikladnost za opravke. Ovaj zahtev je bio vrlo interesantan u početnoj fazi razvoja terenskih vozila, a povećavanjem proizvodnih serija, prikladnost za opravke kao vojni zahtev se zamenjuje drugim traženjima. Ranije, dok su proizvodne serije bile male, troškovi izrade automobila, a posebno vojnih, znatno su premašivali troškove opravki i održavanja. Danas su čak i proizvodne serije terenskih vozila velike, pa je bilo moguće postaviti savršenu tehnologiju izrade delova, što je dobrim delom omogućila postignuta unifikacija delova. Nije redak slučaj da se potpuno isti delovi koriste na više različitih vozila. To je dovelo do uvođenja agregatnog sistema opravki. Time se smanjuje broj generalnih opravki u toku veka trajanja vozila, tako da se, na primer, laka vozila u SAD više i ne opravljaju generalno, a u SSSR je normativima predviđena samo jedna generalna opravka.

Vrlo veliki uticaj na vek trajanja i konstrukciju vozila uopšte, posebno vojnih, ima zastarevanje vozila. Ono se odnosi u prvom redu na konstrukcijsko rešenje koje je neprekidno podložno poboljšavanju usled intenzivnog razvoja tehnike. Kod putničkih automobila zastarevanje se odnosi i na spoljni izgled vozila. Zastarevanje terenskih vozila se, sem u odnosu na konstrukciju, odnosi i na taktičko-tehničke karakteristike. Nova rešenja ovih vozila zadovoljavaju po pravilu mnogo strože taktičko-tehničke

zahteve. Vremenski period upotrebe vojnih vozila zavisi i od razvoja konstrukcije, što može dovesti do zamene nekog tipa iako nisu sva vozila tog tipa dotrajala. Ovo naročito dolazi do izražaja u mirnodopskoj eksploataciji vojnih vozila, kada je intenzitet korišćenja umanjen. Tako je u SSSR u periodu od 1947. do 1958. godine u kategoriji nosivosti 2,5 Mp korišćeno vozilo ZIL 151, 6×6 ; od 1958. do 1960. vozilo ZIL 157, 6×6 ; od 1960. do 1966. njegova poboljšana varijanta ZIL 157K, 6×6 , a sada je u toj kategoriji uvedeno vozilo ZIL 131, 3,5 Mp, 6×6 . S obzirom na broj godina u eksploataciji, kao i na prosečni godišnji pređeni put vojnih vozila u miru, ne izgleda verovatno da će vozila ZIL 157K ostvariti normativom predviđeni vek trajanja, pre nego što budu zamenjena vozilima ZIL 131 u Sovjetskoj armiji.

Vojni zahtev u pogledu veka trajanja terenskih vozila treba da ima u vidu stalnu borbenu gotovost, brzinu zastarevanja konstrukcije, tendenciju što manjeg udela održavanja i opravki i znatnu razliku u načinu korišćenja vozila za vreme mira, odnosno rata. Ovi osnovni uticajni faktori na vek trajanja terenskih vozila međusobno su oprečni, pa se vek trajanja vojnih vozila i propisuje u taktičkim zahtevima kao kompromis zadovoljenja svih uticajnih faktora do određenog stepena.

TEHNIČKE KARAKTERISTIKE TERENSKIH AUTOMOBILA

Razvoj konstrukcija i tehničkih karakteristika terenskih vozila zavisi od velikog broja faktora koji su različiti po značaju i načinu dejstva. Uzajamnost dejstva otežava izdvajanje faktora od većeg i manjeg značaja. Prema načinu dejstva na konstrukciju i tehničke karakteristike vozila, uticajni faktori se mogu svrstati u sledeće grupe:

1. koji proizlaze iz opštevojnih zahteva; —
2. koji su posledica konceptijskog i konstrukcijskog rešenja terenskih vozila; —
3. koji su vezani za tehnološki razvoj, mogućnost i ekonomičnost proizvodnje;
4. koji su uslovljeni masovnom proizvodnjom i upotrebom terenskih vozila.

Lako je uočiti međusobnu povezanost faktora sve četiri grupe. Vojni zahtevi imaju u vidu nivo razvoja konstrukcije i proizvodnje terenskih vozila, te se i postavljaju prema njemu. Konceptijsko rešenje vozila zavisi i od taktičkih zahteva, ali i od tehničke mogućnosti realizacije takvog vozila, odnosno mogućnosti njegove serijske proizvodnje. Tehnološki razvoj i masovnost upotrebe utiču na vojne zahteve, kao i na koncepciju vozila.

Uticaj pojedinih grupa faktora na tehničke karakteristike terenskih vozila biće obrađeni detaljnije. Vojni zahtevi kao polazni elementi konstrukcije, uzimaju u obzir pre svega namenu vozila u tehničkom smislu, način i uslove upotrebe vozila (teren na kome će biti korišćeno,

klimu, kao i druge uslove eksploatacije), pri čemu računaju i sa nivoom tehničkih dostignuća konstrukcije već izvedenih rešenja i mogućnošću proizvodnje. Svaka armija ima specifična gledanja, pa je zbog toga normalno što se vojni zahtevi u pojedinim zemljama razlikuju. Uzmimo samo kao primer zahtev za savlađivanje vodenih prepreka. Uglavnom su se iskristalisala tri različita gledišta. Prema jednom, ranijem, terenska vozila ne treba da budu sposobna za savlađivanje vodenih prepreka. Prema drugom, treba ih osposobiti za savlađivanje vodenih prepreka gazom, pa zato treba da budu sposobna da rade i kada su potpuno ili delimično potopljenja u vodu. Prema trećem gledištu, terenska vozila treba da savladaju vodene prepreke plovljenjem i samostalnim pogonom. Neke armije forsiraju i razvoj lebdećih vozila, sposobnih da savlađuju vodenu prepreku lebdeći iznad nje. Treba napomenuti da je razvoj tih vozila tek u začetku i da se ona ne mogu tretirati sa klasičnim vozilima. Konstrukcijska rešenja vozila koja ispunjavaju ove zahteve su različita. Zbog ovakvih gledišta i taktičkih zahteva koji su prema njima definisani, tehničke karakteristike terenskih vozila proizvedenih u mnogim zemljama su različite. Primena ovakvog uticaja taktičkih zahteva ima još. Pri tome treba imati u vidu da je postavljanje taktičkog zahteva za savlađivanje vodenih prepreka gazom ili plovljenjem bilo moguće tek pošto je pronađeno odgovarajuće tehničko rešenje ovog problema.

U određenoj meri i vojni zahtev za prohodnost utiče na koncepcijsko i konstrukcijsko rešenje vozila. Dosta strogi zahtevi su iziskivali u ranijim godinama, pa i u toku II svetskog rata, rešenja terenskih vozila na bazi guseničnog hodnog dela, da bi mogla potpuno da prate dejstva borbenih vozila. Razvoj terenskih vozila u pogledu prohodnosti je još u II svetskom ratu u osetnoj meri smanjio razliku u taktičkoj vrednosti guseničnih i točkaških vozila, a danas se smatra da nema razlike u prohodnosti između najuspešnije rešenih točkaških i guseničnih vozila uz svu prednost točkaških u pogledu: cene izrade, rukovanja i održavanja, maksimalne brzine i buke koju

stvara pri kretanju. Tako se za vuču teških artiljerijskih oruđa i raketa sve češće upotrebljavaju balastni tegljači — točkaši, a ređe su nove konstrukcije tegljača-guseničara. Ranije su za vuču teških artiljerijskih oruđa korišćeni isključivo tegljači-guseničari. Već je rečeno da se i laka oklopna vozila (transporteri, oklopni automobili) sve češće izvode kao točkaška vozila.

Tehničke karakteristike terenskih vozila umnogome zavise od konceptijskog i konstrukcijskog rešenja. Definicija konceptijskog rešenja je veoma važna faza u stvaranju vozila, jer mora da ima u vidu vojne zahteve (taktičku namenu i upotrebu), realnost konstrukcijskog rešenja svih agregata pojedinačno i vozila kao celine, kao i ekonomičnost proizvodnje. Zadovoljenje nekih zahteva je često moguće samo ako se ne ispune drugi zahtevi (delimično ili u celini), pa ovaj problem treba posmatrati kao kompromis raznovrsnih, a često i veoma oprečnih zahteva.

Osnovna koncepcija proizvodnje terenskih vozila u svetu imala je različite faze koje nisu bile identične za sve zemlje. U početnoj fazi razvoja kao terenska vozila koristili su se u I svetskom ratu teretni i putnički automobili iz privrede. U sledećoj fazi nastaje diferenciranje između komercijalnih i terenskih vozila, sa jasno izraženom međusobnom unifikacijom. U sadašnjoj fazi, terenska vozila se najčešće izvode kao posebna rešenja, nezavisna od proizvodnje komercijalnih. Eventualna ekonomičnost se poboljšava unifikacijom sa nekim kategorijama borbenih vozila, na primer, sa oklopnim transporterima — točkašima. Potrebno je napomenuti da između pojedinih faza razvoja nema jasno izraženih granica, ni vremenskih ni prostornih.

Za prelazak iz jedne faze u drugu, odnosno za realizaciju terenskih vozila boljih tehničkih karakteristika, treba da budu ispunjeni određeni preduslovi. Na primer, u SAD je, u toku I svetskog rata, armija bila snabdevena običnim teretnim automobilima. Nagli razvoj proizvodnje vozila u SAD između I i II svetskog rata doveo je do razvoja novih konstrukcija terenskih vozila. U II svetskom ratu se masovno proizvode posebno razvijena te-

renska vozila za potrebe američke armije i saveznika koja poseduju izvanredne taktičke karakteristike, naravno u poređenju sa ostalim tehničkim sredstvima armija toga vremena. To su jako cenjena terenska vozila DŽIP, 4×4 , nosivosti 0,25 Mp, DODŽ, 4×4 , nosivosti 0,75 Mp i sa njim unificirano vozilo 6×6 , nosivosti 1,5 Mp, GMC, 6×6 , nosivosti 2,5 Mp. Vozila veće nosivosti su takođe posedovala dobre tehničke karakteristike, ali su bila zastupljena u manjem broju. S obzirom na velike količine vozila potrebnih američkoj armiji, našlo se opravdanje za poseban razvoj terenskih vozila, još u II svetskom ratu, a takav je razvoj nastavljen i posle. Nedavno je u sastav američke armije uvedena nova serija terenskih vozila koja mogu da zadovolje do sada najteže zahteve u pogledu savlađivanja raznih prepreka.

Neposredno posle II svetskog rata, terenska vozila su u Velikoj Britaniji razvijana gotovo isključivo na bazi unifikacije sa komercijalnim u svim kategorijama nosivosti. Razvojem familije dvotaktnih motora sa unutrašnjim sagorevanjem za više vrsta goriva, kao i terenskih vozila STALUORT, 6×6 , nosivosti 5 Mp, sa sposobnošću plovljenja i sa ugrađenim višegorivnim motorom, i u Velikoj Britaniji se prešlo na poseban razvoj konstrukcija terenskih vozila. Treba napomenuti da je vozilo STALUORT unificirano sa oklopnim vozilima SALADIN i SARACEN. Sličan je put razvoja konstrukcija terenskih vozila u Francuskoj, gde se sada proizvodi vozilo OROŠ, kao francuska licencna varijanta STALUORT-a, sa ugrađenim delovima i agregatima sopstvene proizvodnje.

Armija Savezne Republike Nemačke posvećuje posebnu pažnju razvoju terenskih vozila. Dok se VERMAHT u toku II svetskog rata koristio pretežno teretnim vozilima, a deo potreba rešavao poluguseničarima ili guseničarima, BUNDSVER je, odmah po osnivanju, uveo u svoj sastav familiju terenskih vozila domaće proizvodnje, nosivosti 0,25 Mp, 0,75 Mp, 1,5 Mp, 3 Mp, 5 Mp, 10 Mp i preko 10 Mp. Danas je u Saveznoj Republici Nemačkoj u toku proces razvoja nove serije vozila, boljih tehničkih karakteristika koja do 1975. godine treba da zamene po-

stojeća. Poštujući unifikaciju kao temelj ekonomične proizvodnje i održavanja, tendencija je u konstrukciji terenskih vozila Savezne Republike Nemačke da se unificiraju agregati vozila različitih nosivosti. Tako bi vozila nove serije nosivosti 4 Mp bila formule 4×4 ; 7 Mp formule 6×6 i 10 Mp formule 8×8 , a sve tri izvedbe bi koristile na primer, istu klipnu grupu i cilindar višegorivnog vazdušno hlađenog motora koji tek treba razviti, kao i istu pogonsku osovinu.

S obzirom na ranije prednosti guseničnih vozila u pogledu prohodnosti u poređenju sa točkašima u SSSR je dugo posle II svetskog rata pažnja posvećivana razvoju guseničnih vozila, osobito za vuču teških artiljerijskih oruđa i prikolica, što znači da je primat davan proizvodnji guseničnih vozila i to na bazi unifikacije sa odgovarajućim guseničnim borbenim vozilima. Pojava novih teških točkaških terenskih vozila ZIL - 135, 8×8 , ZIL - E167, 6×6 , MAZ 537 i drugih ukazuje da i u SSSR razvoj točkaša dobija primat. Čak i u nekim domenima borbenih vozila točkaši potiskuju u Sovjetskoj armiji guseničare (oklopni transporter BRDM, BTR 60).

Holandska fabrika DAF je proizvođač terenskih motornih vozila još pre II svetskog rata. To iskustvo i nastavak proizvodnje tih vozila različitih nosivosti i po završetku II svetskog rata obezbeđuju ovoj firmi posebno mesto kada se govori o konstrukciji i tehničkim karakteristikama. Iako su terenska vozila DAF (i sa njima unificirana borbeno vozila DAF) dugi niz godina bila uzor u pogledu konstrukcija i tehničkih karakteristika, danas to mesto gube u prvom redu zbog velikih ulaganja u konstrukciju i razvoj terenskih vozila u drugim, većim zemljama (SAD, Velikoj Britaniji, SSSR, Francuskoj).

Interesantno je još i gledanje na konceptijsko rešenje terenskih vozila koje je u sadašnjoj fazi usvojila Švedska. U njenoj armiji su zastupljena tri osnovna vozila: točkaško L3314PU, 4×4 , nosivosti 0,9 Mp, točkaško L4854, 4×4 , nosivosti 7 Mp i gusenično vozilo VOLVO 202A za vuču prikolica. Sa ova tri rešavaju se sve potrebe švedske armije u terenskim vozilima. S obzirom na opšte tenden-

cije u svetu, može se očekivati da će gusenično vozilo VOLVO 202A biti zamenjeno odgovarajućim točkaškim.

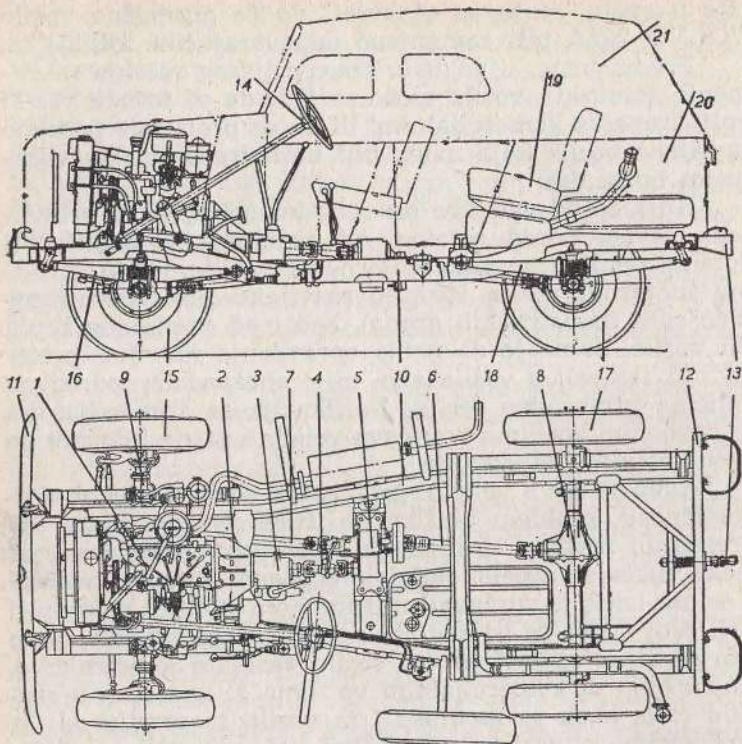
Prema tome, u pogledu konceptijskog rešenja savremenih terenskih vozila može se reći da se izvode vozila unificirana sa komercijalnim, ili da se proizvode posebno razvijena vozila koja mogu biti unificirana sa odgovarajućim borbenim.

Koja će od ove dve osnovne koncepcije biti prihvaćena zavisi, pored ostalog, od ekonomskih mogućnosti dotične zemlje (ne samo motorne industrije, jer proizvodnja motornih vozila iziskuje razvijenu proizvodnju gotovo svih industrijskih grana), kao i od potrebnog broja tih vozila. Jasno je da nema opravdanja razvijati proizvodnju terenskog vozila ako nije obezbeđena određena veličina proizvodne serije. Unifikacija sa komercijalnim ili borbenim vozilima povećava veličinu serije i dovodi do ekonomičnije proizvodnje.

Kada je reč o veličini proizvodne serije i njenoj ekonomičnosti, problem unifikacije ističe se kao jedan od presudnih faktora. Unifikacija terenskih vozila ima još jedan značajan aspekt. Reč je o borbenoj gotovosti armije u celini: lakše je održavati u ispravnom stanju i pokrenuti veći broj vozila sa istovetnim ili sličnim agregatima, nego ako je park sastavljen od vozila različite konstrukcije. Unifikacija sa komercijalnim vozilima je značajna u slučaju rata, kada se mobilišu i ta vozila za armiju, ali je unifikacija sa borbenim vozilima još od većeg značaja.

Uticaj ovih faktora je, svakako, znatno dublji nego što je to moglo biti ovde prikazano. Zato će se kroz prikaz rešenja pojedinih agregata ukazati na faktore koji su doveli do ostvarenja baš takve konstrukcije.

U svetu je izveden veliki broj različitih konceptijskih i konstrukcijskih rešenja terenskih vozila, počev od lakih do vrlo teških, namenjenih vuči artiljerijskih oruđa i prikolica. Razlike u konstrukciji posledica su dejstva velikog broja opisanih uticajnih faktora. Međutim, pored osetnih razlika postoji i niz zajedničkih karakteristika terenskih vozila. Na crtežu vozila GAZ 69 sovjetske proizvodnje prikazaće se osnovno konceptijsko rešenje, kakvo se sreće na mnogim terenskim vozilima.



Sl. 51 — Terenski automobil GAZ 69, 4 × 4, 0,5 Mp (SSSR)

Osnovni agregati vozila GAZ 69 su: motor (1) od kojeg se snaga prenosi preko spojnice (2) na menjač (3); kardanskim vratilom (4) se snaga prenosi od menjača do razvodnika pogona (5); iz razvodnika pogona vode dva kardanska vratila (6) i (7) na zadnju osovinu (8) i na prednju osovinu (9); motor i njegovi uređaji, kao i elementi prenosa snage (transmisije) vezuju se za podužne grede — lonžerone (10) koje sa poprečnim gredama, prednjim branikom (11), zadnjim branikom (12) i kukom za

vuču (13) čine okvir vozila, koji je noseći element svih uređaja i agregata; upravljačkim točkom — volanom (14) preko sistema za upravljanje zakreću se prednji točkovi (15) koji su preko prednjih gibnjeva (16) vezani sa okvirom; zadnji točkovi (17) su sa okvirom vezani preko zadnjih gibnjeva (18); nadgradnja (20) kod vozila GAZ 69 izvodi se u dve varijante; za prevoz pet ili osam putnika; cerada (21) služi za zaštitu od atmosferskog uticaja; sedišta (19) se definišu prema izabranoj varijanti.

Osnovne karakteristike terenskog vozila GAZ 69 date su u tabeli 22.

Funkcija glavnih agregata koji su prikazani na slici 51, biće ukratko objašnjena.

Motor služi kao izvor mehaničke energije. Do sada su na terenska vozila ugrađivani uglavnom benzinski motori, u manjoj meri dizel-motori, dok se na najnovijim rešenjima pojavljuju višegorivni motori sa unutrašnjim sagorevanjem. Električni motori, gasne turbine, gasni klipni motori ređe se javljaju kao pogonski agregati.

Transmisija prenosi mehaničku energiju do točkova. Klasični sastavni agregati transmisije su menjač (koji može biti sa zupčanicima, u različitim konstrukcijskim izvedbama — sa hidrauličnim elementom, ili sa kaišnicima), razvodnik pogona na sve osovine, kardanska vrtila i glavni prenosi u pogonskim osovina. Postoje i druga rešenja pogona točkova, na primer, sa zupčanicima u svakom točku, ili sa elektromotorom za poseban pogon svakog točka koji je primenjen na nekim vozilima tipa GOER.

Hodni deo vozila obuhvata točkove i vešanje preko elastičnog sistema (razne vrste opruga, pneumatsko vešanje). Naročit značaj dobijaju nezavisno vešanje točkova i gume niskog pritiska koji se reguliše posebno u svakoj gumi iz kabine pomoću centralnog razvoda.

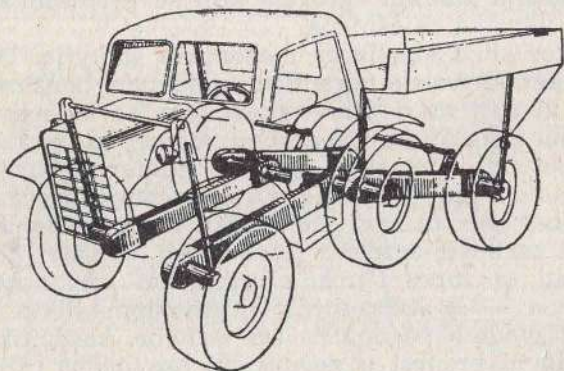
Sistem upravljanja najčešće dejstvuje preko prednjih, a kod nekih rešenja preko prednjih i srednjih ili zadnjih točkova.

U pogledu nadgradnje postoji niz različitih varijanti terenskih vozila koja se međusobno razlikuju. Po pravilu, savremena rešenja imaju sedište vozača sasvim napred i

celu nadgradnju u skladu sa tim položajem sedišta. Sem toga, postoje rešenja zglobno povezanih vozila (MARV, slika 39 i METRAK, slika 52).

I kočni sistem se izvodi u više varijanti, a najčešće kao hidraulični ili pneumatski.

Radi detaljnog prikaza savremenih terenskih vozila u pogledu njihove konstrukcije, obradiće se pojedini agregati. Međutim, pre nego što se priđe prikazu pojedinih konstrukcijskih rešenja potrebno je uporediti težinske i gabaritne odnose jer je njihov uticaj na konstrukciju bitan.



Sl. 52 — Zglobno vozilo MAJLI METRAK (Švajcarska)

UTICAJ TEŽINE I GABARITA NA KONSTRUKCIJU VOZILA

Dobra konstrukcija terenskog vozila može biti ostvarena samo ako su postignuti optimalni odnosi nosivosti, sopstvene težine i gabaritnih dimenzija. Nosivost je polazni element u konstrukciji i definiše se namenom vozila. Sopstvena težina i gabaritne dimenzije zavise od nosivosti vozila i konstrukcije. Pri tom one utiču i na konstrukcijsko rešenje. Terensko vozilo je sastavljeno od određenog broja agregata. Svaki obavlja neku funkciju unutar funkcije celog vozila i učestvuje u njegovoj težini.

Gabaritne dimenzije agregata i njihov međusoban položaj određuju gabaritne dimenzije celog vozila. Na osnovu izvedenih terenskih vozila utvrđeno je prosečno učešće po težini pojedinih agregata u sopstvenoj težini celog vozila (tabela 8).

Tabela 8

Prosečne težine pojedinih agregata terenskih vozila u odnosu na sopstvenu težinu

naziv agregata	težina u % u odnosu na sopstvenu težinu vozila	primedba
motor	12,0 — 18,0	potpuno opremljen, sa kvačilom i menjačem
kvačilo	0,3 — 0,8	bez kartera
mehanički menjač	3,0 — 6,0	zajedno sa karterom
kardanske osovine	1,5 — 3,0	zavisno od broja pogonskih osovin
pogonski most	12,0 — 16,0	ukupna težina mosta sa poluosovinama i glavčicama točkova, kočnicama i dobošima
gibnjevi: prednji zadnji	1,5 — 3,0 5,0 — 8,0	sa težinom amortizera
točkovi i gume	18,0 — 24,0	sa rezervnim točkom (za vozila formule 6 × 6)
upravljački mehanizam	1,0 — 1,5	sa podužnom osovinom i ležištima
okvir	12,0 — 16,0	sa konzolama
karoserija	10,0 — 15,0	metalna
zatvorena kabina	8,0 — 15,0	uključujući zaštitno staklo, krovnu konstrukciju i zadnji deo

Interesantan pregled podataka o gabaritnim dimenzijama i težinama terenskih vozila SAD dat je u tabeli 9. Izvor podataka za ovu tabelu su bile konstrukcije i analize konstruktora o mogućnom smanjivanju težina i gabaritnih dimenzija. Međutim, u toku razvoja tih vozila nove serije došlo je do znatnih odstupanja od podataka datih u tabeli 9, i to u pogledu broja razvijenih vozila i ostvarenih dimenzija i težina. Novu seriju terenskih vozila američke armije čine vozila: 0,25 Mp, 4×4 ; 0,75 Mp, 4×4 i njegova varijanta 1,25 Mp, 6×6 ; 2,5 Mp, 8×8 , 5 Mp, 8×8 ; 8 Mp, 4×4 i 16 Mp, 4×4 . Vozila 0,25 Mp, 2,5 Mp i 5 Mp su zadržala u većoj ili manjoj meri konceptijsko rešenje sa kojim se računalo i u toku pripremnih radova. Ostala se u tom pogledu razlikuju najviše zbog zglobne konstrukcije. Zato je od interesa uporediti podatke o gabaritima i težinama onih vozila čije konceptijsko rešenje u toku razvoja nije bitno izmenjeno. Tako vozilo M 151, nosivosti 0,25 Mp, ima sopstvenu težinu 1.135 kp, što je za 230 kp više od predviđene. Vozilo XM 410E1, od 2,5 Mp, ima sopstvenu težinu 5.110 kp, a to je za 1.490 kp više od predviđene tabelom; dužina istog vozila iznosi 6.300 mm, umesto predviđene 6.000 mm. Vozilo XM 656, nosivosti 5 Mp, ima sopstvenu težinu 7.050 kp umesto predviđenih 6.350 kp, i dužinu 7.000 mm umesto predviđenih 6.600 mm.
















Iz navedenih primera se može zaključiti da je problem ostvarivanja malih gabarita i male sopstvene težine terenskih vozila veoma kompleksan i da na tome mora još dosta da se radi. U celini gledano, konstruktorima ostaje na raspolaganju mogućnost da smanje gabaritne dimenzije i težine konceptijskim rešenjem vozila, primenom materijala male specifične težine i najpovoljnijim oblicima delova i agregata.

Potrebno je rasvetliti razloge koji dovode do opštih zahteva da vozilo ima što manje gabaritne dimenzije i sopstvenu težinu, odnosno potrebno je istaći razloge koji uslovljavaju veće gabarite i težine vozila.

Manji gabariti su povoljniji za upotrebu vozila na prostorima ograničenih dimenzija. Manji gabariti daju

Gabaritne dimenzije i težine terenskih vozila

Tabela 8

Vrsta vozila	Namena vozila		Nominalna nosivost Mp	Formula pogona	Dimenzije vozila mm		Dimenzije sanduka mm		Sopstvena težina kp	Nosivost kp		Ukupna težina kp		Nosivost osovine kp
	Opšta	Specijalna			Duž.	Sir.	Duž.	Sir.		Terenska	Putna	Na terenu	Na putu	
Komandno izviđačko vozilo			0,25	4 × 4	3500	1575			905	410	410	1315	1315	905
			0,5	6 × 6	4370	1575			1200	725	725	1925	1925	905
Prelazno vozilo			0,75	4 × 4	4120	2080	2240	1980	1675	860	1085	2535	2760	1505
			1,25	6 × 6	4880	2080	2755	1980	2170	1310	1540	3400	3710	1585
Lako teretno vozilo			1,75	6 × 6	5390	2235	3048	2030	2720	1765	2220	4485	4940	2260
			2,5	8 × 8	6000	2235	3660	2030	3620	2440	3350	6060	6970	2260
Srednje teretno vozilo			3,5	6 × 6	6000	2440	3660	2240	5200	3350	4250	8550	9450	3620
			5	8 × 8	6600	2440	4270	2240	6350	4720	6520	11070	12870	3620
			7	6 × 6	10300	2440	5490	2240	8150	6520	8350	14670	16500	3620
Teško teretno vozilo			6	6 × 6	6700	2590	4575	2240	7250	5620	7440	12870	14690	5440
			8	8 × 8	7570	2590	5490	2240	9060	7440	11050	16500	20110	5440
			12	6 × 6	12440	2590	7925	2290	11770	11050	13780	22820	25550	5440
Transportno vozilo			12	8 × 8	8790	2590	6700	2240	12240	11050	16500	23280	28730	5440
			16	6 × 6	13950	2740	9150	2440	16300	14700	18300	31000	34600	8150
Vozilo za tran. teš. uređ.			40	6 × 6	17770	3045			27200	36400	45500	63600	72700	11300

manju siluetu što znači i manju metu te je time smanjena mogućnost protivnika da vozilo uništi. Odgovarajuće dimenzije su uslov za transportovanje terenskih vozila sredstvima drumskog, železničkog, vazdušnog ili vodenog saobraćaja. Naročito su važne male gabaritne dimenzije prilikom transportovanja vozila sredstvima vazdušnog saobraćaja, s obzirom na ograničen prostor koji stoji na raspolaganju. Sredstva železničkog i vodenog saobraćaja raspolazu znatno većim prostorom za smeštaj vozila, i u tom pogledu gabariti terenskih vozila nisu posebno ograničeni. Transport vozila sredstvima drumskog saobraćaja odnosi se uglavnom na ona manje nosivosti. Prema tome, proizilazi da transport sredstvima vazdušnog saobraćaja bitno ograničava gabarite terenskih vozila svih kategorija nosivosti. Proces usaglašavanja gabaritnih dimenzija vozila i transportnih mogućnosti vazduhoplova je stalno otvoren i on će dati mnoga nova rešenja.

Veći gabariti terenskih vozila imaju prednost u određenim situacijama. Tako je za savlađivanje vertikalnih prepreka povoljnije vozilo koje ima veći točak, što opet zahteva veću visinu i dužinu vozila. Formula pogona 6×6 ili 8×8 je povoljnija za savlađivanje rovova, a u tom slučaju je i dužina vozila veća. Načelno i za plovljenje je pogodnije da su gabaritne dimenzije veće, jer je tada povoljniji odnos zapremine prema težini. Velike dimenzije nisu jedini uslov za plovljenje vozila, ali je to jedan od razloga koji ograničava smanjivanje gabaritnih dimenzija.

Mala težina vozila je uslov konstrukcije kada se zahteva da se transportuje sredstvima vazdušnog saobraćaja i ako je postavljen zahtev da vozilo plovi. Prilikom transportovanja drugim sredstvima saobraćaja od značaja je nosivost tog transportnog sredstva. Lakša vozila lakše je i transportovati. Ovo je naročito važno za vazdušni transport. Pri istoj zapremini manja težina vozila obezbeđuje bolje performanse plovljenja.

U izvesnim uslovima eksploatacije terenskih vozila biće od značaja veća sopstvena težina. Naime, povećavanjem težine povećava se sila prijanjanja, pa će vozilo biti

u stanju da se uz dovoljnu vučnu silu kreće po tlu malog koeficijenta prijanjanja. Ovo se naročito uočava pri vuči prikolice, a gotovo sva terenska vozila su sposobna za vuču priključnih vozila i artiljerijskih oruđa. Zbog toga se za vuču vrlo teških oruđa i raketa upotrebljavaju balastni tegljači koji imaju dodatni teret da bi se povećala sila prijanjanja. Na taj način su izvedena vozila sposobna da vuku i prikolice težine do 100 Mp.

Kada se svi ovi razlozi uzmu u obzir, može se razumeti tendencija da se, u određenim uslovima i u mogućnom obimu, postigne što manja težina terenskog vozila i što povoljniji gabariti. Treba dodati da je manja težina vozila povoljnija i zbog ekonomičnosti proizvodnje. Zato je stalno prisutan tehnički zahtev da se konstruišu što lakši agregati. Težina agregata i vozila zavisi i od materijala koji se koristi. Sve se češće u konstrukciji vozila sreću materijali male specifične težine, kao što su legure aluminijuma i magnezijuma, i razne vrste plastičnih masa. Primena plastičnih masa je vezana za njihov neprekidan razvoj, tako da se danas sreću plastične mase veoma dobrih mehaničkih svojstava, otporne na habanje, postojane na temperaturske promene i hemijske uticaje, a sa vrlo malom specifičnom težinom. Što se tiče gabaritnih dimenzija, tu se u prvom redu efekti smanjenja postižu izmenom konceptijskog rešenja. Teži se postizanju nedeljivog prostora vozača i prostora za smeštaj tereta, jer se on time bolje iskorišćuje. Ovo nije moguće uvek postići jer nije u skladu sa drugim zahtevima. Konstrukcija zglobnog vozila, na primer, onemogućava takvu izvedbu. Manja dužina vozila može se postići primenom isturene kabine vozača prema prednjem delu vozila. Pomeranjem kabine napred («trambus» kabina) postiže se manja dužina vozila ili veća tovarna površina sanduka, ako dužina ostane nepromenjena.

Težina i gabaritne dimenzije izvedenih vozila različitih kategorija nosivosti svakako su merodavni elementi za poređenje dostignuća novih rešenja. Pri takvom poređenju treba imati u vidu i ostale taktičko-tehničke karak-

teristike, što znači da poređenje ne treba praviti samo u odnosu na neke elemente, već u odnosu na vozilo kao celinu.

Još jedan uticaj na težinu i gabaritne dimenzije treba uzeti u obzir. Radi se o tome sa koliko je kategorija nosivosti prekriven ceo domen potreba jedne armije; u slučaju manjeg broja kategorija nužna su veća ograničenja konstruktoru u pogledu gabarita i težina, zbog toga što je veći domen u pogledu nosivosti koje treba da vozilo prekrije i što je veći domen upotrebe vozila.

MOTORI

Pogonski agregat motornog vozila je motor, pa se zbog toga njemu posvećuje posebna pažnja. Zbog toga se problematika motora posmatra dvojako: on se tretira kao nezavisan agregat i tada se pažnja posvećuje u prvom redu procesu u samom motoru, ili se pak posmatra kao jedan od agregata vozila i u tom slučaju je od interesa kakve osobine ima na spoju sa ostalim elementima vozila.

Kod terenskih vozila je od značaja i jedno i drugo. Zato je neophodno u određenoj meri upoznati i sam proces u motoru, kao i njegove eksploatacijske karakteristike. Ovo je važno zbog jasne tendencije u razvoju terenskih vozila i specijalnom razvoju motora za njih, što se naročito uočava kod industrijski razvijenih zemalja Zapada.

Radi toga će u potrebnom obimu biti opisana ne samo konstrukcija motora, već i proces radnog ciklusa u njemu i put razvoja, odnosno usavršavanja konstrukcije i procesa radnog ciklusa kod savremenih motora uopšte, kao i kod onih posebno razvijenih za armijske potrebe.

Definicija motora sa unutrašnjim sagorevanjem

Radnu materiju motora sa unutrašnjim sagorevanjem čine produkti sagorevanja koji su usled toplote u toku procesa sagorevanja dovedeni do povišenog pritiska i tempe-

rature. Proces sagorevanja goriva, odavanje toplote radnoj materiji i pretvaranje određenog dela toplote u mehanički rad odvija se u unutrašnjosti motora.

U ovu grupu spadaju klipni, turbinski i mlazni motori sa unutrašnjim sagorevanjem. Kod klipnih motora u cilindru, u sukcesivnim ciklusima, sagoreva određena količina goriva koja preko rada klipa pretvara deo stvorene toplotne energije u mehanički rad. Kod turbinskih i mlaznih motora potencijalna energija se pretvara u kinetičku energiju mlaza. Najčešće se pod nazivom motori sa unutrašnjim sagorevanjem podrazumevaju klipni motori sa unutrašnjim sagorevanjem.

Prvobitni automobili su imali toplotni motor sa spoljnim sagorevanjem. Intenzivan razvoj automobila počeo je realizacijom prvih motora sa unutrašnjim sagorevanjem i oni su do danas ostali osnovni pogonski agregat na automobilima, a za razvoj i usavršavanje najviše duguju masovnoj upotrebi na motornim vozilima.

Na nivou prototipskih rešenja proizvedena su i vozila sa drugim pogonskim agregatima (gasna turbina, elektromotori, gorivni spreg), ali još nema uspešne zamene klipnom motoru sa unutrašnjim sagorevanjem.

Osobine motora sa unutrašnjim sagorevanjem. Masovnu primenu u raznim oblastima tehnike, a naročito za ugradnju na automobile, motori sa unutrašnjim sagorevanjem su postigli zahvaljujući:

- velikoj ekonomičnosti;
- maloj specifičnoj težini (kp/KS) i zbog toga velikoj specifičnoj snazi (KS/kp);
- kompaktnosti i zbijenosti konstrukcije;
- upotrebi goriva velike toplotne moći;
- trenutnoj gotovosti za rad;
- i tome što se gorivo troši samo kad motor radi.

Kod toplotnih motora se samo deo uložene energije pretvara u mehanički rad. Taj deo, sveden na 100 jedinica toplotne energije, naziva se koeficijentom iskorišćenja, na osnovu koga se određuje ekonomičnost motora.

U motoru sa unutrašnjim sagorevanjem pretvaranje energije odvija se u cilindru, pa su manji gubici toplote, moguće su više temperature procesa i veći temperaturni pad, što uslovljava koeficijent iskorišćenja 25—37%, a kod nekih rešenja i do 45%. Kod parne mašine ovaj koeficijent iznosi 13—18%, a kod parne turbine jedva prelazi 20%.

Kod automobilskih dizel-motora specifična težina iznosi 9—4 kp/KS, kod oto-motora 5—2 kp/KS, a kod avionskih ova se veličina spušta i do 0,5 kp/KS. To je jedan od najvažnijih razloga primene motora sa unutrašnjim sagorevanjem na saobraćajnim sredstvima.

Zbijenost konstrukcije omogućava postizanje velike snage i pri malim dimenzijama motora, što je veoma značajno za njegovo smeštanje na saobraćajna sredstva (automobile, avione).

Gorivo velike toplotne moći je pogodno i zbog malog prostora potrebnog za smeštaj. Sem toga, ova goriva sagorevaju bez čvrstih otpadaka.

Važna je karakteristika i sposobnost brzog pokretanja motora sa unutrašnjim sagorevanjem. Kod njih praktično nema gubitaka pri pokretanju ili zaustavljanju.

Međutim, postoje i izvesni nedostaci tih motora. To su:

- zavisnost od kvaliteta goriva;
- strani izvor energije za pokretanje motora;
- prekid rada kod velikih preopterećenja;
- složenost konstrukcije;
- potreban visokostručni kadar za rukovanje, održavanje i opravke.

Motor sa unutrašnjim sagorevanjem, u principu, može da radi samo sa onom vrstom goriva za koju je konstruisan. Ovaj nedostatak, osobito za primenu u armiji, danas se rešava konstrukcijama, namenjenim za upotrebu širokog spektra kvalitete goriva, kakve su se već pojavile u SAD, Velikoj Britaniji, Saveznoj Republici Nemačkoj i još nekim zemljama. Nedostatak je i dosta velika cena goriva.

Za pokretanje motora sa unutrašnjim sagorevanjem mora se koristiti strani izvor energije (ručno pokretanje, električno pokretanje, pokretanje sabijenim vazduhom i drugo).

Postojeće konstrukcije motora sa unutrašnjim sagorevanjem dopuštaju preopterećenja samo do 20%, pa i to kratkotrajno.

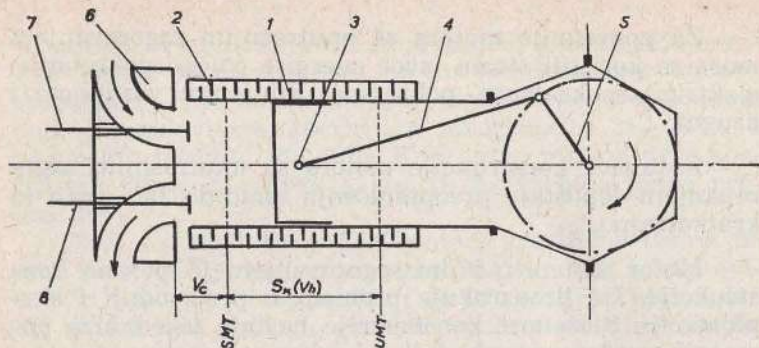
Motor sa unutrašnjim sagorevanjem je složene konstrukcije, što prouzrokuje problem u proizvodnji i eksploataciji. Složenost konstrukcije nastaje usled niza pomoćnih uređaja, neophodnih za dobar rad motora.

Rukovanje, a naročito održavanje ovako složene konstrukcije može se poveriti samo dobro obučenom kadru, ako se želi sigurna pogonska mašina.

I pored navedenih nedostataka prednosti motora sa unutrašnjim sagorevanjem obezbeđuju mu, na današnjem nivou razvoja tehnike posebno mesto kada je reč o motornim vozilima.

Koncepcijsko rešenje klipnog motora sa unutrašnjim sagorevanjem. Osnovna koncepcija svih klipnih motora sa unutrašnjim sagorevanjem je u suštini ista. Kod motora sa unutrašnjim sagorevanjem princip rada je u sukcesivnom i periodičnom širenju određene količine radne materije (gasa) između dva krajnja položaja klipa koji se nazivaju spoljnja (gornja) i unutrašnja (donja) mrtva tačka (SMT i UMT).

Radni prostor motora je cilindar (2) koji je sa jedne strane zatvoren glavom cilindra (6) a sa druge klipom (1) koji se po cilindru kreće pravolinijski. Potiskujući klip, gasovi savlađuju spoljni otpor i vrše mehanički rad. Pomoću osovinnice (3) zglobno vezana klipnjača (4) pretvara pravolinijsko kretanje klipa u obrtno kretanje kolenastog vratila (5). Klip, klipnjača i kolenasto vratilo su glavni delovi motornog mehanizma. Put klipa od jedne do druge mrtve tačke naziva se hodom klipa (S_k). Zapremina koja odgovara hodu klipa je radna zapremina jednog cilindra



Sl. 53 — Šema konceptijskog rešenja klipnog motora sa unutrašnjim sagorevanjem

(V_h), dok ukupna radna zapremina svih cilindara čini radnu zapreminu motora. Celokupna zapremina iznad klipa kada je on u SMT (bez obzira na to kako je ta zapremina izvedena) naziva se zapreminom sabijanja (V_c). Za izmenu radne materije, tj. za uvođenje svežeg punjenja i izbacivanje iskorišćenih produkata sagorevanja predviđen je razvodni uređaj. Izvedene su različite konstrukcije razvodnog uređaja. Na slici 53 prikazan je ventilski razvodni uređaj, sa usisnim (7) i izduvnim ventilom (8).

Glavni motorni mehanizam smešten je u motorsku kućicu i cilindar.

Da bi se smanjio štetan uticaj visokih temperatura na materijal i ulje za podmazivanje neophodno je hladiti cilindar i glavu cilindra. Motor čija je šema prikazana na slici 53, hladi se vodom. Sem sa vodenim, izvedeni su i motori sa vazдушnim hlađenjem.

Stepen sabijanja (ϵ) veoma važan faktor konstrukcije i konceptijskog rešenja motora sa unutrašnjim sagorevanjem, definisan je odnosom ukupne zapremine cilin-

dra (radna zapremina V_h + zapremina sabijanja V_c) prema zapremini sabijanja:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

Masovna primena motora sa unutrašnjim sagorevanjem uslovila je njihovu veliku raznovrsnost po tipovima i konstrukcijskim rešenjima, te su i dijapazoni snaga i brojeva obrta u kojima se motori izvode vrlo široki: od minimalnih snaga ispod 1 KS (za aviomodele) do vrlo velikih od 20.000 KS i više za brodske i stacionarne motore, sa 100, pa do 6.000 o/min, kod serijskih motora, a kod specijalnih i do 12.000. Konstrukcija rešenja zavise u prvom redu baš od veličine snage koju motor ostvaruje i od broja obrta sa kojim motor radi.

Podele motora sa unutrašnjim sagorevanjem. Po načinu rada motori sa unutrašnjim sagorevanjem dele se na četvorotaktne i dvotaktne.

Četvorotaktni motori su oni kod kojih se radni ciklus ostvaruje za četiri hoda klipa, odnosno dva obrta kolenastog vratila.

Četvorotaktni motor ima radni ciklus sastavljen od četiri faze, odnosno od četiri takta po čemu je i dobio naziv: 1. takt-uisavanje, 2. takt-sabijanje (kompresija), 3. takt-širenje i 4. takt-izduvanje.

Radni ciklus dvotaktnog motora obavi se sa dva hoda klipa, čemu odgovara jedan obrt kolenastog vratila. U prvom hodu klipa od SMT prema UMT (prvi takt) obavlja se širenje i delimično izduvanje i uisavanje, a u drugom hodu klipa (drugi takt) od UMT do SMT nastavlja se izduvanje i uisavanje uz istovremeno sabijanje. Kod dvotaktnog motora je interesantno takozvano ispiranje koje se postiže na taj način što se svežom smesom (ili vazduhom) potiskuju produkti sagorevanja. Ispiranje se, znači, obavlja za vreme izduvanja i uisavanja.

Po načinu paljenja motori se dele na oto i dizel-motore.

Paljenje smeše (goriva i vazduha) kod oto-motora vrši se pomoću električne varnice. Kao gorivo se najčešće koriste benzin i gas. Smeša se stvara izvan cilindra, u karburatoru kod benzinskih, a u mešaču kod gasnih motora.

Kod dizel-motora gorivo se pali samopaljenjem, pomoću sabijenog, a time i zagrejanog vazduha. U toku usisavanja cilindar se puni čistim vazduhom koji se u toku kompresije sabije toliko da mu temperatura pređe temperaturu samopaljenja goriva. Pred kraj takta sabijanja ubrizgava se dizel-gorivo koje se u zagrejanom vazduhu pali.

Postoje i takozvani poludizel-motori kod kojih se čist vazduh usisava i sabija, ali manje nego kod klasičnih dizel-motora, tako da se ubrizgano gorivo mora paliti stranim izvorom. Među mnogim varijantama interesantni su heselman-motori kod kojih se dizel-gorivo pali električnom varnicom, i motori sa užarenom glavom u kojoj se gorivo pali.

Svi ovi motori mogu biti četvorotaktni i dvotaktni.

Prema nominalnom broju obrta, pri kome motor razvija nominalnu snagu, motori sa unutrašnjim sagorevanjem dele se na:

- sporohodne do 400 o/min;
- srednje brzohodnosti 400—1500 o/min;
- brzohodne 1.500—5.000 o/min i
- superbrzohodne preko 5.000 o/min.

Maksimalni broj obrta dizel-motora je oko 3.500—4.000 o/min.

Prema nameni motori se mogu podeliti na: stacionarne, brodske, za šinska vozila, za drumska vozila i avionske.

Prema pogonskom gorivu motori se dele na četiri grupe.

Prvu grupu čine motori koji rade sa raznim vrstama teških tečnih goriva (uljem za loženje, teškim i lakim dizel-gorivom). To su dizel-motori.

Druga grupa obuhvata motore koji rade sa lakim tečnim gorivima — benzinima. To su uglavnom oto-motori.

Treća grupa se koristi gasovitim gorivima (zemnim gasom, butanom, propanom, generatorskim gasom i drugim). Oni mogu raditi kao oto i dizel-motori.

Četvrtu grupu čine motori koji su konstruisani za rad sa više vrsta tečnih goriva — od lakih (benzina) do teških (dizel-goriva).

Prema načinu punjenja, postoje motori kod kojih se radni cilindar puni usisavanjem usled potpritiska koji stvara klip, i motori kod kojih se isto vrši kompresorom. Kod primene kompresora u proces se dovodi više radne materije nego pod normalnim uslovima usisavanja, čime se povećava snaga motora. Zbog toga se oni zovu motori sa prehranjivanjem ili natpunjenjem.

Hlađenje motora može biti: vodom (ili nekom drugom tečnošću) i vazduhom.

Prema konstrukciji razvodnog uređaja motori se dele na:

— motore sa ventilskim razvodom (gotovo svi četvortakti),

— motore sa zasunskim razvodom (dvotakti kod kojih klip reguliše razvod i oni kod kojih se razvod izvodi kroz procepe u cilindru) i

— motore sa kombinovanim ventilskim i zasunskim razvodom (2-takti sa jednosmernim ispiranjem).

Različiti su i motori po broju, položaju i rasporedu cilindara.

Motori sa unutrašnjim sagorevanjem mogu imati 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, itd. sve do 36 cilindara (avionski zvezdasti motori).

