

UDK 621.833.6:621.83.062.22

Planetna gonila v avtomobilskih menjalnikih

MATIJA FAJDIGA

Planetna gonila so v marsičem boljša od stabilnih gonil. S primerno izvedbo lahko dobimo boljši izkoristek, po obsegu so manjša, toda v izdelavi nekoliko zahtevnejša. V enem gonilu lahko dosežemo več prestav; ker je možno gonila združevati in sestavljati v mnogo kombinacij, lahko tako sestavljeno gonilo rabi tudi za avtomobilski menjalnik. Poiskati pa je potrebno najprimernejšo obliko in izločiti neuporabne sheme. V članku je izračun kombinacij in način selekcije prikazan za avtomobilski menjalnik; ne more pa biti drugačen tudi za vse druge naprave, ki imajo za zasnovo planetno gonilo.

1. UVOD

Klasične avtomobilске menjalnike čedalje bolj izpodrivajo polavtomatični ali avtomatični menjalniki, ki pomenijo praviloma sklop hidrodinamične sklopke in sestavljenega planetnega gonila. Hidrodinamična sklopka je elastična zveza med motorjem in planetnim gonilom. V planetnem gonilu s pomočjo električnega ali hidravličnega vklapljanja in izklapljanja nekaj sklopov in zavor izbiramo prestavo. To lahko izvajamo ročno ali pa prepuščamo avtomatiki, ki vklaplja najugodnejšo prestavo glede na hitrost vozila in obremenitev motorja.

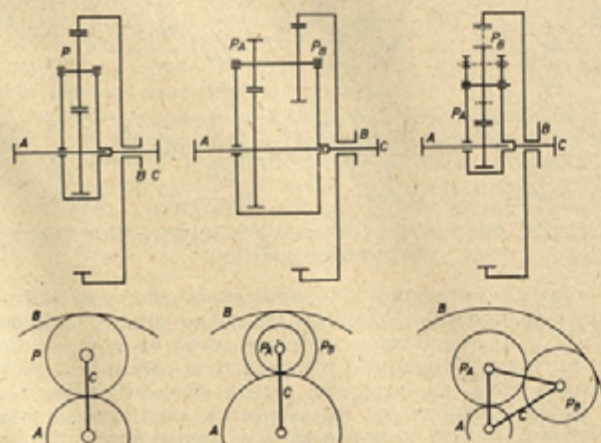
Namen sestavka je dokazati s sistematičnim pregledom možnih vezav planetnih gonil, da veliko število na videz različnih menjalnikov z različnimi komercialnimi imeni (Hydramatic, Dynaflo, Turboglide, Torque-Flite, Borg-Warner, Super Drive, Nissan Full Automatic, Toyoglide) pravzaprav sestavlja le nekaj tehnično izvedljivih osnovnih vezalnih shem, malenkostno prirejenih in modificiranih za prakso. Številna različna imena menjalnikov pa poudarjajo le patentirane posebnosti v tehnični izvedbi.

2. MOŽNE PRESTAVE TRIOSNEGA PLANETNEGA GONILA

Osnovna oblika planetnega gonila je triosno gonilo, ki pa ima lahko planetne različnih oblik in v različnem številu (sl. 1). Na tej sliki pomenijo označbe: A, B — sončni gredi oziroma sončna zobnika, C — planetno gred, P_A — planetnik v prijem s sončnim zobnikom A, P_B — planetnik v prijem s sončnim zobnikom B.

Za vse oblike osnovnega triosnega planetnega gonila uporabljamo shemo po Wolfu. V tem simbolu je označba C vedno rezervirana za planetno gred.

Gonilo ima tri gredi. Največ na dve izmed treh gredi pa lahko priključimo povsem neodvisni vrtenji. Na tretji gredi dobimo rezultirajoče vrtenje.



Sl. 1. Oblike triosnih planetnih gonil

Imenujmo števila neodvisnih vrtenj, ki so na gonila lahko priključena, število prostostnih stopenj n. Triosno gonilo ima torej dve $n = 2$ prostostni stopnji.

Razmerje med vrtilnima hitrostma dveh gredi, če se vrtijo vse tri, po navadi imenujemo zunanjo prestavo. Ker lahko priključimo dve neodvisni vrtenji, moramo poznati dve zunanji prestavi, da je gonilo določeno. Potrebno število znanih zunanjih prestav torej ustreza številu prostostnih stopenj.