Po međusobnom rasporedu cilindara (slika 54) oni mogu biti:

— redni ili linijski su najčešći i kod njih su cilindri poređani u jednom redu i postavljeni vertikalno, horizontalno, koso ili u visećem položaju;

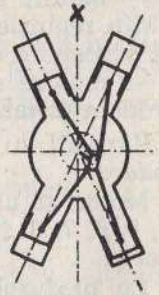
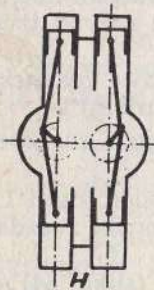
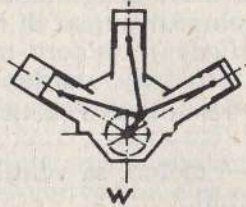
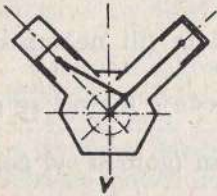
— zvezdasti — kod kojih su cilindri radijalno poređani u jednom ili više redova;

— V-motori su, u stvari, dva reda motora pod uglom od 45° , 60° , 90° ili 120° ;

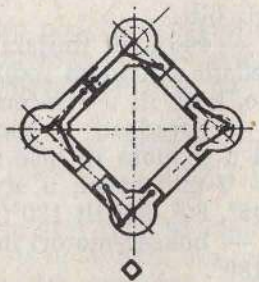
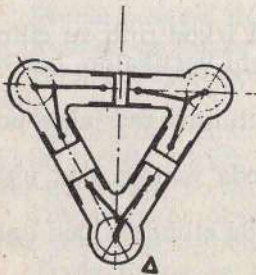
— bokser-motori imaju dva reda cilindara pod uglom od 180° .

Ređe su u primeni motori čiji su cilindri poređani u obliku slova W, H, X, Δ, U, ◇ itd.

BOKSER



LINIJSKI



Sl. 54 — Šeme rasporeda cilindara u motoru

Karakteristike goriva za motore sa unutrašnjim sagorevanjem

Toplota koja je neophodna za ostvarivanje radnog ciklusa motora dobija se hemijskom reakcijom sagorevanja neposredno u cilindru motora.

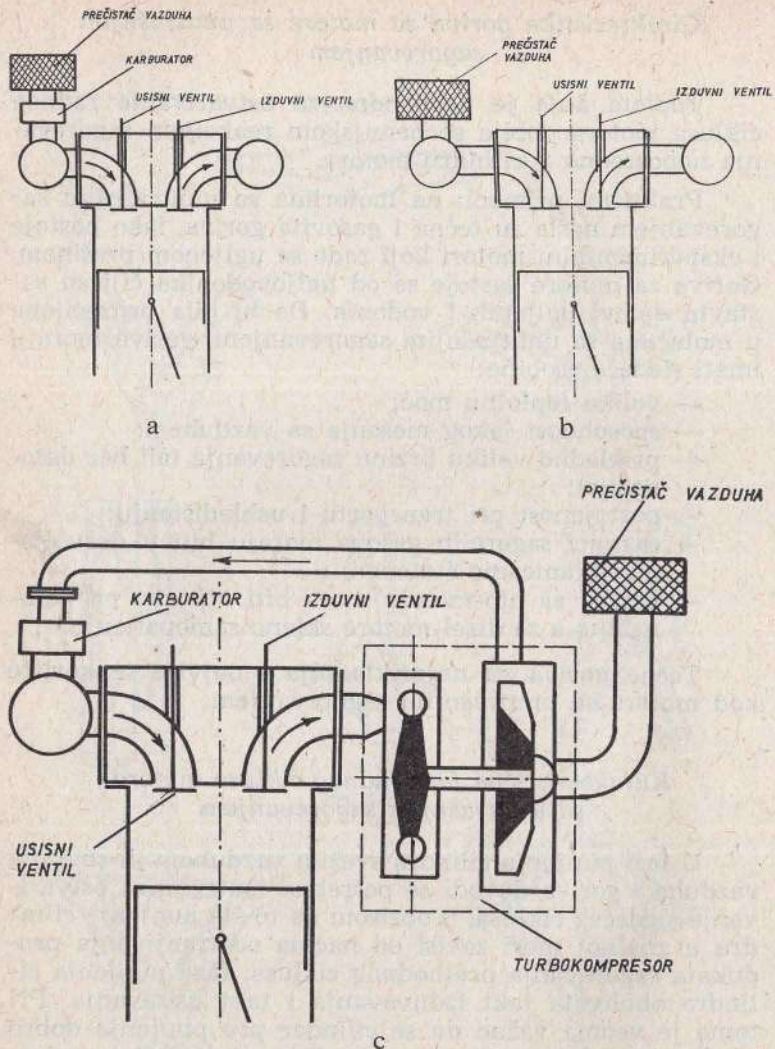
Praktičnu primenu na motorima sa unutrašnjim sagorevanjem našla su tečna i gasovita goriva, iako postoje i eksperimentalni motori koji rade sa ugljenom prašinom. Goriva za motore sastoje se od ugljovodonika čiji su sastavni delovi ugljenik i vodonik. Da bi bila primenjena u motorima sa unutrašnjim sagorevanjem, goriva moraju imati sledeće osobine:

- veliku toplotnu moć;
- sposobnost lakog mešanja sa vazduhom;
- prikladno veliku brzinu sagorevanja (ali bez detonacije);
- postojanost pri transportu i uskladištenju;
- sastojci sagorelih gasova moraju biti u dozvoljenim granicama štetnosti; i
- gorivo za oto-motore mora biti otporno na detonaciju, a za dizel-motore sklono samopaljenju.

Tečna goriva su najprikladnija i najviše se koriste kod motora sa unutrašnjim sagorevanjem.

Karakteristične faze radnog ciklusa motora sa unutrašnjim sagorevanjem

U fazi punjenja cilindra svežim vazduhom ili smešom vazduha i goriva dovodi se potrebna materija za ostvarivanje sledećeg ciklusa. S obzirom na to što punjenje cilindra u znatnoj meri zavisi od načina odstranjivanja produkata sagorevanja prethodnog ciklusa, faza punjenja cilindra obuhvata takt izduvavanja i takt usisavanja. Pri tome je veoma važno da se cilindar pre punjenja dobro očisti od produkata sagorevanja. Razvodni uređaj svojom funkcijom povezuje ova dva takta u jedinstvenu fazu radnog ciklusa.



Sl. 55 — Principijelne šeme razvodnog uređaja
 a — oto-motor; b — dizel-motor; c — oto-motor sa prehranjivanjem

Principijelne šeme razvodnog uređaja date su na sl. 55 za oto-motor (a), dizel-motor (b) i oto-motor sa prehranjivanjem (c). U toku punjenja cilindra dejstvuje niz uticajnih faktora hidrodinamičkog i termičkog karaktera. Zbog toga se ne može postići punjenje celokupne zapremine cilindra svežom materijom, već je njena zapremina manja od zapremine cilindra zavisno od konstrukcije motora u odnosu 0,8—0,9 zapremine cilindra kod dizel-motora i 0,7—0,8 kod karburatorskih (oto) motora.

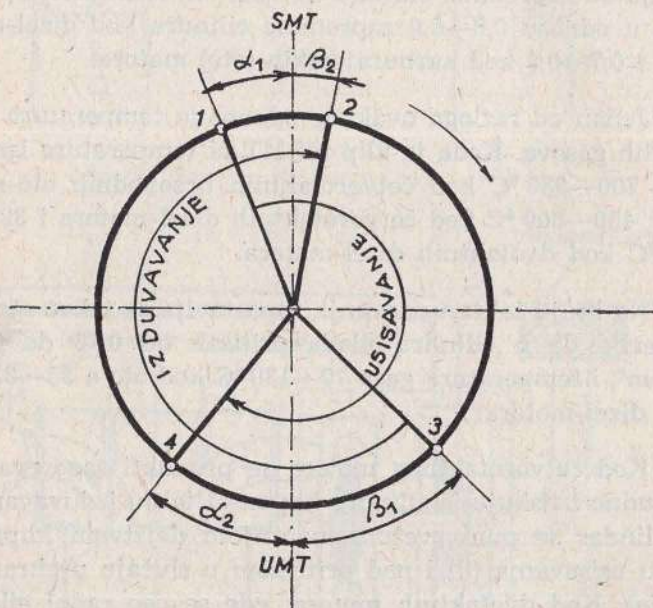
Jedan od razloga ovakvog odnosa je temperatura sagorelih gasova. Kada je klip u SMT ta temperatura iznosi oko: 700—930 °C kod četvorotaktnih brzohodnih oto-motora; 450—600 °C kod četvorotaktnih dizel-motora i 330—450 °C kod dvotaktnih dizel-motora.

Na kraju takta usisavanja uspostavlja se takvo stanje materije da u cilindru vlada pritisak od 0,75 do 0,95 kp/cm², i temperatura gasa 70—130 °C kod oto a 35—85 °C kod dizel-motora.

Kod četvorotaktnog motora se produkti sagorevanja prinudno istiskuju iz cilindra klipom u taktu izduvavanja, a cilindar se puni svežom materijom dejstvom klipa u taktu usisavanja (ili i pod pritiskom u slučaju prehranjivanja). Kod dvotaktnih motora, gde se ceo radni ciklus obavlja u dva takta, izmena materije i proces punjenja vrše se na jednom delu hodova širenja i sabijanja, produbljivanjem kroz cilindar svežeg vazduha ili smeše. Zato se, u normalnim uslovima ispiranja, kroz motorsku kućicu kod ovih motora može ubaciti zapremina sveže materije u količini od 0,5 do 0,7 zapremine cilindra. Ako se ispira pod pritiskom, može se postići još povoljniji odnos 0,8—1,05.

Trajanje procesa punjenja, tj. izduvavanja četvorotaktnog motora može se pratiti na šemi razvoda (sl. 56).

Izduvni ventil se otvara još u taktu širenja, otvoren je sve vreme u taktu izduvavanja i zatvara se u taktu usisavanja. Usisni ventil se otvara pri kraju takta izdu-



Sl. 56 — Šema razvoda četvorotaktnog oto-motora

1 — usisni ventil otvoren; 2 — izduvni ventil zatvoren; 3 — izduvni ventil otvoren; 4 — usisni ventil zatvoren

vavanja, otvoren je sve vreme u taktu usisavanja i zatvara se u taktu sabijanja. U jednom periodu, pri kraju takta izduvavanja i na početku takta usisavanja, otvorena su

oba ventila. Uz ovakvu šemu razvoda postižu se optimalni rezultati pri punjenju, a time i u celom radnom ciklusu (tabela 10).

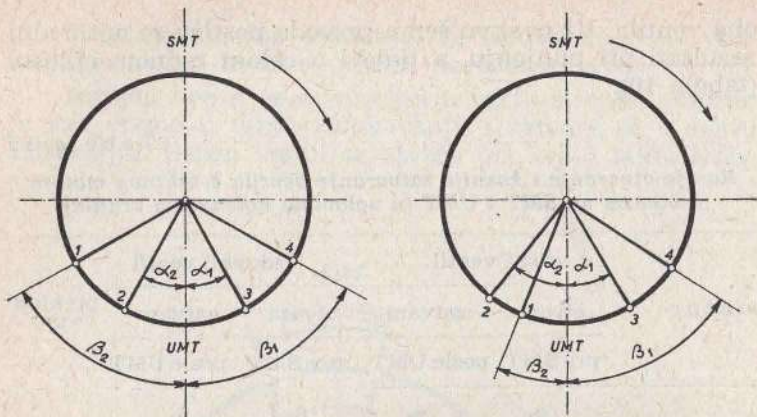
Tabela 10

Ranije otvaranje i kasnije zatvaranje ventila 4-taktnog motora u odnosu na SMT i UMT (u uglovima kolenastog vratila)

motor	usisni ventil		izduvni ventil		preklop ° KV
	otvara	zatvara	otvara	zatvara	
	pre SMT	posle UMT	pre SMT	posle UMT	
	α_1	α_2	β_1	β_2	
sporohodni 4-taktni dizel	5—30°	30—50°	30—50°	5—30°	20—40°
brzohodni 4-taktni dizel	0—30°	30—50°	30—55°	5—40°	10—50°
4-taktni dizel sa prehranji- vanjem	50—80°	30—50°	45—70°	50—70°	110—140°
brzohodni 4-taktni oto	10—20°	35—45°	45—50°	5—15°	10—35°
4-taktni oto sa prehra- njivanjem	25—60°	50—60°	50—80°	20—60°	80—140°

Kod dvotaktnog motora (sl. 57) klip prvo otvara izlazni, a zatim usisni kanal i tada sveža materija potiskuje produkte sagorevanja. Prvo se zatvara ulazni kanal, a zatim izlazni u slučaju razvođenja klipom. Ali postoje i konstrukcije kod kojih se, radi većeg punjenja, prvo zatvara izlazni kanal.

Problemi punjenja su jedan od glavnih razloga zbog čega dvotaktni motori nemaju one prednosti koje po koncepciji treba da postignu u odnosu na četvorotaktne.



Sl. 57 — Šema razvoda dvotaktnog motora:

- a) simetrični razvod;
b) nesimetrični razvod

1 — izduvni kanal zatvoren; 2 — usisni kanal zatvoren; 3 — usisni kanal otvoren; 4 — izduvni kanal otvoren

Tabela 11

Ranije otvaranje i kasnije zatvaranje kod dvotaktnog motora u odnosu na SMT i UMT (u uglovima kolenastog vratila)

motor	usisni organ		izduvni organ	
	otvara pre UMT	zatvara posle UMT	otvara pre UMT	zatvara posle UMT
	α_1	α_2	β_1	β_2
sporohodni 2-taktni dizel	40—50°	40—50°	60—75°	60—75°
brzohodni 2-taktni dizel	45—55°	45—55°	70—85°	70—85°
dizel sa prehranjivanjem	45—55°	45—55°	70—85°	45—55°
brzohodni 2-taktni oto	55—70°	55—70°	60—85°	60—85°

Sabijanje sveže materije je proces koji se ostvaruje u potpuno zatvorenom cilindru posle završenog procesa izduvavanja i usisivanja. Stepen sabijanja (ϵ) je veličina koja u najvećoj meri utiče na ekonomičnost ciklusa, jer se većim sabijanjem postiže i veće širenje produkata sagorevanja, što povećava ostvareni rad pri istoj utrošenoj količini toplote. Takođe veći stepen sabijanja povisava temperaturu procesa, pa je bolje i toplotno iskorišćenje. Međutim, uslovi sagorevanja određuju i granice stepena sabijanja. Kod oto-motora, stepen sabijanja je ograničen opasnošću od samopaljenja i detonacije. Zato temperatura na kraju sabijanja kod oto-motora treba da bude za oko 100 °C niža od temperature samopaljenja goriva. Međutim, kod dizel-motora se paljenje ostvaruje samopaljenjem goriva, pa temperatura na kraju sabijanja mora biti veća od temperature samopaljenja. Kako je temperatura samopaljenja dizel-goriva oko 220—240 °C, to kod dizel-motora na kraju sabijanja temperatura treba da bude 420—540 °C. Višegorivni motori treba da na kraju sabijanja imaju još veću temperaturu, jer je temperatura samopaljenja benzina oko 600—700 °C.

Uobičajene vrednosti stepena sabijanja su kod benzinskih motora 5,5—7,5 (9), a dizel-motora 12,0—20 (22). Vrednosti u zagradi odnose se na maksimalna ostvarenja.

Tabela 12

Veličine pritiska i temperature radne materije na kraju procesa sabijanja i veličine stepena sabijanja

motor	pritisk kp/cm ²	temperatura °C	stepen sabijanja
oto-motor	7—12	230—480	3,5—9
dizel-motor brzohodni	34—45	450—650	12—22
dizel-motor sporohodni	30—35	450—650	13—15
dizel-motor prehranjivan	40—75	450—650	12—14

Razne vrste dizel-motora imaju različite stepene sabijanja. Kod motora sa direktnim ubrizgavanjem iznose 12—15 (19), sa vihornom komorom 16—18, a sa pretkomorom 17—20 (22). Sporohodni dizel-motori imaju stepen sabijanja 13—14, srednje brzohodnosti 14—15, brzohodni 15—20 pa i više, i prehranjivani motori 12—14 (tabela 12).

Sagorevanje goriva i širenje nakon sagorevanja osnovne su faze radnog ciklusa motora sa unutrašnjim sagorevanjem. U toku ovog procesa hemijska energija goriva se pretvara u toplotnu, a ova delimično u mehanički rad.

Smeša se u benzinskom motoru pali električnom varnicom (na isti način se pali gorivo i kod poludizel-motora tipa heselman). Plamen ne zahvata odmah svu smešu, već od trenutka pojave varnice do naglog porasta pritiska, čime počinje burno sagorevanje, protekne period tzv. pritajenog sagorevanja. Zato se uvodi ugao prepaljenja koji definiše veličinu ranije pojave varnice u odnosu na SMT klipa. Iz istog razloga kod dizel-motora postoji ugao predubrizgavanja goriva koji iznosi 10—30° KV (kolenastog vratila). I kod dizel-motora postoji period pritajenog sagorevanja (period zakašnjenja paljenja).

Na kraju procesa sagorevanja, a pre početka intenzivnog širenja, pritisci dostižu veličinu 45—120 kp/cm² (najčešće 50—80) kod dizel-motora a 30—50 kp/cm² kod oto-motora.

Temperature produkata sagorevanja su u istom trenutku 1550—2000 °C kod dizel motora, 2250—2500 °C kod oto-motora.

Poznato je da prilikom sagorevanja dolazi do povećanog pritiska u cilindru. Na osnovu iskustvenih podataka, kod brzohodnih dizel-motora pritisak poraste 2—2,4 puta, a kod sporohodnih 1,3—1,7 puta. Kod oto-motora ove vrednosti su veće.

Sagoreli gasovi nakon obavljenog mehaničkog rada, imaju pritisak kod dizel-motora 2—4 kp/cm², oto-motora 3—5 kp/cm², a temperaturu kod dizel-motora 750—1000 °C i oto-motora 1250—1500 °C.

Manje vrednosti kod dizel-motora su rezultat potpunijeg širenja gasova. U daljem kretanju klipa (takt izduvavanja) temperature se spuste do veličina navedenih u fazi punjenja cilindra.

Indikatorske i efektivne veličine

Pritisaci i temperatura radne materije menjaju se u toku radnih ciklusa u vrlo širokim granicama. Zato se menja i dobijeni efekat rada. Uvedene takozvane indikatorske veličine* odnose se na stvarni proces u motoru.

Srednji indikatorski pritisak (p_{im}) je fiktivni pritisak konstantne veličine koji bi, delujući na klip, ostvario rad jednak radu koji ostvaruju promenljivi pritisci svih faza jednog radnog ciklusa motora sa unutrašnjim sagorevanjem.

Različita vozila imaju različite veličine srednjeg indikatorskog pritiska. Tako se navodi nekoliko vrednosti: 4-taktni oto-karburatorski motori imaju srednji indikatorski pritisak 6,5—11 kp/cm², dizel-motori 6—9 kp/cm² i dizel-prehranjivani do 22 kp/cm², a 2-taktni dizel-motori 3,5—7 kp/cm², dizel-prehranjivani do 12 kp/cm².

Indikatorska snaga motora (N_i) je snaga koja se ostvaruje u cilindru, odnosno u cilindrima motora. Snaga je, kao što je poznato, rad izvršen u jedinici vremena. Praktična jedinica mere je KS koja je jednaka 75 kpm/sek.

Kada je poznat srednji indikatorski pritisak p_{im} (kp/cm²), ukupna zapremina svih radnih cilindara V_{hn} (l) i broj obrta motora n (o/min), indikatorska snaga za 4-taktni motor određuje se po obrascu:

$$N_{i4} = \frac{p_{im} \cdot V_{hn} \cdot n}{900} \text{ (KS)}$$

a za 2-taktni:

$$N_{i2} = \frac{p_{im} \cdot V_{hn} \cdot n}{450} \text{ (KS)}$$

* Indikatorske veličine se koriste za određivanje efektivnih veličina koje su baza za proračune kod vozila.

Indikatorski koeficijent iskorišćenja (η_i) je odnos toplote koja je ekvivalentna indikatorskom radu prema ukupno dovedenoj toploti za vreme vršenja tog rada.

Ako motor ostvaruje indikatorsku snagu N_i (KS), za 1 čas rada ostvaruje se indikatorski rad kome odgovara toplota $632,3 N_i$ (Kcal/h) gde je $632,3$ (Kcal/KSh) toplotni ekvivalent za 1 KSh. Za isto vreme se u motor unese toplota goriva $G_h \cdot H_i$ (Kcal/h), gde je H_i toplotna moć goriva (Kcal/kg), a G_h (kp/h) količina goriva koju motor troši za 1 čas.

Prema definiciji, indikatorski koeficijent iskorišćenja je:

$$\eta_i = \frac{632,3 N_i}{G_h H_i} = \frac{632,3}{\frac{G_h H_i}{N_i}} = \frac{632,3}{g_i H_i}$$

Ovde je g_i specifična indikatorska potrošnja goriva (kp/KSh) koju određujemo po formuli: $g_i = \frac{G_h}{N_i}$

Pri konstrukciji motora teži se za povećavanjem indikatorskog koeficijenta iskorišćenja. Glavni uticajni faktori povećanja η_i su: poboljšanje toka ciklusa, povećanje stepena sabijanja ε , poboljšanje i pravovremenost sagorevanja.

Efektivne veličine. Deo indikatorske snage se troši na razne gubitke, pa je snaga na izlaznom vratilu, dakle, snaga koja stoji na raspolaganju na spojnici motora, manja od indikatorske snage za iznos ovih gubitaka.

Snaga koja stoji na raspolaganju na spojnici motora zove se efektivna snaga (N_e).

Gubici na koje se u motoru troši deo indikatorske snage nastaju zbog:

- savlađivanja otpora trenja na kliznim sklopovima motora (u cilindru, ležajevima i razvodnom sistemu);

- savlađivanja otpora vazduha pri kretanju klipnjače, kolenastog vratila i zamajca;
- pogona pomoćnih uređaja (pumpa za vodu, ventilator, pumpe za mazivo i gorivo, generator, kompresor i dr.).

Mehanički koeficijent iskorišćenja η_m je odnos efektivne i indikatorske snage motora; određuje se po formuli:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Koristeći se obrascima za indikatorsku snagu i mehanički koeficijent iskorišćenja motora dobija se formula za efektivnu snagu:

$$N_e = \eta_m \cdot N_i,$$

pa je za 4-taktni motor

$$N_e = \eta_m \frac{p_{im} \cdot V_{hn} \cdot n}{900} = \frac{p_e \cdot V_{hn} \cdot n}{900} \text{ (KS);}$$

a za 2-taktni motor

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_{hn} \cdot n}{900} \text{ (KS).}$$

U ovim obrascima je p_e (kp/cm²) *srednji efektivni pritisak* dobijen pomoću obrasca:

$$p_e = \eta_m \cdot p_{im} \text{ (kp/cm}^2\text{).}$$

Slično definiciji za srednji indikatorski pritisak može se dati i definicija srednjeg efektivnog pritiska. To je konstantni fiktivni pritisak kojim se preko klipa ostvaruje u jednom hodu efektivni rad ciklusa.

Kao što se iz obrasca za efektivnu snagu da zaključiti, povećanje snage može se postići, kod određene ukupne zapremine cilindra, povećanjem srednjeg efektivnog pritiska ili broja ciklusa, odnosno broja obrta motora.

Veličine mehaničkog koeficijenta iskorišćenja i srednjeg
efektivnog pritiska

vrsta motora	mehanički koeficijent iskorišćenja η_m	Srednji efektivni pritisak p_e	
		bez prehranjivanja	sa prehranjivanjem
oto-karbura-torski	0,7 —0,87	5—9	
oto-gasni	0,7 —0,85	4—5,5	
4-taktni dizel	0,72—0,9	5,3—7	do 20
2-taktni dizel	0,72—0,9	3—6	do 9

Litarska snaga motora (N_{e1}) je merilo iskorišćenja radnog prostora motora, a time i stepena njegove forsiranosti. To je odnos efektivne snage i ukupne zapremine cilindra, tj. ona snaga koja se dobija iz svakog litra zapremine cilindra:

$$N_{e1} = \frac{N_e}{V_{hn}} \left(\frac{(KS)}{1} \right),$$

pa kod 4-taktnog motora iznosi

$$N_{e1} = \frac{p_{im} \cdot \eta_m \cdot n}{900} \left(\frac{(KS)}{1} \right),$$

a kod-2-taktnog

$$N_{e1} = \frac{p_{im} \cdot \eta_m \cdot n}{450} \left(\frac{(KS)}{1} \right).$$

Dvotaktni motor bi ostvario dva puta veću litarsku snagu od četvorotaktnog kada bi η_m , p_{im} i n bili isti. Međutim, postiže se svega oko 60% veća snaga.

Litarska snaga se može povećati povećanjem srednjeg efektivnog pritiska i broja obrta u minuti. Znatno je po-

većavanje srednjeg efektivnog pritiska (a i srednjeg indikatorskog pritiska) moguće povećavanjem pritiska punjenja koje se ostvaruje prehranjivanjem motora. Ograničene veličine srednjeg efektivnog pritiska uslovljeno je mehaničkim i termičkim opterećenjima. Povećanje broja obrta motora ograničeno je dinamičkim opterećenjima koja rastu povećavanjem srednje brzine klipa, i zbog toga se smanjuje vek trajanja motora. Srednja brzina klipa (C_m) se određuje po obrascu:

$$C_m = \frac{S_k \cdot n}{30} \left(\frac{m}{\text{sek}} \right),$$

gde je S_k (m) — hod klipa, n (o/min) — broj obrta u minutu.

Postojeći motori imaju sledeće srednje brzine klipa: oto-motori za teretne automobile 7—10 m/sek, za putničke 10—14 m/sek, za sportske i trkačke 14—22 m/sek, i za avionske 8,5—15 m/sek; dizel-motori za teretne automobile 8,5—11,5 m/sek, za traktore 7,5—9 m/sek, za agregate (stacionarni) 4—8 m/sek i za brodove 4—12 m/sek.

U skladu sa ograničenjem veličine srednje brzine klipa i srednjeg efektivnog pritiska, ograničena je i litarska snaga, tako da dostiže: kod oto-karburatorskih motora 20—35 KS/l, oto-gasnih 2—22 KS/l, 4-taktnih dizel 10—25 KS/l, brodskih 1,5—5 KS/l, stacionarnih 1,5—9 KS/l i trkačkih 50—100 KS/l.

Specifična efektivna potrošnja (g_e) goriva pokazuje koliko motor troši goriva na čas da bi ostvario 1 efektivnu konjsku snagu:

$$g_e = \frac{G_h}{N_e} \left(\frac{\text{kp}}{\text{KSh}} \right)$$

gde je G_h (kp/h) — potrošnja goriva na čas za ostvarivanje snaga N_e (KS).

Kako je $N_e = N_i \cdot \eta_m$ biće i:

$$g_e = \frac{G_h}{N_e} = \frac{G_h}{N_i \eta_m} = \frac{g_i}{\eta_m} \left(\frac{\text{kp}}{\text{KSh}} \right)$$

Kao što je definisan indikatorski koeficijent iskorišćenja, može se definisati i efektivni koeficijent iskorišćenja (η_e):

$$\eta_e = \frac{632,3}{g_e H_1}$$

$$\text{Zbog } g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \text{ je } \eta_e = \frac{632,3}{\frac{g_i}{\eta_m} H_1} = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m,$$

što je jasno, jer razlika između veličina indikatorske snage (N_i) i efektivne snage (N_e) nastaje zbog mehaničkih gubitaka, izraženih pomoću mehaničkog koeficijenta iskorišćenja η_m .

Kod oto-motora karburatorskih je $\eta_e = 0,21-0,28$, i $g_e = 220-330$ p/KSh, a kod dizel-motora je $\eta_e = 0,29-0,44$ i $g_e = 140-220$ p/KSh.

Ove veličine ukazuju na osetno veću ekonomičnost dizel-motora koja se još više izražava manjom cenom dizel-goriva.

Određivanje radne zapremine i dimenzija cilindara motora

Prilikom određivanja radne zapremine (V_{hn}) polazni podatak je efektivna snaga motora (N_e). Prema iskustvenim podacima o litarskoj efektivnoj snazi uzima se da je:

$$V_{hn} = \frac{N_e}{N_{e1}} \text{ (lit).}$$

S druge strane, iz obrasca za efektivnu snagu direktno sledi za 4-taktni motor:

$$V_{hn} = \frac{900 N_e}{p_e n} \text{ (lit).}$$

i za 2-taktni motor:

$$V_{hn} = \frac{450 N_e}{p_e n} \text{ (lit).}$$

Pri tome je ukupna zapremina jednaka:

$$V_{hn} = j \frac{\pi D_k^2}{4} S_k \text{ (lit),}$$

gde je D_k (dm) — prečnik klipa, j — broj cilindara, a S_k (dm) — hod klipa. V_{hn} treba da bude približno ista bilo da se određuje na osnovu ograničenja za srednji efektivni pritisak i broj obrta, bilo na osnovu ograničenja za litar-sku snagu.

Ukupna radna zapremina deli se na određen broj cilindara na osnovu ocene pojedinih faktora, kao što su: zapremina jednog cilindra, ravnomernost rada, uravnoteženost motora, komplikovanost konstrukcije, inercijalne sile i drugi. Pri tome je zapremina jednog cilindra:

$$V_h = \frac{V_{hn}}{j} \text{ (lit).}$$

Kada je određena zapremina jednog cilindra, prečnik cilindra se određuje na osnovu obrasca:

$$V_h = \frac{\pi D_k^2}{4} S_k = \frac{\pi S_k D_k^2}{4} \text{ (lit)}$$

Radi određivanja prečnika uvodi se empirijska veličina, definisana odnosom hoda klipa i prečnika

$\xi = \frac{S_k}{D_k}$. Na taj se način dobija:

$$V_h = \frac{\pi D_k^2}{4} \cdot \xi D_k = \frac{\pi D_k^3}{4} \xi \text{ (lit),}$$

jer je $S_k = \xi D_k$ (dm).

Veličina ξ treba da iznosi: kod brzohodnih oto-motora 0,9—1,3, kod brzohodnih dizel-motora 1—1,8 i kod sporohodnih dizel-motora 1,2—2.

Motori sa manjim odnosom ξ uz istu srednju brzinu klipa obezbeđuju bolje punjenje (veći su ventili), manje i skladnije dimenzije motora (manje koleno kolenastog vratila i klipnjača), veće brojeve obrta, ali i veće termičko opterećenje klipa i veće sile od pritiska gasova. Za usvojenu veličinu ξ biće:

$$D_k = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi\xi}} \text{ (dm)}, \text{ i}$$

$$S_k = \xi D_k \text{ (dm)}.$$

Toplotni bilans motora i iskorišćenje otpadne toplote

Veličina efektivnog koeficijenta iskorišćenja (η_e) pokazuje da se samo mali deo toplote Q (Kcal) koju sadrži gorivo efektivno može iskoristiti na spojnici motora. Kod oto-motora se efektivno koristi (Q_{pe}) oko 25%, a kod dizela oko 35% toplote koju sadrži gorivo. Ostali deo toplote se gubi: hlađenjem (Q_w), odvođenjem preko izduvnih gasova (Q_r), zračenjem i nesagorelim gorivom (Q_z). Ukupni bilans toplote izražava se jednačinom:

$$Q = Q_{pe} + Q_w + Q_r + Q_z \text{ (Kcal)}$$

Ako celu jednačinu podelimo sa Q i pomnožimo sa 100% dobićemo procentualnu raspodelu toplote u motoru u obliku:

$$100\% = \frac{Q_{pe}}{Q} \cdot 100\% + \frac{Q_w}{Q} \cdot 100\% + \frac{Q_r}{Q} \cdot 100\% + \frac{Q_z}{Q} \cdot 100\%$$

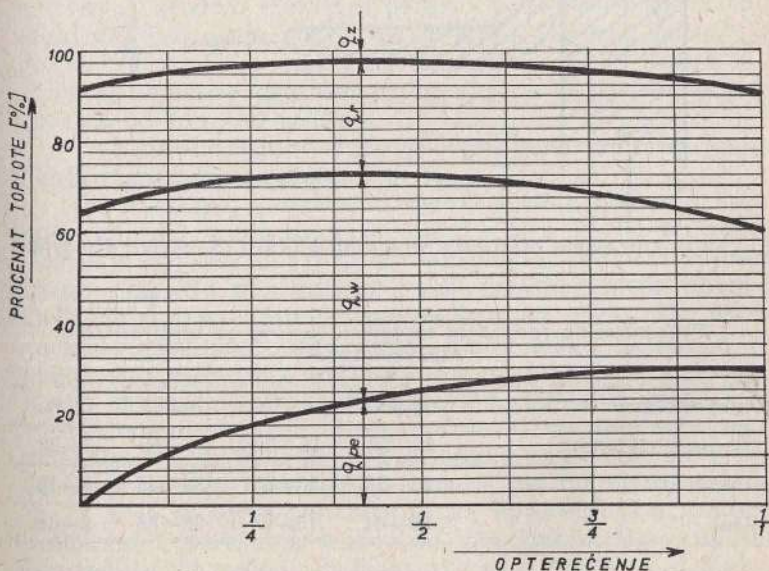
ili u obliku:

$$100\% = q_{pe}\% + q_w\% + q_r\% + q_z\%$$

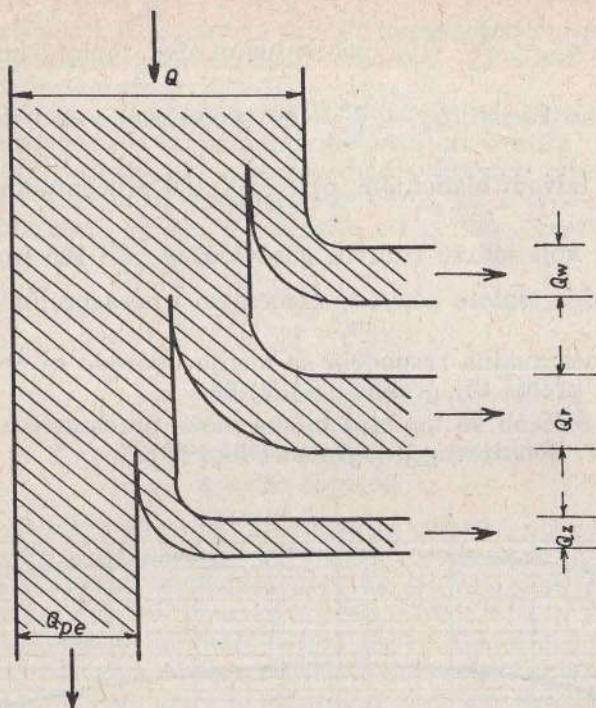
gde je $q_{pe} = \frac{Q_{pe}}{Q} \cdot 100$ procentualni deo toplote koji se efektivno koristi, $q_w = \frac{Q_w}{Q} \cdot 100$ procentualni deo toplote koji se odvodi hlađenjem, $q_r = \frac{Q_r}{Q} \cdot 100$ procentualni deo toplote koji sadrže izduvni gasovi $q_z = \frac{Q_z}{Q} \cdot 100$ procentualni deo toplote koji ode zračenjem i nesagorelim gorivom.

Procentualna raspodela se menja uporedo sa opterećenjem prema dijagramu na slici 58.

Uprošćeno se toplotni bilans može predstaviti u obliku tzv. Senkijevog dijagrama (slika 59).



Sl. 58 — Dijagram raspodele toplote pri različitim opterećenjima motora



Sl. 59 — Uprošćeni dijagram toplotnog bilansa (Senkijev dijagram)

Tabela 14

Procentualna raspodela toplote u motoru sa unutrašnjim sagorevanjem

vrsta motora	q_{pe} %	q_w %	q_r %	q_z %
oto-karburatorski	21—28	12—20	30—55	3—23
oto-gasni	23—28	20—25	35—45	5—15
dizel	29—44	15—35	25—35	2—10

Da bi se povećao efektivni koeficijent iskorišćenja, čemu se kod motora sa unutrašnjim sagorevanjem teži, najbolje je tu mogućnost tražiti tamo gde su gubici naj-

veći, tj. treba nastojati da se smanji toplota koja se troši za hlađenje i ona koju odnose izduvni gasovi.

Toplota vode i izduvnih gasova kod stacionarnih motora može se koristiti za zagrevanje raznih postrojenja i uređaja. Na motornim vozilima najefikasnije je korišćenje energije produkata sagorevanja za pogon turbokompresora kojim se obezbeđuje prehranjivanje motora. Međutim, prema sadašnjim rešenjima, male su mogućnosti za dalje povećavanje efektivnog koeficijenta iskorišćenja motora i veće smanjivanje gubitaka kod motora sa unutrašnjim sagorevanjem.

Glavne pogonske karakteristike motora sa unutrašnjim sagorevanjem

Glavne pogonske karakteristike su: efektivna snaga N_e (KS), obrtni moment motora M_m (kpm), broj obrta n (o/min), srednji efektivni pritisak p_e (kp/cm²), specifična efektivna potrošnja goriva G_e (p/KSh), časovna potrošnja goriva G_h (kp/h) i efektivni koeficijent iskorišćenja η_e . Date se veličine grafički prikazuju na različite načine, zavisno od namene motora.

Ove karakteristike služe za ocenu rada motora i poređenja raznih vrsta motora.

Na vozilima, zavisno od raznih brzina kretanja i otpora koji se javljaju pri kretanju, biće korišćeno puno područje koje se nalazi ispod »eksploatacijske krive pune snage«, između minimalnog i maksimalnog broja obrta i apscisne ose na koju se nanose brojevi obrta. Da bi se odredila eksploatacijska kriva pune snage potrebno je prethodno definisati brzinsku krivu maksimalne snage. Kriva snage je kriva koja pokazuje promenu snage motora promenom broja obrta, počev od minimalnog (n_{min}) pri kome motor još radi bez gašenja i ima dovoljno snage za savlađivanje unutrašnjih otpora, pa do maksimalnog (n_{max}) koji je ograničen termičkim opterećenjem motora, veličinom opterećenja delova od inercijalnih sila, kvalitetom odvijanja pojedinih faza ciklusa i drugim pojavama. Sem krive snage, u brzinske karakteristike spadaju krive ostalih pogonskih karakteristika zavisno od broja obrta (G_h , g_e , p_e , M_m , η_e).

Brzinska kriva maksimalne snage. Za svaki broj obrta između najmanjeg i najvećeg (n_{\min} i n_{\max}) motor se može, posredstvom uređaja za regulisanje snage, opterećivati od efektivne snage praznog hoda do maksimalne efektivne snage ($N_{e_{\max}}$). Ako se sem uređaja za regulisanje snage i ostali uticajni faktori podese ka postizanju maksimalne snage (pretpaljenje, temperatura uređaja za hlađenje), pod uslovom da pritisak i temperatura gasova u toku svake faze ciklusa budu u normalnim granicama, može se postići maksimalna snaga za odgovarajući broj obrta. Spojene tačke ovako dobijene maksimalne snage pri različitim brojevima obrta daju brzinsku krivu maksimalne snage. Zbog složenosti procesa u motoru sa unutrašnjim sagorevanjem teško je dobiti krivu maksimalne snage. Treba samo reći da se pri određenom broju obrta maksimalna snaga kod oto-motora dobija u oblasti bogate smeše, tj. kada se ubacuje više goriva no što može potpuno sagoreti. Iako nije ekonomičan, ovaj režim kod oto-motora odgovara kako u pogledu detonacije tako i prema tehničkom opterećenju, pa je prihvatljiv za ostvarivanje eksploatacijske krive maksimalne pune snage. Kod dizel-motora se kriva maksimalne snage postiže pri jakom dimljenju. Ovaj režim je zbog termičkog preopterećenja nedopustiv, i zato eksploatacijski režimi rada dizel-motora ne smeju preći granicu dimljenja. Prema tome, praktično dozvoljena snaga je na granici dima i to je eksploatacijska maksimalna puna snaga dizel-motora. Kod oto-motora eksploatacijska kriva pune snage može biti i kriva maksimalne snage, ili će ležati ispod nje. Eksploatacijska kriva pune snage dizel-motora ne sme preći krivu snage na granici dimljenja, a zbog suštine ciklusa i konstrukcijskog rešenja sistema ubrizgavanja goriva biće takva da se dobije snaga manja od one na granici dimljenja.

Karakter promene pogonskih karakteristika u funkciji broja obrta. Iz ranije datih obrazaca za efektivnu snagu dvotaktnog i četvorotaktnog motora zavisnost N_e i n bila bi linearna (s obzirom na to što V_{hn} ne zavisi od n), kada bi srednji efektivni pritisak (p_e) bio nezavisan od n . Međutim, p_e se menja sa promenom broja obrta (n). Karakter

promene p_e u zavisnosti od n dat je na dijagramu za dizel i oto-motor (slika 60).

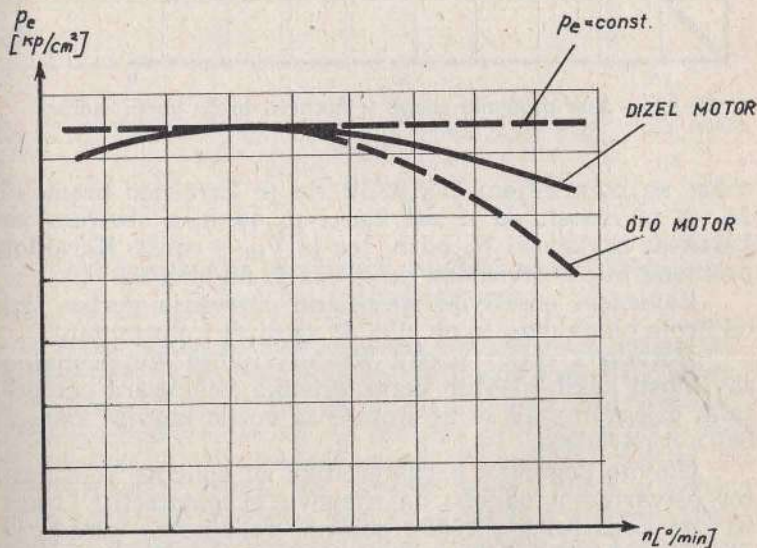
Kriva snage, zavisno od broja obrta ima oblik dat na slici 61 za dizel i oto-motor, jer snaga zavisi direktno od n i indirektno preko p_e koji takođe zavisi od n (slika 61).

Zavisnost efektivne snage, obrtnog momenta i uga-one brzine motora vidi se iz obrasca:

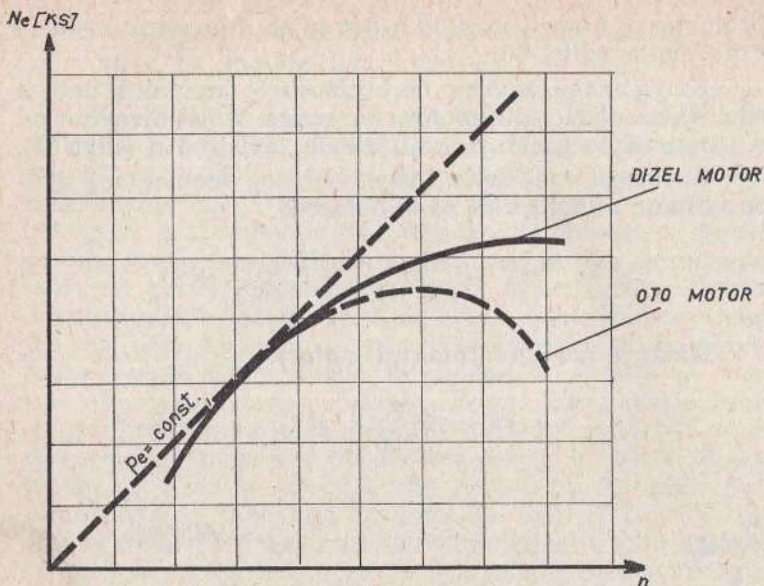
$$N_e = \frac{M_m \omega}{75} = \frac{M_m \pi n}{75 \cdot 30} = \frac{M_m \cdot n}{716,2} \text{ (KS)}.$$

Kako je (za četvorotaktni motor):

$$N_e = \frac{p_e V_{hn} n}{900} \text{ (KS)},$$



Sl. 60 — Karakter promene srednjeg efektivnog pritiska p_e u funkciji broja obrta pri punoj snazi



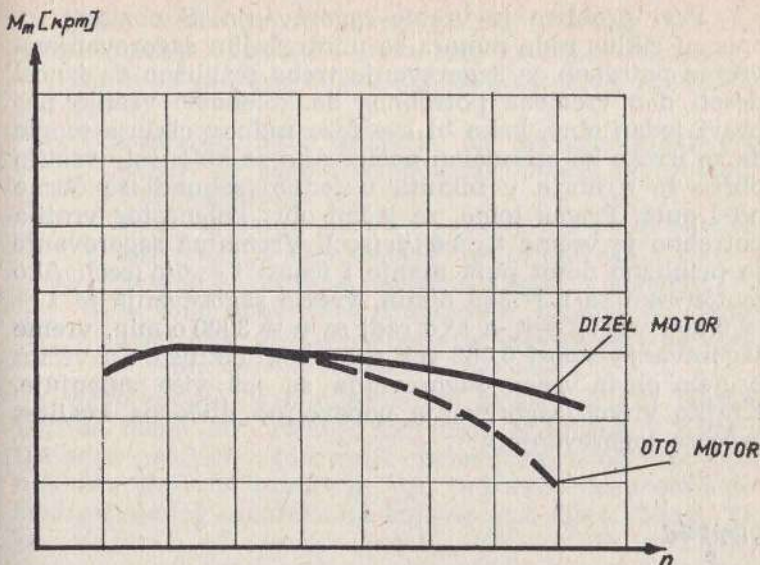
Sl. 61 — Tok promene snage u funkciji broja obrta motora

može se poređenjem zaključiti da je karakter promene M_m u zavisnosti od n isti kao i p_e od n , s obzirom na karakter zavisnosti N_e od n , jer je $V_{hm} = \text{const.}$ Karakter promene M_m u zavisnosti od n dat je na slici 62.

Zavisnost efektivne specifične potrošnje goriva (g_e) od broja obrta data je na slici 63 za dizel i oto-motor.

Postoje i drugi načini predstavljanja funkcionalne zavisnosti nekih glavnih karakteristika (takozvani univerzalni dijagram), ali se za motore za vozila najviše koriste baš ovi navedeni.

Glavne pogonske karakteristike su veličine koje motor ostvaruje u odnosu na njegovu eksploataciju i zato su kod konstrukcije vozila polazne veličine za određivanje njihovih performansi. Dati dijagrami služe kao polazna baza za definisanje takozvanog vučnog dijagrama vozila koji pokazuje zavisnost vučne sile i brzine vozila.

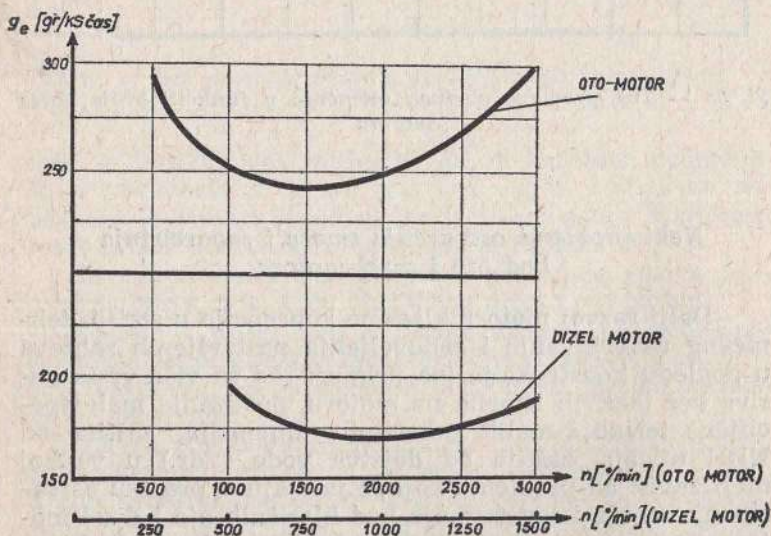


Sl. 62 — Tok promene obrtnog momenta u funkciji broja obrta motora

Neki problemi ostvarenja smeše i sagorevanja kod oto i dizel-motora

Dalji razvoj motora klasične koncepcije u smislu tehničkog usavršavanja i zadovoljenja postavljenih zahteva u pogledu konstrukcije (na primer: rad sa više vrsta goriva bez ikakvih izmena na motoru, postizanje male specifične težine i malih gabaritnih dimenzija, zaštita od NBH uticaja, zaštita od dejstva vode i dr.) u velikoj meri zavisi od problema koji se javljaju u procesu ostvarivanja smeše i sagorevanja kod klasičnih oto i dizel-motora. Potrebno je istaći neke od tih problema da bi se kasnije mogle razjasniti neke nove ideje u koncepciji, primenjene na motorima savremenih vozila.

Prvi problem je vreme sagorevanja. S obzirom na opisani ciklus rada motora sa unutrašnjim sagorevanjem, vreme potrebno za sagorevanje treba približno da iznosi deseti deo vremena potrebnog da kolenasto vratilo napravi jedan obrt, kako bi sve faze radnog ciklusa mogle da se izraze na optimalan način. Ako se kolenasto vratilo obrće sa n obrta u minuti, u jednoj sekundi se obrne $n/60$ puta. Prema tome, za jedan obrt kolenastog vratila potrebno je vreme $t_1 = 60/n$ (sec). Vreme za sagorevanje je približno deset puta manje i iznosi $t = 6/n$ (sec). Ako motor radi sa $n = 300$ o/min, vreme sagorevanja je $t = 6/300 = 0,02$ sek, a ako radi sa $n = 3000$ o/min, vreme sagorevanja iznosi 0,002 sek u svakom ciklusu. Sa većim brojem obrta vreme sagorevanja se još više smanjuje. Kratko vreme sagorevanja nepovoljno utiče na kvalitet procesa sagorevanja.



Sl. 63 — Tok krive specifične potrošnje goriva kod oto i dizel-motora

Loše sagorevanje prouzrokuje manju snagu motora i pregrevanje izduvnog ventila, glave cilindra i klipa.

Da bi se postiglo dobro sagorevanje mora se obratiti pažnja na:

- sabijanje radne materije, jer pri povećanom pritisku i povećanoj temperaturi proces sagorevanja ima bolji tok;
- dobro mešanje goriva i vazduha da bi se obezbedila reakcija sagorevanja čestica goriva;
- strujanje vazduha, odnosno smeše u cilindru, jer se time poboljšava prenošenje toplote od jedne čestice na drugu i povećava verovatnoća da dođu u dodir čestice vazduha i goriva.

Sagorevanje kod oto-motora zavisi od niza faktora koji su mogli biti uočeni, iako zbog složenosti i kratkotrajnosti procesa sagorevanja mehanizam i tok sagorevanja nisu potpuno proučeni. Već je rečeno da postoji period pritajenog sagorevanja koji ne sme dugo trajati. Taj period zavisi od sastava goriva, temperature, pritiska i sastava smeše (povećava se osiromašivanjem smeše i snižavanjem temperature). Na period pritajenog sagorevanja utiče oblik prostora sagorevanja, položaj svećice, energija varnice i momenat paljenja. Posle perioda pritajenog sagorevanja nastaje normalno sagorevanje koje ne treba da traje ni kraće ni duže vreme no što procesu ciklusa pogoduje. Ako proces sagorevanja traje kraće vreme, znači da je određena količina goriva svoju energiju brže prenela na delove motora, čime se oni mehanički, a i termički opterećuju. Kada ta brzina postane osetno velika, sagorevanje prati detonacija koja izaziva udare («kliktanje») u cilindru, pregrevanje motora, smanjenje koeficijenta iskorišćenja, povećanu potrošnju goriva i pad efektivne snage. Zato se pri radu oto-motora ovakvo sagorevanje ne sme dopustiti.

Veliki broj faktora prouzrokuje pojavu detonantnog sagorevanja. Najvažnije među njima treba posebno istaći:

1. Osnovni faktor je gorivo, odnosno njegova otpornost na detonaciju koja se izražava oktanskim brojem. Goriva sa većim oktanskim brojem otpornija

su na detonaciju i omogućavaju veći stepen sabijanja. Danas se već masovno koriste benzini sa oktanskim brojem između 90 i 100. Antidetotori koji se dodaju benzinu, obezbeđuju veći oktanski broj.

2. Veći stepen sabijanja dovodi do većeg pritiska i temperature, što omogućava pojavu detonacije.
3. Oblik prostora sagorevanja i položaj svećice u osetnoj meri utiču na pojavu detonacije. Pogodan oblik prostora za sagorevanje može obezbediti upotrebu goriva sa nižim oktanskim brojem.
4. Optimalni položaj ugla pretpaljenja obezbeđuje postizanje maksimalne snage i normalnog sagorevanja goriva, a time i dobar tok čitavog radnog ciklusa.
5. Sastav smeše, tj. odnos goriva i vazduha u smeši, utiče na pojavu detonacije. Pri optimalnom sastavu smeše motor najbolje radi.
6. Broj obrta takođe utiče na pojavu detonacije. Porastom broja obrta moguće je i povećavanje stepena sabijanja jer opada opasnost od detonacije.
7. Dobrim hlađenjem naročito zagrejanih delova smanjuje se opasnost od detonacije.
8. Materijal klipa i glave cilindra je liveno gvožđe ili aluminijumska legura. Primenom aluminijumske legure može se povećavati stepen sabijanja, jer se smanjuje opasnost od detonacije.
9. Prehranjivanjem motora povećava se količina smeše u cilindru u trenutku početka sabijanja, zbog čega se povećavaju pritisak i temperatura, pa i sklonost ka detonaciji.

U određenim uslovima, a naročito kada je svećica pregrejana, dolazi do *samopaljenja goriva u oto-motoru* i to najčešće pre normalnog paljenja (tj. pre trenutka normalnog paljenja). Samopaljenje može izazvati i pojavu detonantnog sagorevanja, a i obrnuto, zbog pregrevanja pri detonantnom sagorevanju može doći do samopaljenja. Ovo dovodi do pregrevanja delova motora i zaribavanja klipa, a može izazvati i potpunu havariju motora. Ova je

pojava naročito štetna kod višecilindričnog motora, ako do nje dođe u jednom od cilindara koji će prinudno pokretati ostali sve do pojave havarije kao posledice zari-bavanja.

Sagorevanje kod dizel-motora takođe je zavisno od niza faktora.

Sušтина procesa u dizel-motoru je u sabijanju čistog vazduha i paljenju goriva koje se pod pritiskom ubrizgava u sabijeni vazduh. Ovakav način rada je poslužio kao osnova za razvoj motora sa više vrsta goriva, te se može reći da su dosad izvedeni višegorivni motori naj-češće dalje razvijeni odgovarajući dizel-motori. Pošto je za terenska vozila značajno da imaju višegorivne motore i zbog toga što je njihova realizacija do danas u glavnom bazirana na dizel-motorima, potrebno je detaljnije upoznati neka interesantna rešenja sagorevanja kod dizel-motora. Pre svega, pada u oči velika raznovrsnost u rešavanju prostora za sagorevanje.

Vreme sagorevanja, kao što smo videli, zavisi od broja obrta motora. Dizel-motor ima manji broj obrta nego oto-motor, pa je vreme u kome treba da se obavi sagorevanje veće. Pošto se zbog postizanja veće snage stalno povećava broj obrta motora, period sagorevanja stalno se skraćuje. Ako se uzme u obzir i to da celokupno ubrizgano gorivo neće biti upaljeno istog trenutka, već postupno, problemi postizanja optimalne smeše dobijaju pun značaj. Neophodno je postići dobar odnos goriva i vazduha da bi se ceo radni ciklus obavljao u optimalnim uslovima.

I kod procesa sagorevanja u dizel-motoru postoji pe-riod pritajenog sagorevanja koji traje od početka ubrizgavanja do vidnog porasta pritiska. Da bi period pritaje-nog sagorevanja bio dovoljno kratak, potrebno je da gorivo ima povoljna svojstva u pogledu samopaljenja. Samopaljenje se određuje cetanskim brojem. Goriva sa većim cetanskim brojem pokazuju veću sklonost ka samo-paljenju. Ta sklonost se može povećati dodavanjem go-rivu nekih hemijskih sredstava (nitrata, peroksida). Od dužine trajanja perioda pritajenog sagorevanja umnogome

zavisi i tok sagorevanja, kao i tok celog radnog ciklusa dizel-motora. Dužina trajanja perioda pritajenog sagorevanja zavisi od više faktora, a najvažniji od njih su:

- svojstva goriva; jedan od razloga neprikladnosti goriva za dizel-proces je visoka tačka samopaljenja i, prema tome, velika dužina trajanja perioda pritajenog sagorevanja;
- temperature i pritisci sabijenog vazduha; povećanjem temperature i pritiska skraćuje se period pritajenog sagorevanja; na temperaturu i pritisak sabijenog vazduha utiču konstrukcija prostora sagorevanja, materijal klipa i glave cilindra (povoljnije je liveno gvožđe od legura aluminijuma), prehranjivanje (smanjuje period pritajenog sagorevanja), opterećenje motora (povećavanjem opterećenja zbog porasta temperature skraćuje se period pritajenog sagorevanja);
- strujanje u cilindru takođe utiče na dužinu perioda pritajenog sagorevanja;
- moment ubrizgavanja i kvalitet raspršivanja goriva mogu biti od presudnog značaja za dužinu perioda pritajenog sagorevanja.

Dalje faze procesa sagorevanja su periodi naglog (neregulisanog) sagorevanja, regulisanog sagorevanja i dogorevanja. Pri tome je od posebnog značaja da se obezbedi ravnomeran i blag porast pritiska u toku sagorevanja, jer se na taj način može izbeći udar i preveliko opterećivanje delova klipnog mehanizma. Udarni rad praćen je velikom bukom.

Konstrukcija prostora za sagorevanje u velikoj meri utiče na proces sagorevanja. To je ujedno razlog što je broj različitih rešenja veliki.

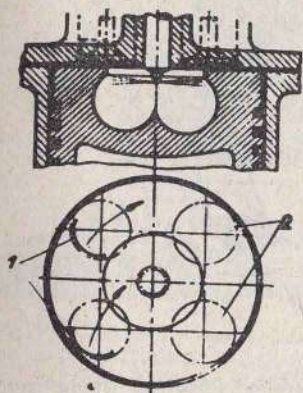
Dva su osnovna faktora preko kojih se može uticati na postizanje dobre smeše u pogledu potpunog sagorevanja i dužine trajanja, a da pri tom ne dođe do udara:

- podešavanjem oblika, veličine i prodornosti ubrizgavanja mlaza u odnosu na oblik prostora sagorevanja, i obrnuto prilagođavanjem prostora sagorevanja mlazu;
- usmeravanjem i intenzitetom struje vazduha.

Dizel-motori imaju jedinstven prostor sagorevanja (motori sa direktnim ubrizgavanjem) ili podeljen prostor sagorevanja (pretkomorni motori, motori sa vihornom komorom ili sa komorom povratnog dejstva).

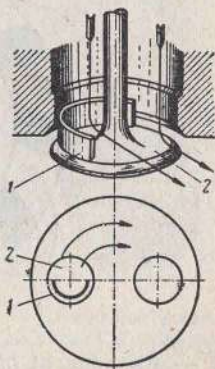
Kod dizel-motora sa direktnim ubrizgavanjem prostor sagorevanja je jedinstven i kompaktan, u vidu udubljenja u klipu ili u glavi cilindra, namenjen za stvaranje vrtloga vazduha i sprečavanje udara mlaza o hladnu košuljicu cilindra. Gorivo se ubrizgava kroz višemlazni brizgač, postavljen u centru. Smeša se kod ovih motora ostvaruje mlazom goriva, često uz pomoć strujanja vazduha.

Strujanje vazduha može se postići na više načina. Jedno od klasičnih rešenja, primenjeno na motoru SAURER, prikazano je na slici 64.



Sl. 64 — Prostor sagorevanja motora SAURER:

1. usisni ventili;
2. izduvni ventili



Sl. 65 — Deflektor na usisnom ventilu za usmeravanje vazduha:

1. deflektor;
2. usisni ventil

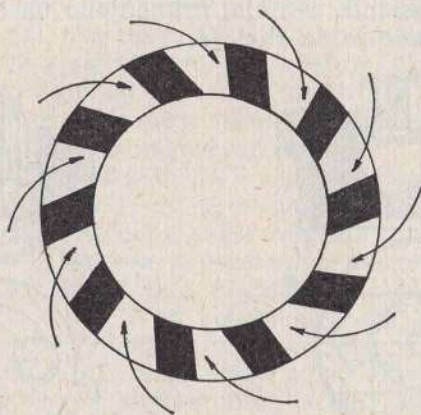
Na slici 65 prikazan je način strujanja vazduha njegovim usmeravanjem pomoću deflektora postavljenog na usisni ventil.

Strujanje vazduha kod dvotaktnih motora ostvaruje se kosim položajem ulaznih otvora u odnosu na cilindar (sl. 66).

Pogodnosti direktnog ubrizgavanja su:

- ekonomičnost u radu koja se u izvesnoj meri smanjuje ako se koristi vihorenje;
- lako pokretanje motora i pri nižim stepenima sabijanja;
- postiže se veći srednji efektivni pritisak.

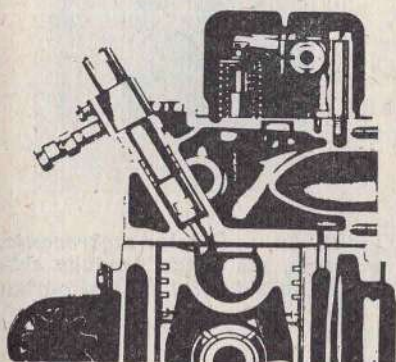
Međutim, kod motora sa direktnim ubrizgavanjem javljaju se i sledeći nedostaci:



Sl. 66 — Kosi ulazni otvori na cilindarskoj košuljici dvotaktnog dizel-motora

- tvrd rad motora, jer pritisci sagorevanja direktno dejstvuju na klip;
- potrebni su visoki pritisci ubrizgavanja;
- najpogodniji su brizgači sa većim brojem manjih otvora koji su skuplji, skloni začepeljivanju, zahtevaju primenu boljeg goriva i njegovo bolje prečišćavanje.

Direktno ubrizgavanje se sa istim uspehom primenjuje i kod 4-taktnih i 2-taktnih motora. Između mnogih rešenja interesantno je rešenje firme MAN koje je poslužilo kao osnova za razvoj jednog tipa višegorivnih motora. To je takozvani »M« postupak.



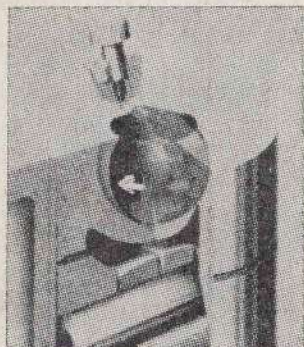
Sl. 67 — Prostor sagorevanja po »M« postupku u četvorotaktnom motoru MAN



Sl. 68 — Usmereno usisavanje vazduha po »M« postupku

Loptasto udubljenje u klipu (sl. 67—70) je gotovo u sredini. Usmerivač na usisnom ventilu obezbeđuje strujanje vazduha oko ose cilindra. Gorivo se kroz dve mlaznice brizgača ubrizgava tangencijalno na zid komore, pri čemu se obrazuje film goriva. Paljenje nastupa u gorivu koje nije nabačeno na zid komore nakon čega struja vazduha skida sa zida komore deo po deo filma goriva i povlači ga ka sredini radi sagorevanja.

Dizel-motor sa pretkomorom (slika 71) ima glavni deo prostora sagorevanja iznad klipa i pretkomoru, spojenju uzanim protočnim otvorima sa glavnim delom. U toku sabijanja vazduh u pretkomori izaziva vrtloženje, uglavnom neorganizovanog karaktera. Zbog prigušenja u



Sl. 69 — Paljenje ubrizganog goriva koje nije nabačeno na zid u »M« postupku



Sl. 70 — U toku sagorevanja, usmerena struja vazduha skida sa zida sloj po sloj goriva

otvorima za proticanje, pritisak u pretkomori je niži za 6—8 kp/cm² nego u glavnom delu. Ubrizgavanje goriva i prvo sagorevanje vrše se u pretkomori koja ima oko 25—35% zapremine prostora sabijanja. Usled sagorevanja, u pretkomori rastu pritisak i temperatura, iznad pritiska i temperature u glavnom prostoru pa će smeša koja još sagoreva velikom brzinom isticati u glavni deo prostora. Zatim nastupa isti proces u glavnom delu, sve dok se oscilacije ne umire.

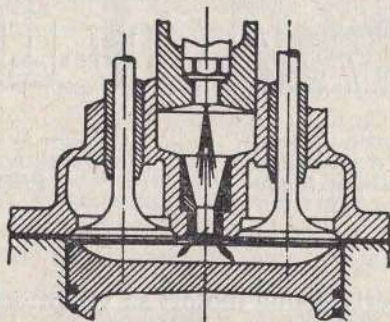
Na ovaj način postižu se sledeće prednosti:

- motor mekše radi, jer se prvi udarni talas prigušuje kroz otvore;
- pogodniji je rad sistema ubrizgavanja;

- moguće je upotrebiti brizgače sa većim otvorima, jer rasprostiranje goriva potpomaže strujanje; sa većim otvorima brizgača manja je opasnost od začepjenja te gorivo ne mora biti posebno prečišćavano, a cena izrade brizgača je manja;
- odnos pritiska u pretkomori i glavnom delu prostora ne zavisi od broja obrta.

Nedostaci pretkomornih motora su sledeći:

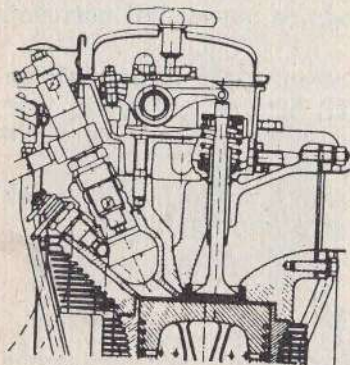
- povećani su toplotni gubici zbog veće površine i jačeg strujanja; zbog toga je povećana i potrošnja goriva;
- otežano je pokretanje motora, jer je pritisak paljenja u pretkomori niži; zato se kod nekih rešenja primenjuju grejači, a motori rade sa većim stepenom sabijanja (do 22);
- srednji efektivni pritisak i srednji indikatorski pritisak su manji zbog povećanih gubitaka.



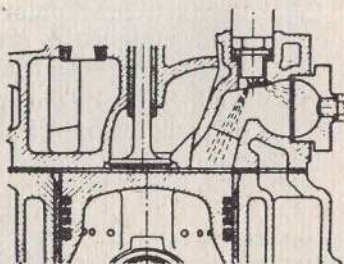
Sl. 71 — Prostor sagorevanja četvorotaktnog dizel-motora sa pretkomorom

Dizel-motori sa vihornom komorom imaju komoru koja obuhvata veći deo prostora sagorevanja (65—75%), dok je preostali deo — glavni deo prostora sabijanja (iako je manji). Relativno veliki spojni kanal tangencijalno

uvodi smešu u komoru. Prilikom sabijanja vazduh tangencijalno ulazi u komoru i stvara se usmereno vrtloženje vazduha, iako je pritisak u vihornoj komori oko 1 kp/cm^2 manji nego u glavnom delu. Gorivo se ubrizgava u vihornu komoru, gde se usled sagorevanja povećavaju temperatura i pritisak. Smeša koja sagoreva i još nesagoreli gasovi struje prema glavnom delu, uz izvesno prigušivanje u spojnom kanalu.



Sl. 72 — Vihorna komora četvorotaktnog dizel-motora DOJC sa vazдушnim hlađenjem



Sl. 73 — Vihorna komora četvorotaktnog dizel-motora PERKINS

Po karakteristikama motori sa vihornom komorom su između onih sa direktnim ubrizgavanjem i pretkomornih motora. Prikladni su za motorna vozila, jer se promenom broja obrta motora menja i intenzitet vihorenja.

Vihorna komora motora DOJC ima kruškast oblik. Izrađena je od specijalne vatrostalne legure i ulivena u glavu od aluminijumske legure. Da bi se olakšalo pokretanje ugrađen je grejač. Motor je hlađen vazduhom, i svaki cilindar je izveden kao posebna jedinica, što je povoljno s obzirom na unifikaciju (slika 72).

Vihorna komora motora PERKINS ima specifičan oblik sagorevanja. Brizgač je postavljen blizu spojnog kanala i daje dva mlaza (sl. 73). Mlaz upravljen prema glavnom prostoru olakšava pokretanje motora.

U dizel-motoru sa komorom povratnog dejstva ubrizgavanje se vrši u glavni deo, ali pred ulazom u komoru, tako da u njoj dolazi do prvog sagorevanja. Komora i glavni deo sagorevanja spojeni su suženim kanalom, ili umetkom sa više otvora. Pri sabijanju vazduh ulazi u komoru. Kako se ubrizgavanje vrši pre nego što klip dođe u SMT, vazduh koji struji u komoru povući će i gorivo koje će se u njoj upaliti. Sagorevanjem rastu pritisak i temperatura u komori, pa dolazi do povratnog strujanja.

Kao što se vidi, princip rada ovih motora je sličan onom kod motora sa pretkomorom.

Paralela dvotaktnih i četvorotaktnih motora

Osobine motora sa unutrašnjim sagorevanjem obezbeđuju im primenu na raznim tipovima motornih vozila danas i u doglednoj budućnosti. Pogon vozila turbinama, elektromotorima, pa i nekim novim konstrukcijama motora sa unutrašnjim sagorevanjem (motor VANKEL) još nije dao rezultate koji bi mogli opravdati zamenu klipnog motora sa unutrašnjim sagorevanjem. Baš zato se razvoju i usavršavanju konstrukcije klipnog motora sa unutrašnjim sagorevanjem posvećuje posebna pažnja, o čemu govori i veliki broj raznih rešenja koja su prikazana. Različit izbor motora za terenska vozila rezultat je nejednakih gledanja na njihovu primenu u pojedinim zemljama. Svi prikazani motori, iako su veoma raznovrsni našli su primenu na terenskim vozilima. Do sada su primat imali četvorotaktni karburatorski motori tipa oto, ali se sve više primenjuju dvotaktni, pa i četvorotaktni dizel-motori.

Dvotaktni motor je interesantan, naročito zbog primene na vozilima. Ako uporedimo obrasce za snagu dvotaktnog i četvorotaktnog motora iste zapremine cilindra, istog mehaničkog iskorišćenja i broja obrta, onda bi, pod pretpostavkom iste veličine srednjeg indikatorskog pri-

tiska (p_{im}), dvotaktni motor postizao dva puta veću snagu. Međutim, srednji indikatorski pritisak kod dvotaktnog motora je manji nego kod četvorotaktnog zbog smanjenog radnog hoda (posledica konstrukcije kanala) i nepotpunog ispiranja produkata sagorevanja. I pored toga postiže se 50 do 60% veća litarska snaga kod dvotaktnog motora. Ova prednost naročito dolazi do izražaja kod brzohodnih i manjih motora. Osobita pogodnost je u kanalskom razvodu kojim diriguje klip.

Paralela rada dvotaktnih i četvorotaktnih motora ukazuje na preimućstvo i nedostatke ove dve konstrukcije:

1. Uz istu težinu, dvotaktni motor ostvaruje veću snagu od četvorotaktnog, odnosno dvotaktni motor iste snage ima manju težinu od četvorotaktnog, što je od značaja za ugradnju na vozila.
2. Litarska snaga dvotaktnog motora je 50—60% veća od litarske snage četvorotaktnog.
3. Dvotaktni motor ima bolju ravnomernost obrtnog momenta.
4. Dvotaktni motor sa ispiranjem kroz procepe na motorskoj kućici ima manji broj pokretnih delova, ali je nedovoljno ekonomičan i ne razvija dovoljnu litarsku snagu.
5. Prehranjivanje dvotaktnog motora iziskuje veće gabaritne dimenzije kompresora, jer je potrebno obezbediti veću količinu vazduha.
6. Komplikovanije je rešenje turbokompresorskog sistema za iskorišćavanje izduvnih gasova na dvotaktnom motoru.
7. Pošto je broj ostvarenih ciklusa u jedinici vremena veći kod dvotaktnog motora, biće i temperatura procesa, pa i termičko opterećenje veći. Naročito je česta pojava da prvi klipni prsten zapekne usled povećane temperature i sagorevanja ulja kod dvotaktnog dizel-motora.

Istaknute prednosti dvotaktnog motora nisu došle do potpunog izražaja zbog prilično komplikovanog rešenja izmene radne materije. Opisani principi rada dvotaktnog

motora ukazuju na to da u istim uslovima razmenu radne materije treba izvršiti u mnogo kraćem vremenskom periodu.

Paralela oto i dizel-motora

Već se na osnovu dosadašnjih izlaganja može zaključiti o prednostima oto ili dizel-motora i o domenu u kome se preporučuje upotreba jednih ili drugih motora. Pošto se oto-motori do sada masovno primenjuju na terenskim, a naročito na automobilima manje nosivosti, potrebno je ukazati na prednosti koje pruža ugradnja oto-motora, u odnosu na ugradnju dizel-motora.

Oto-motori imaju manju specifičnu težinu (sopstvenu težinu podeljenu sa maksimalnom snagom) i manje gabaritne dimenzije. Kod njih je postignut odnos 1,5 do 2,5 kp/KS, dok je taj odnos kod dizel-motora za terenska vozila 2,5 do 6 kp/KS. Razlog leži u lakšim uslovima radnog procesa, što omogućava konstrukciju najglavnijih delova sa relativno malom težinom (kolenasto vratilo, klipnjača, klip), veći broj obrta motora (normalne konstrukcije oto-motora se izvode sa 3.500 do 5.000 o/min, a dizel-motora sa 2.000 do 3.000 o/min), veću srednju veličinu efektivnog pritiska i litarsku snagu (najviše 50 KS/lit kod oto-motora i 30 KS/lit kod dizel-motora).

Posebno je značajna veća elastičnost oto-motora u radu. Elastičnost motora je sposobnost da se prilagodi uslovima opterećenja. Zato se ona definiše koeficijentom prilagodljivosti (K_2) pri punoj snazi, tj. odnosom maksimalnog obrtnog momenta $M_{m \max}$ (kpm) i obrtnog momenta pri maksimalnoj snazi $M_{m N \max}$ (kpm):

$$K_2 = \frac{M_{m \max}}{M_{m N \max}}.$$

Ovaj odnos kod oto-motora za terenska vozila iznosi 1,5 do 1,45, a kod dizel-motora do 1,15, pa je na osnovu toga oto-motor elastičniji. Dimenzije i rad transmisije (u prvom redu menjača) dosta zavise od ovog odnosa. Još

se bolja slika dobija preko koeficijenta elastičnosti (K_1) definisanog formulom:

$$K_1 = \frac{M_{m \max} \cdot n_{N \max}}{M_{m N \max} \cdot n_{M \max}},$$

gde je $n_{N \max}$ (o/min) — broj obrta motora pri maksimalnoj snazi i $n_{M \max}$ (o/min) — broj obrta motora pri maksimalnom obrtnom momentu.

Ovaj odnos iznosi kod oto-motora savremenih vozila 2,5 do 3,5, pa i više, kod brzohodnih dizel-motora do 2,5, a kod normalnih dizel-motora do 2.

Konstrukcija oto-motora je jednostavnija, pa je i cena proizvodnje manja. Uzrok manje proizvodne cene je i primena slabijeg materijala (što je moguće, s obzirom na manja opterećenja).

Tehničko održavanje i opravke oto-motora su jeftiniji zbog veće jednostavnosti.

Rad oto-motora izaziva manji šum i manje dima. Pokretanje motora je mnogo lakše, a naročito na niskim temperaturama na kojima se dizel-motor vrlo teško pokreće.

U pogledu nekih drugih osobina dizel-motor je bolji od oto-motora, zbog čega se i primenjuje na težim vojnim vozilima, uključujući tu i borbena.

Specifična efektivna potrošnja goriva je kod dizel-motora 20—25% manja od potrošnje kod oto-motora; ona iznosi 140 do 220 p/KSh kod dizel-motora, odnosno 220 do 330 p/KSh kod oto-motora. Zbog toga i akcioni radijus vojnih vozila sa dizel-motorom (uz pretpostavku istih rezervoara goriva) može biti za 20—25% veći od radijusa odgovarajućeg vozila sa oto-motorom.

Gorivo za dizel-motore je jeftinije od onog za oto-motore.

Protivpožarna sigurnost dizel-motora je veća.

U skladu sa ovim prednostima i nedostacima, najveći broj do sada izvedenih terenskih automobila ima ugrađene oto-motore, na manjem broju (i to uglavnom težih vozila) primenjeni su dizel-motori, a na najsavremenijim terenskim automobilima koriste se višegorivni motori.

Nove ideje u konstrukciji motora sa unutrašnjim sagorevanjem

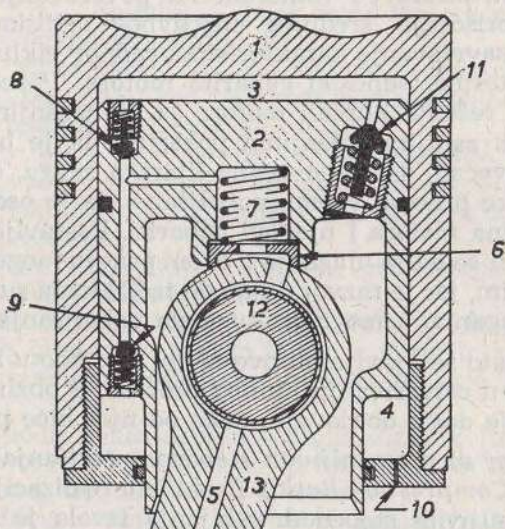
Značaj motora kao pogonskog agregata na vozilima privlači pažnju proizvođača, pa se ulažu znatna sredstva za dalji razvoj motora sa unutrašnjim sagorevanjem. Napori konstruktora su usmereni na povećavanje koeficijenta iskorišćenja, srednjeg efektivnog pritiska i snage motora, usavršavanje karakteristika radnog ciklusa i smanjivanje težine, odnosno gabarita motora. Poređenje savremenih rešenja klipnih motora sa unutrašnjim sagorevanjem sa ranijim rešenjima pokazuje da je broj obrta osetno povećan, da je povećana litarska snaga, da su karakteristike procesa veoma poboljšane, da je osetno smanjena težina motora i njegovi gabariti. Postavlja se pitanje — da li se dalja ulaganja u ovom pravcu mogu smatrati opravdanim, jer je razvoj došao do tačke kada su potrebna velika ulaganja, a mogućna su mala poboljšanja.

Baš zato se i javljaju nove ideje, ne samo u konstrukciji, već i u ostvarivanju radnog procesa. S obzirom na to što te ideje dosta obećavaju, neke od njih biće prikazane.

Motori sa promenljivim stepenom sabijanja (VCR — Variable Compression Ratio). Praktičnu realizaciju motora sa promenljivim stepenom sabijanja izvela je američka firma KONTINENTAL, po licenci otkupljenoj od BICERA (Britansko Udruženje za istraživanje motora sa unutrašnjim sagorevanjem). Prvobitno rešenje na nivou prototipa je ostvarilo BICERA na trocilindričnom motoru, pri čemu je stepen sabijanja menjan u granicama 15 : 1 do 8 : 1. Time je postignuta dva puta veća snaga, iako maksimalni pritisak sabijanja nije promenjen (u odnosu na isti motor bez promene stepena sabijanja).

Klip motora sa promenljivim stepenom sabijanja sastoji se od dva klipa (sl. 74): spoljni (1) je klip motora, a unutrašnji (2) omogućava promenu položaja klipa (1) u odnosu na koleno kolenastog vratila u toku rada motora. Unutrašnji klip (2) je pomoću osovinice (12) spojen sa

klipnjačom (13), pa se njegov položaj u odnosu na koleno kolenastog vratila ne može menjati. Između klipa (2) i klipa (1) nalaze se gornja komora (3) i donja (4), ispunjene uljem za podmazivanje motora. Zapremine komora (3) i (4) se menjaju u toku rada motora, i zahvaljujući tome menja se položaj klipa (1) u odnosu na klip (2), pa i u



Sl. 74 — Konstrukcija klipa motora sa promenljivim stepenom sabijanja BICERA

odnosu na koleno kolenastog vratila. Ova promena položaja klipa (1) prouzrokuje promenu zapremine sabijanja (V_c) koja dovodi do promene stepena sabijanja. Ulje se u komore (3) i (4) dovodi iz kućice, kroz otvor (5) na klipnjači, žleb između klipnjače i ležišta osovinice, zatim kroz klizač (6) i otvor (7), da bi doprlo kroz nepovratni ventil (8) u komoru (3) ili kroz nepovratni ventil (9) u komoru (4). Odvod ulja iz komore (3) reguliše ventil (11) sa oprugom, a iz komore (4) kalibrisani otvor (10).

Na početku rada motora stepen sabijanja je najveći, što pogoduje pokretanju motora. Klip (1) je maksimalno udaljen od klipa (2), pa je zapremina sabijanja najmanja, i zbog toga stepen sabijanja najveći. Klip (1) menja položaj u odnosu na klip (2) tek kada maksimalni pritisci sagorevanja i sabijanja pređu određene granice, a to se dešava kada opterećenje dostigne oko 50% punog opterećenja. Tada se u gornjoj komori (3) javlja dovoljan pritisak ulja da se otvori ventil (11) i da izađe višak ulja, pa se zapremina komore (3) smanjuje, klip (1) se pomera ka klipu (2), povećava se zapremina sabijanja i smanjuje stepen sabijanja. Pritisak ulja u motoru (7) potiskuje ulje kroz ventil (9) u komoru (4) čija se zapremina povećava. Maksimalni pritisak sabijanja približno ostaje isti, dok se ne postigne najmanji stepen sabijanja. Sada je moguće dalje povećavanje pritiska u radnom procesu, sve do punog opterećenja. Znači, kada je opterećenje između 50% i 100% ostvaruje se smanjeni stepen sabijanja. Opadanjem opterećenja promena položaja klipa (1) u odnosu na klip (2) je suprotnog smera, jer se povećava količina ulja u komori (3) ulazeći kroz ventil (8) i smanjuje količina ulja u komori (4) oticanjem kroz kalibrisani otvor (10). Tako se povećava stepen sabijanja na račun smanjene zapremine sabijanja; na taj način se dobija povoljan stepen sabijanja za ponovno pokretanje motora.

Promena stepena sabijanja je u toku rada motora neprekidna, jer se i opterećenje neprekidno menja. Treba imati u vidu da u ovoj promeni stepena kompresije dolazi i do uticaja inercije ulja i pokretnih masa, kao i do različitih uticaja pojedinih taktova.

Promenom stepena sabijanja u toku procesa u motoru (VCR koncepcija) obezbeđuje se osetno povećanje obrtnog momenta. Koeficijent prilagodljivosti je kod dizel motora do 1,15, pa je neophodno uvesti veliki odnos u transmisiji da bi se postigla potrebna elastičnost u upravljanju vozilom. Primenom VCR-koncepcije očekuje se veličina ovog koeficijenta $K_2 \cong 3$ duž celog domena brojeva obrta, jer se na taj način može ograničiti maksimalni pritisak pri malim brojevima obrta. Praktična realizacija

ovako velikog koeficijenta prilagodljivosti (K_p) ocenjuje se moguće tek kada se reši sledećih pet konstrukcijskih problema:

1. Konceptijsko rešenje
Iskustva iz rada prototipova motora KONTINENTAL su dovoljna da se konstrukcijsko rešenje po koncepciji VCR oceni praktično upotrebljivim i dovoljnim za ostvarivanje prikladnog rasporeda obrtnog momenta.
2. Prehranjivanje
Da bi snaga motora bila približno ista u celom području brojeva obrta potrebno je obezbediti visoke pritiske pri malom broju obrta i normalne pritiske pri velikom broju obrta. To se postiže ugradnjom kompresora za prehranjivanje koji se najčešće izvode kao turbokompresori, tj. u sklopu sa turbinom koju pokreću izduvni gasovi.
3. Sistem ubrizgavanja goriva
Da bi se postigla željena raspodela obrtnog momenta potrebno je povećati potrošnju goriva pri punom opterećenju. Zato treba rekonstruisati postojeće rešenje sistema ubrizgavanja goriva.
4. Ventilator i sistem hlađenja
Količina toplote koju treba odvesti pri malim brojevima obrta se povećava, pa je potrebno poboljšati sistem hlađenja, odnosno pojačati ventilator. To se može postići prikladnim načinom promene brojeva obrta ventilatora.
5. Zamajac
Ovakvo rešenje zahteva veći zamajac.

Koncepcija VCR, iako komplikovanija u pogledu konstrukcije i proizvodnje, što neminovno dovodi i do veće cene, jedan je od smerova u kome treba očekivati dalji razvoj motora za vojna vozila, naročito ako se ima u vidu da su KONTINENTAL-motori izvedeni i kao višegorivni, a da je i prototip VCR namenjen upotrebi raznih vrsta tečnih goriva.

Rotaciono-klipni motor (VANKEL NSU-motor). Osnovna mana klasičnog rešenja motora sa unutrašnjim sagorevanjem je neophodnost klipnog mehanizma koji zahteva vrlo komplikovanu konstrukciju, dosta je težak i iziskuje velike gabaritne dimenzije. Motor sa obrtnim klipom u suštini rešava taj problem.

Kontinualni proces motora sa rotacionim klipovima proizvodnje NSU — VANKEL, koji je šematski prikazan na slici 75, sadrži nekoliko karakterističnih položaja.

I položaj — početak takta usisavanja. Teme A klipa prošlo je i otvorilo potpuno usisni otvor. Zapremina se povećava u smeru obrtanja i zbog toga mešavina popunjava komoru.

II položaj — završetak takta usisavanja. U tom trenutku je zapremina komore koju formira strana klipa između temena A i B maksimalna, a usisni otvor koji treba da zatvori teme B još je otvoren. Početkom zatvaranja usisnog otvora dolazi do sabijanja mešavine u komori.

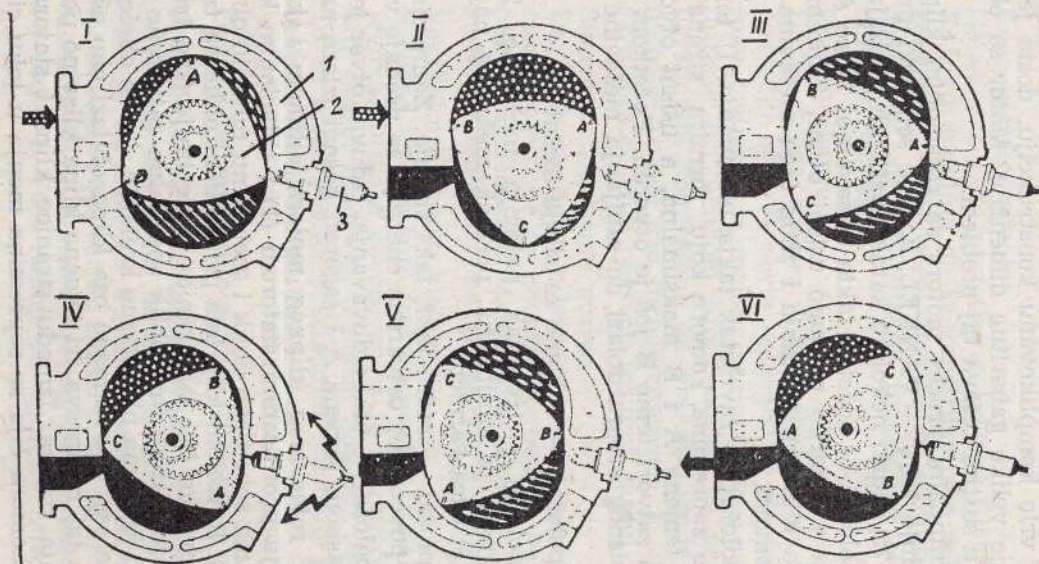
III položaj — u kome se sabija mešavina.

IV položaj — trenutak paljenja mešavine. Zapremina komore je minimalna, pritisak mešavine najveći i svećica (3) baca varnicu.

V položaj — radni takt, takt širenja. Zapremina komore se povećava i ostvarena energija se predaje vratilu.

VI položaj — takt izduvavanja. Izduvni otvor je otvoren prelaskom temena A i sagoreli gasovi izlaze napolje.

Kod rotacionog klipnog motora cilindar i klip se zamenjuju profilisanim statorom (1) i rotacionim klipom (2) koji ima specifičan oblik i specijalnu putanju obrtanja (slika 75). Rotacioni klip ima prizmatični oblik sa trostranom osnovicom čije su stranice krive linije (sve tri iste). Udubljenje statora ima oblik specijalne zatvorene krive. Rotacioni klip ima planetarno kretanje, jer se obrće i oko sopstvene ose. Istovremeno osa klipa obilazi oko ose statora i na taj način sva tri temena klipa klize po površini udubljenja statora. Između stranice klipa i statora formira se komora čija se zapremina menja u toku ciklusa,

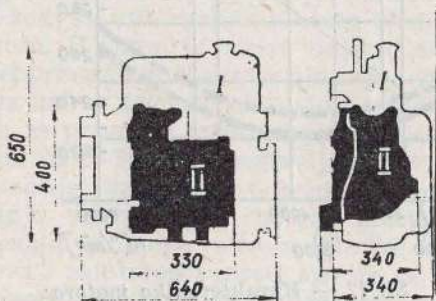


Sl. 75 — Princip rada rotaciono-klipnog motora NSU — VANKEL

što omogućava taktove radnog procesa koji su ranije opisani. Pošto klip ima tri strane potrebno je da se vratilo motora obrne tri puta dok se klip obrne jedanput, odnosno radni ciklus se obavlja na svakoj strani klipa i vratilo treba da preuzme stvorenu energiju svakog ciklusa.

Proces u NSU — VANKEL-motoru odgovara procesu u četvorotaktnom benzinskom motoru. Svaka strana klipa djeluje kao jedan cilindar i pri svakom obrtu vratila obavi se jedan radni hod, te efekat odgovara efektu dvo-taktnog motora.

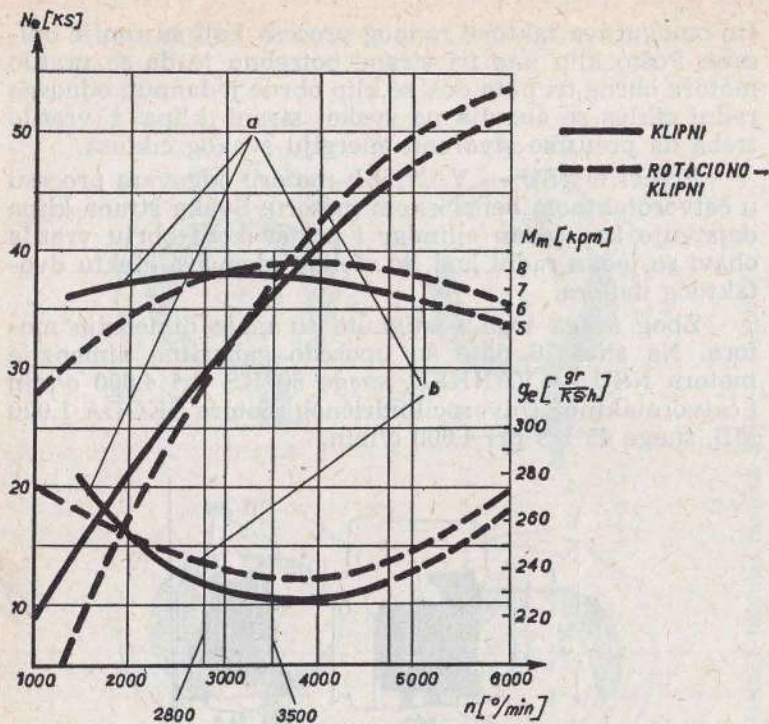
Zbog svega toga postignute su male dimenzije motora. Na slici 76 date su uporedo gabaritne dimenzije motora NSU — VANKEL, snage 60 KS pri 4.000 o/min i četvorotaktnog četvorocilindričnog motora ŠKODA 1.000 MB, snage 45 KS pri 4.000 o/min.



Sl. 76 — Poređenje dimenzija četvorotaktnog motora ŠKODA 1000 MB (I) i rotaciono-klipnog motora NSU — VANKEL (II)

Izvedeni NSU — VANKEL-motor sa rotacionim klipom snage 60 KS je jednostavne konstrukcije, sa jednim satorom, bez klipnjače i bez kolenastog vratila. Male je specifične težine i malih gabarita. Ima vrlo pogodnu raspodelu obrtnog momenta.

Međutim, još nisu potpuno rešeni svi problemi veka trajanja (zaptivenost se vrlo brzo gubi zbog habanja satora i temena rotora) i veće specifične potrošnje goriva.



Sl. 77 — Karakteristike motora:
a — klipnog; b — rotaciono - klipnog

Na slici 77 date su karakteristike motora NSU — VANKEL sa rotacionim klipom i paralelno karakteristike već pomenutog klipnog motora ŠKODA 1.000 MB.

S obzirom na primenu na terenskim vozilima, ovakvo rešenje koje je ostvareno kod NSU, nema velikih izgleda, jer se radi o malom motoru. Međutim, jasne su prednosti koje ono pruža u poređenju sa klasičnim motorima, naravno pod uslovom da se otklone uočeni nedostaci. Zato je opravdan dalji razvojni rad na ovom principu, kako u NSU tako i kod drugih proizvođača. U SAD se već radi

na ostvarivanju ovakvih ili sličnih rešenja i veće snage, te se očekuje i ostvarivanje praktično prihvatljivih rešenja za primenu na različitim terenskim vozilima. Od naročitog je interesa bilo ostvariti motore ovako malih gabaritnih dimenzija koji bi bili u stanju da rade kao višegorivni. Verovatno će i u daljem razvojnom radu na istraživanju oba ova problema doći do njihovog povezivanja.

Takođe se može očekivati pojava novih ideja kako u koncepciji motora za vozila, tako i u primeni drugih vrsta energije za stvaranje pokretačke snage za pogon vozila.

Prikaz izvedenih višegorivnih motora

Problematika proizvodnje i potrošnje raznih goriva u svetu usmeravala je razvoj konstrukcije motora sa unutrašnjim sagorevanjem ka stvaranju motora koji bi bio sposoban da radi sa više različitih vrsta tečnih goriva bez ikakvih teškoća. U istom je smeru dejstvovao i vojni zahtev da se neborbena i borbena vozila mogu koristiti nezavisno od toga kakvo tečno gorivo stoji jedinici na raspolaganju. Dok za privredu ovakav motor nije bio neophodan s obzirom na to što je uspostavljena ravnoteža potrošnje i proizvodnje raznih tipova tečnih goriva, za armiju je posedovanje višegorivnog motora mnogo značajnije. Jedan od mnogih primera razvoja tehnike kao posledice vojnih zahteva i zainteresovanosti armije za nova rešenja je upravo višegorivni motor sa unutrašnjim sagorevanjem, jer su vojni zahtevi odigrali dominantnu ulogu u realizovanju ovakvog motora. Do sada izvedeni višegorivni motori namenjeni su isključivo ugradnji u vojna vozila.

Problemu razvoja višegorivnih motora prišlo se primenom principa samopaljenja goriva, odnosno dizel-motora kao idejnog rešenja. Pri tome se javlja problem samopaljenja lakih goriva, s obzirom na već istaknutu osobinu benzina i drugih lakih goriva da se sama pale na višoj temperaturi nego što je slučaj sa teškim gorivima za dizel-motore. To znači da u taktu sabijanja treba postići takvo stanje pritiska i temperature vazduha, da se ubrizgano gorivo može samo zapaliti. Ukoliko to nije moguće rešiti konstrukcijom, ugrađuje se strani izvor za davanje

varnice, slično rešenju na oto-motoru. Ali princip sabijanja čistog vazduha kod izvedenih višegorivnih motora je očuvan, jer se predviđa i upotreba teških tečnih goriva za dizel-motore kao i lakih goriva, s tim što dizel-gorivo ostaje osnovno.

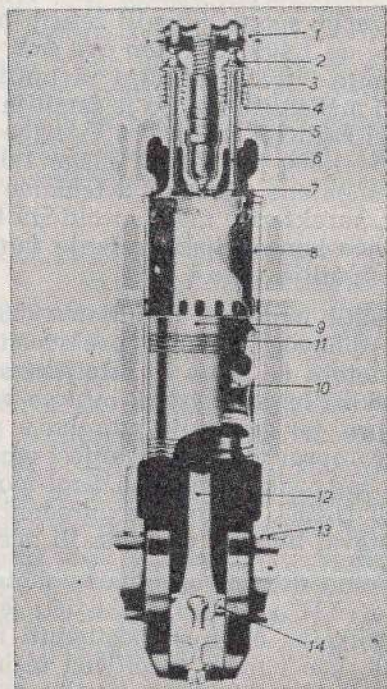
Do sada je izveden veći broj tipova motora za upotrebu više vrsta tečnih goriva, ali su ta rešenja još na nivou prototipskog, što znači da još treba rešiti određene probleme kako bi se postigla potrebna pogonska sigurnost za njihovu upotrebu u armiji. Gotovo svi izvedeni tipovi su ugrađeni na vojne, i to u prvom redu na terenske automobile.

Kao više ili manje uspela rešenja višegorivni motori su već izvedeni u SAD, Velikoj Britaniji, Saveznoj Republici Nemačkoj i Francuskoj. Naravno da se i u drugim zemljama, a naročito u industrijski razvijenim, radi na razvoju višegorivnih motora, o čemu još nema objavljenih rezultata. Zato će ovde biti prikazani samo neki čija je konstrukcija proverena na nivou prototipa.

Višegorivni motori izvedeni u SAD. U SAD su izvedeni i ispitani razni višegorivni motori među njima motori firme GM u fabrici DETROIT DIZEL i firme KONTINENTAL. Ovi motori su namenjeni ugradnji na vojna vozila. Po koncepciji postoje prilične razlike između ova dva rešenja. Kod motora GM baza je dvotaktni dizel-motor koji je fabrika DETROIT DIZEL i ranije proizvodila. Baza za razvoj motora KONTINENTAL je koncepcija VCR (koja je ranije opisana) i četvorotaktni dizel motor KONTINENTAL. Vozila na kojima su građeni višegorivni motori u armiji SAD još uvek su u fazi ispitivanja te su zbog toga posebno interesantni.