Če eno izmed treh gredi fiksiramo, prenašamo moč samo med dvema gredema. Razmerje vrtilnih hitrosti na vstopni in izstopni gredi pa v tem primeru imenujemo notranjo prestavo ali (v nadaljnjem besedilu) kar prestavo.

Gonilo daje lahko toliko prestav, kolikor je možnih kombinacij med tremi gredmi. Upoštevati je treba dvojne kombinacije, ker lahko zamenjavamo med gredema, ki sta vsakič v pogonu, njuno vlogo. Pogonska gred postane odgonska in nasprotno. Torej imamo $I = 2 \left(\frac{3}{2} \right) = 6$ možnih prestav.

Koliko je tako gonilo lahko v rabi za avtomobilski menjalnik? V tabeli I vidimo, da dobimo iz gonila lahko dve prestavi za vožnjo naprej, dve za nazaj. V tabeli pomenijo označbe:

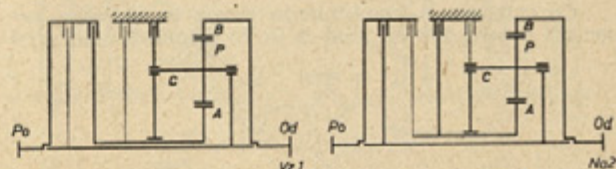
- Po — pogonsko gred,
- Od — odgonsko gred,
- Na — fiksirano gred za prestavo »naprej«,
- Vz — fiksirano gred za prestavo »nazaj«.

Tabela I.

Kombin.	I	II	III	IV	V	VI
A	Po	Po	Na2	Na1	Od	Od
B	Od	Vz1	Po	Od	Vz2	Po
C	Na1	Od	Od	Po	Po	Na2

S pogojem, da bi odgon vedno imeli le na eni gredi (cenena tehnična izvedba) in dobili eno prestavo za vožnjo naprej in eno za vožnjo nazaj, moramo vgraditi dve sklopki in dve zavori (sl. 2). To je že najenostavnejša uporabljiva oblika planetnega gonila za preprost menjalnik, ker dobimo z vklopitvijo obeh sklopov tudi direktno prestavo za naprej (1:1). Tak menjalnik imajo cenena vozila kakor npr. Mazda Familia japonske tovarne Toyo Kogyo. Menjalnik imenujejo Super Drive.

Dinamika in cenenost avtomobilске vožnje pa terjata več prestav (vsaj tri) za vožnjo naprej in eno za vzvratno vožnjo. Za tak menjalnik je eno triosno gonilo premalo. Popolnejši menjalnik dobimo s sestavljanjem triosnih planetnih gonil.

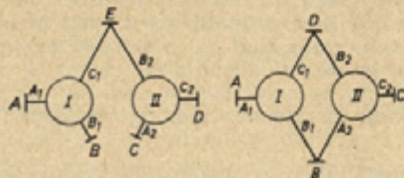


Sl. 2. Triosna gonila v enostavnem avtomobilskem menjalniku

3. SESTAVLJENO PLANETNO GONILO

3.1. Možne prestave sestavljenih planetnih gonil.

Sestavljena planetna gonila dobimo z zaporedno vezavo dveh ali več triosnih gonil. Sestavne elemente imenujemo delna gonila. Na sliki 3 so shematično prikazane možnosti za vezavo dveh delnih gonil.



Sl. 3. Smiselne vezave dveh triosnih gonil v sestavljeno gonilo

Smiselno mehanično povežemo torej lahko eno ali največ dve gredi. V prvem primeru (sl. 3) ima sestavljeno gonilo tri prostostne stopnje:

$$n = 2c - g = 2 \cdot 2 - 1 = 3$$

če pomenijo:

n — število prostostnih stopenj,

c — število delnih gonil (s po dvema prostostnima stopnjama),

g — število dvojnih gredi.

Drugo gonilo na sl. 3 pa ima 2 prostostni stopnji:

$$n = 2c - g = 2 \cdot 2 - 2 = 2$$

toda štiri zunanje gredi v nasprotju s triosnim gonilom.