Višegorivni motori DETROIT DIZEL (GM) su dvotaktni sa ventilsko-zasunskim razvodom (oba ventila služe za izduvavanje sagorelih gasova, dok se usisavanje vrši kroz procepe na cilindru) i hlađenjem vodom, odnosno tečnošću. Kao što se vidi na slici 78 u pitanju je uglavnom klasična konstrukcija dvotaktnog motora, pri čemu su svi označeni delovi zamenljivi bez obzira na broj cilindara.

Na bazi istog konceptijskog rešenja cilindra, klipnog mehanizma i sistema razvoda razvijene su dve familije višegorivnih motora koji su rekonstrukcija dvotaktnih dizel-motora prethodne proizvodnje. Familija »53« ima prečnik cilindra 98,4 mm, i hod klipa 114,3 mm. Familija »71« ima prečnik cilindra 108 mm i hod klipa 127 mm. Osnovne izvedbe u pogledu broja i rasporeda cilindara (linijski L i V — raspored) kao i u pogledu domena snage, date su u tabeli 15.



Sl. 78 — Delimični presek cilindra višegorivnog dvotaktnog motora DETROIT DIZEL (GM — SAD). Bez obzira na broj cilindara, zamjenjivi su sledeći delovi:

1 — podizač ventila, 2 — oslonac opruge, 3 — opruga, 4 — sedište opruge, 5 — vodica, 6 — ventil, 7 — brizgač, 8 — košuljica cilindra, 9 — klip, 10 — osovinica klipa, 11 — klipni prstenovi, 12 — klipnjača, 13 — ležaj kolena-stog vratila i 14 — ležaj klipnjače

Osnovne izvedbe višegorivnih motora familije »53« i »71«
po broju i rasporedu cilindara

»53«	2L	3L	4L		6V	8V	12V	
KS	20—47	64—101	87—140		130—216	185—283	260—450	
»71«	2L	3L	4L	6L	6V	8V	12V	16V
KS	48—68	75—120	101—175	170—265	170—265	227—350	340—525	454—700

Motori se mogu spojiti (dva ili četiri), pa se tako prekriva snaga sve do 1.400 KS. Sem ove dve, GM proizvodi za potrebe armije i treću familiju sa unificiranim cilindrom i klipnim mehanizmom. To je familija »149« u kojoj se proizvode tri različita motora: 8 V snage 530—660 KS, 12 V snage 800—1.000 KS i 16 V snage 1.060—1.325 KS. Ove motore namenjene ugradnji u tenkove i druga teška oklopna vozila, karakteriše mala specifična težina (3,15 do 3,6 kp/KS). Inače konceptijski, rešenje familije »149« je isto kao i ono familije »53« i »71«.

Sa 17 različitih motora u familijama »53«, »71« i »149« i mogućnošću njihovog spajanja, prekriven je veliki domen potreba motora ne samo za armijske svrhe, već i za potrebe privrede. Prema logistici, ovakvo rešenje motora je izuzetno dobro, jer smanjuje potrebu u rezervnim delovima, olakšava opravku i održavanje i omogućava bolju obuku kadra. Zbog ovakvih osobina dizel-motori GM iz fabrike DETROIT DIZEL su do sada ugrađeni u preko 9.000 različitih sredstava, bilo na vozilima ili agregatima.

Među izuzetno dobrim osobinama motora DETROIT DIZEL familija »53«, »71« i »149« ističu se: velika kompaktnost konstrukcije, čime su postignuti relativno mali gabariti motora, kao i mala specifična težina (kod nekih rešenja sa turbo-prehranjivanjem postiže se specifična težina oko 1,6 kp/KS); velika sigurnost u radu i dug vek trajanja — što je postignuto primenom dobrih materijala i dobrom tehnologijom obrade; jednostavnost i efikasnost sistema napajanja gorivom i kada se radi o upotrebi više vrsta goriva; kao i zatvoreni sistem hlađenja tečnošću.

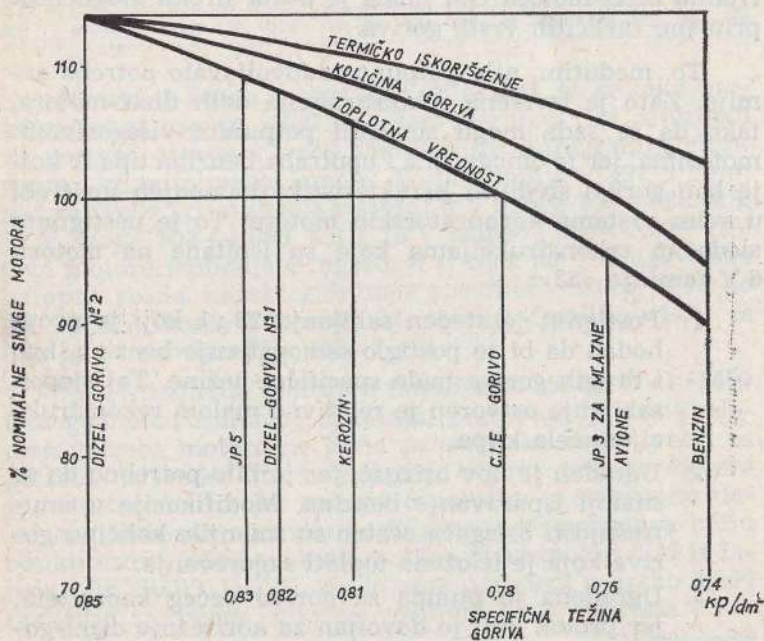
Prvobitno su motori familija »53«, »71« i »149« bili namenjeni za rad sa težim gorivima: dizel-gorivom, gorivom za mlazne motore, i specijalnim gorivom CIE (Compression Ignition Engine), koje se po karakteristikama nalazi između dizel-goriva i benzina. Ovo gorivo je iskorišćeno za razvoj višegorivnog motora. Prema tome, i varijanta dizel-motora GM imala je dosta široku mogućnost primene različitih vrsta goriva.

To, međutim, nije potpuno zadovoljavalo potrebe armije. Zato je izvršena rekonstrukcija ovih dizel-motora, tako da se sada mogu smatrati potpunim višegorivnim motorima, jer je omogućena i upotreba benzina tipa A koji je kao gorivo srednjih karakteristika namenjen upotrebi u svim vrstama karburatorskih motora. To je postignuto sledećim rekonstrukcijama koje su ispitane na motoru 6 V familije »53«:

1. Postignut je stepen sabijanja 23 : 1 koji je neophodan da bi se postiglo samopaljenje benzina, kao i drugih goriva male specifične težine. Taj stepen sabijanja ostvaren je relativno malom rekonstrukcijom čela klipa.
2. Ugrađen je nov brizgač, jer je bilo potrebno da se smanji isparavanje benzina. Modifikacije u unutrašnjosti brizgača osetno su smanjile količinu goriva koja je izložena toploti sagorevanja.
3. Ugrađena je pumpa za gorivo većeg kapaciteta, jer protok koji je dovoljan za korišćenje dizel-goriva nije dovoljan za korišćenje benzina.
4. Ugrađena je i pomoćna pumpa za gorivo, namenjena da pomogne glavnoj pumpi, kao i dodatni skraćeni vod za gorivo.

Ove izmene uzele su u obzir da su goriva različite specifične težine, različita i po toplotnoj vrednosti, tako da već zbog te činjenice treba očekivati za oko 11% manju snagu iz iste zapremine benzina u poređenju sa dizel-gorivom (sl. 79).

Motori GM za rad sa više vrsta goriva konstruisani su tako da nominalnu snagu postižu već pomenutim CIE gorivom. Primena specifično težih goriva daje veću snagu od nominalne, dok lakša daju manju snagu. U slučaju pri-



Sl. 79 — Zavisnost snage višegorivnog motora DETROIT DIZEL od vrste goriva i njegove specifične težine

mene lakih goriva (benzina) snaga se može povećati povećanim punjenjem goriva ili prehranjivanjem. Uzroci smanjivanja snage su, kao što se na dijagramu vidi: već pomenuta toplotna vrednost goriva, manje količine goriva

na brizgaču (druga oblast), dok je smanjivanje snage u trećoj oblasti posledica smanjenog termičkog iskorišćenja. Zavisno od toga snaga motora može biti za 10 do 12% manja kod upotrebe običnog benzina.

U armiji SAD motori DETROIT DIZEL 3—53 (3 cilindra u liniji) ugrađuju se u vučne traktore za potrebe aerodroma (sa kućicom i drugim odlivcima od livenog gvožđa), namenjeni za upotrebu goriva veće specifične težine (dizel do CIE-gorivo), dok se druga varijanta ugrađuje u već pomenuta terenska vozila XM 561. Ova druga varijanta ima rekonstruisani klip za upotrebu dizel-goriva i benzina. Zahvaljujući primeni aluminijumskih legura postignuta je u ovoj kategoriji snage izvanredno mala specifična težina motora (3,3 kp/KS). Motor 6 V-53 (sa šest cilindara u V rasporedu, istog prečnika i hoda klipa kao i linijski motor 3—53) ugrađuje se u savremeni oklopni transporter M 113, dok se isti motor, ali u aluminijumskoj izvedbi, ugrađuje na tenk XM 551 GENERAL ŠERIDAN. Tada se uz pomoć turbokompresora postiže snaga od 300 KS i specifična težina 1,65 kp/KS, što se ocenjuje kao izvanredno dostignuće. Motor 8 V-71 je ugrađen na terensko vozilo XM 437E1 GOER. Jači motori ovih familija su našli primenu u mornarici i vazduhoplovstvu, a koriste se i za vojna vozila.

Pored tehničkih karakteristika navedenih motora familije »53«, datih u tabeli 16, ističu se još neke osobine motora familije »53« i »71« koje im upotpunjuju prikladnost za primenu. Kao dvotaktni motori imaju osetno veću snagu pri istoj zapremini nego četvorotaktni, pa je i to razlog malih gabaritnih dimenzija u odnosu na snagu, i male specifične težine. Primena V rasporeda još više doprinosi malim dimenzijama. Na svim motorima ovih familija postoji mogućnost turboprehranjivanja, čime se postiže još veća snaga iz iste zapremine cilindara, a i kompenzira se redukovani pritisak vazduha na većim visinama. Pomenuta primena aluminijumskih legura umesto livenog gvožđa omogućava smanjivanje težine za 20 do 30% i postizanje nemagnetičnosti konstrukcije. Pogodnost ovih motora pri savlađivanju vodenih prepreka je u

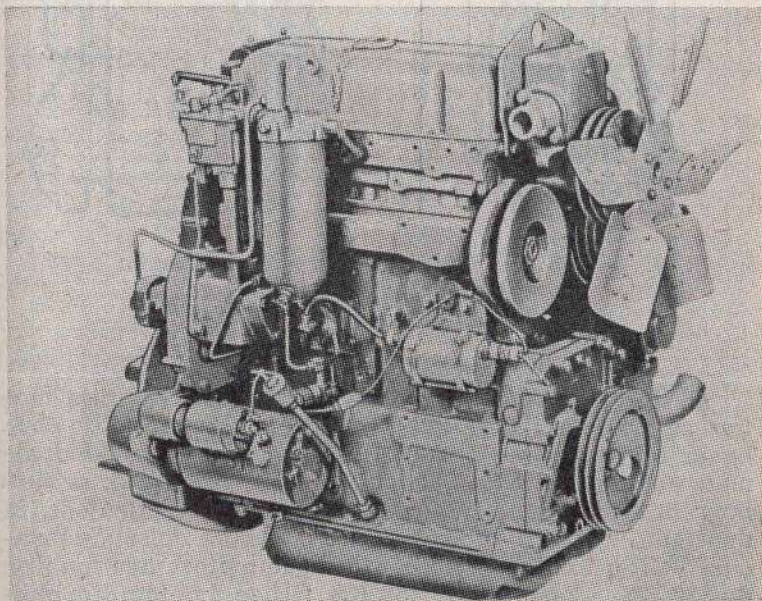
Tehničke karakteristike nekih motora GM-familije »53«
 ugrađenih na vojna vozila

model	5033—5298	5033—6299	5063—5299	5063—5398
ugrađen u	vučni traktor SATS	terenski auto- mobil XM 561	oklopni trans- porter M 113	tenk general šeridan XM 551
odlivci	liv. grožđe	alum. legura	liv. gvožđe	alum. legura
ciklus motora	dva takta	dva takta	dva takta	dva takta, pre- hranjivanje
paljenje	samopaljenje	samopaljenje	samopaljenje	samopaljenje
broj cilindara	3	3	6	6
prečnik	98,4 mm	98,4 mm	98,4 mm	98,4 mm
hod klipa	114,3 mm	114,3 mm	114,3 mm	114,3 mm
maksimalna snaga po MIL-E — 11276	101 KS (CIE go- rivo) 2.800 o/min	101 KS (CIE go- rivo) 2.800 o/min	216 KS (dizel go- rivo) 2.800 o/min	300 KS (dizel go- rivo) 2.800 o/min
maksimalni obrtni moment	29,7 kpm 1.500 o/min	29,7 kpm 1.500 o/min	61,5 kpm 1.500 o/min	84,9 kpm 2.100 o/min
zapremina cilindara	2,66 litara	2,66 litara	5,32 litara	5,32 litara
stepen sabijanja	21 : 1	23 : 1	21 : 1	17 : 1
gorivo	dizel — CIE	dizel-benzin	dizel — CIE	dizel — CIE
težina motora	424 kp	335 kp	586 kp	495 kp
specifična težina	4,2 kp/KS	3,3 kp/KS	2,7 kp/KS	1,65 kp/KS
napon struje	24 V	24 V	24 V	24 V

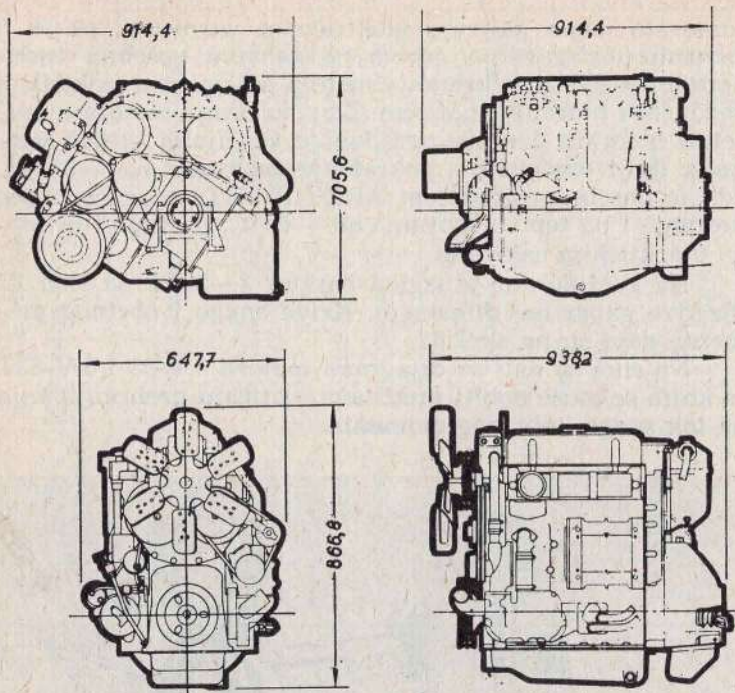
tome što nema paljenja električnom varnicom, pa se u sistemu ubrizgavanja goriva ne zahteva posebna vodonepropustljivost. Pokretanje motora omogućuju električni, vazdušni i hidraulični sistem. Za pokretanje motora u izuzetno hladnim danima ugrađen je specijalni grejač vazduha (koji omogućava pokretanje motora i na -37°C), dok je posebnim uređajem ARKTIK KIT omogućeno pokretanje i na temperaturama od -60°C , pa time i primena u arktičkim uslovima.

Na slici 80 dat je izgled motora 3—53, a na slici 81 njegove gabaritne dimenzije. Krive snage i obrtnog momenta date su na slici 82.

Na slici 83 dati su dijagrami motora 6 V-53 i 6 V-53T sa kojih se može dobiti predstava o uticaju prehranjivanja na tok snage i obrtnog momenta.



Sl. 80 — Izgled višegorivnog motora 3—53 DETROIT DIZEL (SAD)

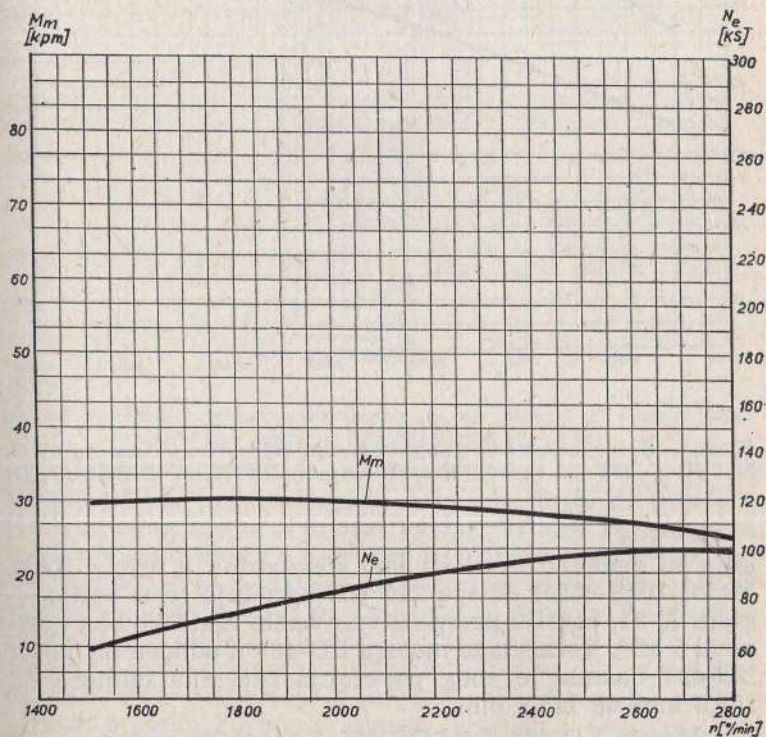


Sl. 81 — Gabaritne dimenzije višegorivnog motora 3—53
DETROIT DIZEL (SAD)

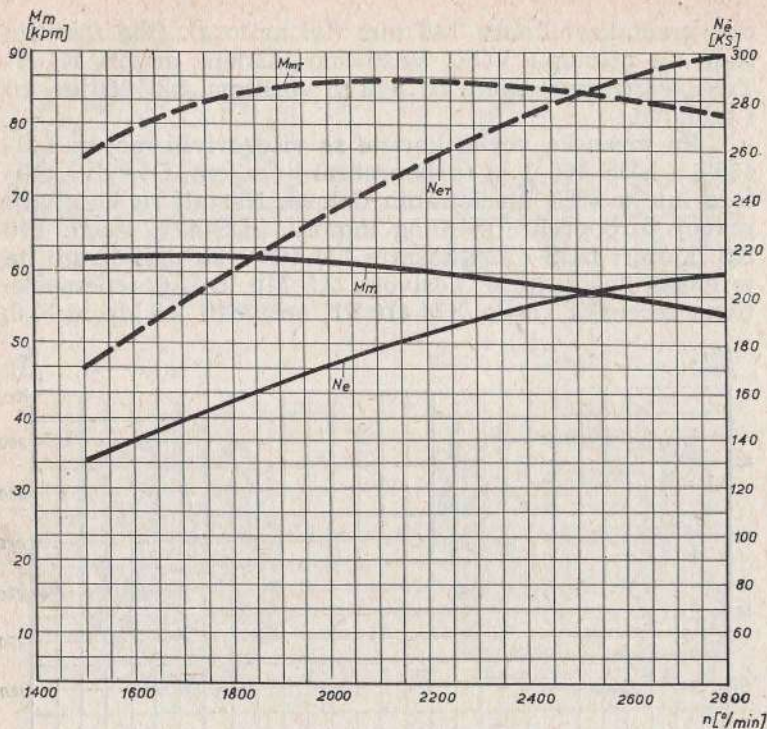
KONTINENTAL proizvodi tri različite familije motora za primenu na armijskim vozilima. Prva familija obuhvata četvorotaktne vodom hladene motore, sa nominalnom snagom 150 KS (LD-465), 210 KS (LDS-465, sa turboprehranjivanjem) i 140 KS (LD-465-1), namenjene za upotrebu nekoliko vrsta goriva. Primenom opisanog principa VCR očekuje se povećanje snage motora ove familije do 350 KS, a kasnije i do 450 KS. Druge dve familije obuhvataju vazdušno hladene motore AVDS. Prva obuhvata motore prečnika cilindra 123,9 mm (pet motora), a druga

one prečnika cilindra 146 mm (tri motora). Obe familije rade na principu VCR. Vazdušno hlađeni motori KON-TINENTAL namenjeni su teškim vozilima, uključujući tu i tenkove.

Za terenska vozila koriste se višegorivni motori LD-465-1 i LDS-465-1 sa turboprehranjivanjem. Ova dva motora imaju 96% unificiranih delova. Nastali su kao dalji razvoj turboprehranjanog motora LDS-427, snage 140 KS. Motori LDS-427 i kasnije LD-465-1 su ugrađivani na terenska vozila M 35, nosivosti 2,5 Mp, 6 × 6, i perspektivna terenska vozila XM 410 E1, nosivosti 2,5 Mp, 6 × 6,



Sl. 82 — Krive snage i obrtnog momenta višegorivnog motora 3 — 53 DETROIT DIZEL (SAD)



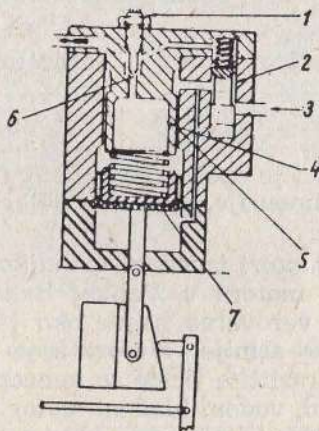
Sl. 83 — Krive snage i obrtnog momenta višegorivnih motora 6V — 53 i 6V — 53T (sa turboprehranjivanjem) DETROIT DIZEL (SAD)

koja su nedavno uvedena kao standardna u armiji SAD. Motor LDS-465-1, snage 210 KS ugrađuje se u vozilo — kiper M 51, kao i u perspektivno vozilo XM 656, oba nosivosti 5 MP. Veća snaga motora LD-465 u odnosu na motor LD-427 nastala je zbog povećanja prečnika cilindra od 109,5 mm na 115,8 mm.

Motore LD-465-1 i LDS-465-1 mogu da rade sa svim tečnim gorivima čija se specifična težina nalazi između specifičnih težina dizel-goriva i benzina. Da bi se pri upo-

trebi različitih goriva dobila približno ista snaga, ugrađen je uređaj za promenu položaja maksimalnog punjenja na pumpi za gorivo, što se postiže automatski. Na slici 84 dat je presek tog uređaja.

Uređaj radi na bazi zapreminske toplotne moći goriva. Gorivo koje ide u pumpu dovodi se kroz otvor (3) do uređaja i prolazi kroz ventil za regulaciju (2) posle čega pritisak goriva ostaje konstantan bez obzira na promenu broja obrta, opterećenja i vrste goriva. Zatim gorivo pod pri-



Sl. 84 — Uređaj za promenu punjenja na pumpi za gorivo višegorivnog motora KONTINENTAL (SAD)

tiskom prolazi kroz prstenasti uski procep (5) do prostora (4), a iz ovog ide u prstenast prolaz (6) koji se podešava igličastim ventilom (1) i odatle ide u rezervoar za gorivo. Potrošnja goriva zavisi od zazora procepa (5) odnosno od viskoziteta goriva koje kroz taj procep prolazi. Pri promeni vrste goriva pritisak između procepa (5) i prolaza (6) menja se proporcionalno viskozitetu goriva. Ta se promena koristi za pomeranje dijafragme (7), povezane sa koničnim bregom kojim se pomera graničnik maksimalnog punjenja goriva. Ugradnja ovog uređaja otklanja ozbiljan problem primene višegorivnih motora.

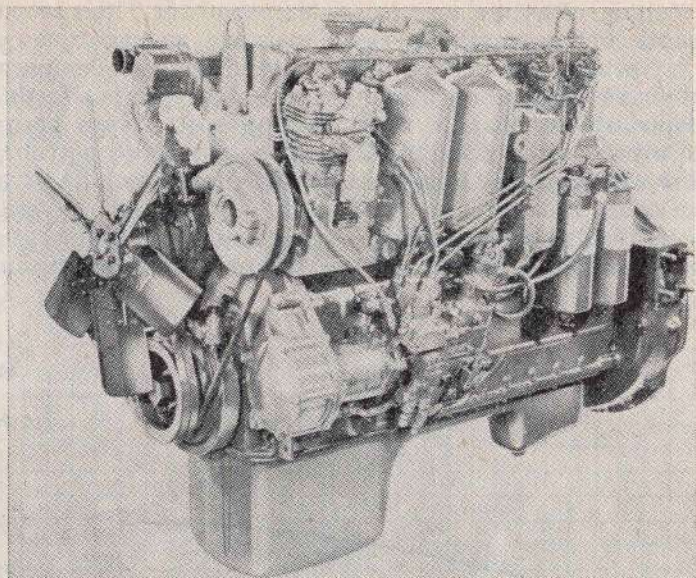
Tehničke karakteristike motora LD-465-1 su sledeće:

— prečnik cilindra	115,8 mm
— hod klipa	123,9 mm
— broj cilindara	6
— zapremina cilindara	7,85 litara
— maksimalna snaga	140 KS
— broj obrta	2.600 o/min
— minimalan broj obrta	650 o/min
— stepen sabijanja	20,5 : 1
— ciklus u motoru	četiri takta
— težina motora	680 kp
— specifična težina	8,85 kp/KS.

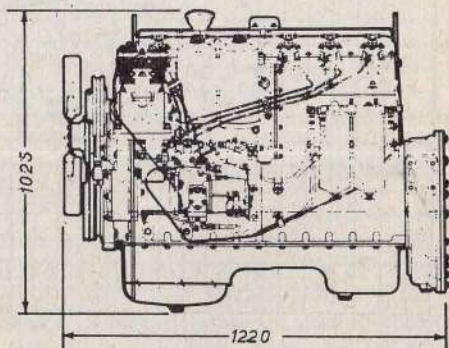
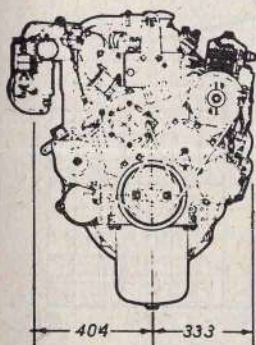
Na slici 85 dat je opšti izgled motora, na slici 86 njegove gabaritne dimenzije, a na slici 87 krive snage i obrtnog momenta.

Višegorivni motori izvedeni u Velikoj Britaniji. Razvoj višegorivnih motora u Velikoj Britaniji otpočeo je relativno kasno, verovatno negde oko 1953. godine, i to na izričit zahtev armije. Motori koji se proizvode u fabrikama četiri različite firme su koncepcijski isti. U pitanju je dvotaktni, vodom hlađeni motor sa suprotno dejstvjućim klipovima i ispiranjem kroz procepe na cilindru (sl. 88).

Kućica motora je od livenog gvožđa, jer je pogodno za obradu. Košuljice, spolja hlađene vodom, fiksirane su pomoću brizgača. Na košuljicama cilindra postoje odgovarajući procepi za ulazak i izlazak gasova. U cilindru se u suprotnim smerovima kreću dva klipa koji se hlade uljem. Klipnjačama se snaga prenosi na dva kolenasta vratila. Zahvaljujući malom odnosu hoda klipa prema prečniku cilindra postignuta je zbijena konstrukcija, iako je koncepcijsko rešenje predodređivalo velike gabaritne dimenzije. Sa svih zupčanika koji su morali biti ugrađeni da bi se povezala kolenasta vratila, može se odvoditi snaga. Prostor sagorevanja se praktično sastoji samo od prostora između čela klipova koji imaju uloške od nerđaju-

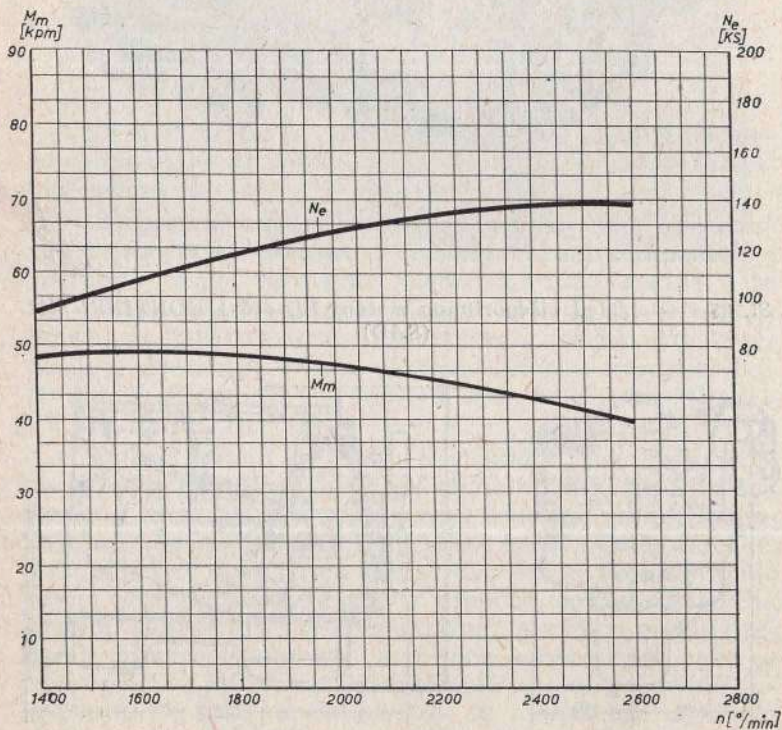


Sl. 85 — Izgled višegorivnog motora LD-465-1 KONTINENTAL (SAD)



Sl. 86 — Gabaritne dimenzije višegorivnog motora LD-465-1 KONTINENTAL (SAD)

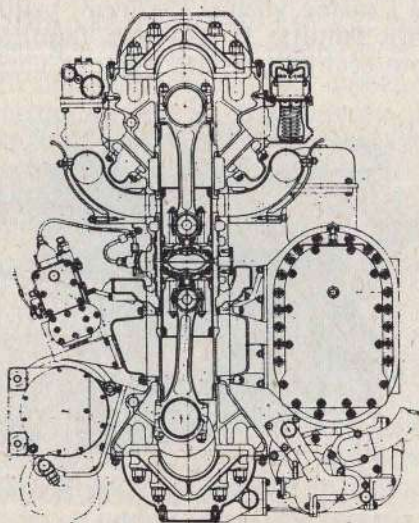
čeg čelika, otpornog na visoke temperature. Time je postignuta veoma mala površina prostora za sagorevanje, što taj prostor čini pogodnijim za sagorevanje. Temperatura površine klipa odgovara potrebi sagorevanja. Vazduh za ispiranje se ubacuje kroz procepe koje otvara gornji klip, a procepi su izvedeni tako da se ostvaruje potrebno vrtloženje vazduha. Pogodnim vrtloženjem vazduha stvara se dobra mešavina goriva i vazduha posle ubrizgavanja goriva. Donji klip razvodi izduvne gasove čija temperatura iznosi oko 400°C . Pumpa visokog pritiska konstruisana



Sl. 87 — Krive snage i obrtnog momenta višegorivnog motora LD — 465 KONTINENTAL (SAD)

je za rad sa više vrsta goriva, zahvaljujući posebnoj konstrukciji uređaja za potiskivanje. Motori imaju hladnjake za vodu i ulje.

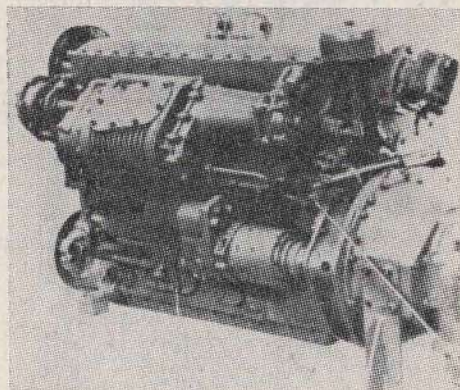
Ovi novi motori mogu da se koriste svim poznatim vrstama tečnih goriva. Razlika u snazi pri upotrebi različitih goriva je minimalna. Zahvaljujući konceptijskom rešenju dvotaktnog motora postignute su dosta male dimenzije u odnosu na snagu, veća sigurnost u radu, jer nema delova ventilskog razvoda, kao ni problema oko zaprtivanja glave, uz istovremeno obezbeđivanje njihovog dužeg veka trajanja.



Sl. 88 — Presek dvotaktnog višegorivnog motora britanske proizvodnje

Proizvodnje višegorivnih motora prihvatile su se četiri poznate britanske firme. Najmanje motore H 30, snage 30 KS (SAE) proizvode KOVENTRI KLIMAKS i ARM-STRONG UITVORT. Familiju srednjih motora K 40, 4 cilindra, 160 KS (SAE), K 50,5 cilindara, 200 KS (SAE) i K 60 6 cilindara 240 KS (SAE) proizvodi ROLS-ROJS, a motor L 60, 6 cilindara 700 KS (SAE) LEJLEND.

Najmanji motor H 30 predviđen je kao pomoćni za tenkovske motore, K 40, K 50 i K 60 se ugrađuju na terenska vozila; motor L 60 namenjen je tenkovima »ČIFTEN«. Motori familije K treba da zamene one familije B na svim terenskim vozilima Velike Britanije, pa je prilikom razvoja posebna pažnja posvećena tom zahtevu. Motori familije B su benzinski koji su sa raznim brojem cilindara prekrivali domen snaga od 80 do 160 KS, a uz proširivanje cilindra i do 215 KS. Predviđeni domen snaga motora familije K ukazuje na tendenciju ugradnje motora veće snage u terenska vozila i na postizanje što većeg odnosa snaga motora i težine vozila. Međutim, prilikom direktne zamene motora familije B motorom familije K mora se paziti i na opterećenje agregata i delova vozila.



Sl. 89 — Izgled motora K 60 ROLS — ROJS (Velika Britanija)

Iako su svi britanski višegorivni motori namenjeni u prvom redu ugradnji u armijska sredstva, i po isključivom zahtevu armije i realizovani, postoji bez ikakve sumnje mogućnost njihove ugradnje i na različita sredstva potrebna privredi, kao, na primer, na brodove, teretne automobile, šinska vozila, stacionarne agregate i druga.

Pri tome je naročito od značaja što se ovi motori mogu montirati u bilo kom položaju u sredstvu gde se ugrađuju.

Od posebnog je značaja i činjenica što postoji mogućnost da se delovi od livenog gvožđa zamene delovima od legure aluminijuma, čime bi se u osetnoj meri smanjila težina motora, povećao odnos snage motora i težine, a u izvesnoj meri povećao i odnos snage motora i težine celog vozila.

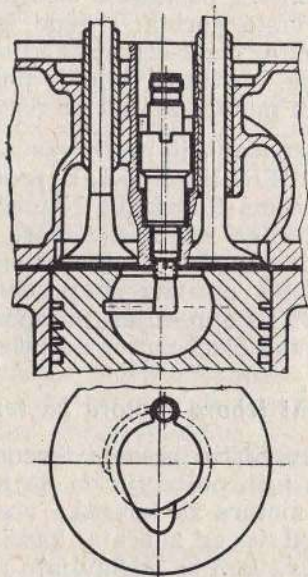
Za sada je predviđena proizvodnja samo navedenih pet motora. Domen snaga između 240 KS, koliko daje motor K 60, i 700 KS, koliko daje motor L 60, nije prekriven. U slučaju potrebe može se i taj domen popuniti bilo motorom familije L sa 4 ili 5 cilindara, bilo motorom familije K sa 8 ili više cilindara. Isto važi i za domen snaga između 30 KS (motor H 30) i 160 KS (motor K 40). Takođe pada u oči i mala specifična težina motora, s obzirom na to što su izvedeni sa odlivcima od livenog gvožđa. Već i sa ovim vrednostima specifične težine motori su među najuspelijim rešenjima.

Višegorivni motori izvedeni u Saveznoj Republici Nemačkoj. Iako je na terenskim vozilima Savezne Republike Nemačke jasno izražena granica upotrebe benzinskih i dizel-motora (vozila do 3 Mp imaju benzinski, a ona veće nosivosti dizel-motor, što je sa stanovišta karakteristika motora normalno), pojava višegorivnih motora izmenila je situaciju, pa se za buduću familiju terenskih vozila Savezne Republike Nemačke predviđa isključivo ugradnja višegorivnih motora. Novi motor koji tek treba da se razvije, biće kombinacija procesa M koji je uveo MAN (opisan ranije), i vazdušnog hlađenja, kakvo imaju motori DOJC. MAN-ov proces M (Mittenkugel Verbernnungsverfahren — »M« Verfahren) pojavio se 1953. godine i do danas je u priličnoj meri usavršen, tako da je mogao da posluži kao baza za razvoj četvorotaktnog višegorivnog motora. Motoru koji je radio po »M« procesu dodat je

Tehničke karakteristike britanskih višegorivnih motora

tip motora	H 30	K 40	K 50	K 60	L 60
proizvođač	KOVENTRI KLIMAKS ARMSTRONG UITVORT	ROLS-ROJS	ROLS-ROJS	ROLS-ROJS	LEJLEND
broj cilindara	3	4	5	6	6
prečnik cilindra mm	55,0	87,3	87,3	87,3	117,5
hod klipa mm	70,0 × 2	91,4 × 2	91,4 × 2	91,4 × 2	146,0 × 2
zapremina cm ³	995	4380	5475	6570	18993
snaga (KS SAE)	30	160	200	240	700
broj obrta kolenastog vratila o/min	3000	2400	2400	2400	2400
broj obrta pogonskog vratila o/min	3000 odn. 4000	3750	3750	3750	2670
obrotni moment kpm pri broju obrta kolena-stog vratila o/min	8,7 1700	55,2 1500	69,0 1500	82,5 1500	221 1500
srednji efektivni pritisak kp/cm ²	4,5	6,85	6,85	6,85	6,89
neto težina kp	204,5	508,0	612,0	712,0	1405,0
specifična težina (odnos težine i snage kp/KS)	6,80	3,175	3,039	2,948	2,00
litarska snaga KS/1	30,0	36,5	36,5	36,5	36,8
dužina mm	762,0	914,4	1045,0	1117,8	1372,0
širina mm	520,0	722,6	722,6	722,6	864,0
visina mm	712,3	819,2	819,2	819,2	1193,0

spoljni izvor paljenja ubrizganog goriva, što je omogućilo korišćenje i goriva sa velikim oktanskim brojem. Prvi rezultati rada motora FM, prikazanog na slici 90, opravdavaju njegov dalji razvoj.



Sl. 90 — Višegorivni motor »FM« firme MAN (Savezna Republika Nemačka)

Iako je u Saveznoj Republici Nemačkoj već realizovan višegorivni motor (na bazi motora DOJC), ipak se za perspektivne potrebe armije prilazi razvoju novog tipa motora koji treba da poveže dobre strane višegorivnog motora FM i vazdušnog hlađenja. Zato se može očekivati da će novi zapadnonemački motori biti izuzetno dostignuće u ovoj oblasti.

Višegorivni motori izvedeni u Francuskoj. I francuska armija je postavila pred proizvođača zahtev da se na terenska vozila ugrađuju višegorivni motori, kao jedan od glavnih uslova proizvodnje savremenih armijskih vozila. Taj je zahtev doveo do intenzivnih istraživačkih radova koji su u manjoj ili većoj meri išli za tim da se rekonstrukcijom postojećih dobije motor sposoban da radi sa više vrsta goriva. I ovde je posebna pažnja posvećena korišćenju dizel-ciklusa kao osnove ciklusa višegorivnog motora. Međutim, bilo je pokušaja prilagođavanja i benzinskih motora za rad sa više vrsta goriva.

Jedan od najznačajnijih proizvođača vozila za potrebe armije je firma BERLIE. BERLIE proizvodi motore po licenci MAN (Savezna Republika Nemačka), pa je i višegorivni motor izveden od dizel-motora koji radi po M-procesu. Za primenu više vrsta goriva u armiji motor BERLIE MK 520 SE oprema se posebnom pumpom za ubrizgavanje, dok se opremljen pumpom serijske proizvodnje ugrađuje kao dizel-motor na privredna vozila.

Neki problemi izbora motora za terenska vozila

Veliki broj različitih rešenja terenskih vozila i motora ugrađenih u njih pokazuju da ne postoji neko opšte pravilo za izbor motora za terenska vozila. Ipak su neki uticajni faktori od većeg značaja, kada se uzme u obzir specifičnost zahteva koji se postavljaju pred konstruktore vojnih vozila.

Jedan od najvažnijih faktora je snaga motora i njen odnos prema ukupnoj težini vozila. Opšta je tendencija da se povećava snaga motora koji se ugrađuju u motorna vozila, a naročito na terenska. Razlog za to je svakako tendencija da vozilo savlađuje gotovo sve prepreke na koje se može naići pri kretanju, a naročito van puteva. Za savlađivanje peskovitih i blatnih podloga potrebno je uvek imati dovoljno snage, po pravilu mnogo više nego i pri savlađivanju maksimalnog uspona po tvrdom tlu. Neophodna snaga se ne može za svaki slučaj upotrebe odrediti, pa zbog toga vojni zahtevi teže da obezbede upotrebu

vozila i u krajnje nepovoljnim uslovima. Kao protivteža stoji zahtev što ekonomičnije eksploatacije vozila, a to znači, u načelu, ugradnju motora što manje snage. Merilo potrebne snage je odnos snage i ukupne težine vozila. Međutim, ovo merilo može da posluži samo kao orijentacija, jer bitno zavisi od veličine vozila i njegove nosivosti, što za vojno vozilo znači od njegove terenske nosivosti. Kod vozila male nosivosti (najviše 1 Mp) ovaj odnos već po pravilu prelazi 30 KS/Mp, dok se kod vozila veće nosivosti smanjuje, da bi kod najtežih iznosio oko 10—15 KS/Mp. Međutim, ima rešenja i sa manjim veličinama ovog odnosa. Pri tome treba uvek imati u vidu da se za određivanje ove veličine uzima ukupna težina na bazi terenske, a nikako na bazi putne nosivosti.

Drugi važan faktor je vrsta motora. Iz opštevojnih razloga je opravdano usvojiti višegorivni motor. U nedostatku takvog motora koristi se za manja vozila oto, a za veća dizel-motor. Osobine ovih motora su takve da, zbog područja brojeva obrta, kao i transmisija koje su danas uobičajene, dizel-motor može obezbediti veću vučnu silu u poređenju sa oto-motorom iste snage, jer po pravilu ima veći maksimalni obrtni moment. Oto-motor, pak, ima prednost u manjoj težini, manjim gabaritima i, što je za primenu na terenskim vozilima od posebnog značaja, u elastičnosti motora.

Treći važan faktor je proizvodnja motora. Po pravilu se traži da se na terenska vozila ugrađuje motor sopstvene proizvodnje, pa i po cenu nekih nepovoljnih uslova (kvaliteta, cena). Naravno da ovo nije uvek poštovano. Često na ovo može uticati i politička situacija u kojoj se iz savezničke zemlje uzima ne samo motor, već i celo vozilo.

Postoji još jedan važan faktor koji može uticati na izbor motora za terenska vozila. Problemi održavanja i opravki, kao i obuke ljudstva za rukovanje, održavanje i opravku zahtevaju jednostavnu konstrukciju vozila, posebno motora. Ovaj faktor sve više dolazi do izražaja, osobito radi smanjivanja vremena za održavanje.

I najzad, treba pomenuti uticaj unifikacije na izbor motora. Opšta je tendencija da se sa što manje različitih agregata reši problem popune armije volizima. U tom smislu se teži ugradnji motora koji imaju isti klip, klipni mehanizam, cilindar, razne agregate i uopšte što više istih delova, na vozila različite nosivosti. Iako to možda nije najpovoljnije u odnosu na performanse vozila, ipak se višestruko isplati u različitim uslovima održavanja, opravki, rukovanja, a naročito u pogledu borbene gotovosti.

Naravno da i neki drugi faktori mogu uticati na izbor motora za terenska vozila. Samo u najrazvijenijim zemljama se proizvode posebni motori za terenska vozila, dok se u manjim ugrađuju motori kojima se koristi privreda. Isto tako i motorski uređaji mogu imati određen uticaj na izbor motora (vazdušno ili vodeno hlađenje, napon elektroinstalacije i drugi), o čemu će biti još reči.

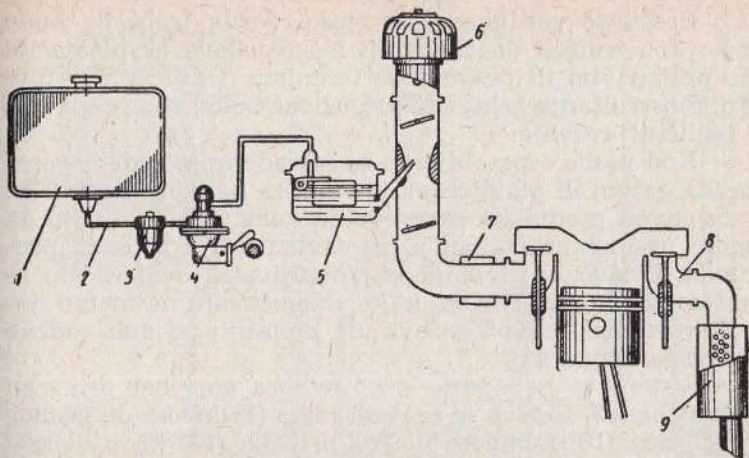
MOTORSKI UREĐAJI

Dobar i siguran rad motora zavisi u velikoj meri od rada motorskih uređaja koji imaju zadatak da obezbede proces pretvaranja hemijske energije u toplotnu, a toplotne energije u mehanički rad, što se ostvaruje u cilindru motora.

Motorski uređaji biće u ovom delu knjige obrađeni samo u neophodnom obimu, prvenstveno o pitanjima koja su od posebnog značaja za armijska vozila.

Sistem napajanja gorivom i odvoda produkata sagorevanja

Sistem napajanja gorivom obezbeđuje dovod goriva iz rezervoara u cilindar u stanju koje odgovara uslovima sagorevanja, što znači da u oto-motoru ovaj sistem obezbeđuje smešu goriva i vazduha, a u dizel-motoru poseban dovod vazduha i goriva. Na slici 91 prikazan je šematski najprostiji sistem napajanja gorivom i odvoda produkata sagorevanja za oto-motor.



Sl. 91 — Šema i sastavni delovi sistema napajanja gorivom i od-
voda produkata sagorevanja oto-motora

Sastavni delovi ovog sistema su: rezervoar za gorivo (1), iz koga pumpa (4) odvodi gorivo kroz cevovod (2) i prečistač goriva (3) u karburator (5), gde se stvara smeša goriva i vazduha, uvedenog kroz prečistač vazduha (6); smeša se uvodi kroz usisni kolektor (7) i usisni ventil u cilindar; produkti sagorevanja se sakupljaju u izduvnom kolektoru (8) i kroz prigušivač buke (9) odvođe u atmosferu.

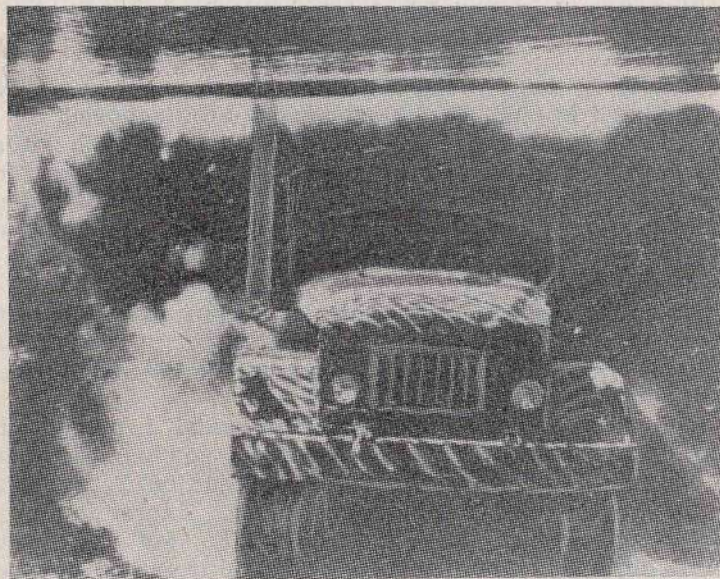
Da bi se dobila najpovoljnija smeša pri različitim režimima rada, tokom razvoja je velika pažnja posvećena konstrukciji karburatora, pa su savremena rešenja karburatora prilično složena.

Zapremina rezervoara za gorivo zavisi i od vojnih zahteva autonomije kretanja terenskih vozila. Težnja je gotovo u svim armijama da jednim punjenjem rezervoara vozilo pređe put od oko 1.000 kilometara. Zapremina i težina rezervoara utiču na nosivost vozila, jer za veliku autonomiju kretanja treba obezbediti prostor za smeštaj velikih rezervoara, a veća težina punih rezervoara može se postići smanjivanjem nominalne nosivosti.

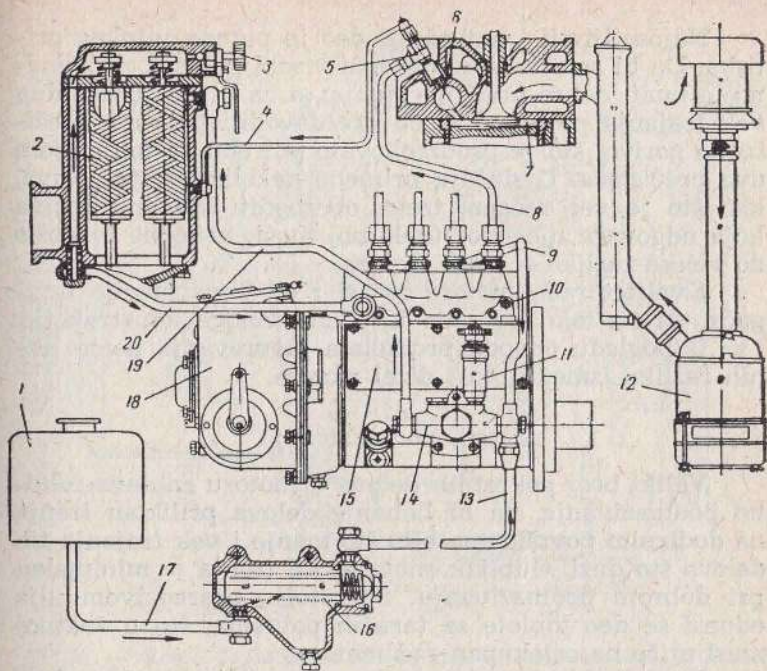
Prečistač vazduha za terenska vozila treba da bude tako konstruiran da zadovolji teške uslove eksploatacije po prašnjavim ili peskovitim terenima. Određenu pažnju pri konstruisanju zahteva i prigušivač buke, zbog čega ima i različitih rešenja.

Kod vozila osposobljenih za savlađivanje vodenih prepreka gazom ili plovljenjem, sistem za napajanje gorivom i za odvod produkata sagorevanja konstruisan je tako da može nesmetano da radi i pri savlađivanju vodenih prepreka. U slučaju predviđene potopljivosti, ovaj sistem se oprema dodatnim cevima koje omogućavaju nesmetan dovod vazduha i odvod gasova pri kretanju po dnu vodene prepreke (slika 92).

Sistem za napajanje dizel-motora gorivom prikazan je na slici 93. Gorivo se iz rezervoara (1) dovodi do grubog prečistača (16) pumpom niskog pritiska (14) ili, u izuzet-



Sl. 92 — Kretanje terenskog vozila po dnu vodene prepreke



Sl. 93 — Šema i sastavni delovi sistema napajanja gorivom dizel-
-motora sa vihornom komorom

nim slučajevima, ručnom pumpom (11), a zatim i do finog prečistača za gorivo (2) koji treba da iz goriva otkloni i najmanju nečistoću, kako ne bi došlo do oštećenja pumpe visokog pritiska (15). Regulator broja obrta i punjenja goriva (18) vezan je sa pumpom visokog pritiska i reguliše količinu goriva koja se kroz brizgač (5) ubacuje u vihornu komoru (6) cilindra motora (7); cevovod se sastoji od cevi niskog pritiska (4, 9, 13, 19 i 20) i cevi visokog pritiska (8); vazduh prilikom usisavanja prolazi kroz prečistač (12).

Najosetljiviji i najvažniji deo je pumpa visokog pritiska. Da bi se ostvario potreban visoki pritisak neophodno je imati dobro urađenu pumpu, a da bi ona imala dug vek trajanja potrebno je do nje dovoditi potpuno prečišćeno gorivo, što je prouzrokovalo potrebu za ugradnjom dva prečistača. U slučaju primene nekoliko vrsta goriva, kao što je već rečeno, treba obezbediti količinu goriva koja odgovara njegovoj toplotnoj moći, kako ne bi došlo do velike razlike u snazi motora.

Kvalitet rada motora zavisi i od konstrukcije brizgača, pa su tako do sada izvedene mnoge konstrukcije.

U pogledu odvoda produkata sagorevanja nema bitnih razlika između oto i dizel-motora.

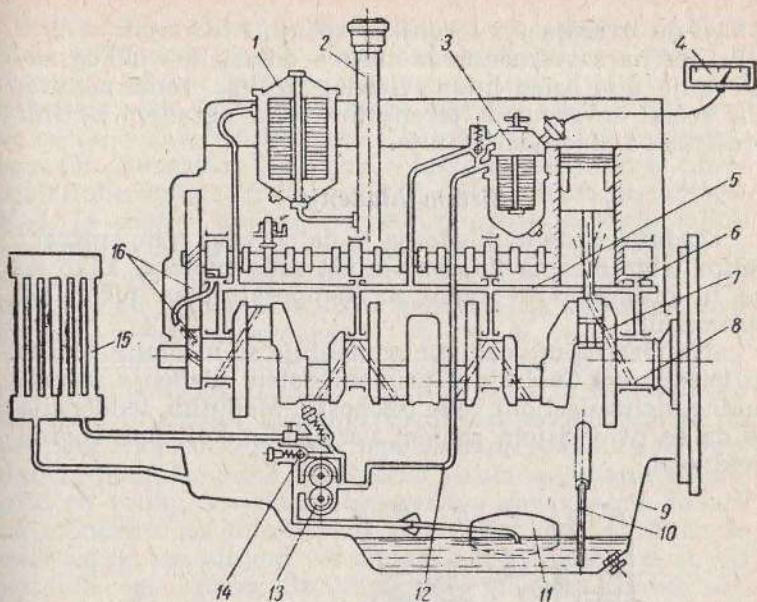
Sistem podmazivanja

Veliki broj pokretnih delova u motoru zahteva solidno podmazivanje, da bi habanje delova prilikom trenja na dodirnim površinama bilo što manje i vek trajanja tih delova što duži. Gubitak snage usled trenja je minimalan pri dobrom podmazivanju. Sem toga, posredstvom ulja odnosi se deo toplote sa tarućih površina, što u znatnoj meri utiče na celokupan rad motora.

Za dobro podmazivanje je važno da se koristi odgovarajuće ulje koje za upotrebu pri niskim temperaturama treba da ima manji viskozitet od ulja namenjenog upotrebi na visokim temperaturama, tj. da bude ređe kako bi moglo da prodre do svih mesta koja se podmazuju. Takođe je važno da se ulje u određenim intervalima menja, jer se tokom rada prlja raznim otpadnim primesama, kao što su garež, produkti sagorevanja, metalna prašina od habanja delova i druge nečistoće. Ulje usled duge upotrebe gubi svojstva, pa je podmazivanje slabije, a ukoliko u njemu ima i otpadnih primesa, takvo podmazivanje bilo bi štetno.

Različite su konstrukcije sistema za podmazivanje. Često se primenjuje sistem prikazan na slici 94.

Rezervoar ulja nalazi se u donjoj motorskoj kućici (9). Pumpa za ulje (13) koja se po pravilu radi kao zupčasta, potiskuje ulje kroz sito (11) i grubi prečistač ulja



Sl. 94 — Šema i sastavni delovi sistema podmazivanja motora

(3) u glavni razvodni kanal (5) u kućici motora. Kroz kanale u pregradama kućice ide ulje u ležajeve kolenastog vratila (8), podmazuje ih i kroz kolenasto vratilo dolazi do ležajeva klipnjače (7), te se na taj način obezbeđuje i njihovo podmazivanje. Ulje se potiskuje iz ležajeva klipnjače i, zahvaljujući obrtanju kolenastog vratila, razbacuje se po celom motoru podmazujući zidove cilindra, osovinice klipa, bregastu osovinu i druge delove. Iz glavnog razvodnog kanala ulje se vodi i do zupčanika bregaste osovine (16) i do ležajeva bregaste osovine (6). Cev (2) služi za nalivanje ulja. Meračem (10) utvrđuje se nivo ulja u rezervoaru. Manometar pokazuje pritisak ulja. Na pumpu za ulje je smešten i redukcioni ventil (14).

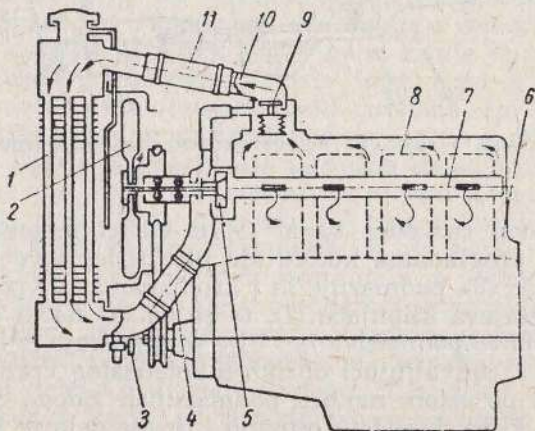
Sistemi za podmazivanje savremenih motora po pravilu imaju i fini prečistač ulja (1) čija funkcija naročito

dolazi do izražaja pri terenskoj vožnji, i hladnjak za ulje (15), jer na savremenim motorima dolazi do velikog zagrevanja ulja usled intenziviranog režima rada motora. Na većini savremenih terenskih vozila ugrađeni su fini prečistači i hladnjaci za ulje.

Sistem hlađenja

Zadatak sistema hlađenja je da održava temperaturni režim u granicama najpovoljnijeg rada motora, kako se ne bi pregrejao ili radio na temperaturama nižim od optimalnih.

Na terenskim vozilima primenjuje se hlađenje vodom ili vazduhom. Češće je u primeni sistem hlađenja sa prinudnom cirkulacijom vode (tečnosti). Međutim, tendencija je da se ovaj sistem zameni vazдушnim koji ima znatne prednosti.



Sl. 95 — Šema i sastavni delovi sistema hlađenja sa prinudnom cirkulacijom

Sistem (sl. 95) je napunjen vodom (pri niskim temperaturama umesto vode koristi se tečnost koja ne smrzava) i kada motor radi, pumpa za vodu (5) potiskuje je kroz razvodni kanal (7), košuljice na kućici (6) i glavi (8), pri-

ključak (10) i gumeno crevo (11) u hladnjak (1), iz koga kroz priključak (3) i gumeno crevo (4) ponovo dolazi u pumpu, i tako se zatvara cirkulacioni krug. Prolazeći kroz košuljice voda oduzima toplotu cilindru i glavi cilindra, te na taj način hladi motor. Hladnjak se hladi ventilatorom (2). Termostat (9) reguliše tok cirkulacije kroz hladnjak i obezbeđuje intenzivnije ili slabije hlađenje motora. Kad je motor hladan, termostat usmerava vodu mimo hladnjaka i obezbeđuje brže zagrevanje motora. Kada se voda zagreje, termostat je usmerava ka hladnjaku i voda se u njemu hladi, pa postaje sposobna da preuzme novu količinu toplote od motora.

U sistemu vazdušnog hlađenja toplota se sa zagrejanih delova odvodi direktno vazduhom. Da bi se obezbedio dovoljan intenzitet hlađenja vazduhom neophodno je da površina motora koja je u neposrednom kontaktu sa vazduhom bude što veća i da brzina strujanja vazduha bude prilično velika. Površina se povećava dodavanjem rebara na cilindru i na cilindarskoj glavi. Strujanje vazduha se obezbeđuje ugradnjom ventilatora i usmeravanjem struje vazduha oko rebara. Sa cilindarske glave se odvodi oko $\frac{2}{3}$ ukupne količine toplote, a sa cilindra $\frac{1}{3}$. Zbog toga nastaje problem, jer je na cilindru lako rasporediti rebra, a na glavi teško zbog neprikladnog oblika.

Izrazita je tendencija uvođenja vazdušnog hlađenja na vojnim vozilima. Smetnja intenzivnijem uvođenju je teškoća konstrukcijskog rešenja na različitim vrstama motora. Osnovne prednosti hlađenja vazduhom su:

1. Jednostavnija je konstrukcija (znatno je manji broj delova i njihova konstrukcija je jednostavnija).
2. Veća je sigurnost u radu zbog manjeg broja delova podložnih neispravnostima. Kod vodenog hlađenja nisu retki kvarovi na samom sistemu (oko 20% svih neispravnosti motora i njegovih uređaja otpada na sistem za hlađenje).
3. Lakše je održavanje motora sa vazdušnim hlađenjem, jer nije potrebno voditi brigu o popunjenosti sistema tečnošću, da li je u zimskom periodu sistem

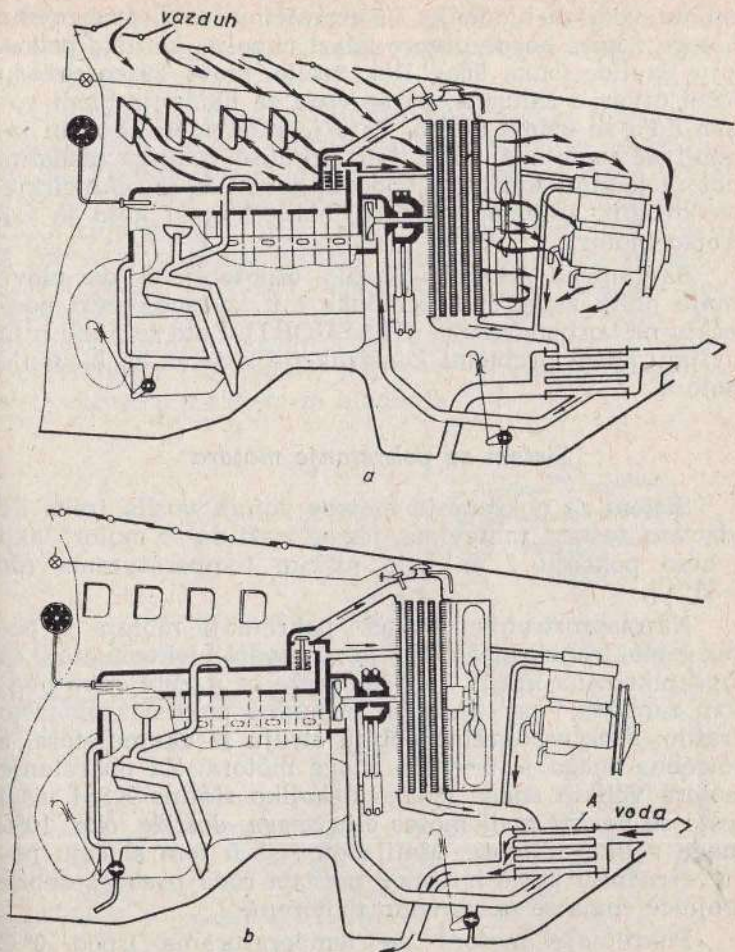
popunjen odgovarajućom tečnošću koja ne smrzava, da li je sistem dovoljno očišćen od prljavštine itd.

4. Manja je osetljivost na promenu spoljne temperature kod vazdušnog hlađenja. Temperatura rebara za hlađenje je oko 180°C , a hladnjaka za vodu oko 80°C , pa je razlika u odnosu na temperaturu okolne atmosfere veća kod sistema hlađenja vazduhom. Zbog toga se promene temperature u atmosferi u većoj meri izražavaju kod sistema hlađenja vodom, pa je vazduhom hlađeni motor prikladniji za rad u području veoma niskih, kao i veoma visokih spoljnih temperatura.
5. Vazduhom hlađeni motor ima manju težinu, a težina motora sa vodenim hlađenjem obuhvata i težinu vode.
6. Prikladnost za unifikaciju je izrazito veća kod motora hlađenih vazduhom, jer cilindar i glava rade kao posebne jedinice i mogu se kombinovati u željenom broju komada i željenom obliku motora. Ovo je od naročitog značaja za proizvođače, ali i za armiju kao velikog korisnika motornih vozila.
7. Kod motora hlađenih vazduhom manje je habanje cilindra, jer je potrebno kraće vreme da se dostigne normalna radna temperatura.
8. Oštećenje sistema za hlađenje vodom (gubitak tečnosti) u borbenim uslovima, može dovesti do isključivanja vozila iz dalje upotrebe. U tom pogledu su motori sa vazdušnim hlađenjem mnogo pouzdaniji.

Iako su prednosti hlađenja vazduhom očigledne ovaj sistem još nalazi manju primenu na vojnim vozilima. Razloge treba tražiti u većem termičkom naprezanju cilindarske glave, nejednakom rasporedu temperature glave i većoj buci zbog zazora između pojedinih cilindara kod motora hlađenih vazduhom.

Konstrukcija sistema za hlađenje motora ima izvesnih specifičnosti kod vojnih vozila, osposobljenih da plove.

Pri kretanju po suvom vazduhu za hlađenje ulazi kroz žaluzine na krovu, prolazi pored hladnjaka, oduzimajući



Sl. 96 — Sistem hlađenja amfibijskog točkaškog vozila:
 a) tečnost sistema za hlađenje pri kretanju na zemlji hladi se vazduhom;
 b) prilikom plovljenja hladi se vodom

toplotu vodi za hlađenje, usmerivačima se skreće prema motoru i kroz bočne otvore izlazi napolje, kao što prikazuju strelice (slika 96a). Dok vozilo plovi zatvoreni su bočni otvori i žaluzine, pa se voda za hlađenje hladi vodom koja se uzima spolja. Zato je predviđen poseban izmenjivač toplote A, kroz koji cirkuliše voda za hlađenje motora jednim sistemom vodova, dok voda iz reke cirkuliše drugim sistemom vodova, hladeći vodu koju je zagrejao motor.

Savremena terenska vozila osposobljena da plove imaju oblik zatvorenog sanduka i u izvesnoj meri podsećaju na borbena vozila (STALUORT). Zato se i kod njih javljaju slični problemi konstrukcije sistema za hlađenje motora.

Sistem za pokretanje motora

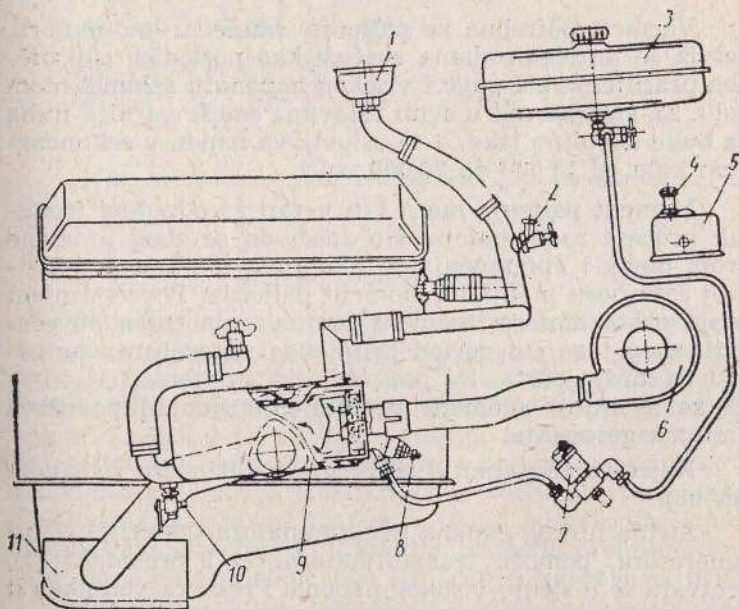
Sistem za pokretanje motora vojnih vozila treba da odgovori teškim zahtevima, jer se traži da se motori lako i brzo pokreću i na vrlo niskim temperaturama (do -35°C).

Najrasprostranjeniji način pokretanja motora je pomoću elektropokretača. To je, u stvari elektromotor, sa zupčanikom na kraju, koji se spreže sa nazubljenim obodom zamajca i na taj način prinudno pokreće kolenasto vratilo. Elektropokretač dobija struju iz akumulatora, a potrebna snaga je 5—10% snage motora. Za pokretanje motora velikih snaga (snage nekoliko stotina KS i više) često se koristi mali motor čija snaga dostiže oko 10% snage velikog motora. Mali motor se u tom slučaju pokreće ručno i posle izvesnog perioda radi preko posebne spojnice spaja se sa glavnim motorom.

Pokretanje motora na temperaturama ispod 0°C predstavlja izuzetan problem, zbog velikih otpora koje stvara zgusnuto ulje za podmazivanje. Sem toga, kod dizel-motora je temperatura na kraju sabijanja često nedovoljna da obezbedi paljenje goriva. Armijski zahtev da vozilo može da se pokrene i na temperaturi od -35°C uslovio je da se u neka terenska vozila ugrađuje poseban

uređaj za zagrevanje tečnosti za hlađenje i ulja za podmazivanje, da bi se na taj način ostvarili povoljniji uslovi za pokretanje motora (sl. 97).

U komoru za sagorevanje benzin dolazi iz rezervoara (3) slobodnim padom, dok se vazduh doprema ventilatorom (6). Početno paljenje goriva vrši svećica (8), a posle sagorevanje teče slobodno. Produkti sagorevanja greju tečnost koja se kroz levak (1) i slavinu (2) dovodi u kotao (9), gde se razmenjuje toplota. Slavina (10) služi za ispuštanje tečnosti. Produkti sagorevanja se usmeravaju deflektorom (11) na karter motora da bi grejali ulje. Na komandnom pultu (5) grejača je ručica (4) kojom se uključuje ventilator i magnetni ventil (7) za gorivo. Kotao je stalno uključen u sistem za hlađenje.



Sl. 97 — Šema i sastavni delovi sistema za zagrevanje motora na niskim temperaturama (GAZ 66, SSSR)

Veoma je jednostavan način pokretanja motora na niskim temperaturama ubrizgavanjem goriva za pokretanje koje ima vrlo nisku temperaturu samopaljenja. Takav način je uveo START-PILOT, kod koga se iz jedne boce pod pritiskom ubacuje u usisni kolektor fino raspršena smeša ugljovodonika sa niskom tačkom samopaljenja. U cilindru ovo gorivo prelazi u gasovito stanje, lako se pali i služi kao zarište za paljenje goriva motora koje se normalnim putem uvodi u cilindar. Na taj način se vrlo lako i efikasno pokreće motor i na -35°C , ali je habanje delova motora, zbog niske radne temperature, znatno. Stoga je, s obzirom na vek trajanja motora sistem zagrevanja opravdano uveden i pored znatne složenosti konstrukcije.

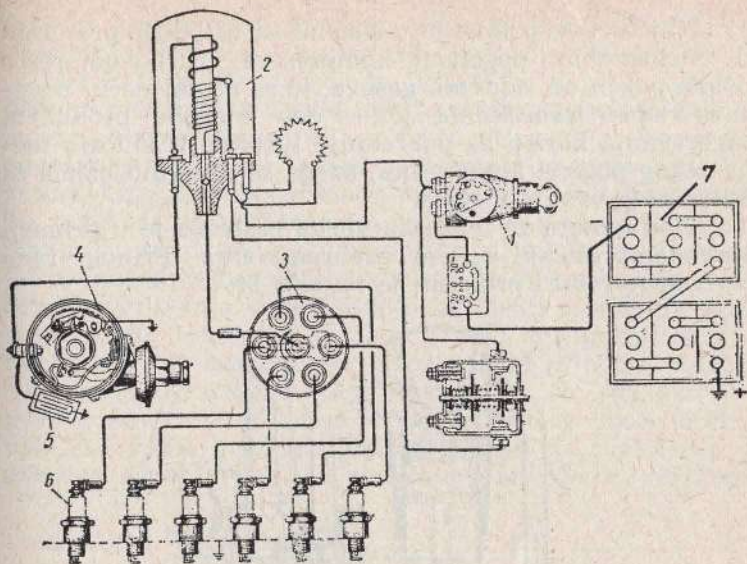
Sistem paljenja kod oto-motora

Varnica, potrebna za paljenje smeše u oto-motoru, dobija se na elektrodama svećice kao posledica električnog pražnjenja pri pojavi visokog napona u sekundarnom kolu. Za siguran rad u svim uslovima smeše varnica treba da bude dovoljno jaka, a to uslovljava napon u sekundarnom kolu od 15.000 do 20.000 volti.

Moment paljenja mora biti vezan za određeni trenutak procesa rada motora, što znači da se zbog promene broja obrta i opterećenja u toku rada mora u automatskoj zavisnosti menjati i moment paljenja. Povećavanjem broja obrta motora, moment pretpaljenja treba povećavati, zbog toga što period pritajenog sagorevanja ne zavisi od broja obrta. Sa povećavanjem opterećenja treba da se smanjuje moment pretpaljenja, jer se povećava brzina sagorevanja.

Najčešće se paljenje ostvaruje baterijskim sistemom (sl. 98).

Struja niskog napona iz akumulatora (baterije) (7) ili generatora, pomoću transformatora (2) i prekidača (4), pretvara se u struju visokog napona. Preko razvodnika (3) se razvodi u određenom redu na svećice (6) koje su uvrnute u cilindre, sa elektrodama okrenutim prema prostoru sagorevanja. Prekidač (1) služi za isključivanje toka struje.



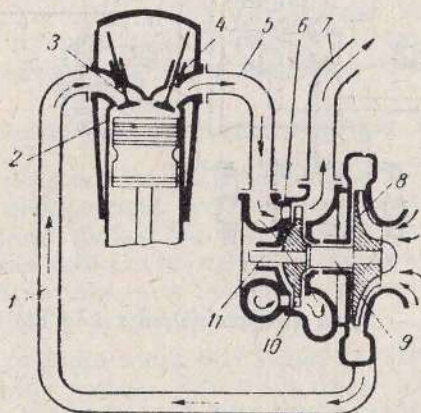
Sl. 98 — Šema sistema paljenja kod oto-motora

Sistem prehranjivanja

Povećanje snage motora sa istim prečnikom cilindra i hodom klipa može se postići prehranjivanjem motora, odnosno davanjem sveže smeše ili vazduha pod pritiskom većim od atmosferskog. Ovaj efikasan način povećanja snage u odnosu na osnovno rešenje motora je vrlo značajan kada je reč o motorima za armijska vozila. Već je istaknuta tendencija postizanja što veće specifične snage kod vozila, a prehranjivanje je jedno od rešenja koje to obezbeđuje. Naročito je prikladna primena prehranjivanja kod dizel-motora, zbog toga što se pod povećanim pritiskom ubacuje vazduh. Prehranjivanje se primenjuje kako kod dvotaktnih tako i kod četvorotaktnih motora. Povećanje snage prehranjivanjem kreće se i do 35%.

Najčešće se primenjuju sistemi sa turbokompresorom ili mehaničkim pogonom kompresora. Turbokompresor prima pogon od izduvnih gasova, te se na taj način povećava stepen iskorišćenja, jer se deo energije produkata sagorevanja koristi za pokretanje turbine. U slučaju mehaničkog pogona kompresora, snaga se direktno uzima sa kolenastog vratila motora.

Kod motora za terenska vozila najčešće je u primeni turbokompresorski sistem prehranjivanja. Princip rada turbokompresora prikazan je na slici 99.



Sl. 99 — Šema i sastavni delovi sistema prehranjivanja turbokompresorom.

Osnovni delovi turbokompresorskog sistema su gasna turbina (11) i kompresor (8). Produkti sagorevanja izlaze kroz otvoren izduvni ventil (4) i cev (5) do usmerivača (6), kroz koji se usmeravaju određenom brzinom i pod određenim uglom na lopatice (10) gasne turbine (11). Kinetička energija gasa se na lopaticama turbine pretvara u mehanički rad obrtanja vratila (9), na kome je čvrsto spojen kompresor (8). Kompresor sabija vazduh i kroz cev (1) i usisni ventil (3) ubacuje ga u cilindar (2). Zahvaljujući natpritisku vazduha postiže se bolje punjenje cilin-

dra, pa zbog toga i veća snaga motora. Kanal (7) služi za odvođenje produkata sagorevanja iz turbine u atmosferu.

Prehranjivanje motora je ograničeno dopuštenom veličinom mehaničkih i termičkih naprezanja glavnih delova motora. Povećanje pritiska u taktu usisavanja dovodi do povećanog pritiska u taktu sabijanja i sagorevanja, što prouzrokuje znatno povećano opterećenje delova motora. To znači, da je vek trajanja motora sa prehranjivanjem manji. I pored toga, s obzirom na armijske zahteve za jačim motorima namenjenim savremenim terenskim vozilima, smanjivanje veka trajanja na račun postizanja veće snage iz iste konstrukcije motora može se smatrati opravdanim. Ovo je naročito od značaja kada se uzme u obzir i težnja za ugradnjom boljeg materijala, što svakako doprinosi povećavanju veka trajanja. Zato se može očekivati sve češća primena prehranjivanja na motorima, a posebno na onim koji su namenjeni armijskim vozilima.

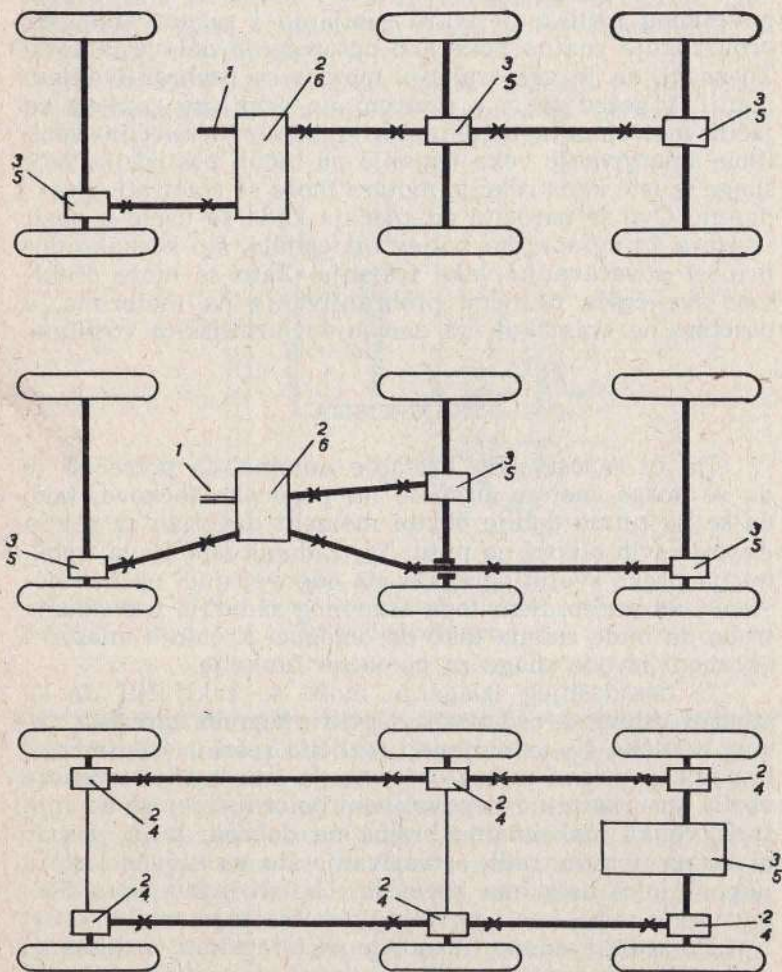
TRANSMISIJA

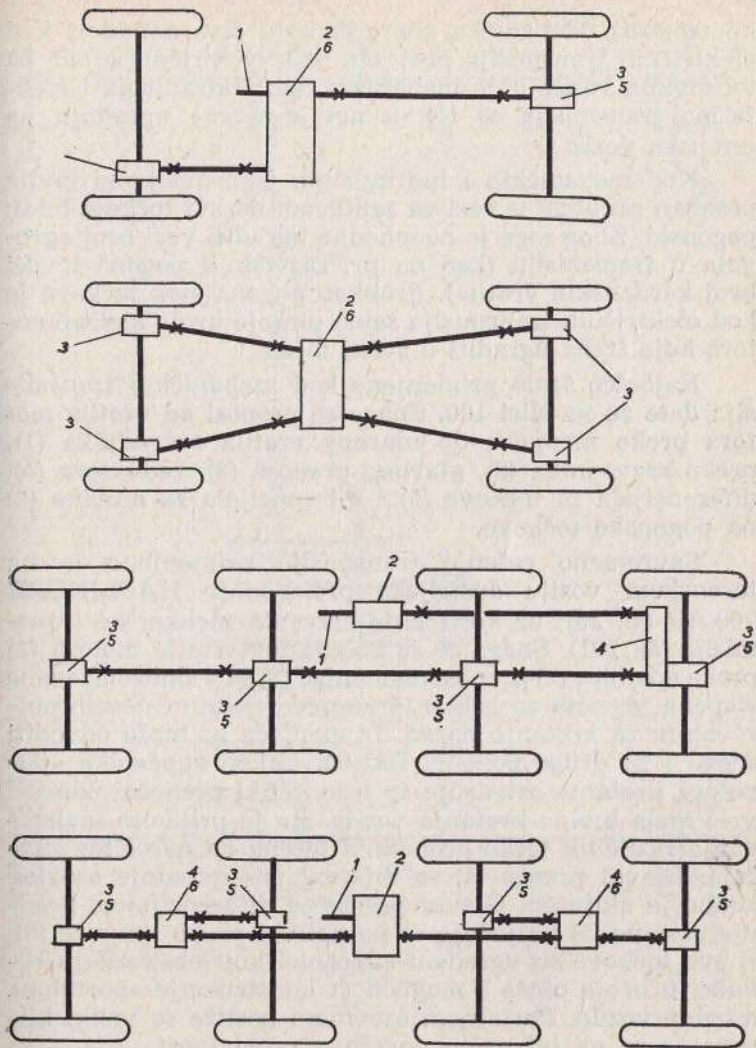
Da bi se ostvarilo kretanje automobila potrebno je da se snaga motora prenese na pogonske točkove, tako da se na njima dobije obrtni moment dovoljan za savladivanje svih otpora na putu. Taj zadatak ispunjava transmisija preko svojih agregata, na odgovarajući način smeštenih na vozilo. Sem toga osnovnog zadatka, transmisija treba da bude rešena tako da omogući kretanje unazad i obezbedi izvode snage za pomoćne funkcije.

Iz dosadašnjeg izlaganja može se zaključiti da su stvarni uslovi za rad vozila i svih njegovih agregata veoma različiti, što uslovljava i različita rešenja transmisije. U pogledu uslova rada i opterećenja transmisije terenska vozila su u izuzetno nepovoljnom položaju, jer se od njih traži velika maksimalna brzina na dobrom putu, a vrlo mala na terenu radi ostvarivanja što veće vučne sile u nepovoljnim uslovima kretanja. Uz ovo zahteva se i sigurnost u radu, kao i povoljan vek trajanja vozila.

Do sada izvedene transmisije na terenskim vozilima su mehaničke, hidraulične ili električne. U najvećem broju

su zastupljene mehaničke transmisije, gde se za prenos snage koriste agregati koji mehaničku energiju u nepromenjenom obliku prenose do točkova. Kod hidraulične transmisije obavezno bar jedan agregat prenosi snagu pre-





Sl. 100 — Šeme mehaničkih transmisija terenskih vozila

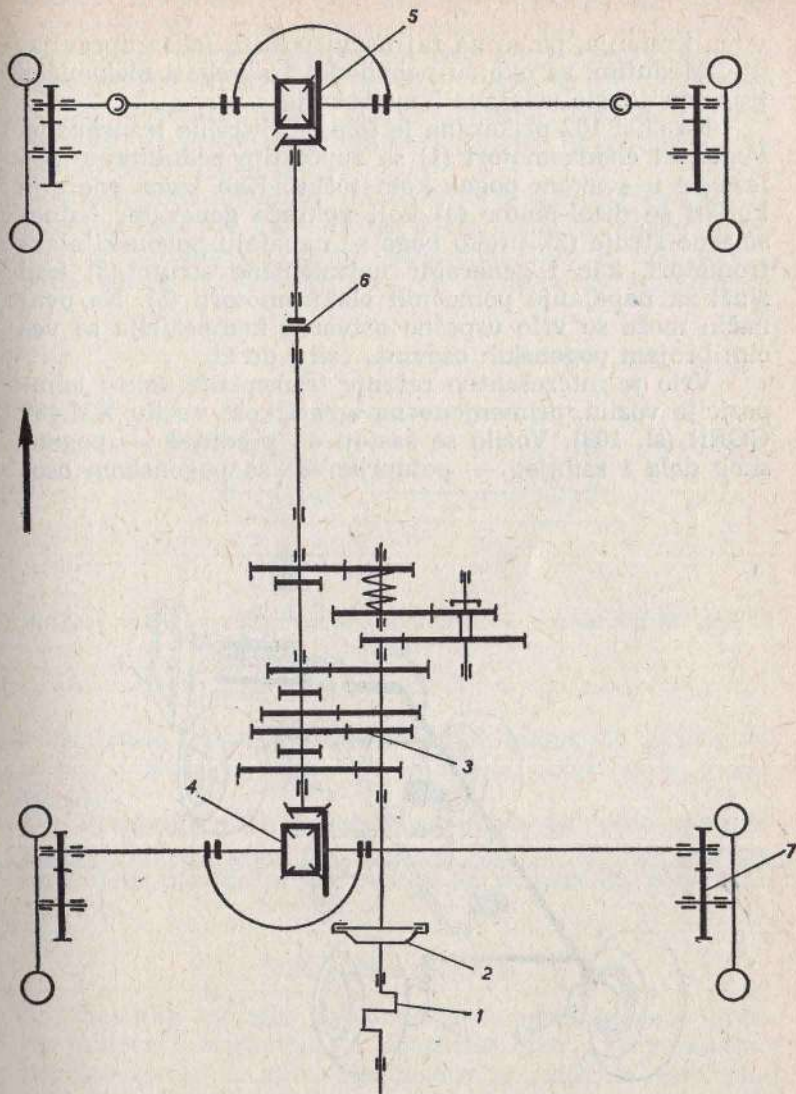
ko tečnosti. Mehanička energija koju stvara motor, kod električnih transmisija pretvara se u električnu, a ova na točkovima vozila daje mehanički rad. Hidraulična i električna transmisija se tek u novije vreme ugrađuju na terenska vozila.

Kod mehaničkih i hidrauličnih transmisija se javlja poseban problem u vezi sa zahtevom da svi točkovi budu pogonski. Zbog toga je neophodno ugraditi veći broj agregata u transmisiju (kao na pr. razvodnik pogona i veći broj kardanskih vratila). Problem pogona svih točkova je kod električnih transmisija samo pitanje broja elektromotora koje treba ugraditi u svaki točak.

Najčešće šeme primenjene kod mehaničkih transmisija date su na slici 100. Snaga se prenosi od vratila motora preko menjača, do ulaznog vratila razvodnika (1), preko razvodnika (2), glavnog prenosa (3), reduktora (4), diferencijala za točkove (5) i diferencijala za osovine (6) na pogonske točkove.

Savremeno rešenje transmisije primenjeno je na terenskom vozilu austrijske proizvodnje HAFLINGER 700 AP (sl. 25), uz korišćenje agregata mehaničke transmisije (sl. 101). Snaga se sa kolenastog vratila motora (1) preko spojnice (2) prenosi na menjač (3) sa 4 sinhronizovana stepena prenosa za kretanje napred i jednim nesinhronizovanim za kretanje nazad. Iz menjača se može odvoditi snaga i za druge pogone. Uključivanjem zupčanika »puzećeg« kretanja ostvaruje se vrlo veliki prenosni odnos i vrlo mala brzina kretanja vozila, što je prilikom savlađivanja različitih teško prohodnih terena od naročitog značaja. Glavni prenos (4) sa diferencijalom zadnje osovine stalno je uključen. Glavni prenos sa diferencijalom prednje osovine (5) uključuje se po potrebi preko spojnice (6). U sve točkove su ugrađeni zupčanci koji obezbeđuju redukciju broja obrta i mogućnost konstrukcije »portalne« osovine vozila. Portalnom osovinom postiže se veliki klijrens, te se na taj način povećava prohodnost.

Ugradnja hidraulične transmisije omogućava neprekidno regulisanje brzine i vučne sile vozila prema uslo-

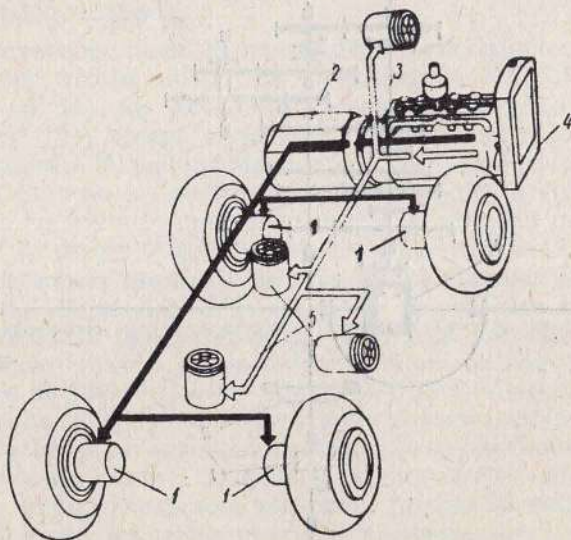


Sl. 101 — Šema transmisije »pokretne platforme« HAFLINGER 700 AP (Austrija)

vima kretanja, pa se na taj način postiže lakše upravljanje. Međutim, za ovo su neophodni i agregati mehaničke transmisije, što usložava konstrukciju.

Na slici 102 prikazana je šema električne transmisije. Pogonski elektromotori (1) sa zupčastim reduktorom nalaze se u svakom pogonskom točku. Kao izvor energije koristi se dizel-motor (4) koji pokreće generator jednosmerne struje (2), preko koga se napajaju pogonski elektromotori, kao i generator naizmjenične struje (3) koji služi za napajanje pomoćnih elektromotora (5). Na ovaj način može se vrlo uspješno ostvariti kompozicija sa većim brojem pogonskih osovina, čak i do 20.

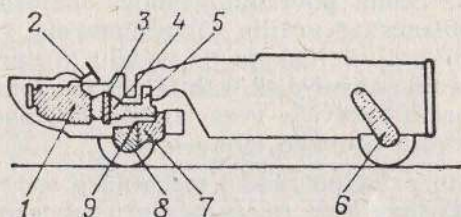
Vrlo je interesantno rešenje transmisije, kao i kompozicije vozila, primenjeno na američkom vozilu XM 437 GOER (sl. 103). Vozilo se sastoji od prednjeg — pogonskog dela i zadnjeg — poluprikolice sa pogonskom oso-



Sl. 102 — Šema električne transmisije tegljača LE TURNO (SAD)

vinom. Od motora (1) (kod XM 437 je dizel-motor) snaga se prenosi preko spojnice (4), mehaničkog menjača (7) i razvodnika (9) na prednje točkove koji imaju i diferencijal (8). Isti dizel-motor pokreće i generator (3) koji daje struju za elektromotore pogona zadnjih točkova (6). Generator (3) pokreće i električni pogon upravljanja (5), spojen sa volanom (2).

Raspored agregata transmisije u vozilu treba da je podešen tako da svi točkovi budu, kada je vozilo natovareno, približno jednako opterećeni. Ovo je kod terenskih vozila od značaja, jer je utvrđeno da prohodnost



Sl. 103 — Raspored agregata i kompozicija vozila XM 437 GOER (SAD)

vozila raste ugradnjom jednostrukih guma, što je moguće samo u slučaju približno jednakog opterećenja svake od njih.

Potpunija slika o transmisiji može se dobiti upoznavanjem konstrukcije pojedinih agregata, čijim se komponovanjem postiže prenos snage od motora do pogonskih točkova.

Mehanička spojnica

Zadatak spojnice na vozilu je da razdvoji vezu između motora i transmisije i obezbedi lako i ravnomerno uspostavljanje te veze. Spojnicom se razdvaja veza motora i transmisije kada je potrebno da motor radi, a da se pri tom vozilo ne kreće, prilikom pokretanja motora

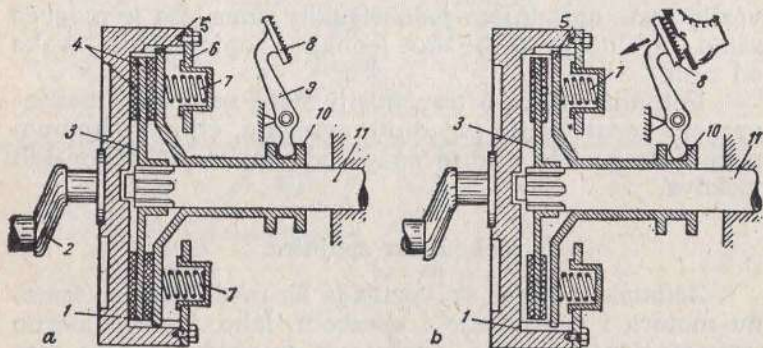
na niskim temperaturama (da bi se smanjili otpori), kao i u nekim drugim slučajevima. Da bi spojnica odgovorila nameni potrebno je da obezbedi ravnomerno uključivanje, rad bez pregrevanja i velikog habanja, potpuno isključivanje i mogućnost automatizacije procesa uključivanja i isključivanja.

Najveću primenu do sada imaju mehaničke spojnice. One mehaničkim putem obezbeđuju trenje na diskovima, preko kojih se prenosi obrtni moment (sl. 104).

Kada pedala spojnice nije pritisnuta, opruge (7) potisnog diska (5) pritiskuju frikционе obloge (4) vodećeg diska (3) uz čeonu površinu zamajca motora (1), pa se snaga sa kolenastog vratila (2) prenosi na vratilo spojnice (11) (slika a). Pritiskom na pedalu (8), preko klizača (10) pomera se potisni disk, sabijajući pri tom opruge, te se na taj način razdvaja veza između kolenastog vratila motora i vratila spojnice (slika b).

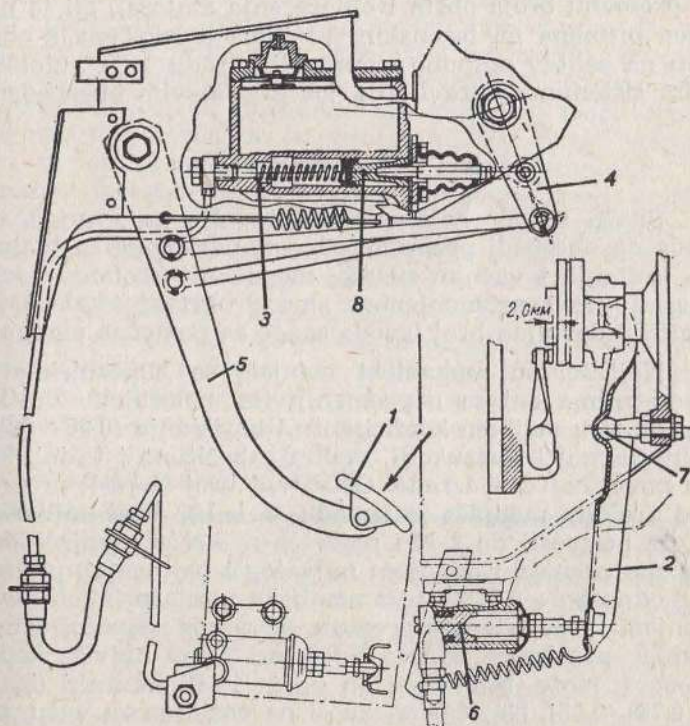
Na istom principu rade i mehaničke spojnice sa više frikcionih diskova koje se primenjuju na težim vozilima.

Značaj poboljšanja rada spojnice doveo je do razvoja nekoliko sistema upravljanja spojnicom koji na terenskim vozilima sve više potiskuju mehaničko upravljanje (sl. 104). Tako su razvijeni hidromehanički, vakuumski i elek-



Sl. 104 — Šema i sastavni delovi frikционе spojnice sa diskovima

tromagnetski sistemi, dok je rad mehaničkog sistema poboljšan prikladnim korišćenjem spiralnih opruga. Veoma se efikasnim pokazao hidromehanički sistem koji je prikazan na slici 105. Dejstvom noge na pedalu (1) spojnice pokreću se poluge (5) i (4), a preko njih i klip (8) glavnog cilindra (3). Glavni cilindar je ispunjen uljem, postojanim na visokim i niskim temperaturama. Pritisak koji se stvara u glavnom cilindru, sistemom cevi se prenosi i na radni cilindar (6) čiji klip potiskuje viljušku (2), okrećući je oko loptastog oslonca (7). Drugim krajem viljuška dejstvuje na klizač koji oslobađa potisni disk spojnice i raz-



Sl. 105 — Hidromehanički sistem komandi spojnice

dvaja vezu između kolenastog vratila motora i vratila spojnice. Otpuštanjem pedale, opruga glavnog cilindra vraća klip, usled čega opada pritisak u glavnom, kao i u radnom cilindru, pa se svi elementi sistema vraćaju polako u položaj kada je spojnica uključena. Zahvaljujući tečnosti postiže se ravnomerniji rad spojnice i olakšava upravljanje vozilom.

Vakuumski i elektromagnetski sistem ređe se primenjuju.

Sem pomenutih sistema upravljanja spojnicom, izvode se i razni automatski (vezani sa položajem pedale gasa; za promenu broja obrta i opterećenja motora), ali je njihova primena na terenskim vozilima ograničena s obzirom na zahtev potpune sigurnosti u radu koja automatskim sistemima upravljanja još nije sasvim obezbeđena.

Menjači i razvodnici pogona

Snaga se od spojnice prenosi dalje na menjač. On treba da obezbedi prenosne odnose, usklađene sa brzinama kretanja i vučnim silama, mogućnost kretanja vozila unazad pri nepromenjenom smeru obrtanja kolenastog vratila i dovoljan broj izvoda snage za pomoćne agregate.

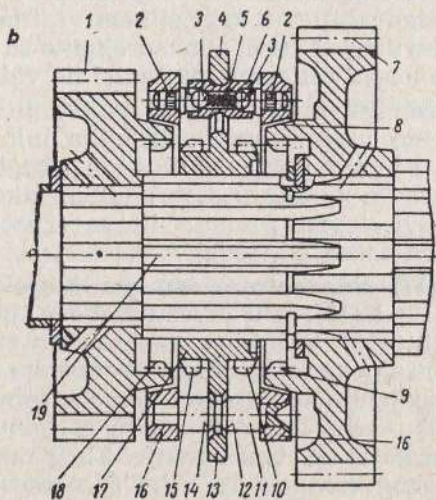
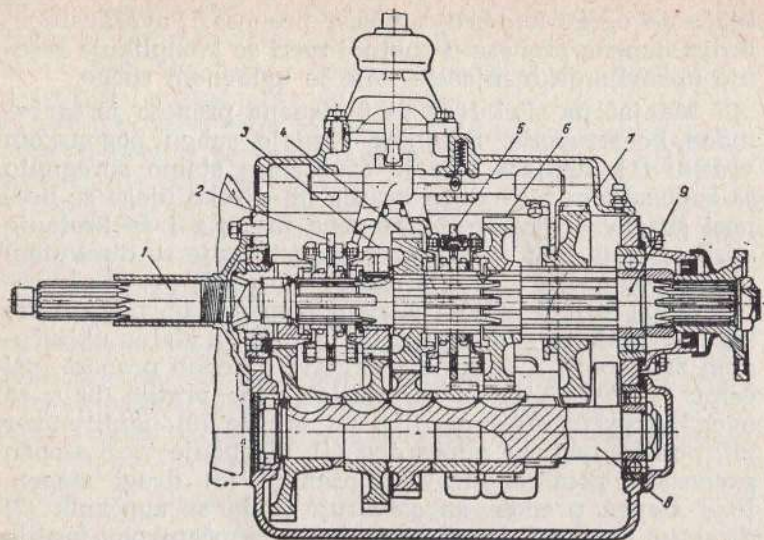
Najčešći su mehanički menjači sa zupčanicima, a među njima oni sa nepromenljivim položajem vratila. Razlog je u velikom koeficijentu iskorišćenja (0,96—0,98), jednostavnoj konstrukciji, malim gabaritima i težini, kao i u povoljnoj ceni izrade. Ostvareni broj stepeni prenosa kod ovakvih menjača je između 2 i 12. Kod terenskih vozila nosivosti do 2 Mp najčešće se kreću menjači sa 4 stepena prenosa i odnosom najvećeg i najmanjeg prenosnog odnosa do 6,5. Za teža armijska vozila primenjuju se menjači sa pet stepeni prenosa, uz odnos najvećeg i najmanjeg prenosnog odnosa do 8, pri čemu najviši stepen prenosa može biti direktan ($i_{mv} = 1$) ili brzinski ($i_{mv} = 0,75—0,85$). Na teškim, kao i na vozilima za vuču, potreban je veći broj stepena prenosa, što se najčešće ostvaruje preko razvodnika. Osnovni nedostatak ovakvih me-

njača je ograničen broj stepena prenosa. Povećavanjem broja stepena prenosa u znatnoj meri se komplikuje rešenje upravljanja menjačem koje je uglavnom ručno.

Menjač na slici 106a sa 5 stepena prenosa je savremene konstrukcije. Spojnica predaje snagu pogonskom vratilu (1) menjača čije je ozubljenje stalno spregnuto sa zupčanikom razvodnog vratila (8). Preko njega se prenosi snaga za prva četiri stepena prenosa i za kretanje vozila nazad. Peti stepen prenosa ostvaruje se direktnom vezom pogonskog i vratila izlazne snage (9) preko sinhronizera (2) koji je u tom slučaju pomećen ka pogonskom vratilu. Kada se sinhronizer (2) pomeri ka stalno uključenom zupčaniku 3 ostvaruje se četvrti stepen prenosa, pri čemu se snaga prenosi sa vratila (1) na vratilo (8), a sa ovog posredstvom zupčanika na vratilo (9). Sinhronizer (5), pomeranjem ka zupčaniku (4), uključuje treći stepen prenosa, a pomeranjem ka zupčaniku (6) drugi stepen. Prvi stepen prenosa se ostvaruje kada se zupčanik (7) direktno spregne sa odgovarajućim zupčanikom vratila (8), dok se kretanje nazad ostvaruje kada se zupčanik (7) spregne sa odgovarajućim zupčanikom vratila hoda nazad a ovo je preko drugog zupčanika spregnuto sa vratilom (8). Vratilo hoda nazad i njegovi zupčanici ne vide se na slici.

Zbog različitih brojeva obrta pojedinih vratila menjača, direktno uključivanje zupčanika bilo je praćeno udarima, pa i lomljenjem. Da bi se to izbeglo, na savremene menjače se ugrađuju sinhronizeri, tako da su sinhronizovani svi stepeni prenosa ili sa izuzetkom prvog stepena i hoda nazad (sl. 106b).

Klizač (17) sinhronizera ima na krajevima spoljno ozubljenje (10) i (15), a u otvoru žlebove, pomoću kojih klizi po vratilu (19). Početnim pomeranjem ručice menjača klizač (17) se pomera zajedno sa konusnim prstenovima (16), fiksno spojenim sa klizačem pomoću osovinice (6), ka zupčaniku (7) — ili (1) — do dodira sa konusnom površinom (8), na kojoj se stvara trenje. Zbog razlike brojeva obrta pogonskog vratila i sa njim spregnutih zupčanika (7) i (1) i izlaznog vratila sa kojim se obrće i klizač (17), konusni prstenovi (16) sa osovinicama za blokiranje (11)



Sl. 106 — Sinhronizovani menjač sa 5 stepeni prenosa za kretanje napred i 1 za kretanja nazad (a) i sinhronizer menjača (b)

zakreću se u odnosu na prirubnicu (4) klizača, dok preko konusnih površina (12 i 14) ne dođe do spoja konusnih prstenova i klizača. Kada ugaone brzine klizača i zupčanika postanu jednake, površine (12) i (14) ne ometaju pomeranje klizača. Daljim pomeranjem ručice savlađuje se otpor osovinice (6) sa kuglicama (3) i oprugom (5), klizač se dalje pomera ka zupčaniku koji se uključuje, a njegovo ozubljenje se spreže sa unutrašnjim ozubljenjem (9) na zupčaniku (7), ili (18) na zupčaniku (1), te je tako uključen željeni stepen prenosa. Na taj način sinhronizer obezbeđuje postupno uključivanje prenosa, pa se povećava vek trajanja zupčanika i ozubljenja spojnice, jer se izbegavaju udarna naprezanja.

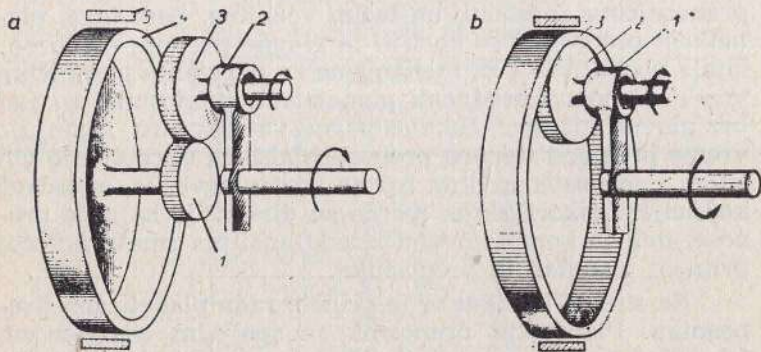
Kod vozila sa pogonom svih točkova (terenska), sem menjača ugrađuje se i razvodnik pogona, najčešće sa dva stepena prenosa, čime se postiže mogućnost šireg dijazona prenosnih odnosa. Konstrukcija razvodnika je utoliko slična konstrukciji menjača što se za prenos snage koriste zupčanici, smešteni na vratila čiji se položaj ne menja u toku rada. Zadatak razvodnika pogona je da prenese snagu na sve osovine.

U novije vreme sve se više primenjuju planetarni prenosnici, najčešće kao mehanički deo hidromehaničkih transmisija. Sreću se i mehanički menjači sa planetarnim prenosnicima, naročito na težim vozilima. Sem toga, planetarni prenosnici se koriste za glavne prenose i diferencijale vozila, kao i za mehanizme za okretanje guseničnih vozila. Osnovne prednosti planetarnih prenosnika su rad bez glavne spojnice, čime se povećava sigurnost, smanjuje vreme promene stepena prenosa, olakšava upravljanje vozilom i povećava srednja brzina kretanja vozila, povećava koeficijent iskorišćenja, manje su dimenzije za veće prenose, dok je komplikovana izrada ozbiljna smetnja većoj primeni planetarnih prenosnika.

Na slici 107 prikazan je princip rada planetarnih prenosnika. Planetarni prenosnik sa spoljnim ozubljenjem (sl. 107a) sastoji se od sledećih delova: centralnog zupčanika (1), nosača satelita (2), satelita (3), kočnog doboša (4) i kočnice (5). Satelit je spregnut sa centralnim zupčani-

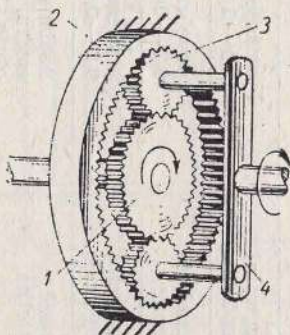
kom. Pogonski element u ovom sistemu može biti satelit ili njegov nosač. Da bi planetarni prenosnik mogao da radi, potrebno je da jedan od njegovih elemenata bude nepokretan. Kočnicom se onemogućava kretanje centralnog zupčanika koji je prema tome nepokretni element ovog sistema. Pri obrtanju satelita oko sopstvene ose, zbog nepokretnog centralnog zupčanika i ozubljenja dolazi i do obrtanja satelita oko ose centralnog zupčanika, što prouzrokuje obrtanje nosača oko centralne ose sistema. Brojevi obrta satelita i njegovog nosača su različiti. U slučaju da se pogon ostvaruje preko nosača satelita koji se obrće oko centralne ose sistema, dolazi do obrtanja satelita oko te ose sa nosačem, ali i oko sopstvene ose, zbog toga što je satelit preko ozubljenja spregnut sa nepokretnim centralnim zupčanikom. Ukupni broj obrta satelita jednak je broju obrta oko centralne ose, povećanom za broj obrta oko sopstvene ose. U slučaju spoljnog ozubljenja, ulogu centralnog zupčanika preuzima ozubljeni venac (3) sa kojim je spregnut satelit (2), slobodno oslonjen na nosač satelita (1). Kao što se vidi sa slike 107b, u ovom slučaju smer obrtanja satelita i njegovog nosača nije jednak.

Na vozilima se primenjuje planetarni prenosnik čiji je princip rada dat na slici 108. Sa centralnim zupčani-



Sl. 107 — Princip rada planetarnih prenosnika: a) sa spoljnim ozubljenjem; b) sa unutrašnjim ozubljenjem

kom (1) spregnut je veći broj satelita (3) čije je kretanje omogućeno spregom sa nepokretnim vencem (2). Obrtanje satelita oko centralne ose prenosi se na nosač satelita (4). Veći broj satelita obezbeđuje manje dimenzije prenosnika, zbog manjeg opterećenja.



Sl. 108 — Planetarni prenosnik sa kombinovanim spoljnim i unutrašnjim ozubljenjem

Planetarni prenosnik sa slike 108 omogućuje da se ostvare varijante sa različitim prenosnim odnosima, zavisno od toga koje funkcije imaju pojedini elementi. Pri tome svaki od elemenata može biti pogonski, gonjeni ili nepokretni (tabela 18).

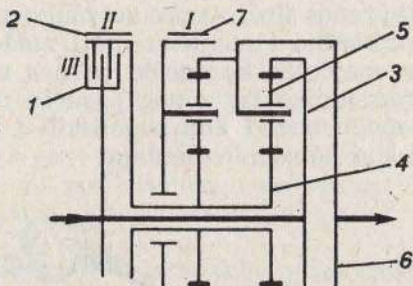
Kao što se vidi iz date tabele, kombinovanjem elemenata planetarnog prenosnika može se postići sedam različitih prenosa, od kojih pet istog smera, i dva suprotnog smera. Međutim, praktično je nemoguće u istom prenosniku obezbediti da svaki od elemenata primi sve tri funkcije. Pri tome treba blokirati kretanje nekog od elemenata, što se postiže frikcionim spojnicama ili dobošastim kočnicama (1 i 2 na slici 109). Na slici 109 prikazan je menjač sa tri stepena prenosa, dobijen kombinovanjem dva planetarna prenosnika, dve dobošaste kočnice i jedne frikcionice spojnice. Elementi prenosnika su ozubljeni ve-

Tabela 18

Mogućnosti rada planetarnog prenosnika

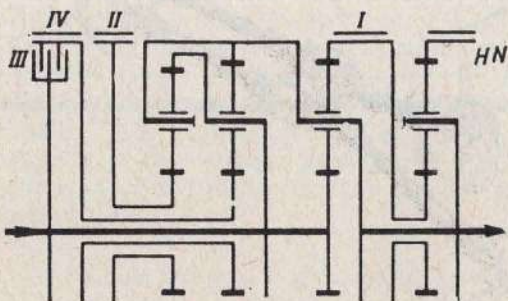
pogonski element	gonjeni element	nepokretni element	osobina prenosnika i di- japazon prenosnih od- nosa
centralni zupčanik	nosač satelita	ozubljeni venac	smanjenje broja obrta 2,5 — 5,0
ozubljeni venac	nosač satelita	centralni zupčanik	smanjenje broja obrta 1,3 — 1,7
nosač satelita	centralni zupčanik	ozubljeni venac	povećanje broja obrta 0,2 — 0,4
nosač satelita	ozubljeni venac	centralni zupčanik	povećanje broja obrta 0,6 — 0,8
centralni zupčanik	ozubljeni venac	nosač satelita	neplanetarni, promena smjera, smanjenje broja obrta, 1,5 — 4,0
ozubljeni venac	centralni zupčanik	nosač satelita	neplanetarni, promena smjera, povećanje broja obrta, 0,25 — 0,67
centralni zupčanik ili ozubljeni venac ili nosač satelita	ozubljeni venac, ili centralni zupčanik ili nosač satelita	svi se elementi okreću	direktan prenos 1,0

nac (3), centralni zupčanik (4), satelit (5), nosač satelita (6). Oni se kombinuju sa dobošastom kočnicom (7) za prvi stepen prenosa, sa dobošastom kočnicom (2) za drugi stepen prenosa i sa frikcionom spojnicom (1) za treći stepen prenosa.



Sl. 109 — Šema menjača sa tri stepena prenosa na bazi planetarnih prenosnika

Mogućnosti kombinovanja planetarnih prenosnika u okviru menjača su velike. Najčešće se u okviru hidromehaničke transmisije nalazi menjač sličan po koncepciji onome sa slike 109. Izvode se, kao što je već napomenuto, i menjači sastavljeni isključivo od planetarnih prenosnika.

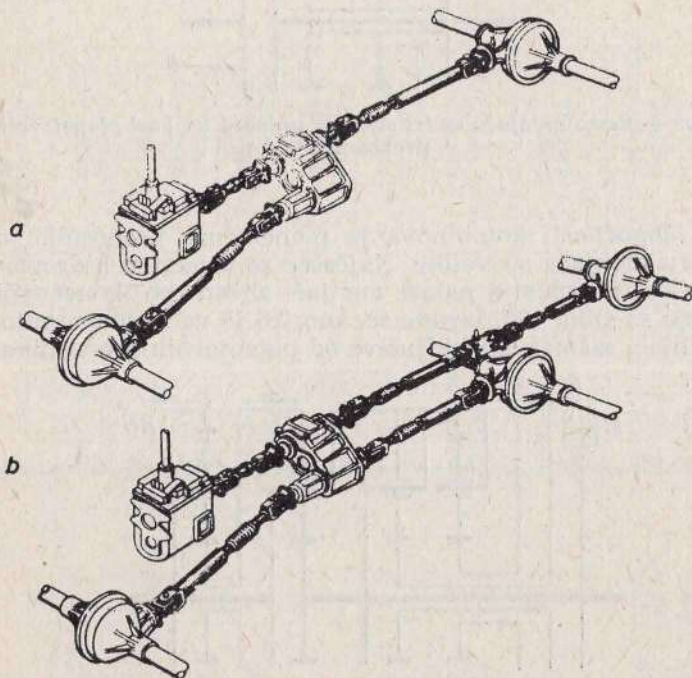


Sl. 110 — Šema menjača sa četiri stepena prenosa za kretanje napred i jednim (HN) za kretanje nazad na bazi planetarnih prenosnika

Za razvod pogona na pojedine pogonske osovine vozila mogu se koristiti i razvodnici sa diferencijalom, izvedenim na bazi planetarnog prenosnika.

Kardanski prenos

Kardanski prenos služi za prenos snage na vratila čije ose ne stoje prikladno i mogu menjati međusobni ugao. Na vozilima se najčešće kardanski prenos sreće između menjača ili razvodnika i glavnog prenosa u pogonskom mostu, ali se mogu naći i kod pogonskih i upravljačkih točkova, kao i kod pomoćnih uređaja.



Sl. 111 — Kardanski prenos: a) za vozilo formule 4×4 ; b) za vozilo formule 6×6

Kardanski prenosnik omogućava (sl. 111) prenos snage između elemenata transmisije koji se nalaze na određenom rastojanju u prostoru. U prvom slučaju je prikazan kardanski prenos snage za vozilo formule 4×4 , sa dve pogonske osovine, a u drugom za vozilo formule 6×6 , sa tri pogonske osovine. Na vozilima sa dve pogonske osovine razvodnik ima jedan ulaz i dva izlaza snage, tako da je povezan sa tri kardanska vratila: jedno ga vezuje sa menjačem, a dva sa pogonskim osovinama. Ukupan broj kardanskih zglobova je u tom slučaju šest. Za vozilo formule 6×6 razvodnik ima tri izvoda snage, od kojih je jedan povezan sa dva kardanska prenosnika, smeštena prostorno pod različitim uglovima. Zato je u tom slučaju kardanski prenos ostvaren sa pet vratila i deset zglobova.

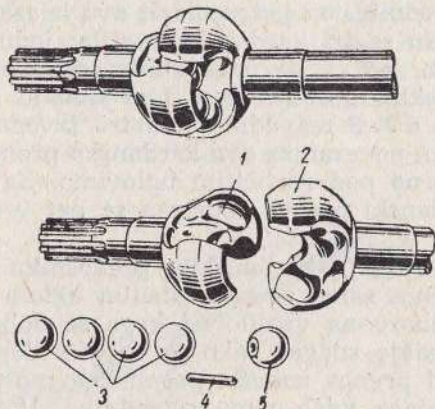
U konstrukciji kardanskih prenosnika moguće je ostvariti prenos samo pod određenim uglom kardanskog vratila u odnosu na vratilo od koga se dobija, odnosno kome se predaje snaga. Tako je najveći dopušteni ugao za kardanski prenos između pogonskog mosta i razvodnika (ili menjača, kada nema razvodnika) 15° do 20° . Ako se kardanskim prenosom spajaju elementi transmisije učvršćeni za okvir vozila (veza između menjača i razvodnika), dopušteni ugao iznosi 3° do 5° . Za kardanski prenos pogonskog točka sa nezavisnim vešanjem dopušta se ugao do 20° , a za pogonske i upravljačke točkove 30° do 40° .

Izvedene konstrukcije kardanskih prenosnika su različite. Za prenos snage na prednji pogonski i upravljački točak koristi se konstrukcija kardanskog prenosnika prikazana na slici 112, koji se sastoji od vratila točka (1), pogonskog vratila (2), vodećih kuglica (3), osovinice centralne kuglice (4) i centralne kuglice (5) oko koje se zakreću delovi zgloba.

Glavni prenosi i diferencijali

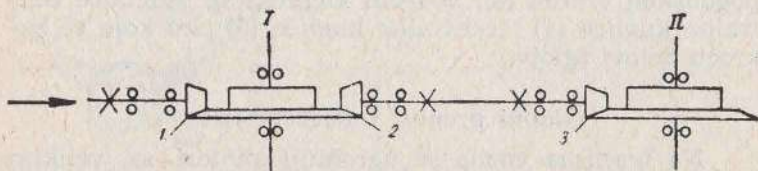
Na terenska vozila se ugrađuju motori sa velikim brojem obrta, jer se na taj način postiže veća snaga iz malog gabarita motora i njegove male težine. Takvi mo-

tori nemaju dovoljan obrtni moment, potreban za ostvarenje vučne sile veće od otpora kretanja vozila. Prenosni odnosi menjača i razvodnika nisu takođe dovoljni, pa se pokazalo neophodnim da se u transmisiju uključi agregat konstantnog prenosnog odnosa (i_d) koji se naziva



Sl. 112 — Zglob kardanskog prenosnika sa kuglicama

glavni prenos. Prenosni odnos glavnog prenosa terenskih vozila kreće se u granicama 5 do 12, pri čemu se manje veličine odnose na lakša vozila. Zavisno od prenosnog odnosa, glavni prenosi se izvode sa jednim ili dva para zupčanika. Sreću se i glavni prenosi sa dva stepena prenosa, pa se na taj način udvostručuje ukupan broj ste-



Sl. 113 — Šema glavnih prenosa dve pogonske osovine (I, II — pogonske osovine; 1, 2, 3 — konusni zupčanici)

pena prenosa transmisije. Najčešće se glavni prenosi izvode parom koničnih zupčanika sa spiralnim ili sa zubima specijalnog oblika, ređe sa cilindričnim zupčanicima ili pužnim prenosnikom. Na slici 113 data je šema jednostavnog glavnog prenosa vozila sa više pogonskih osovina.

Kretanje vozila po putevima i terenu uslovljeno je različitim brzinama pojedinih točkova, zbog različitih uslova kretanja (u krivinama, ili kada se točkovi jedne strane vozila kreću po tvrdoj, a druge strane po mekoj podlozi, pa se javljaju različiti otpori kretanja). Diferencijal omogućava pogonskim točkovima da se kreću različitim brojevima obrta i da dobijaju različito velike obrtne momente, tako da se na svakom točku ostvaruje obrtanje bez klizanja. Ovo razmatranje važi kod terenskih vozila i za pojedine pogonske osovine, tako da se na vozilima sreću diferencijali za točkove iste osovine i diferencijali za pojedine osovine. Konstrukcija diferencijala za točkove iste osovine izvodi se zajedno sa sklopom glavnog prenosa, a diferencijali za osovine najčešće sa razvodnikom pogona.

Diferencijal se smatra jednim od glavnih sklopova vozila. Njegova uloga je od posebnog značaja pri kretanju po terenu. Princip rada jednostavnog diferencijala prikazan je na sl. 114.

Vratilo diferencijala (1) obrće se zajedno sa kućicom (2) koju pokreće zupčanik glavnog prenosa (5). Zupčanik (5) je najčešće koničan ili hipoidan. Satelit (3) zbog obrtanja sa vratilom i kućicom obrće i zupčanike poluosovina (4) oko centralne ose sistema, tako da se obrtni moment deli jednako na levu i desnu poluosovinu. Broj obrta poluosovine može biti i različit, ali pri tom mora biti takva raspodela broja obrta koju uslovljava veza:

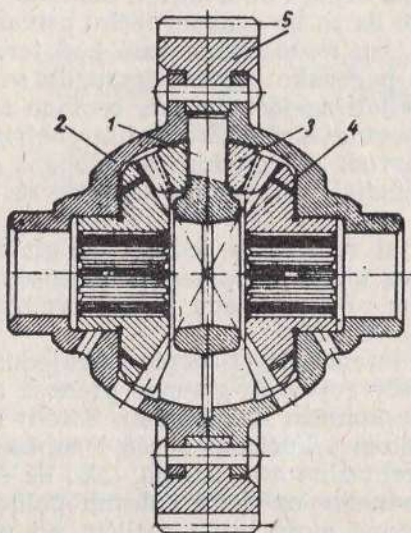
$$n_0 = \frac{n' + n''}{2},$$

gde je:

- n_0 — broj obrta kućice;
- n' — broj obrta brže poluosovine i
- n'' — broj obrta sporije poluosovine.

Kretanje vozila izaziva vučna sila F_v' na bržem i F_v'' na sporijem točku. One su kod jednostavnog diferencijala jednake, jer se i obrtni moment deli na dva jednaka dela.

Ako sa $\frac{G_p'}{2}$ označimo težinu vozila koja pada na jedan pogonski točak, od vučne sile može se koristiti samo veličina $\frac{G_p'}{2} \mu$. Iz tabele 4 se vidi da je najveći koeficijent prijanjanja pri kretanju na suvom asfaltno-betonskom kolovozu 0,7 do 0,8, a najmanji pri kretanju po ledu, kada



Sl. 114 — Diferencijal sa konusnim zupčanicima i cilindričnim gonjenim zupčanikom glavnog prenosa

iznosi 0,05 do 0,1. Zbog toga se pri kretanju po blatu ili ledu smanjuje vučna sila do veličine sile prijanjanja, ili se njen višak gubi na klizanje. Najčešće se pri kretanju jedan od točkova nalazi na tlu većeg a drugi na tlu ma-

njeg koeficijenta prijanjanja. U takvim uslovima vozilo se kreće kao da se oba točka nalaze na tlu manjeg koeficijenta prijanjanja, pa se veća sila na drugom točku ne može koristiti. Uslov kretanja definiše se ranije datom zavisnošću:

$$2 F_{pr} \geq F_{v \max} \leq \Sigma W.$$

gde je:

$$F_{pr} = \frac{G'_p}{2} \mu \quad \text{— sila prijanjanja pogonskog točka;}$$

$$F_{v \max} \quad \text{— zbir otpora kretanja;}$$

$$\Sigma W \quad \text{— maksimalna vučna sila.}$$

Ako na bilo koji način spojimo levu i desnu poluosovinu u krutu celinu, pri kretanju točkova po različitim podlogama moći će se koristiti sila:

$$\frac{G'_p}{2} (\mu + \mu_{\min}) > \Sigma F_{vbl},$$

gde je:

- μ — koeficijent prijanjanja podloge boljih osobina;
- μ_{\min} — koeficijent prijanjanja podloge nepovoljnih osobina;
- ΣF_{vbl} — ukupna vučna sila pri blokiranom diferencijalu.

Kada diferencijal nije blokiran, na svakom točku može da se koristi sila:

$$\frac{G'_p}{2} \mu_{\min} \geq F_v.$$

Odnos sila sa blokiranim diferencijalom i kada diferencijal nije blokiran daje jednačinu:

$$\frac{\Sigma F_{vbl}}{2 F_v} = \frac{G'_p (\mu + \mu_{\min})}{2 G'_p \mu_{\min}} = \frac{\mu + \mu_{\min}}{2 \mu_{\min}}$$

Ako se kod vozila sa jednom pogonskom osovinom jedan točak kreće po suvom asfaltu sa $\mu = 0,7$, a drugi po ledu sa $\mu_{\min} = 0,1$, može se lako utvrditi da je vučna sila blokiranim diferencijalom četiri puta veća od one sa slobodnim diferencijalom.

Još je povoljnija primena blokiranog diferencijala kod vozila sa više pogonskih osovina. Ako se jedan točak vozila formule 6×6 kreće po ledu, a ostali po suvom asfaltu, iz prethodnih izlaganja sledi:

$$\frac{G'_p(5\mu + \mu_{\min})}{3 G'_p \mu_{\min}} = \frac{5\mu + \mu_{\min}}{6 \mu_{\min}} \frac{\Sigma F_{vbl}}{6 F_v}$$

Prema tome, za ove uslove je sila sa blokiranim diferencijalom šest puta veća od one koja se stvara pri slobodnom diferencijalu.

Ovi primeri se odnose na izuzetno veliku razliku koeficijenata prljanjanja. Jasno je da će razlike vučnih sila biti manje kada su manje razlike veličine koeficijenta prljanjanja, ali je jasno i to da blokiranje diferencijala i tada povećava prohodnost vozila i da je zbog toga opravdano naročito na terenskim vozilima. Zato se praktično uzima odnos sila na sporijem i bržem točku K_v :

$$K_v = \frac{F'_v''}{F'_v} = \frac{M'_t''}{M'_t}$$

gde je: M'_t'' — obrtni moment na sporijem točku, a
 M'_t — obrtni moment na bržem točku.

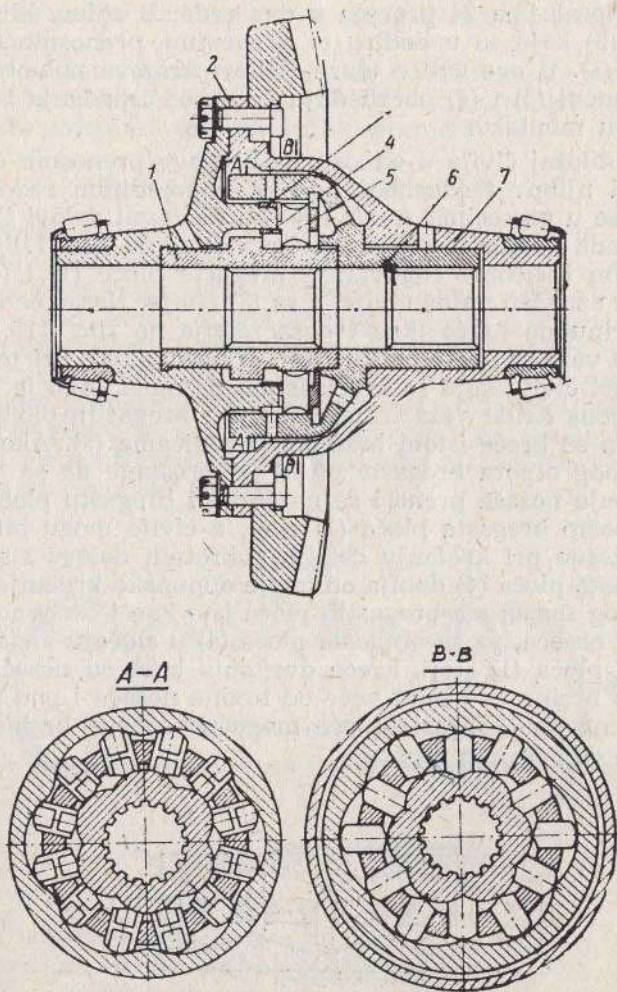
Veličina ovih obrtnih momenata zavisi od prljanjanja, a ne od momenta motora, kao što se vidi iz jednačina:

$$M'_t = \frac{G'_p}{2} \mu r_d \text{ i } M'_t'' = K_v M'_t,$$

gde je: r_d — poluprečnik točka (dinamički).

Različite konstrukcije diferencijala sa blokiranjem ugrađuju se na terenska vozila. Veoma efikasnom se pokazala konstrukcija diferencijala MAK PAUER DIVAJDER američke firme MAK TRAK na bazi bregastih ploča.

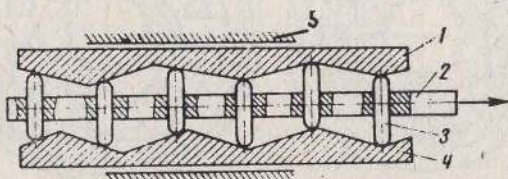
Iako je konstruisana pre gotovo 40 godina, u principijelno istom obliku ugrađuje se i na savremena terenska vozila. Na slici 115 dat je presek takvog diferencijala.



Sl. 115 — Diferencijal sa bregastim pločama

Nosač čivije (2) je vodeći element diferencijala i dobija snagu od gonjenog zupčanika glavnog prenosa sa kojim je kruto vezan posredstvom kućice diferencijala (7). Nosač ima 24 proreza u dva reda. U njima klize čivije (5) koje su u dodiru sa bregovima prenosnih čašica (6) i (1). U ove čašice ulaze žlebovi krajeva poluosovina. Prstenovi (3) i (4) obezbeđuju čivije od ispadanja i olakšavaju montažu.

Položaj čivija u odnosu na bregove prenosnih čaura, kao i njihov međusobni položaj u pojedinim redovima, vidi se u preseccima A—A i B—B. Sastavni delovi i princip rada bregastih ploča i čivija vidi se na slici 116. Prenosnim čašicama odgovaraju bregaste ploče (1) i (4), sa (2) je označen nosač čivija, a sa (3) čivije. Nosač čivija (2) se prinudno kreće (kao i nosač čivija na slici 115, zbog krute veze sa obrtnom kućicom diferencijala). Pri tom on povlači čivije koje se kreću istom brzinom. Ako je uspostavljena kruta veza između čivija i bregastih ploča, ceo sistem se kreće istom brzinom u vodičama (5). Ako zbog spoljnog otpora bregasta ploča (1) prestane da se kreće, kretanje nosača prenosi se na čivije i bregastu ploču (4). Ali pošto bregasta ploča (1) stoji, a čivije mogu biti deformisane pri kretanju ostalih pokretnih delova sistema, bregasta ploča (4) dobija od čivije dopunsko kretanje koje je zbog rasporeda bregastih ploča isto kao i osnovno kretanje nosača, pa se bregasta ploča (4) u slučaju kada bregasta ploča (1) stoji, kreće dva puta brže od nosača. Između brzine dva puta veće od brzine nosača i one ravne nuli, na obe bregaste ploče moguće su sve brzine, zavisno od spoljnih otpora.



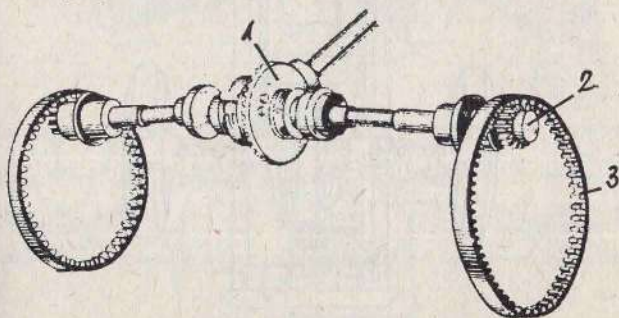
Sl. 116 — Princip rada diferencijala sa bregastim pločama

Obrtni moment se u ovakvom diferencijalu raspodeljuje tako da u nejednakim uslovima kretanja jedan točak dobija veću silu nego drugi, što omogućava kretanje i kada se jedan točak nađe na podlozi malog koeficijenta prianjanja.

Navedene prednosti blokiranja diferencijala pri kretanju terenskih vozila važe i za konstrukciju diferencijala između pojedinih osovina sa blokiranjem.

Bočni prenosi i prenosi u točku

Primena prenosnika u točku omogućava dalje povećavanje prenosnog odnosa u transmisiji. Sem toga, zahvaljujući prenosniku u točku, može se izvesti »portalna osovina«, kod koje je osa glavnog prenosa i diferencijala iznad ose točka. Ovakva konstrukcija daje veliki klirens, pogodan za savlađivanje prepreka. Na slici 117 prikazan je takav prenosnik. Glavni prenos sa diferencijalom (1) pokreće pogonski zupčanik (2) prenosnika u točku čiji je drugi element zupčanik sa unutrašnjim ozubljenjem (3), vezan za pogonski točak.

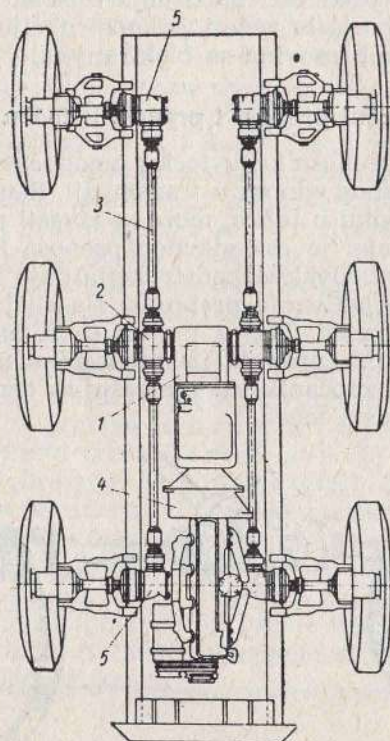


Sl. 117 — *Prenosnik u točku sa unutrašnjim ozubljenjem*

Prenosnici u točku mogu biti i planetarni, i to sa cilindričnim ili konusnim zupčanicima.

Kod nekih borbenih, kao i drugih vozila sreću se u transmisiji i bočni prenosi (sl. 118).

Snaga se prenosi preko razvodnika (1) sa diferencijalom između pogonskih osovina, do konusnih bočnih prenosnika (2) koji su kardanskim prenosnicima (3) i (4) spojeni sa konusnim prenosnicima (5), direktno vezanim za točkove, odnosno za dvoredni planetarni prenosnik,

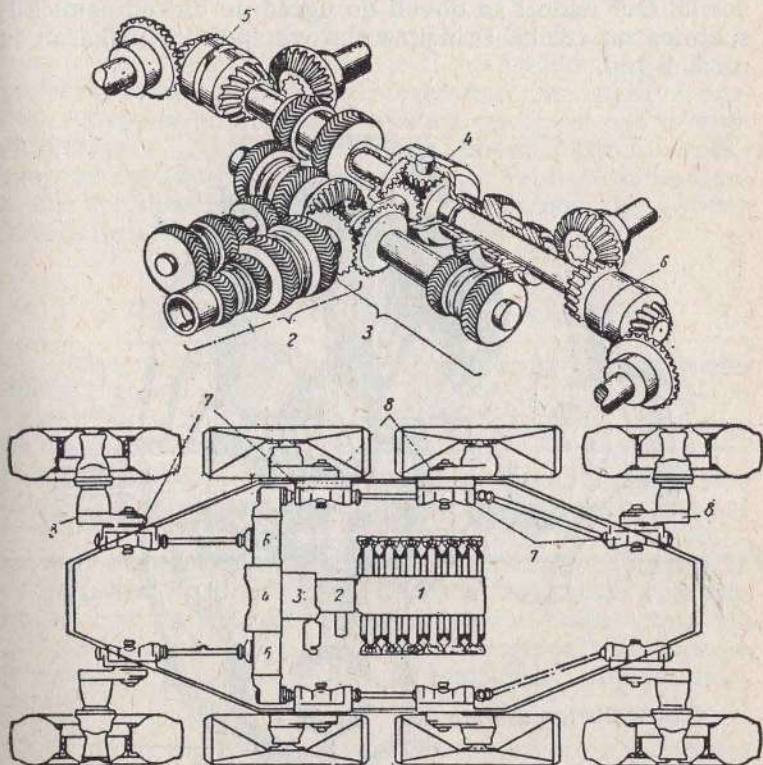


Sl. 118 — Transmisija sa bočnim prenosima

smešten u glavčinu svakog točka. Ovaj sistem transmisije imaju britanska vozila: oklopni transporteri — točkaši SALADIN i SARACEN, i sa njima unificirano terensko vozilo STALUORT, 6 × 6, nosivosti 5 Mp.

Na slici 119 prikazana je transmisija oklopnog transportera PANAR, francuske proizvodnje, koji se po dobrim putevima kreće kao vozilo 4×4 , a van njih kao vozilo formule 8×8 .

Snaga se prenosi od motora (1) preko menjača (2) i dopunskog menjača (3) na diferencijal (4). Od diferencijala snaga se prenosi na bočne razvodnike (5) i (6), a od razvodnika na osam konusnih prenosnika (7), neposredno

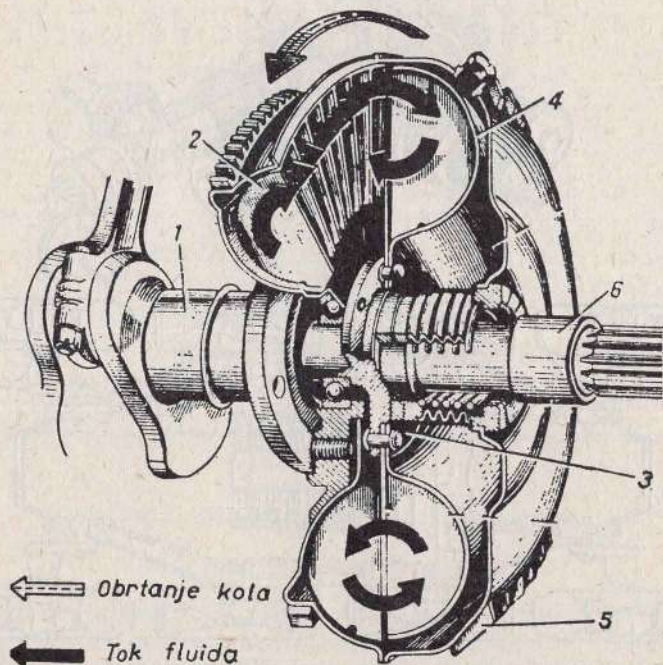


Sl. 119 — Transmisija sa bočnim prenosima oklopnog automobila PANAR (Francuska)

spojenih sa cilindričnim bočnim prenosnicima (8) koji se nalaze u svakom točku. Kao što je rečeno, srednji čelični točkovi se dižu u slučaju kretanja po dobrim putevima.

Hidrodinamička spojnica

Uvođenjem hidrodinamičke spojnice iza motora smanjuju se dinamička opterećenja transmisije, a naročito pri pokretanju vozila sa mesta. Ravnomeran prenos obrtnog momenta na pogonske točkove povećava prohodnost vozila. Ovi razlozi su doveli do ugradnje hidrodinamičkih spojnica na vozila. Princip rada ove spojnice prikazan je na slici 120.



Sl. 120 — Hidrodinamička spojnica

U hidrodinamičkoj spojnici pogonski i gonjeni elementi nemaju mehaničku vezu. Pogonski element je pumpno lopatično kolo (2) koje pokreće kolenasto vratilo motora (1). Time se stvara cirkulacija fluida koja mehaničku energiju motora pretvara u kinetičku fluida. Ovaj teče sa lopatica pumpnog kola na lopatice turbinskog kola (4) koje je spojeno sa vratilom transmisije (6). U turbinskom kolu se kinetička energija fluida pretvara u mehaničku. Veoma je važno zaptivanje koje se sa čela postiže zaptivačima (3). Rebra (5) služe za hlađenje hidrodinamičke spojnice.

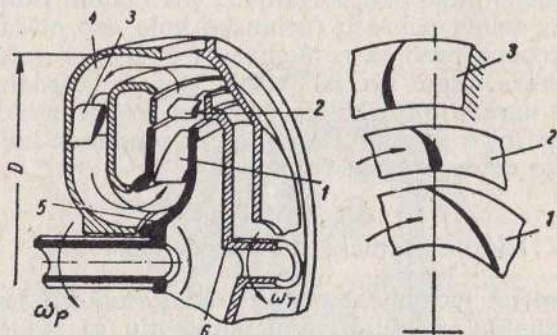
Jedan od ozbiljnih nedostataka hidrodinamičke spojnice je nepotpuno isključivanje. I pri malom broju obrta pogonski delovi pokreću turbinsko kolo, što otežava promenu stepena prenosa u menjaču i povećava opterećenje sinhronizera. Zato se na vozila pored hidrodinamičke spojnice ugrađuje i frikciona spojnica. Primena hidrodinamičke spojnice je ograničena, jer se prednosti koje pruža pogodnije ostvaruju na drugi način.

Hidromehanički pretvarači momenta

Primena hidromehaničkog transformatora na vozilu donosi znatna preimućstva u poređenju sa mehaničkom transmisijom. Pre svega, postiže se automatska regulacija momenta na izlaznom vratilu hidromehaničkog pretvarača u skladu sa promenom otpora kretanja, što je za kretanje van puteva od naročitog značaja. U osetnoj meri se smanjuje opasnost od gašenja motora i pri naglom povećavanju opterećenja. Smanjuju se vibracije i dinamička opterećenja transmisije, pa im zbog toga raste vek trajanja. I u najtežim uslovima kretanja motor može da radi sa većim brojem obrta (u poređenju sa mehaničkom transmisijom), pa se smanjuje mogućnost pojave detonacije.

Princip rada hidromehaničkog pretvarača momenta može se videti na slici 121. Kolo pumpe (5) sa lopaticama, raspoređenim po njegovom obimu, postavljeno je na vratilo motora i obrće se ugaonom brzinom ω_p . Prelazeći

preko lopatica (1) pumpe, tečnost pada na lopatice (2) turbine (6), postavljene na izlazno vratilo, i obrće se ugaonom brzinom ω_t . Sem ova dva kola, u sklop pretvarača ulazi i reakciono, čije su lopatice (3) vezane za kućicu pretvarača (4). To kolo prihvata tečnost iz turbinskog i usmerava ga pod potrebnim uglom u pumpno kolo. Ovo, pak, direktno prenosi na tečnost snagu koju prima od kolenastog vratila motora, a protokom tečnosti se pokreće turbinsko kolo i sa njim spojeno izlazno vratilo. Ukoliko je spoljno opterećenje izlaznog vratila manje, turbinsko kolo se obrće brže, dok se pri većem opterećenju izlaznog



Sl. 121 — Šema i sastavni delovi hidromehaničkog pretvarača obrtnog momenta

vratila obrće sporije. Na taj način se postiže automatsko prilagođavanje vozila uslovima spoljnog opterećenja. Ovu osobinu nema hidrodinamička spojnica, pa se može zaključiti da određenu ulogu u tome igra reakciono kolo.

Ozbiljna smetnja široj primeni hidromehaničkog pretvarača je mali prosečni koeficijent iskorišćenja. Samo pri optimalnom broju obrta postiže se maksimalni koeficijent iskorišćenja u granicama 0,88 do 0,92, i to za najpovoljnije prenosne odnose. Malo povećanje ili smanjenje prenosnog odnosa dovodi do opadanja koeficijenta iskorišćenja. Uticaj ove pojave može se videti iz obrasca za koeficijent iskorišćenja.

$$\eta_h = \frac{N_{tu}}{N_{pu}} = \frac{M_{tu} n_{tu}}{M_{pu} n_{pu}}$$

gde je: N — snaga, M — moment i n — broj obrta u minutu, a indeks tu se odnosi na turbinsko kolo i pu na pumpno kolo.

To znači da je nedovoljno iskorišćenje snage motora za prenosne odnose veće ili manje od optimalnog. Konstrukcije koje daju veće koeficijente iskorišćenja su vrlo složene i skupe. Ovi razlozi su doveli do toga da se hidromehanički pretvarači obrtnog momenta na vozilima koriste sa mehaničkim menjačima, od kojih se pretežno za takvu konstrukciju koriste planetarni menjači.

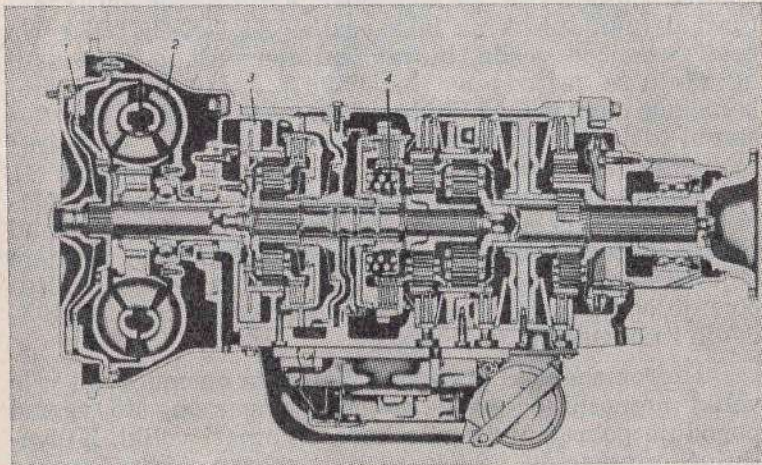
Hidromehanički menjači

Prednosti uvođenja hidrodinamičke spojnice i hidromehaničkog pretvarača momenta u transmisiju vozila doveli su i do njihove primene na terenskim vozilima. I pored složene i skupe konstrukcije, hidromehanički menjači se ugrađuju i na laka vozila (KET-E-GETOR). Na teža gusenična vozila, hidraulični elementi u transmisiji ugrađuju se već odavno (tenk M 47). Jedan tip hidromehaničkog menjača ALISON prikazan je na slici 122. Sastavni delovi hidromehaničkog menjača su: pretvarač momenta (2), izveden izjedna sa glavnom spojnicom (1), hidraulični usporivač (3), namenjen kočenju vozila, i planetarni mehanički menjač (4). Pretvarač se sastoji od pumpnog, turbinskog i reakcionog kola. Ispunjen je uljem koje se koristi i za otvaranje i zatvaranje ventila, uključivanje spojnice i hidrauličnog usporivača, kao i za hlađenje i podmazivanje menjača.

Hidromehanički pretvarač momenta omogućava i vrlo veliki prenosni odnos u samom pretvaraču, što veoma pogoduje pokretanju vozila kada su otpori veliki. Zahvaljujući pretvaraču postiže se ravnomeran i brz prenos momenta i laka promena. Moguće je kruto spojiti turbinsko i pumpno kolo i tada menjač radi kao planetarni me-

hanički sa šest stepeni kretanja napred i dva nazad. To je postignuto sa šest frikcionih spojnika i četiri planetarna prenosioka. Prenosni odnos prvog stepena prenosa za kretanje napred je 5,29, a šestog 1,0. U drugom stepenu prenosa je prenosni odnos 3,81, u trećem 2,69, u četvrtom 1,93 i u petom 1,39. Odnosi u hodu nazad su 6,05 i 4,35.

Hidraulični usporivač je lopatično kolo koje se kreće u kućici napunjenoj uljem. Kruto je vezan sa ozubljenim vencem prvog planetarnog prenosioka. Pritiskom na pedalu usporivača zatvara se kanal za izlaz ulja koje postupno (za oko jednu sekundu) potpuno ispunji zapreminu kućice gde se obrće usporivač. Efekt usporivanja se povećava što je kućica više ispunjena uljem, i može biti i do šest puta veći od efekta kočenja motorom. Habanje frikcionih kočnica na točkovima se na ovaj način znatno smanjuje. Zagrejano ulje iz usporivača ide kroz hladnjak kome predaje toplotu dobijenu prilikom kočenja.



Sl. 122 — Hidromehanički menjač ALISON (SAD)

Glavna spojnica (1) stvara krutu vezu turbinskog i pumpnog kola i na taj način uvodi u rad samo mehanički deo menjača. Rad vozila samo sa mehaničkim delom menjača smanjuje potrošnju goriva zbog većeg stepena iskorišćenja.

Hidromehanički menjač (sl. 122) namenjen je ugradnji na terenska vozila srednje i velike nosivosti. Njime se postiže lakše upravljanje, naročito prilikom polaska vozila, manji intenzitet oscilacija i ravnomeran rad, kao i povećana prohodnost na snegu, pesku, blatu, zahvaljujući automatskom prilagođavanju uslovima kretanja. Osnovni nedostaci su složena i skupa konstrukcija, unekoliko povećana težina, povećana potrošnja goriva pri radu sa hidromehaničkim menjačem zbog manjeg koeficijenta iskorišćenja.

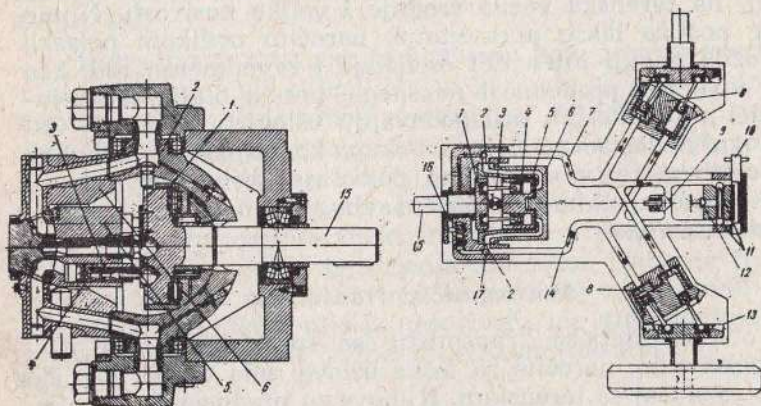
Hidrostaticka transmisija

Hidrostaticke transmisije se smatraju veoma perspektivnim, naročito za teške uslove rada vozila, kao što je to slučaj sa terenskim. Njihove su prednosti:

- kontinualna izmena prenosnog odnosa i ravnomernost prenosa obrtnog momenta na pogonske točkove;
- nisu potrebni agregati sa zupčanicima u transmisiji, jer hidrostaticka transmisija ima odlična svojstva u transformaciji;
- mali gabariti i težina, kao i prikladnost za komponovanje na vozilu;
- obratnost procesa i mogućnost kočenja vozila bez korišćenja motora.

Na slici 123 prikazana je hidrostaticka transmisija i način dejstva. Hidraulična pumpa se pokreće vratilom motora (15). Pumpa se sastoji od ploče (1) i sklopa cilindra (5), u kojima se kreću klipovi (4), spojeni pomoću klipnjača (3) sa pločom (1). Sklop cilindra i ploča obrće se stalno istom ugaonom brzinom, jer su cilindri spojeni kardanskim prenosom. Sklop se nalazi u kućici (6) koja može da se kreće na šupljim cilindričnim rukavcima (2).

U tim rukavcima su potisni i upusni kanali i ventili. Preko zupčastog prenosa pokreće se pumpa za napajanje (16). Na svakom točku ugrađen je hidraulični motor (8), pod određenim uglom prema osi točka. Sklop cilindara hidrauličnih motora spojen je klipnim mehanizmom i parom koničnih zupčanika sa pogonskim vratilom točka.



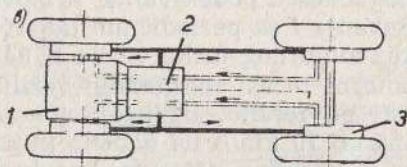
Sl. 123 — Sastavni delovi i princip rada hidrostatičke transmisije

Pumpa stupa u dejstvo obrtanjem kućice (6) oko rukavca (2) na jednu ili drugu stranu. Kada između ose ploče i sklopa cilindara postoji ugao, obrtanje vratila (15) izaziva kretanje klipova. Radni fluid, potisnut pod pritiskom iz cilindra pumpe, ulazi u cilindar motora i izaziva obrtanje zupčanika (13), spojenog sa točkom. Iz cilindra motora koji ne rade fluid se evakuiše vodom niskog pritiska do usisnog prostora u pumpi. Što je više cilindara u agregatu, rad vozila je ravnomerniji.

Da bi se dobile veće vučne sile, ugao između osa ploče i sklopa cilindara pumpe treba da bude mali. Sa velikim uglovima rastu kapacitet pumpe i brzina kretanja vozila, a opada vučna sila. Kada se ose ploče i sklopa cilindara pumpe poklope, nema kretanja tečnosti i prenos je isključen.

Sistem je snabdeven sigurnosnim ventilima. Ventil (9) ograničava veličinu najvećeg radnog pritiska u vodu visokog pritiska (7). Pomoću ventila (10) vodovi se mogu međusobno spojiti, što je neophodno da bi se smanjila sila otpora kretanja pri vuči. Ventili (11) i (17) omogućavaju rad sistema u suprotnom smeru. Ventil (12) ograničava pritisak u vodu niskog pritiska.

Raspored agregata hidrostatičke transmisije na vozilu formule 4×4 prikazan je na slici 124, na kojoj je sa (1) označen motor vozila, sa (2) pumpa, a sa (3) hidraulični motor na točku.



Sl. 124 — Raspored agregata vozila sa hidrostatičkom transmisijom

Električna transmisija

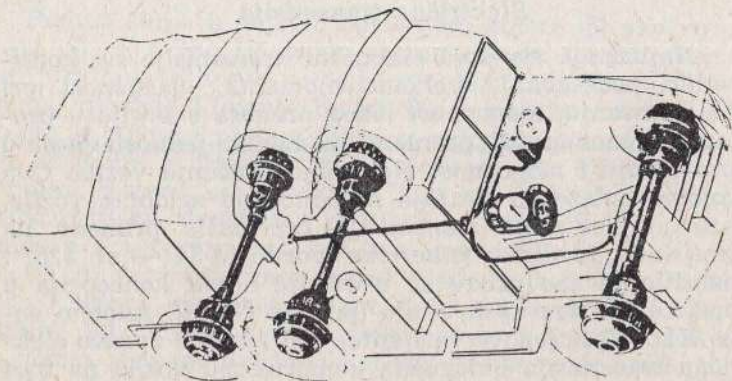
Najvažnija svojstva električne transmisije su: kontinualno podešavanje veličine momenta, elastičnost pri komponovanju, mogućnost lakog prenosa energije u prostoru, ravnomernost promene momenta, jednostavnost u upravljanju i mogućnost električnog kočenja vozila. Ova svojstva dolaze do izražaja naročito kod zglobnih vozila. Zato je električna transmisija već našla primenu na armijskim vozilima (američko vozilo M 34 — sl. 125) i poslužila je kao osnov za uvođenje novih koncepcija u konstrukciji terenskih vozila (princip GOER, zglobno vozilo XM 437 i njegove varijante). Pri tome je upravo električna transmisija omogućila konstrukciju vozila na bazi dva nezavisna, zglobno vezana dela. Interesantna je i primena električne transmisije na vučnim vozovima, pri

čemu i točkovi prikolica mogu biti pogonski, što znatno povećava prohodnost i omogućava vuču većeg broja prikolica istovremeno.

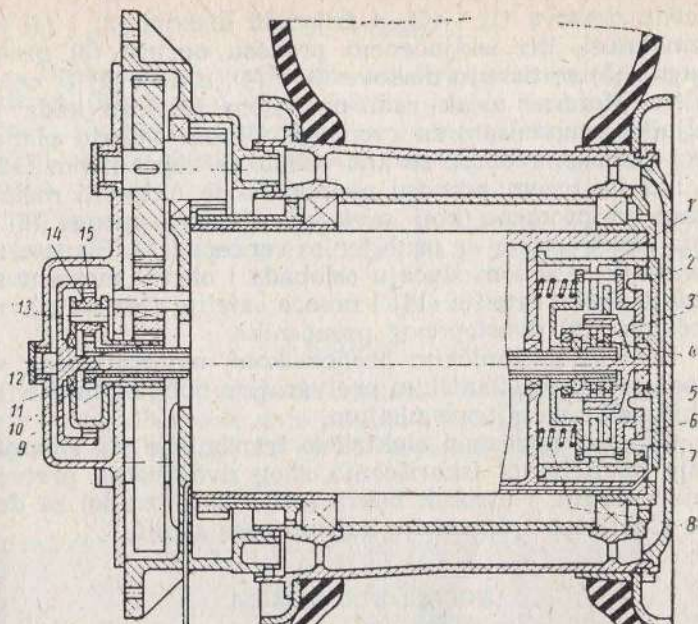
Uvođenjem električne transmisije umesto mehaničke na vozilu M 34 (sl. 125) smanjena mu je težina za 816 kp, pa sopstvena težina iznosi oko 3.000 kp za terensku nosivost od 2.500 kp. Generator naizmenične struje (1), pokretan benzinskim motorom sa 6 cilindara, stvara struju i preko statičkog pretvarača učestanosti (2) snabdeva asinhronu elektromotore (3) koji su postavljeni na sve točkove.

Veoma važan agregat električne transmisije je motorni točak, tj. točak vozila sa ugrađenim elektromotorom. Izvedeno je više različitih tipova motornih točkova: sa ograničenom mogućnošću podešavanja, sa povećanom mogućnošću podešavanja i sa periodičnim dejstvom. Na slici 126 dat je prikaz motornog točka vozila M 34.

Ovakav motorni točak obezbeđuje vozilu dobre osobine prohodnosti po terenu, uz istovremenu mogućnost postizanja brzine do 70 km/h na dobrim putevima. Povećana mogućnost prilagođavanja uslovima kretanja posledica je ugradnje dvostepenog mehaničkog prenosioca u točak. Stepenn prenosa se menja preko frikcionu spojnicu sa pneumatskim ili hidrauličnim upravljanjem.



Sl. 125 — Šema električne transmisije vozila M 34 (SAD)



Sl. 126 — Točak sa elektromotorom na vozilu M 34 (SAD) sa električnom transmisijom

Moment se od motora predaje preko šupljeg vratila (9) centralnom zupčanicu (11) i pogonskim diskovima spojnice (4). Gonjeni diskovi (3) su pomoću torzionog vratila (10) spojeni sa ozubljenim vencem (15) planetarnog prenosa. Na žlebove gonjenog elementa postavljen je pokretni disk (2) koji se nalazi između oslonog diska (1), spojenog sa kućicom elektromotora, i potisnog diska (6), vezanog sa potisnim cilindrom (7). Ovaj je preko ležaja spojen sa oslonim prstenom (5). Između potisnog cilindra (7) i kućice su opruge (8). Pritisak za promenu stepena prenosa dejstvuje na potisni disk (6). Nosač satelita (13), sa satelitima (14), vezan je sa glavnim zupčanicom (12) prenosa. Pri uključenom prenosu disk (2) je pritisnut

između diskova (1) i (6), a frikcioni diskovi (3) i (4) su razmaknuti. Pri isključenom prenosu opruge (8) preko prstena (5) pritiskuju diskove (3) i (4), a disk (2) je oslobođen. Motorni točak radi na višem prenosu kada je isključen mehanizam za promenu. U tom slučaju planetarni prenosnik obrće se kao celina sa zupčanikom (12). Za rad na nižem prenosu neophodno je uključiti mehanizam za promenu koji savlađuje dejstvo opruge (8) i spaja elektromotor za ozubljenim vencem (15). Planetarni prenosnik se u tom slučaju oslobađa i obrtni moment se predaje preko satelita (14) i nosača satelita (13) na glavni zupčanik (12) dvostepenog prenosnika.

Sem sa mehaničkim prenosnikom, motorni točak se izvodi sa hidromehaničkim pretvaračem obrtnog momenta ili hidrostatičkom transmisijom.

Osnovni nedostaci električne transmisije su: smanjivanje koeficijenta iskorišćenja zbog dvostrukog pretvaranja energije i utrošak bakra (veća cena izrade) za delove električne transmisije koji prenose struju.

NOSEĆI DEO VOZILA

Noseći deo vozila obuhvata uglavnom okvir vozila i nadgradnju koja se u najvećem broju slučajeva sastoji od kabine i sanduka. Specifičnosti konstrukcije vojnih vozila dovode do odstupanja od ove osnovne šeme nosećeg dela, naročito kod terenskih vozila koja su sposobna da plove. U tom slučaju se kabina i sanduk izvode kao celina koja kod nekih tipova treba da obezbedi i dobru zaptivenost prilikom plovljenja.

Noseći deo vozila treba da obezbedi:

- prostor potreban za smeštaj vojnika i tereta;
- podesan ulaz i izlaz ljudstva i način utovara i istovara;
- prikladan raspored svih agregata i uređaja vozila;
- dobru vidljivost;
- neophodnu izolaciju od prašine, vlage, toplote i buke;
- dobro osvetljenje, ventilaciju i grejanje.

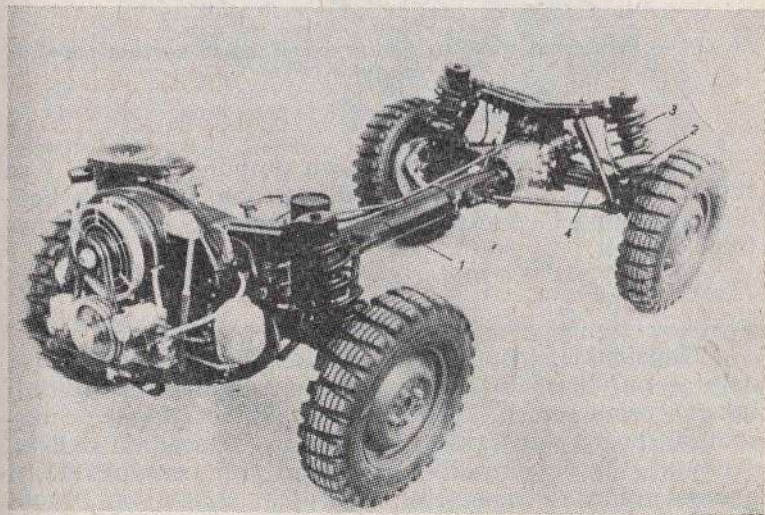
Okvir vozila

Najveći broj vozila ima okvir koji se sastoji od podužnih (lonžerona) i poprečnih greda, međusobno spojenih. Na nekim tipovima vozila ne postoje grede, već ulogu okvira prima centralna cev koja nosi sve agregate vozila.

Takvo je rešenje pokretne platforme HAFLINGER koje je prikazano na slici 127. Sa (1) je označena centralna noseća cev.

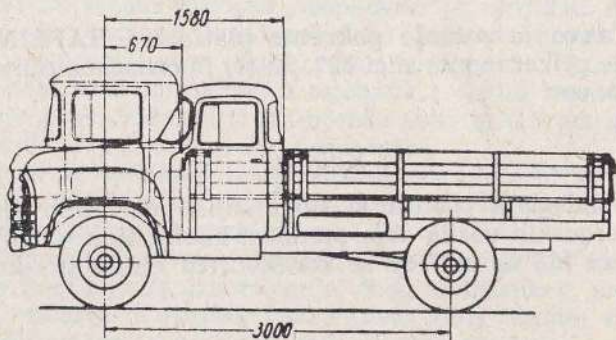
Kabina

Tendencija postizanja što manjih gabaritnih dimenzija terenskih vozila daje prednost kabini tipa »trambus«. Na slici 128 se vidi da se korišćenjem »trambus«-kabine



Sl. 127 — Centralna noseća cev vozila HAFLINGER 700 AP
(Austrija)

kod vozila koje ima razmak točkova 3.000 mm može postići veća korisna površina sanduka, povećavanjem njegove dužine za 910 mm.



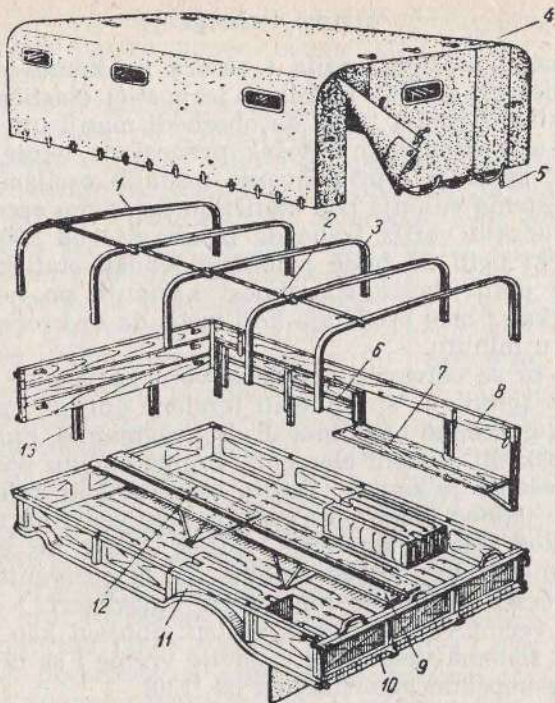
Sl. 128 — Primenom trambus-kabine povećava se korisna površina sanduka

Kabine za armijska vozila su potpuno metalne i sa svih strana zatvorene kao i kod kamiona, ili pak sa bočnim stranama i ceradom na krovu koja se može po potrebi skinuti.

Sanduk

Konstrukcija sanduka, predviđena za prevoz ljudstva, data je na slici 129. Sastavni delovi sanduka su: prednji luk (1), vezni remen (2), srednji luk (3), cerada (4) sa ulazom (5), bočna sedišta (6) i (7), ograda (8), srednja sedišta, prednja (12) i zadnja (9), poklopac (10), sanduk (11) i ograda prednje strane (13).

Za različite namene vozila različita su rešenja nadgradnje. Tako se izvode vozila cisterne, komandno-štabna vozila, pokretne radionice i druge.



Sl. 129 — Sanduk terenskog vozila za prevoz ljudstva

HODNI DEO

Preko hodnog uređaja ostvaruje se dodir vozila sa tlom. Hodni deo vozila treba da primi na sebe uticaj kretanja po podlozi, pa je njegova konstrukcija od izuzetnog značaja za prohodnost vozila po terenima različitog sastava. Armijska vozila su namenjena za upotrebu na različitim terenima, pa je razvoj konstrukcije hodnog dela doveo do osetne razlike u poređenju sa komercijalnim vozilima.

Hodni deo obuhvata: sistem vešanja točkova, točkove i gume, sistem upravljanja i sistem kočenja.

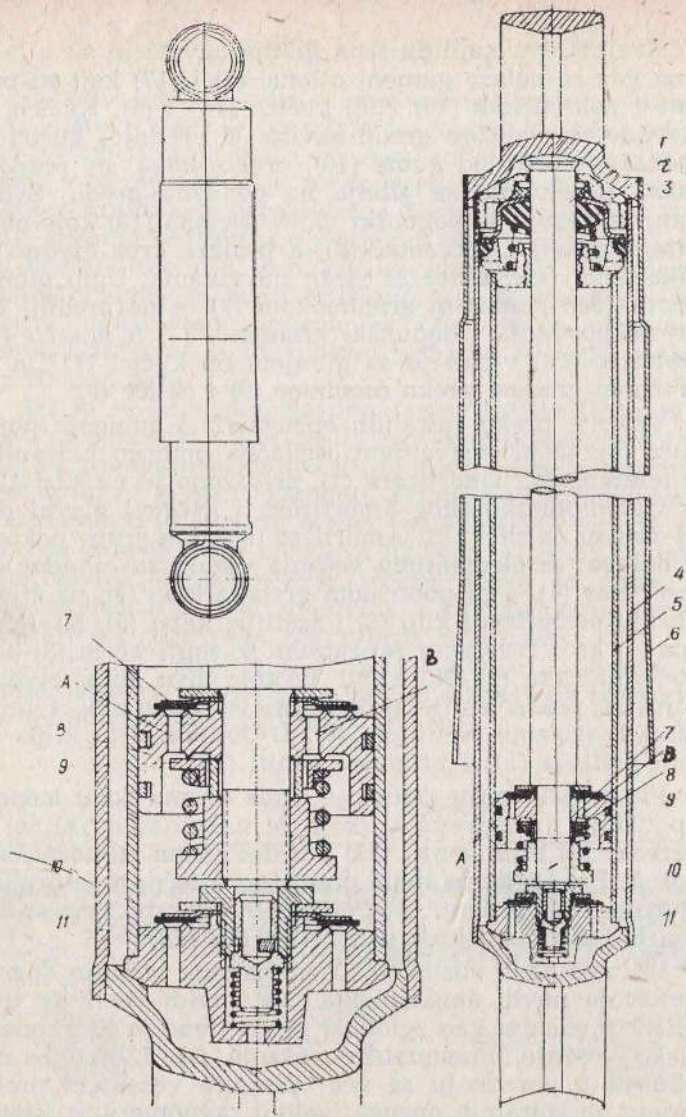
Krajevi dva najduža lista gibnja učvršćeni su u ležištima gde se nalaze gumeni oslonci (1) i (17) koji su pritegnuti poklopcima (16) i (6) kućica (14) i (5). Kućice su zakovane za podužnu gredu okvira. U prednjoj kućici je dopunski oslonac od gume (18), preko koga se prenose udarna naprezanja sa gibnja na podužnu gredu. Svaki gibanj se vezuje za pogonski most ušicama (13) koje obuhvataju gibanj i podmetač (2), a prolaze kroz otvore na podloškama (12). Ušice se stežu navrtkama. Ugib gibnja je ograničen gumenim graničnikom (3), a na prednji gibanj se postavlja i dopunski graničnik (7) u nosaču (4). Amortizer (10) vezan je sa gibnjem na kućici (11), a sa podužnom gredom preko osovinice (9) i čašice (8).

Vešanje preko spiralnih opruga (2) i gumenih pojačivača (3), sa prigušivanjem oscilacija pomoću hidrauličnih teleskopskih amortizera (4), prikazano je na slici 127.

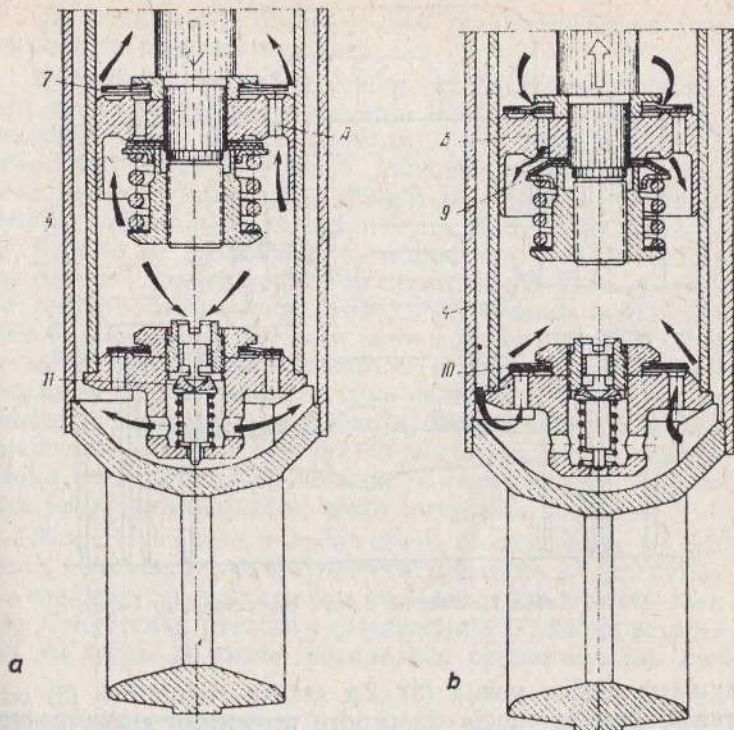
Izgled teleskopskog amortizera i njegovi glavni delovi dati su na slici 131. Amortizer ima dve grupe pokretnih delova: sa elementima vešanja vezani su cilindar (5) i rezervoar (4), a sa podužnom gredom štap (1), na čijem su kraju pričvršćeni klip (8) i zaštitna kapa (6). Kretanje štapa (1) kroz rezervoar (4) zaptiva se zaptivačem (3) koji priteže navrtka (2). Na klipu postoje dva niza otvora: spoljni A prekriven je propusnim ventilom (7), a unutrašnji B izlaznim ventilom (9). U donjem delu klipa su ventil pritiska (11) i propusni ventil (10).

Pri pritiskivanju (kretanje štapa prema dole) tečnost se potiskuje iz zapremine (koja se nalazi ispod klipa) u rezervoar (4) kroz ventil (11) i u deo iznad cilindra kroz otvor A. Pri kretanju štapa prema gore tečnost se preliva iz gornjeg dela u donji kroz otvore B, odnosno kroz ventil (9), a iz rezervoara kroz ventil (10) (sl. 132).

Usavršavanje vozila je i kod sistema vešanja dovelo do razvoja novih konstrukcija. Na novim vozilima tipa GOER, izvedenim kao zglobna, primenjeno je hidropneumatsko vešanje. Pneumatsko vešanje (sl. 133) daje niz prednosti u poređenju sa već opisanim vešanjem preko gibnjeva ili spiralnih opruga: veliku ravnomernost kretanja, prilagođavanjem elastičnosti sistema dodavanjem ili



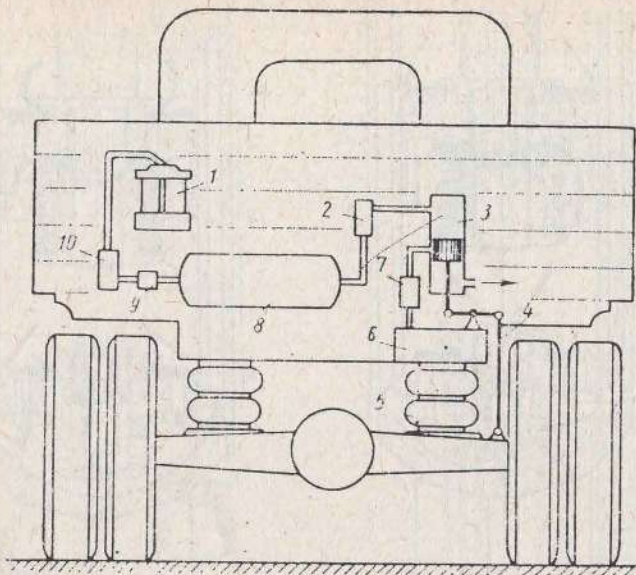
Sl. 131 — Hidraulični teleskopski amortizer



Sl. 132 — Princip rada hidrauličnog teleskopskog amortizera:
 a) pri sabijanju gibnjeva; b) pri rasterećenju gibnjeva

odvođenjem vazduha, mogućnost promene visine vozila i njegovog klirensa, što je od posebnog značaja za terenska vozila i veću prilagodljivost sistema vešanja kada se vozilo kreće preko malih neravnina. S druge strane, uvođenje pneumatskog vešanja povećava cenu vozila, i u celini smanjuje pouzdanost i vek trajanja zbog većeg broja elemenata koji su podložni kvaru.

Kompresor (1) potiskuje vazduh kroz prečistač (10) i regulator (9) u rezervoar (8), iz koga vazduh dolazi u



Sl. 133 — Šema i sastavni delovi pneumatskog vešanja

regulator visine vozila (3). Za zaštitu regulatora (3) od prašine koja bi mogla da prodre u vazduh, služe prečištači (2) i (7). Elastični element je balon (5) sa elastičnom pločom, vezan sa dopunskim rezervoarom (6). Sabijeni vazduh koji se nalazi u balonu i dopunskom rezervoaru obezbeđuje potrebnu elastičnost vešanja.

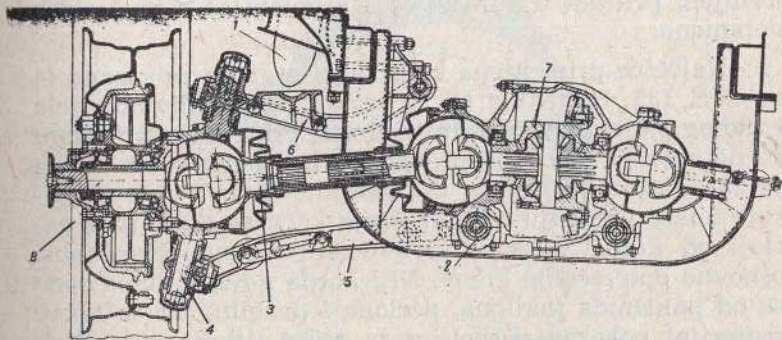
Regulator (3) održava stalno rastojanje između sanduka i mosta, bez obzira na veličinu tereta. Kada se vozilo opterećuje, sanduk se spušta i držač (4) spušta klip regulatora, pa sabijeni vazduh iz rezervoara (8) ulazi u elastični element i podiže sanduk do prethodne veličine. Kada se vozilo rasterećuje, regulator izbacuje vazduh u atmosferu, pa se sanduk spušta.

Na sličan način reaguje elastični element sistema vešanja i pri kretanju po neravnom terenu, pa se visina sanduka održava na približno istoj visini.

Za prigušivanje oscilacija kod pneumatskog vešanja potreban je poseban element.

Prohodnost terenskog vozila, već je rečeno, u velikoj meri zavisi od načina održavanja kontakta između točka i podloge. Zato se teži postizanju što većeg podizanja točka. Kod zavisnog vešanja točkova podizanje jednog točka izaziva i pomeranje drugih delova osovine, te je sloboda podizanja točka ograničena. Kod vozila formule 6×6 često se sreće rešenje balansirnog vešanja zadnje dve osovine, što je moguće primeniti samo kada su zadnje osovine blizu jedna drugoj. Savremena vozila formule 6×6 imaju po pravilu jednak razmak osovina. Kod terenskih vozila najbolji rezultati u pogledu prohodnosti postižu se primenom nezavisno vešanih točkova koji se podižu ne izazivajući pomeranje drugih delova osovine. I naprezanja okvira kod takvih vozila su osetno manja. Visoka cena nezavisnog vešanja je razlog što se ovaj sistem još ne primenjuje na svim terenskim vozilima.

Naročite teškoće u konstrukciji nastaju kada se želi postići nezavisno vešanje točkova pogonske — upravljačke osovine (prednje osovine svih terenskih vozila — sl. 134). Od glavnog prenosa i diferencijala (7) snaga se prenosi na točak (8) preko kardanskog prenosnika (3). Za-



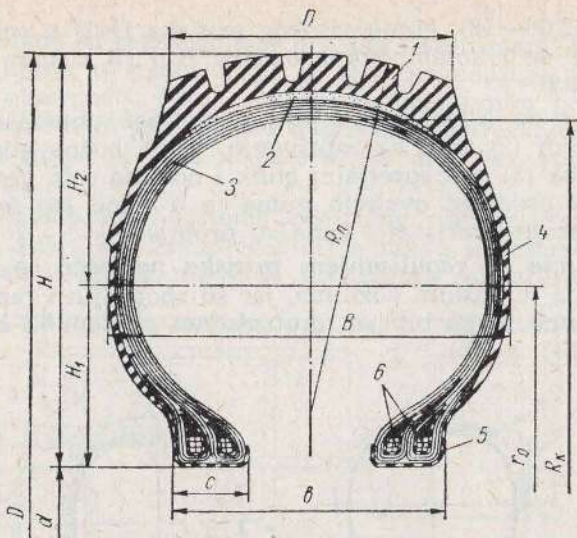
Sl. 134 — Nezavisno vešanje pogonskih i upravljačkih točkova

kretanje točka prilikom upravljanja vrši se oko rukavaca (4) izvedenih izjedna sa kućicom u kojoj se nalazi kardanski zglob točka. Nezavisno vešanje točka obezbeđuju poluge (5) i (6). Elastični elementi ovog sistema su torzione opruge (2) koje svojim uvijanjem ograničavaju zakretanje poluga (5) i graničnici (1) od gume koji povećavaju krutost.

Točkovi i gume

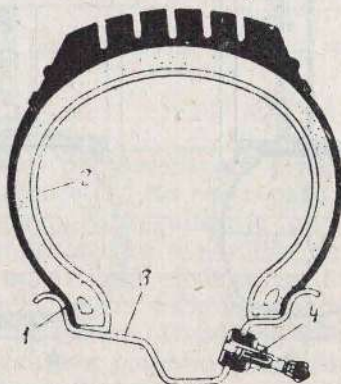
Razvojem konstrukcije točkova i guma, prohodnost točkaških vozila je u velikoj meri poboljšana. Ranije konstrukcije terenskih vozila sa dvostrukim gumama na zadnjim točkovima zamenjuju se jednostrukim, što je omogućeno prerasporedom težina i položajem težišta blizu središta vozila. Razvoj jednostrukih guma je usmeren ka postizanju što manjeg specifičnog pritiska na tle što se postiže većom širinom i snižavanjem pritiska u gumi. Međutim, za kretanje po putevima sa tvrdom podlogom, mali pritisak u gumi nije povoljan. Zato se kod vozila koja treba da se kreću po terenu, ali i po dobrim putevima, ugrađuju gume sa regulacijom pritiska vazduha. Sem toga, traže se i rešenja neranjive gume, jer su i terenska vozila izložena dejstvu neprijateljske vatre. Regulisanjem pritiska u gumama taj problem se rešava samo delimično.

Najčešće primenjena konstrukcija gume prikazana je na slici 135. Protektor (1) se sastoji od profilisanog dela i punog sloja. Najprikladniji profili protektora prikazani su na slici 49. Debljina protektora kod neborbenih vozila je 25 do 40 mm. Breker (2), debljine 5 do 7 mm, prigušuje udare i smanjuje opterećenje karkasa (3) koji se sastoji od korda, složenih u 6 do 18 slojeva. Kord nosi osnovno opterećenje gume. Niti korda novijih guma rade se od poliamida (najlona, perlona i drugih), jer se takav materijal pokazao najboljim za teške uslove rada. Bok (4) štiti karkas od povreda. Osloni deo (5) ojačan je čeličnom žicom (6) radi veće otpornosti.



Sl. 135 — Poprečni presek obične gume

U gumu prikazanu na slici 135 umeće se unutrašnja koja se puni vazduhom pod pritiskom. Gume niskog pritiska se označavaju veličinama B-d u colovima (na pri-

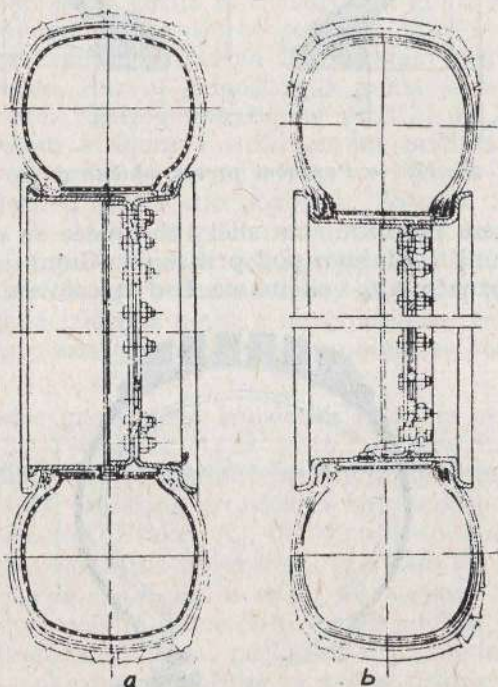


Sl. 136 — Guma točka bez unutrašnje

mer, 12,00—18), gume visokog pritiska DxB u colovima, a sreće se i kombinovana oznaka B-d (B u mm, a d u colovima).

Sve se češće primenjuju gume bez unutrašnje (sl. 136). Sloj (2) služi za zaptivanje, kao i bočna guma (1). Naplatak (3) ima specijalni oblik i nosi na sebi ventil (4). Znatna prednost ovakvih guma je u tome što se mogu kratkotrajno koristiti i kada su probijene.

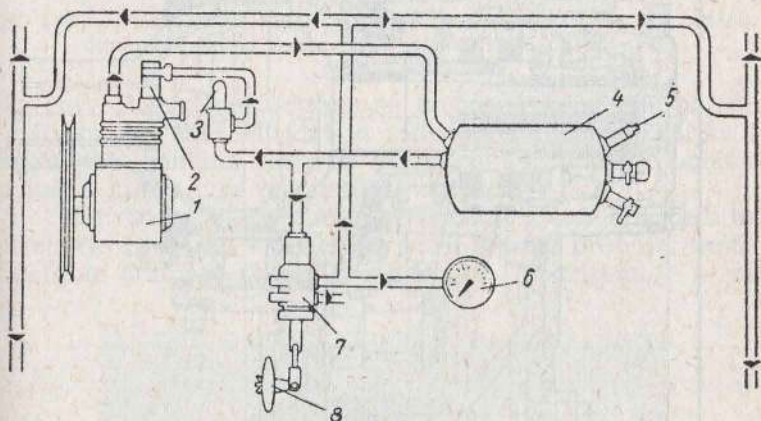
Gume sa regulisanjem pritiska najčešće se primenjuju na terenskim vozilima, jer su zbog njih i razvijene. Ove gume mogu biti sa unutrašnjom gumom ili bez nje (slika 137, a i b).



Sl. 137 — Gume sa regulisanjem pritiska:
a) sa unutrašnjom gumom; b) bez unutrašnje gume

Gume sa regulisanjem pritiska imaju manji broj slojeva korda u karkasu, ali se zato primenjuje materijal veće otpornosti. Profil protektora omogućava prilagođavanje promeni pritiska bez dopunskih naprezanja u gumi. Širina gume je veća u odnosu na one bez regulisanja pritiska.

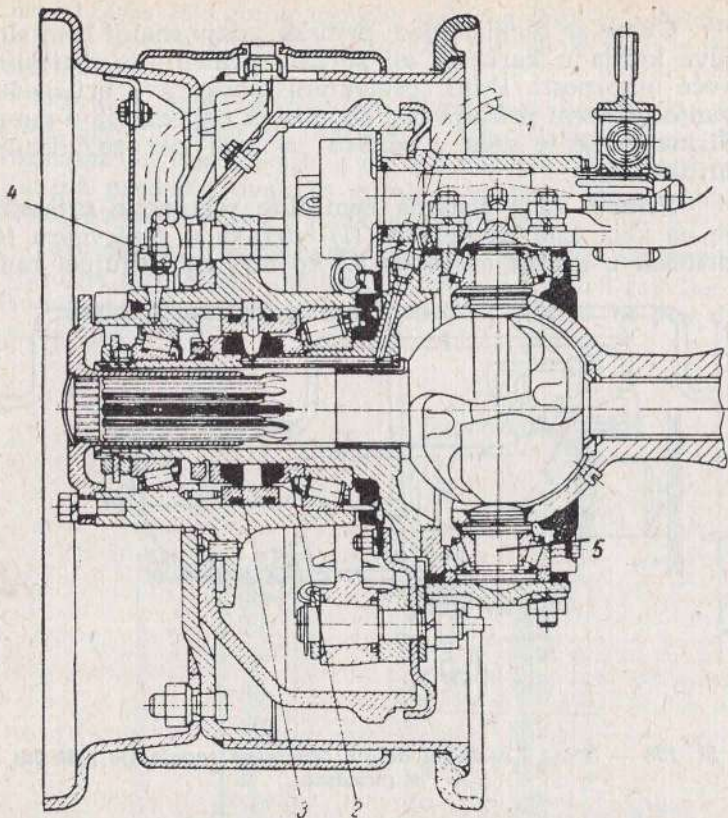
Princip rada sistema centralne regulacije prikazan je na slici 138. Kompresor (1) održava u rezervoaru (4) pritisak u granicama 4 do 5,5 kp/cm², zahvaljujući radu



Sl. 138 — Šema i sastavni delovi centralne regulacije pritiska u gumama

regulatora (3) koji pri povećanom pritisku uključuje cilindar za rasterećenje (2). Na rezervoaru je i ventil sigurnosti (5). Sistemom za regulisanje pritiska upravlja se ventilima (7), a pritisak se kontroliše na manometru (6). Za neposredno upravljanje služi ručica (8).

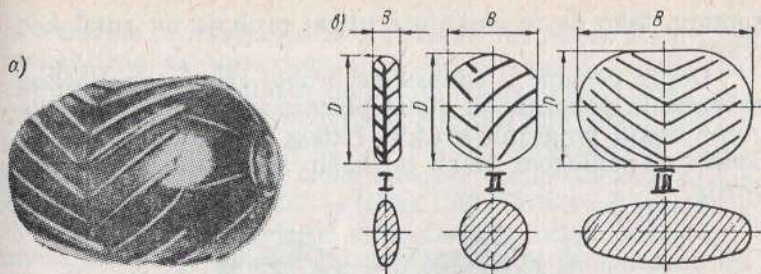
Na taj način se svi točkovi snabdevaju potrebnim vazduhom pod pritiskom. Uvođenje vazduha pod pritiskom u gumu zahteva posebnu konstrukciju celog točka i izaziva naročite teškoće kod upravljačkog i pogonskog točka (sl. 139). Vazduh se vodi kroz cev (1), telo zaptivača



Sl. 139 — Pogonski i upravljački točak sa centralnom regulacijom pritiska u gumi

(2) i odvodnu cev (4). Zaptivač (3) sprečava gubitak vazduha.

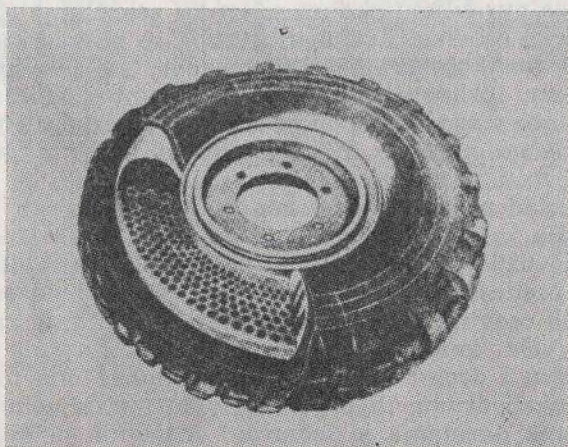
Za kretanje po izuzetno teškim terenima, kao što su blato, močvara, sneg, primenjuju se lučne gume i pneumatski valjci. Njihova osnovna neprikladnost za primenu na terenskim vozilima je zbog loših osobina pri kretanju po tvrdoj podlozi. Pritisak u lučnim gumama iznosi 0,5 do 2,0 kp/cm², a u pneumatskim valjcima 0,1 do 0,5



Sl. 140 — Pneumatski valjak i otisak koji formiraju na tlu obična guma (I), lučna guma (II) i pneumatski valjak (III)

kp/cm². Pneumatski valjci se izvode i sa regulisanjem pritiska. Na slici 140 dat je izgled pneumatskog valjka i uporedna veličina dodirne površine sa tlom za običnu i lučnu gumu i za pneumatski valjak.

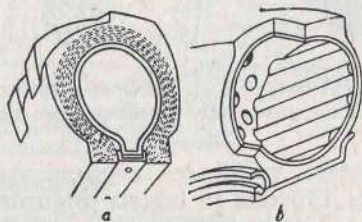
Konstrukcije izvedenih neranjivih guma obezbeđuju kretanje 10 do 30 kilometara posle njenog proboja, nešto manjom brzinom. Takva guma (sl. 141) podeljena je u niz



Sl. 141 — Neranjiva guma sa velikim brojem sitnih komora

komora, tako da se smanjuje uticaj proboja na gumi kao celini.

Dobre osobine u odnosu na proboj zrnom streljačkog naoružanja pokazale su gume prikazane na slici 142. Obe gume imaju pojačanu krutost i zbog toga malu površinu dodira sa podlogom, te na taj način smanjuju prohodnost vozila.



Sl. 142 — Neranjive gume:

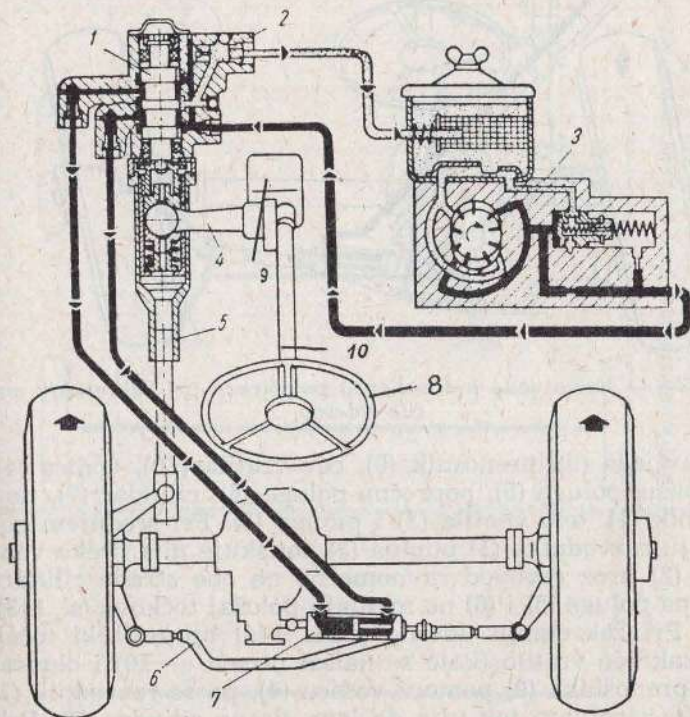
a) sa ojačanim karkasom; b) sa metalnim kordom i komorama od kaučuka koje su ispunjene azotom

Sistem upravljanja

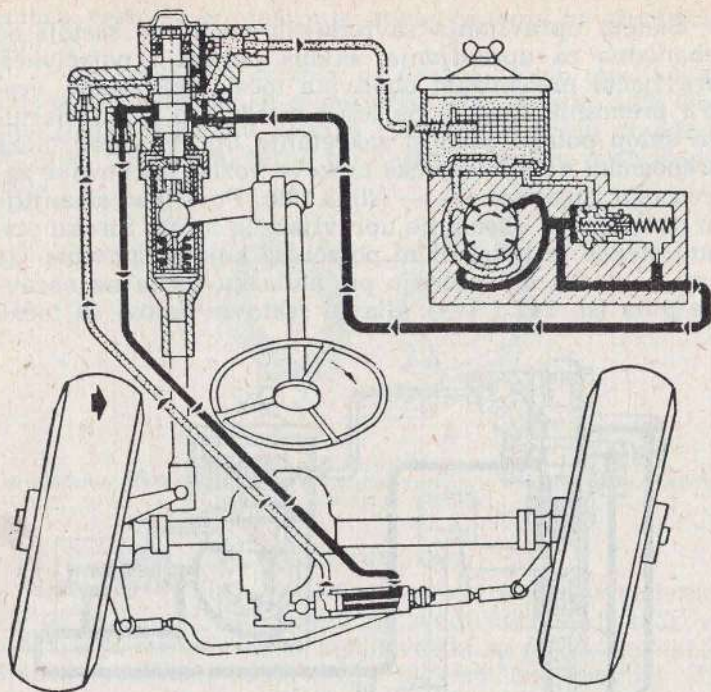
Kretanje vozila u željenom pravcu ostvaruje se preko sistema za upravljanje kojim se izvodi zakretanje točkova upravljačke osovine. Kod nekih vozila se pravac kretanja određuje razlikom broja obrta točkova iste osovine, slično sistemu primenjenom na guseničnim vozilima. Taj sistem omogućava mali poluprečnik okretanja, ali prouzrokuje bočno klizanje točkova, veliko habanje guma i zahteva veću snagu za okretanje vozila. Zato je takav sistem našao primenu samo kod nekih specijalnih točkaških vozila.

Kod vozila sa dve osovine najčešće se upravlja točkovima prednje osovine. Na terenskim vozilima sa više pogonskih osovina vrlo se često sreće upravljanje pomoću dve ili više osovina. Savremena vozila formule 6×6 imaju prvu i drugu upravljačku osovину, a ona formule 8×8 prvu i drugu, ili prvu i četvrtu upravljačku. Mali poluprečnik okretanja je jedan od značajnih uslova prohodnosti, pa se time opravdava veća cena vozila, uslovljena većim brojem upravljačkih osovina.

Sistem upravljanja savremenih vozila se sastoji od mehanizma za upravljanje, sklopa poluga i pojačivača. Upravljački mehanizam obuhvata točak upravljača, vratilo i prenosnik, koji se najčešće izvodi kao pužni. Šarnirani sklop poluga prenosi zakretanje upravljačkog točka i prenosnika na upravljačke točkove vozila (točkovi se zakreću oko rukavaca (5) — (slika 139). Pojačivač smanjuje silu potrebnu za okretanje upravljačkog točka. Široku primenu stekao je hidraulični pojačivač koji je sposoban da primi i udarna opterećenja pri nailasku točka na neravnine puta (sl. 143 i 144). Glavni sastavni delovi su točak



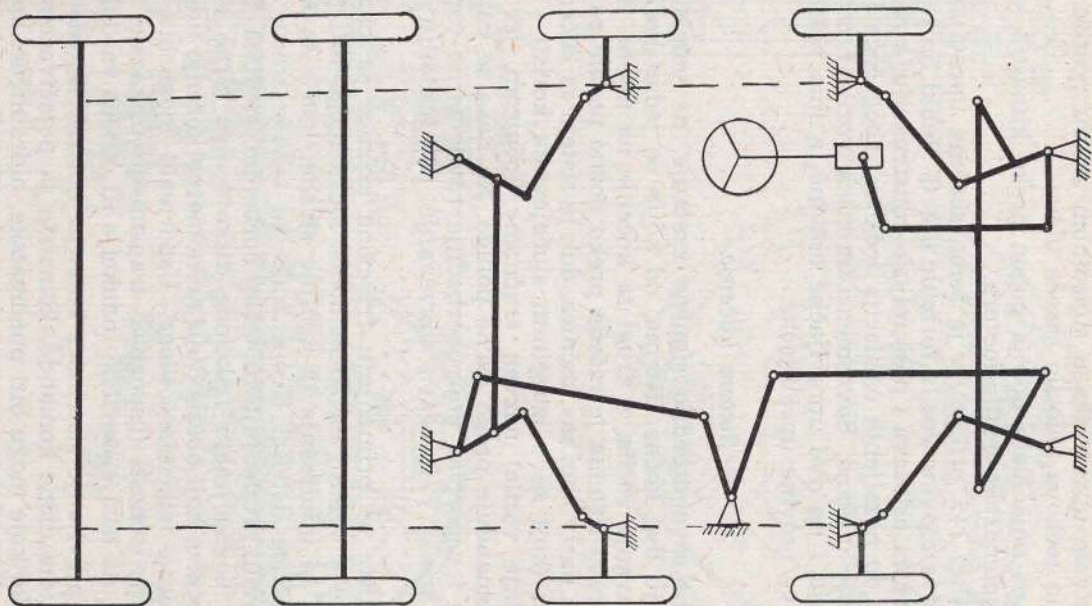
Sl. 143 — Sastavni delovi sistema hidrauličnog pojačivača i način rada pri pravolinijskom kretanju



Sl. 144 — Način rada hidrauličnog pojačivača pri zakretanju vozila udesno

upravljača (8), prenosnik (9), cev vratila (10), vodica (4), podužna poluga (5), poprečna poluga (6), cilindar (7), razvodnik (1), telo ventila (2) i pumpa (3). Pri srednjem položaju razvodnika (1) pumpa (3) potiskuje ulje preko ventila (2) kroz cevovod ravnomerno na obe strane cilindra (7), pa poluge (5) i (6) ne menjaju položaj točkova (sl. 143).

Pri zakretanju udesno (slika 144) upravljački točak (8) zakreće vratilo (koje se nalazi u cavi — 10) i okretanje prenosnika (9) pomera vodicu (4), pa se razvodnik (1) spušta i zatvara tok ulja do leve strane cilindra (7). Pritisak ulja sa desne strane cilindra potiskuje klip koji povlači polugu (6) ulevo i zakreće točkove vozila.



Sl. 145 — Varijanta rešenja prve i druge upravljačke osovine kod vozila formule točkova 8 × 8

Dejstvom upravljača u suprotnom smeru postiže se zakretanje točkova i vozilo skreće ulevo.

Pumpa pojačivača dobija pogon preko klinastih kaiševa od kolenastog vratila motora.

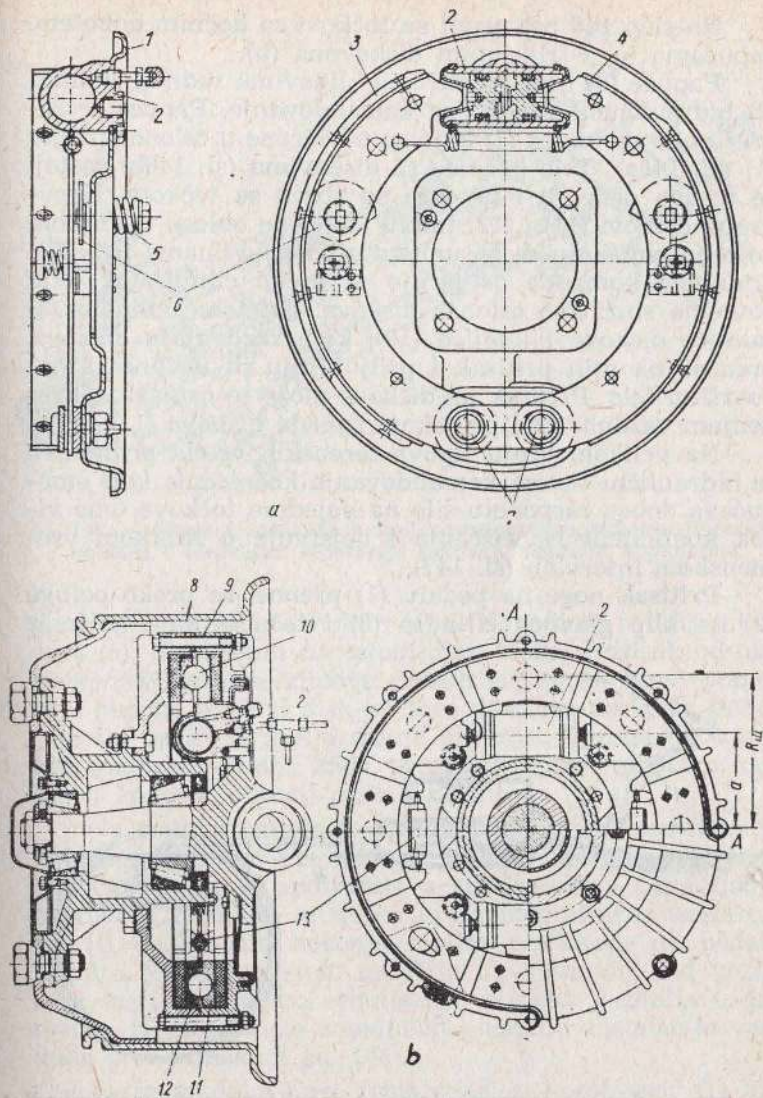
Na slici 145 prikazana je šema sistema upravljanja pomoću dve osovine vozila formule 8×8 . Veliki broj poluga i šarnira usložava i poskupljuje konstrukciju, a može dovesti i do neželjenih oscilacija točkova, zbog čega je i upravljanje otežano. Savremena terenska vozila i pored toga imaju i po dve upravljačke osovine, a ima rešenja gde su sve osovine upravljačke.

Sistem kočenja

Da bi se obezbedilo sigurno kretanje, na vozila se postavljaju dva kočna sistema, od kojih se jedan koristi za usporavanje vozila, a drugi za kočenje na mestu. Komanda prvog sistema je rešena preko nožne pedale pa je uobičajen naziv »nožna« kočnica, dok je sistem za kočenje na mestu (koji se u izuzetnim slučajevima koristi i za usporavanje vozila) nazvan »ručnom« kočnicom, jer se njome komanduje preko ručne poluge. Na neka se vozila ugrađuje i usporivač koji obezbeđuje ravnomerno usporavanje vozila i sprečava ubrzavanje pri kretanju na nagibu.

Najčešće se primenjuju frikcione kočnice sa papučama koje u odnosu na kočni doboš točka mogu biti postavljene sa unutrašnje ili spoljne strane, kao i sa obe strane kočnog doboša. Kočne trake se takođe sreću, ali se po pravilu primenjuju na težim borbenim vozilima. Savremena vozila imaju frikcione diskove kao tarne elemente kočnice koji obezbeđuju ravnomerno kočenje i duži vek trajanja frikcione obloge. Usporivači mogu biti na bazi trenja tečnosti (usporivač transmisije prikazane na slici 122), na bazi električne indukcije ili otpora vazduha.

Za upravljanje sistemom kočenja koriste se mehaničke i hidraulične komande, komande sa pojačivačem, i automatske koje mogu biti pneumatske, hidraulične, inercione ili električne.



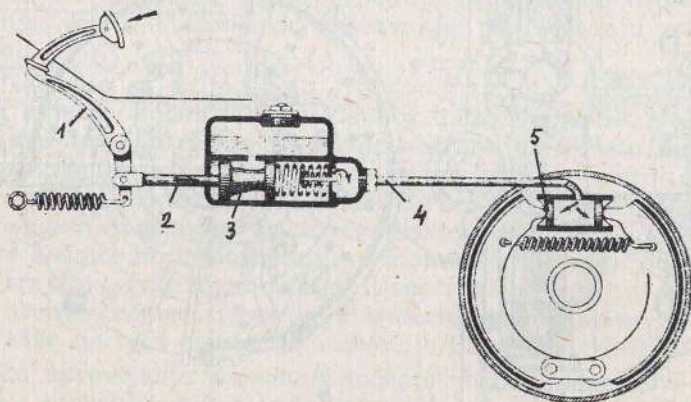
Sl. 146 — Frikcione kočnice točkova:
 a) sa papučama; b) sa diskovima

Na slici 146 prikazani su točkovi sa kočnim dobošem, papučama (a) i frikcionim diskovima (b).

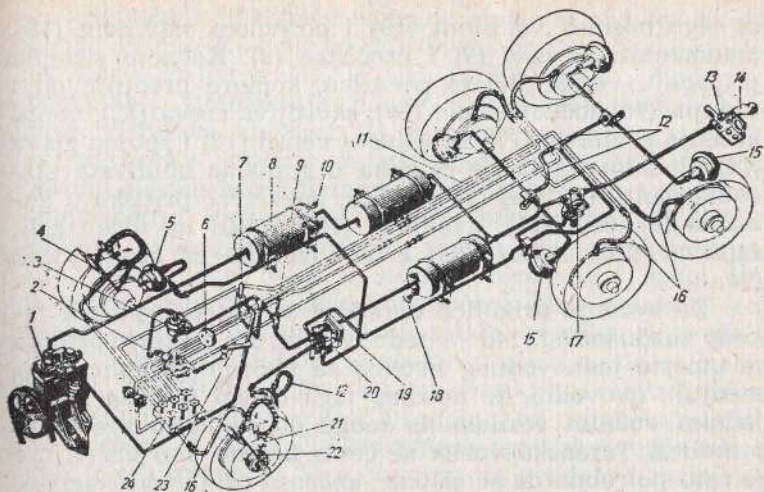
Papuče (3) i (4) razmiču se klipovima radnog cilindra (2) hidrauličnog sistema za komandovanje. Papuče se zakreću oko osovinica (7) koje su učvršćene u oslonom disku (1) (sl. 146a). Telo kočnice sa diskovima (sl. 146b) sastoji se iz dva dela (8) i (9) koji se obrću sa točkom. Nepokretni diskovi (11) i (12) imaju frikционе obloge i prilikom kočenja potiskuju se ka unutrašnjim površinama tela. Hidraulična komanda ostvaruje se preko cilindra (2) čija površina služi kao oslonac diskova. Pri tome cilindar (2) zakreće diskove i kuglice (10), koje razdvajaju diskove, prenose na njih pritisak i priljubljuju ih uz unutrašnju površinu tela. Pritisak na diskove može se ostvariti dovođenjem vazduha pod pritiskom između diskova (11) i (12).

Na velikom broju tipova terenskih vozila primenjen je hidraulični sistem komandovanja kočnicama koji omogućava dobru raspodelu sile na pojedine točkove, ima visok koeficijent iskorišćenja i dejstvuje u kratkom vremenskom intervalu (sl. 147).

Pritisak noge na pedalu (1) prenosi se preko poluge (2) na klip glavnog cilindra (3) i tečnost koja ističe iz



Sl. 147 — Šema i sastavni delovi hidrauličnog sistema komandi kočnica



Sl. 148 — Šema i sastavni delovi pneumatskog sistema komandi kočnica i centralne regulacije pritiska vazduha u gumama

glavnog cilindra cevovodom (4) se dovodi do radnih cilindara (5), učvršćenih na osloni disk točka. Pritisak od oko 85 kp/cm^2 pomera klipove radnih cilindara, a ovi pomeraju papuče (ili kod disk-kočnica diskove) uz kočni doboš i na taj način se javlja trenje kočenja. Opruga (6) vraća klip radnog cilindra kada prestane dejstvo pritiska, odnosno kada se otpusti pedala kočnice.

Na težim vozilima se koristi pneumatsko upravljanje kočnim sistemom. Pri tome se koristi energija sabijenog vazduha, a vozač upotrebljava silu samo za upravljanje razvodom vazduha, te se na taj način praktično može ostvariti velika sila kočenja malim pritiskom na pedalu kočnice. Ovaj je sistem naročito interesantan kod vozila koja imaju centralno regulisanje pritiska vazduha u gumama, jer se koriste zajednički elementi instalacije vazduha pod pritiskom (sl. 148).

Sastavni delovi ove instalacije su kompresor (1), regulator pritiska (7), tri povezana rezervoara za vazduh (8)

sa sigurnosnim ventilom (10) i odlivnom slavinom (18), manometar na cevi (9) i prečistač (3). Kočnom sistemu pripadaju ventil (20) sa pedalom, komore prednjih (5) i zadnjih (15) točkova, cevi (19), savitljiva creva (12), ventil kočenja prikolice (17), priključni ventil (13) i spojna glava (14). Sistem regulacije pritiska u gumama obuhvata razvodni ventil (2), vod (4) u točku, pokazivač pritiska u gumama (6), cevi (11), uvodnike (16), ventil na točku (21), zaptivač (22), ručicu (23) i blok ventila za svaki točak (24).

Za kočenje prikolice ugrađuje se poseban sistem takođe vazdušni (sl. 148 — jednovodni). Na nekim vozilima se umesto jednovodnog sistema za kočenje prikolica primenjuje dvovodni, te se zbog toga dolazi u situaciju da jednim vučnim vozilom ne mogu da se vuku sve vrste prikolica. Terenska vozila se često koriste kao vučna, pa je zato potrebno da se sistemi kočenja prikolica usaglase. Tako je, na primer, u SSSR standardom usvojen jednovodni sistem kočnica prikolica, jer je u eksploataciji ocenjeno da daje bolje rezultate.

SISTEM ELEKTROUREĐAJA

Sistem elektrouređaja obuhvata sve električne uređaje, aparate i pribore koji se nalaze na vozilu. Deli se u dve osnovne grupe: izvore električne energije i potrošače električne energije.

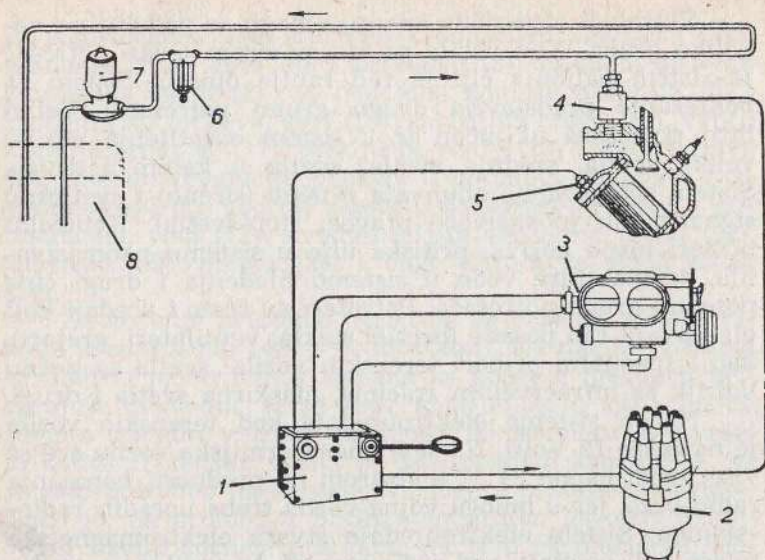
Izvori električne energije na vozilu su akumulator i generator čiji je rad povezan. Akumulator obezbeđuje pokretanje motora i napajanje strujom potrošača kada ne radi generator, kao i kada motor radi pri malom broju obrta. Generator napaja strujom potrošače kada radi pri srednjem i velikom broju obrta; ako je snaga uključenih potrošača mala, generator napaja i akumulator, a ako snaga uključenih potrošača premašuje snagu generatora, napajanje je i iz generatora i akumulatora. Povezanost rada generatora i akumulatora omogućava rele — regulator.

Potrošači električne energije mogu se podeliti na nekoliko grupa. Kod vozila sa oto-motorom jedan potrošač je sistem paljenja čiji je rad ranije opisan. Sistem za pokretanje predstavlja drugu grupu potrošača. Veliki broj potrošača uključen je u sistem osvetljenja vozila: velika svetla, srednja svetla, svetla u kabini i druga. Sistem signalizacije obuhvata zvučnu (sirenu) i svetlosnu signalizaciju (pokazivače pravca, stop-svetla). Kontrolni pribori nivoa goriva, pritiska ulja u sistemu podmazivanja, temperature vode u sistemu hlađenja i drugi čine posebnu grupu potrošača. Potrošači su često i uređaji koji olakšavaju rad posade (brisači stakla, ventilatori, grejači), kao i specijalni pribori terenskih vozila: svetla za noćnu vožnju sa infracrvenim zracima, maskirna svetla i drugi.

Napon sistema elektrouređaja kod terenskih vozila je najčešće 12 Volti. Na savremena armijska vozila sve se više uvodi napon 24 V, s obzirom na prednosti napajanja radio-veze, jer u mnoga vojna vozila treba ugraditi radio-stanicu. Sistem elektrouređaja stvara elektromagnetske talase koji ometaju rad radio-stanice na vozilu, kao i stacionarnih radio i televizijskih prijemnika na rastojanju i od nekoliko stotina metara. Najveće smetnje stvara sistem paljenja. Da bi se smanjile smetnje u kolu visokog napona, u razvodnik i na svećice postavljaju se prigušujućii otpori. U kolo niskog napona stavljaju se filtri.

Električna energija se sve više koristi kod terenskih vozila. Sastavni delovi nekih uređaja takođe se koriste električnom strujom. Tako je američka firma BENDIKS razradila sistem napajanja gorivom sa elektronskim upravljanjem, u kome se ubrizgano gorivo dozira, a sastav smeše podešava promenom dužine trajanja ubrizgavanja preko brizgača koji ima solenoid (sl. 149).

Osnovni uređaj sistema je elektronski modulator. Napajanje gorivom podešava se električnim signalima. Radi toga se uz modulator (1) veže grupa davača (3). Ona obuhvata davač praznog hoda, davač bogate smeše i davač siromašne smeše. Kada motor radi, pumpa (7) potiskuje gorivo iz rezervoara (8) kroz cevi do brizgača (4). Gorivo se prečišćava u prečištaču (6). Višak goriva se vraća u



Sl. 149 — Elektronsko upravljanje sistemom napajanja gorivom

rezervoar. Prekidač-razvodnik (2) pojačava impulse. Pojačani električni signali idu preko prekidača-razvodnika određenom brizgaču koji ubrizgava gorivo preko otvorenog ventila. Solenoid na brizgaču služi da otvori odgovarajući ventil. Količina ubrizganog goriva zavisi od toga kako je davač ocenio režim rada — na slici se vidi položaj davača praznog hoda (5).

DOPUNSKI UREĐAJI

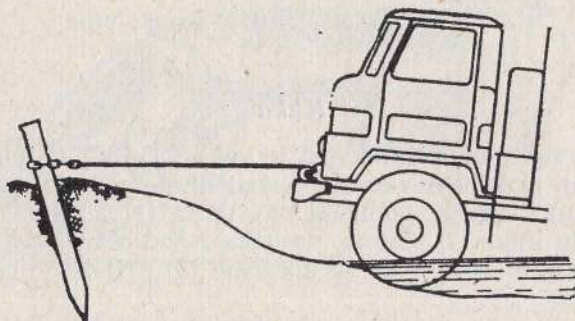
Savremena terenska vozila opremaju se različitim dopunskim uređajima koji su namenjeni poboljšavanju taktičko-tehničkih svojstava i proširivanju područja primene vozila (vitlo, kuka za vuču, dopunski točkovi na nekim vozilima, vodni motor sa elisom i dr.).

Pored navedenog, terenska vozila se opremaju uređajima za noćnu vožnju (IC), protivpožarnim aparatima, pionirskim alatom, maskirnim sredstvima i drugom opremom prema nameni vozila.

Značajni dopunski uređaji biće posebno obrađeni.

Vitlo

Vitlo je namenjeno samoizvlačenju vozila, kada nije sposobno da se izvuče pogonom preko točkova, kao i izvlačenju drugih vozila ili oruđa. Naročito dolazi do izražaja prilikom savlađivanja vodenih prepreka gazom ili plovljenjem kada su obale nepogodne za ulaz ili izlaz (sl. 150).

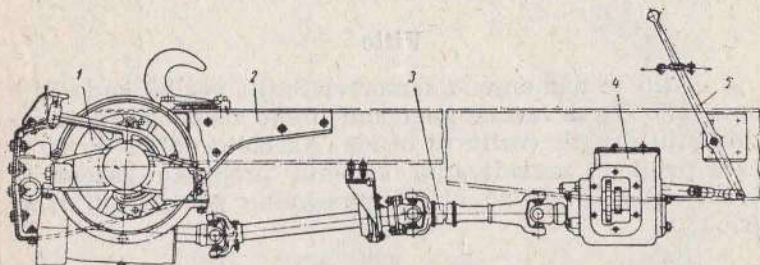


Sl. 150 — Samoizvlačenje vozila vitlom pri savlađivanju vodenih prepreka

Vitlo se sastoji od doboša na koji je namotano uže. Ugrađuje se najčešće na prednju stranu vozila, iako takav položaj smanjuje prednji prilazni ugao. Na nekim vozilima smešteno je na okvir na zadnjem delu, ali u tom slučaju je rukovanje vitlom otežano.

Da bi vitlo moglo efikasno da radi potrebno je ugraditi još neke uređaje za njegov pogon (sl. 151). Snaga za pogon vitla se iz menjača odvodi u pogonsku kućicu vitla

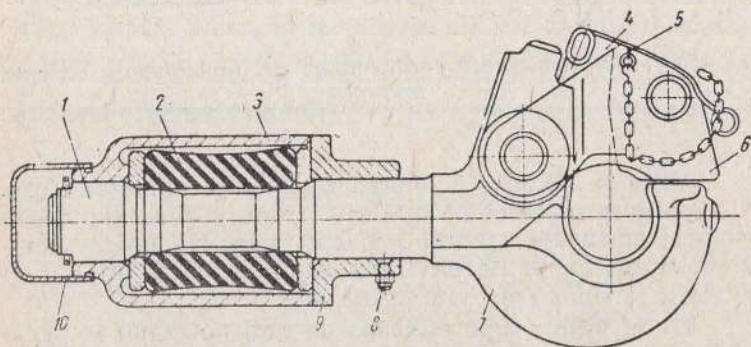
(4), kada se pogon vitla uključi preko poluge (5). Kardanskim prenosom (3) snaga se predaje pužnom prenosniku, sa čijim pužnim kolom je vezan doboš vitla (1). Produžetak lonžerona (2) nosi na sebi vitlo.



Sl. 151 — Sastavni delovi pogona vitla

Kuka

Na zadnjem delu okvira je kuka (sl. 152) za vuču prikolica ili priključnih oruđa. Elastični element je guma (2), pritegnuta između podloški navrtkom (1) koja se navrće na kraju kuke (7). Guma, navrtka i podloške smešteni su u telo kuke (3) koje se sa nosačem (9) priteže vijcima na

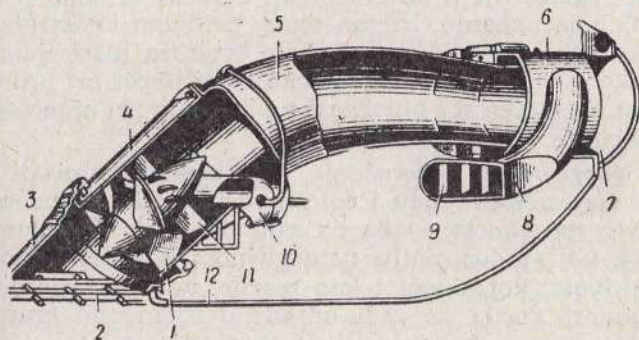


Sl. 152 — Kuka

okvir. Sa prednje strane je poklopac (10), napunjen mašću. Kuka ima zatvarač (6) sa držačem (4). Položaj zatvarača se osigurava lancem (5). Kuka se podmazuje na mazalici (8).

Vodni motor

Kretanje u vodi najčešće se ostvaruje pomoću elise koja dobija pogon od motora. Neka gusenična vozila se kreću kroz vodu pogonom preko gusenica koje se radi toga profilišu najpodesnijim oblikom. Na savremenim terenskim vozilima sve više se primenjuje vodni motor (sl. 153).



Sl. 153 — Izgled i sastavni delovi vodnog motora

Na vozilo se montiraju po dužini dva vodna motora; svaki ima pumpu (1), zaštitnu rešetku (2), usisnu cev (3), kućište pumpe (4), provodnu cev (5), cev za upravljanje (6), poklopac (7), cev za kretanje unazad (8), pregradu (9), pogon pumpe (10) i lopatice reakcionog kola (11). Sa (12) je označeno dno vozila.

Usisna cev je pričvršćena za dno vozila. Kroz otvor sa rešetkom ulazi voda, očišćena od krupnih stranih predmeta. Pumpa potiskuje vodu kroz protočnu cev koja se sužava prema kraju. Voda izlazi velikom brzinom kroz

izlazni otvor na protočnoj cevi i stvara silu reakcije koja pokreće vozilo napred. Ako se zatvori poklopac na obe strane, vozilo se kreće unazad, jer pri tom voda prolazi kroz cev za kretanje unazad. Ako je zatvoren samo jedan poklopac vozilo se zakreće na onu stranu sa koje je strane poklopac zatvoren. Poklopac otvara i zatvara vozač koji sedi na svom mestu.

OPTEREĆENJE I SIGURNOST U RADU VOZILA

Kao što je rečeno, delovi vozila su opterećeni dinamički (promenljiva opterećenja), statički (stalna opterećenja) i na habanje. Prema tome, prilikom konstruisanja vozila treba da se uzme u obzir čvrstoća materijala pri statičkom opterećenju, dinamička izdržljivost pri promenljivom opterećenju i otpornost na habanje pri opterećenju na habanje.

S obzirom na opterećenja, potrebno je definisati pojmove sigurnosti u radu i izdržljivosti vozila. Sigurnost u radu je sposobnost vozila da radi bez kvarova i lomova delova koji prouzrokuju nemogućnost korišćenja vozila. Izdržljivost, koja služi i kao merilo za vek trajanja, je sposobnost vozila da radi određeno vreme do granično dopuštene mere habanja ili do zamora materijala.

Jasno je da u pogledu sigurnosti u radu i izdržljivosti, terenska vozila treba da zadovoljavaju mnogo strože i teže zahteve nego ona namenjena privredi. Sigurnost u radu mora biti obezbeđena za najnepovoljnije uslove eksploatacije vozila. Što se tiče izdržljivosti, ona zavisi od veličine i učestanosti promene opterećenja u predviđenim uslovima eksploatacije. Pri tome se uzimaju u obzir opterećenja koja se po intenzitetu menjaju najmanje 1000 puta u toku veka trajanja mehanizma na terenskom vozilu. Na izdržljivost u osetnoj meri utiče krutost konstrukcije, jer deformacije kućišta, vratila i ležišta izazivaju zakošenja, a posledica toga je nepravilnost u raspodeli opterećenja i koncentracija napona, lomovi ili nepred-

viđeno rano habanje delova. Od značaja je i kvalitet izrade delova, jer loša izrada takođe može dovesti do koncentracije napona i loma.

Osnov za postizanje sigurnosti u radu i izdržljivosti vozila je dobra konstrukcija koja odgovara zadatom režimu eksploatacije. To znači da oblik delova mora biti najpogodniji kako ne bi došlo do koncentracije napona, a da pri tom deo može potpuno obaviti namenjenu funkciju. Sem toga, dobra konstrukcija postiže se izborom odgovarajućeg materijala u skladu sa opterećenjem, primenom odgovarajuće tehnologije izrade, uključujući i savremene postupke kao visokofrekventno kaljenje, nitriranje, sačmenje i druge, galvanskom zaštitom i ostalim merama protiv korozije, primenom odgovarajućeg maziva i tako dalje. Naravno da od primene svih ovih mera zavisi i cena koštanja. Kod terenskih vozila je od većeg značaja sigurnost u radu i izdržljivost nego cena ali se ni ona ne može prenebreći.

Treba napomenuti da su uslovi eksploatacije armijskih, a i vozila uopšte, toliko raznovrsni da je postavljanje zahteva konstruktorima u pogledu sigurnosti u radu i izdržljivosti skopčano sa velikim brojem pretpostavki i najčešće bazira na iskustvu iz eksploatacije prethodnih modela. Na to u znatnoj meri utiču i rezultati ispitivanja. Zbog toga se ispitivanja vrše sa statičkim ili dinamičkim opterećenjima. Za ispitivanje vozila postoje u mnogim zemljama odgovarajući poligoni koji omogućavaju sticanje prave slike o kvalitetu i prikladnosti za predviđenu namenu.

Na primeru transmisije biće prikazane različite mogućnosti računskih režima koji služe kao osnova proračuna transmisije. Tu se ujedno i može videti, kakve sve vrste opterećenja postoje u radu transmisije, odnosno koja se uzimaju u obzir za proračun. Pri tome se polazi od činjenice da u radu dejstvuju istovremeno i statička i razne vrste promenljivih opterećenja (ravnomerno promenljiva, neravnomerno promenljiva i udarna).

Opterećenje koje dejstvuje na transmisiju karakteriše promenljive veličine momenata i brojeva obrta. Is-

korišćenje momenta motora, a prema tome i opterećenje transmisije, menja se u granicama od 5% do 100% maksimalnog momenta motora, zavisno od puta, ukupne težine vozila, tereta, kao i od intenziteta kretanja. Kod terenskih vozila, procenat iskorišćenja obrtnog momenta motora je relativno nizak, u povoljnim uslovima kretanja. Procenat iskorišćenja naglo raste kada se vozilo kreće po terenu znatnih otpora (po pesku, snegu, blatu) i po svim onim terenima gde je korisno smanjiti pritisak vazduha u gumama. Merodavni moment M_{tr} koji dejstvuje na deo transmisije određuje se po formuli:

$$M_{tr} = (G_u \cdot f_v + m \cdot \delta \cdot a + K \cdot A \cdot v^2) \cdot \frac{r}{i' \eta_{tr}}$$

gde je:

- G_u — ukupna težina vozila (kp),
- f_v — koeficijent otpora kretanja, $f_v = \sin \alpha + f \cos \alpha$;
- i' — prenosni odnos od točka do dela koji se računa;
- K — koeficijent otpora vazduha;
- A — čeona projekcija površine vozila (m^2);
- v — brzina vozila (m/sek);
- δ — koeficijent obrtnih masa;
- a — srednje ubrzanje vozila $\left(\frac{m}{sek^2} \right)$
- r — poluprečnik točka (m);
- η_{tr} — koeficijent iskorišćenja transmisije; i
- m — masa vozila (kg), $m = \frac{G_u}{g}$

U toku vožnje koriste se različiti stepeni prenosa, što u osetnoj meri može uticati na proračun transmisije, naročito s obzirom na dinamičku izdržljivost (tabela 19 i 20). Podaci iz tabela 19 i 20 odnose se na teretna i terenska vozila, sa zupčaničkim menjačem sa 5, odnosno 4 stepena prenosa. Treba uočiti i znatno kretanje bez korišćenja menjača, po inerciji, naročito u gradskoj vožnji.

Tabela 19

Procentualno korišćenje pojedinih stepena prenosa menjača
po vremenu / po putu

vrsta vozila	vrsta vožnje	stepen prenosa					bez menjača
		1	2	3	4	5	
teretni automobili	gradska	1/0,2	8/2,5	25/15	37/46	15/23	14/13,3
	drumska	1/0,2	4/1	20/11	40/45	25/33,8	10/9
	po lošim putevima	5/0,8	15/7,2	30/24	50/68		
terenska vozila	po lošim putevima i po terenu	5/1	25/13	45/45	25/41		2/0,6

Tabela 20

Prosečne brzine kretanja vozila u km/h za odgovarajuće stepene prenosa menjača

vrsta vozila	vrsta vožnje	stepen prenosa					bez menjača
		1	2	3	4	5	
teretni automobili	gradska	5	10	20	40	50	30
	drumska	5	12	25	50	60	40
	po lošim putevima	3	9	15	25		
terenska vozila	po lošim putevima i po terenu	3	8	15	25		

Uzimajući u obzir funkciju transmisije, mogu se pretpostaviti četiri vrste proračunskih režima rada koji samo delimično predstavljaju stvarne uslove opterećenja u njoj, ali mogu da posluže za definisanje agregata transmisije.

Prvi proračunski režim je režim maksimalnog momenta motora ($M_{m_{\max}}$). Tada je moment na transmisiji koji odgovara maksimalnom momentu motora jednak:

$$M_{tr} = M_{m_{\max}} \cdot i_{tr},$$

gde je: i_{tr} — prenosni odnos od vratila motora do odgovarajućeg vratila transmisije.

Pri tome je zaokružena veličina koeficijenta iskorišćenja, što je (s obzirom na karakter usvojenog režima) dopušteno, i uzeta je jednaka jedinici.

Ovaj režim proračuna daje naprezanja elemenata transmisije manja od maksimalno mogućih, ali i znatno veća od prosečnih, što je i logično s obzirom na već ukazano iskorišćenje momenta motora u granicama od 5 do 100%.

Drugi proračunski režim je režim maksimalnog koeficijenta prijanjanja točkova sa tlom. Naročito se uzima kada raspodela momenta motora na pogonske osovine nije ravnomerna i poznata, što je slučaj kod terenskih vozila, s obzirom na pogon svih točkova. Za poluosovine pogonskog mosta tada se određuje moment po formuli:

$$M = \frac{Z_i}{2} \cdot \mu_{\max} \cdot r$$

a za kardansko vratilo koje prenosi snagu do pogonskog mosta, po formuli:

$$M = \frac{Z_i}{i_{tr}} \cdot \mu_{\max} \cdot r$$

gde je:

Z_i — normalna reakcija na točak (kp), i

μ_{\max} — maksimalna veličina koeficijenta prijanjanja.

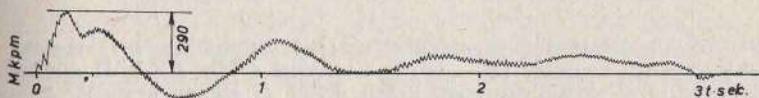
Moment dobijen na ovaj način je veći od onog koji se određuje po prvom proračunskom režimu, i po pravilu je veći od momenata koji se pojavljuju u eksploataciji.

Treći proračunski režim je režim maksimalnog dinamičkog opterećenja koje se najčešće javlja pri naglom uključivanju spojnice. Prva dva proračunska režima nisu uzela u obzir dinamička opterećenja u transmisiji, na koja utiče niz faktora, a naročito:

1. brzina uključivanja spojnice, što zavisi od vozača;
2. tip i konstrukcija spojnice (jedno — ili više-lamelasta, hidrodinamička, elektromagnetna);
3. vrsta puta ili terena i njegovo stanje;
4. konstrukcijske karakteristike vozila: ukupna težina vozila i vučenog tereta, momenti inercije obrtnih delova i drugi.

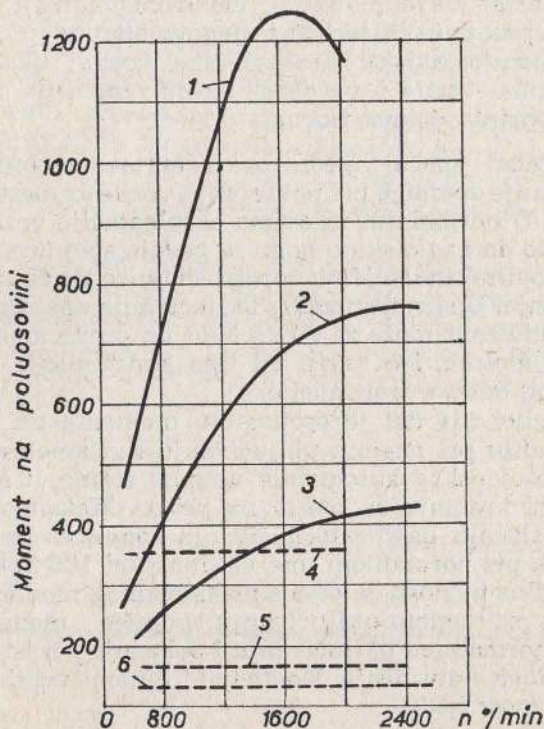
Izuzetan značaj među ovim faktorima ima naglo uključivanje spojnice pri pokretanju vozila iz mesta i ubrzavanje. U normalnim uslovima eksploatacije vozaču nije dopušteno da naglo skine nogu sa pedale spojnice, čime bi omogućio direktno dejstvo opruga spojnice i trenutno preopterećenje. U slučaju naglog uključivanja spojnice, maksimalni moment može za 20 do 30% da pređe maksimalni moment motora, što zavisi od tipa konstrukcije vozila i prenosnog odnosa transmisije.

Na slici 154 dat je oscilogram momenta na kardanom vratilu pri naglom uključivanju dvolamelaste spojnice troosovinskog automobila ukupne težine 10 Mp, snimljen pri kretanju sa mesta na pesku. Maksimalni moment u slučaju naglog uključivanja spojnice iznosi 290 kpm, dok pri normalnom ima vrednost od 108 kpm. Koeficijent dinamičnosti je odnos maksimalnog momenta koji se javlja pri naglom uključivanju spojnice i momenta pri njenom normalnom uključivanju i pokazuje porast opterećenja delova transmisije. Koeficijent dinamičnosti u ovom slučaju iznosi 2,68.



Sl. 154 — Oscilogram momenata u transmisiji pri pokretanju troosovinskog vozila (6 × 6) na pesku

Dinamička opterećenja transmisije pri naglom kočenju su vrlo bliska onim pri naglom uključivanju spojnice. Neravnine na putu manje utiču na dinamičko opterećenje nego naglo uključivanje spojnice. Ta opterećenja kod vozila sa hidrauličnom transmisijom ili hidrauličnim pretvaračem obrtnog momenta osetno su manja, što obezbeđuje veći vek trajanja elemenata transmisije.



Sl. 155 — Dijagram momenata na poluosovinama pri naglom uključivanju spojnice (1 — vozilo nosivosti 4 Mp, 4 × 2, II stepen prenosa; 2 — vozilo nosivosti 2 Mp, 4 × 2, II stepen prenosa; 3 — vozilo nosivosti 0,8 Mp, 4 × 4, I stepen prenosa). Odgovarajuće krive momenata na poluosovinama pri maksimalnom momentu motora i normalnom radu prikazane su isprekidanom linijom

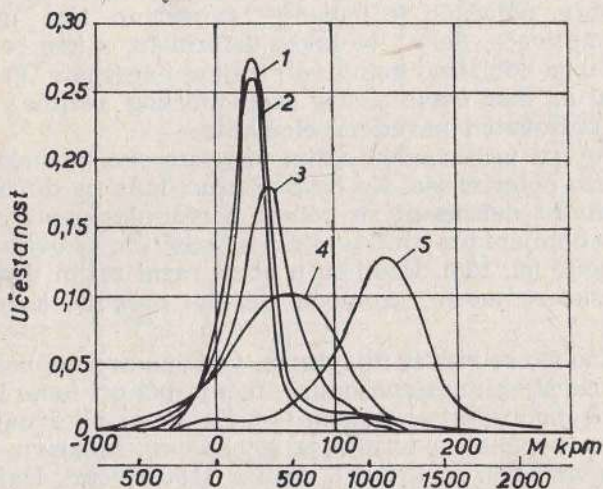
Treći proračunski režim omogućava utvrđivanje maksimalno mogućih opterećenja u delovima transmisije. Pri tome treba uzeti u obzir i tačnost izrade delova, krutost konstrukcije i toplotni režim rada koji osetno utiču na dinamička opterećenja. Ako se smanji krutost konstrukcije menjačke kutije, može doći do zakočenja zupčanika i nepravilnog zahvata zuba. Kao rezultat toga, javljaju se udarna opterećenja i habanje zuba. Ležišta su u takvim uslovima preopterećena, što im smanjuje vek trajanja. I toplotni režim utiče na pojavu dinamičkih naprezanja. Pri visokim temperaturama prenosnika koji prenose velike momente, pojačano je habanje, razređeno ulje prodire kroz zaptivače, delovi se lakše deformišu, a kao rezultat svega toga dobijamo manji vek trajanja agregata. Pri proračunu na bazi ovog, trećeg proračunskog režima, treba uvek poštovati i navedene elemente.

Četvrti proračunski režim je režim stvarnih eksploatacijskih opterećenja. Na osnovu proračuna na dinamičku izdržljivost definisani su podaci o režimima opterećenja koji su dobijeni pri ispitivanjima u različitim uslovima eksploatacije (sl. 156). Uzeti su u obzir razni režimi kretanja i polaska sa mesta, promena stepena prenosa, kočenja i drugi.

Kao što se vidi iz dijagrama, veličine napona menjaju se u vrlo širokim dijapazonima, menjajući pri tome i smer dejstva (područja sa znakom —). Za krive 1 i 2 najčešća veličina napona na torziju je 250 kp/cm^2 , za krivu 4 oko 500 kp/cm^2 , dok za krivu 5 dostiže 1150 kp/cm^2 . Najgušća raspodela oko najčešće veličine napona javlja se kod krivih 1 i 2, odnosno pri kretanju po dobrim putevima, dok je najveće rasturanje veličina napona na krivoj 5, pri kretanju po lošem terenu.

Svakako da će proračun elemenata transmisije na dinamičku izdržljivost prema stvarnim opterećenjima (četvrti proračunski režim) dati najpogodnije dimenzije i garantovati željeni vek trajanja. Pri tom proračunu treba uzeti onaj raspored opterećenja koji odgovara eksploataciji predviđene konstrukcije i ne sme se dozvoliti da se u toku eksploatacije vozilo koristi u uslovima drugačijim od

predviđenih. Zbog toga je normalno da se terenska vozila računaju prema najnepovoljnijem uslovu eksploatacije, jer će tako i biti korišćena. Kao što se iz primera na slici 156 vidi, za krivu 5 su opterećenja, pa i naponi, 4 do 5 puta veći od onih koji se javljaju pri kretanju po dobrim putevima. Tri prva proračunska režima nisu dovoljno pouzdana, jer se zasnivaju na jednoj pretpostavci, dok u eksploataciji nastupaju veoma različita opterećenja i naponi. Međutim, proračun prema tim režimima je mnogo jedno-



Sl. 156 — Dijagram raspodele momenata i napona na torziju polu-
osovina teretnog automobila 2,5 Mp pri kretanju po raznim pute-
vima (1 — dobar put, 2 — gradske ulice, 3 — zemljani put u do-
brom stanju, 4 — suva livada, 5 — mokra ledina)

stavniji i lakši te zahteva znatno manji broj polaznih veli-
čina. Sam tok proračuna po bilo kom od navedenih režima
prelazi okvire ove knjige. Kod ostalih elemenata vozila,
slično opisanim režimima za proračun transmisije, koriste
se određene pretpostavke.

Sliku o stvarnim opterećenjima u toku eksploatacije u izvesnoj meri pruža dijagram na slici 156, s obzirom na to što je dobijen na osnovu ispitivanja. Stvarni dijagram terenskih vozila u pogledu opterećenja i napona biće drugačiji, odnosno predstavljaće kombinaciju dijagrama kretanja po različitim podlogama. Prema tom stvarnom opterećenju i naponu dobićemo i odgovarajući vek trajanja vozila. Od značaja je da režim koji je uzet kao proračunska osnova ne bude nepovoljniji od onog pod kojim će vozila biti eksploatisana.

Prema tome, da bi se obezbedila potpuna sigurnost u radu neophodno je još pri proračunu uzeti u obzir na najprikladniji način mogućna opterećenja. Takav posao se može uspešno obaviti samo korišćenjem podataka iz eksploatacije i ispitivanja.

KOMPONOVANJE VOZILA

Prikazani agregati i uređaji našli su primenu na mnogim varijantama armijskih vozila, ugrađenih na različite načine. Većina tih agregata se primenjuje i na komercijalnim vozilima, naročito na onim namenjenim za teške uslove rada. Znatan broj ovih agregata se primenjuje i na borbenim vozilima — točkašima.

Komponovanje vozila za armijske potrebe je složeno zbog mnogih zahteva kojima treba da odgovore. Komponovano vozilo se podvrgava oštrom ispitivanju i kritici pre nego što se ustanovi da li je prikladno za upotrebu u armiji. Kriterijumi za ocenu prikladnosti vozila za armijske potrebe mogu se svrstati u četiri grupe:

1. Može li vozilo dugo da se eksploatiše bez pojave kvarova uz jednostavno posluživanje?
2. Da li vozilo poseduje zadovoljavajuće taktičko — tehničke karakteristike u svim uslovima eksploatacije? Da li povećanje prohodnosti nije dovelo do pogoršavanja nekih drugih karakteristika (na primer, do smanjivanja brzine ili nosivosti)?

3. Cena nabavke vozila i kakva je ekonomičnost održavanja, naročito s obzirom na povećanu prohodnost?
4. Da li namenu vozila u armiji može na bolji način obaviti neko drugo sredstvo, na primer helikopter?

Ovakva kritička analiza usloвила je formiranje nekih načelnih postavki za konstruisanje armijskih vozila. Iako te postavke ne zadiru u konstrukciju do detalja, mogu se smatrati smerom kome će težiti razvoj terenskih automobila. Da bi vozilo zadovoljilo zahteve armije, sadržane u četiri navedena kriterijuma, treba da odgovori sledećim postavkama:

1. Prednost imaju vozila formule 8×8 , a primenljiva su i vozila formule 6×6 , odnosno 4×4 .
2. Svi točkovi treba da budu pogonski i nezavisno vešani.
3. Gume točkova treba da su jednostruke, sa mogućnošću promene pritiska.
4. Opterećenje svih točkova treba da je približno jednako kada je vozilo opterećeno sa 75% do 100% nosivosti.
5. Dodir točkova sa podlogom treba da bude obezbeđen i pri vertikalnom pomeranju točka od 500 mm.
6. Klirens vozila najlakših kategorija treba da bude najmanje 350 mm, odnosno iznad 800 mm kod najtežih.
7. Prilazni uglovi napred i nazad treba da budu najmanje 45° .
8. Vozilo treba da ima male i skladne dimenzije, usađlašene sa nosivošću.
9. Potrebno je da vozilo ima što niže težište.
10. Sopstvena težina treba da bude što manja.
11. Preglednost sa mesta vozača u toku vožnje treba da bude potpuna.
12. Poluprečnik okretanja treba da bude što manji.
13. Vozilo treba da bude osposobljeno da radi i kada je potpuno potopljeno u vodu.

14. Konstrukcija vozila treba da obezbedi savlađivanje vođenih prepreka gazom dubine jednake 80% njegove visine, ili plovljenjem.
15. Terenski automobil treba nesmetano da radi u svim klimatskim uslovima i na ekstremnim temperaturama (na -35°C i na $+50^{\circ}\text{C}$).
16. Vek trajanja, pogonska sigurnost, pogodnost za održavanje i opravke moraju odgovarati uslovima eksploatacije u armiji.
17. Prednost imaju vozila prilagođena transportovanju drugim sredstvima, a naročito vazдушnom transporteru.
18. Rukovanje vozilom treba da bude što jednostavnije.
19. Svaki agregat vozila treba da je usklađen sa prednjim zahtevima. Za pojedine agregate se postavljaju posebni zahtevi, u skladu sa njegovom funkcijom u vozilu.

Zadovoljiti ovolike zahteve vrlo je teško s obzirom na njihovu čestu protivrečnost. Dostignuti nivo konstrukcije terenskih vozila usklađuje na zadovoljavajući način i te oprečne zahteve, što se vidi iz njihovih taktičko-tehničkih karakteristika. Savremeni terenski automobili se komponuju korišćenjem odgovarajućih agregata. Tako se preporučuje ugradnja:

- višegorivnog motora velike specifične snage koji je u stanju da obezbedi i potrebnu rezervu vučne sile;
- hidromehaničke transmisije, ili bar jednog hidrauličnog elementa u transmisiji;
- diferencijala sa mogućnošću blokiranja, i reduktora u točku;
- jednostrukih guma sa centralnom regulacijom pritiska i dobrim osobinama prianjanja;
- nezavisno vešanih točkova;
- hidrauličnih i pneumatskih pojačivača komandi;
- prikladnog nosećeg dela;

- sistema elektrouređaja od 24 V;
- vitla sa dovoljnom silom vuče, na prikladnom mestu na vozilu, kao i vučne kuke, i
- ostalih uređaja koji olakšavaju eksploataciju i rukovanje.

Teški uslovi eksploatacije u armiji primoravaju konstruktore da za pojedina rešenja terenskih vozila odustanu od komponovanja na bazi korišćenja agregata, ma kako oni bili savremeni. To se čini kada se razvija posebna konstrukcija vojnog vozila. Tako je na primer, vozilo sa električnom transmisijom M 437 izvedeno kao zglobno, uz korišćenje osnovnog motora kao agregatne jedinice, dok su svi ostali delovi vozila posebno razvijani. Šira sloboda u konstrukciji donosi bolja rešenja u pogledu taktičkih karakteristika, ali pod uslovom veće cene i neizvesnosti koju nosi primena novih ideja u konstrukciji.