Pregledali bomo vse možne prestave drugega primera za vezavo, ker pričakujemo v prvem primeru pri sestavljenem gonilu le preveč možnih dvojnih kombinacij oziroma prestav:

$$I = 2 \binom{5}{3} = 20$$

Pričakujemo pa tudi nerodno konstruktivno izvedbo, saj ima tako sestavljeno gonilo kar pet zunanjih gredi.

Za drugi primer vezave (sl. 3) imamo torej 12 možnih dvojnih prestav:

$$I = 2 \binom{4}{2} = 12$$

Da smo pri triosnem planetnem gonilu dobili prestavo med dvema gredema, smo morali zavreti eno gred:

$$z = n - n_z = 2 - 1 = 1$$

če je

n_z — želena prostostna stopnja,

z — število zavrtih gredi.

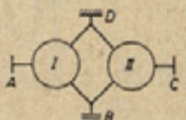
Enako lahko ugotovimo, da moramo za prestavo med dvema gredema ($n_z = 1$) pri sestavljenem gonilu zavreti prav tako eno gred. Od preostalih treh gredi je ena pogonska, druga odgonska, tretja pa mora ostati prosta. Na sliki 4 je prikazana shema ene izmed dvanajstih možnih primerov za vezavo:

A in C — pogonska oziroma odgonska gred,

B — prosta dvojna gred,

D — zavrta oziroma fiksirana dvojna gred.

Če mislimo s kombinacijo zavor in sklopke zamenjati prosto dvojno gred B in fiksirano dvojno gred



Sl. 4. Sestavljena gonila z eno prostostno stopnjo

D, lahko sicer fiksno zvezo med obema delnima goniloma dosežemo na izstopni gredi dve prestavi.

Za tristopenjski menjalnik je to premalo, zaradi česar je potrebno kombinirati po dve taki shemi izmed dvanajstih, ki dajejo različne prestave. S tako kombinacijo dobimo 66 različnih parov shem:

$$\binom{12}{2} = \frac{12 \cdot 11}{1 \cdot 2} = 66$$

Vsak par pa dopušča štiri prestave, kar smo že ugotovili. Z zamenjavo fiksirane in proste gredi dobimo dve različni prestavi, ki sta dvojni, ker lahko zamenjamo tudi odgon in pogon.

Ugotoviti se da, da izmed teh štirih prestav (2.2) vse niso uporabljive za avtomobilski menjalnik. Predvsem pa v nobenem paru ni dobiti dveh prestav v počasnejše in ene direktne za vožnjo naprej in ene za vožnjo nazaj. Po navadi ni mogoče uporabiti dveh prestav »nazaj«, ki jih dajejo nekatere izmed teh shem.

Za avtomatični menjalnik navadno tudi ne potrebujemo prestave v hitreje za vožnjo naprej, kakršno tudi dajejo nekatere sheme. Zato moramo s sistemom zavor in sklopke hkrati omogočiti tudi povezavo več gredi v sestavljenem planetnem gonilu, kar pa pomeni nadaljnjo razširitev sheme. Tako v vsakem sestavljenem gonilu lahko dobimo dodatno prestavo 1:1 (direktno), izločimo pa lahko vse tiste, ki so odveč (druga prestava za vožnjo nazaj in dve prestavi v hitreje za vožnjo naprej), saj vseh pet ni potrebnih.

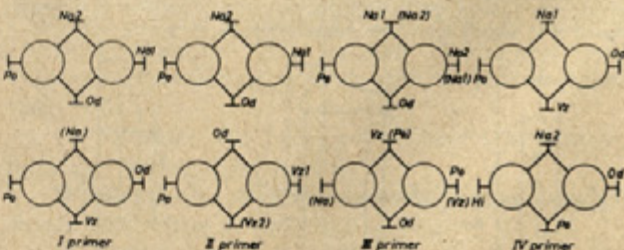
Če izmed dvanajstih možnih sestavljenih planetnih gonil izločimo sheme tistih, ki dajejo prestavo samo v hitreje (taki shemi sta dve), lahko ostalih deset kombiniramo samo še v 45 parov:

$$\binom{10}{2} = \frac{10 \cdot 9}{1 \cdot 2} = 45$$

Nadaljnja zožitev števila kombinacij pa je potrebna iz konkretnih razlogov za izvedbo avtomobilskega menjalnika. Ti razlogi so lahko: majhno število zavor in sklopke, določeno število planetnih zobničkov, uleženje sončnega zobnika B (zobatega venca). Tako npr. lahko s sistematičnim delom po tabelah izbiramo od teh 45 možnih parov samo štiri pare [1], ki zadovoljujejo te-le zahteve:

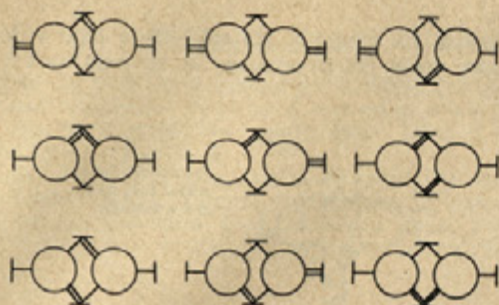
1. dve prestavi v počasneje za vožnjo naprej,
2. eno direktno prestavo za vožnjo naprej,
3. prestavo za vožnjo nazaj,
4. dve sklopki in dve zavori.

Na sliki 5 so ti štirje pari prikazani shematično, in sicer tako, da je z označbo prestave označena gred, ki jo je treba fiksirati.



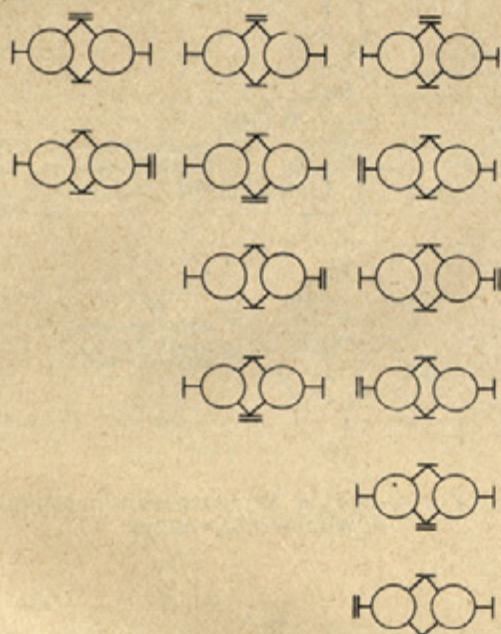
Sl. 5. Za avtomobilski menjalnik uporabljive sheme parov gonil

Do tu še nismo niti upoštevali, kako so delna gonila sestavljena. Označimo sumarno gred v delnem gonilu z dvema črtama (sumarna gred je tista, ki da pri mirovanju negativno prestavo med ostalima dvema oziroma tista, na kateri se vrtilni momenti seštevajo — gonilo je ob znani legi sumarne gredi popolnoma določeno). Po legi sumarne gredi v delnih gonilih lahko sestavimo devet različnih sestavljenih planetnih gonil (3²). Teh devet kombinacij prikazuje slika 6.



Sl. 6. Možne kombinacije dveh delnih gonil

Hkrati pa s pogojem, da mehanična zveza med menjalnikom in odgonom ni nikoli prekinjena (se pravi ena izmed zunanjih gredi sestavljenega planetnega gonila ima vnaprej določeno nalogo, ki se ne menja), lahko v povezavah med goniloma v paru kombiniramo samo med tremi gredmi. Teh kombinacij pa je šest ali $\binom{4}{2}$. Te kombinacije prikazuje slika 7.



Sl. 7. Možne kombinacije dveh sestavljenih gonil

Skupaj je torej $9 \cdot 6 = 54$ kombinacij v vsakem izmed štirih parov.

Teoretično imamo torej na izbiro celo $4 \cdot 54 = 216$ različnih tristopenjskih menjalnikov, in sicer samo s kombinacijo dveh troosnih planetnih gonil, toda že z zelo tesnimi zahtevami po izvedbi.

Izračun možnih kombinacij smo tu izvedli še brez pomoči računskega stroja. Vendar je iz dveh delnih gonil sestavljeno planetno gonilo še zelo enostavno. Kakor hitro pa gre le za malo bolj razširjeno shemo sestavljenega planetnega gonila, si dela pri izračunavanju možnih kombinacij prestav in selekcije neuporabljivih shem ni mogoče več zamisliti brez pomoči računskih strojev.

Ker zavor in sklop v vseh primerih ni mogoče razmestiti funkcionalno, se teoretično število možnih kombinacij zmanjša na 168 [1].

Prestave pri tristopenjskem menjalniku so med seboj odvisne, ker so menjalniki sestavljeni iz dveh dvostopenjskih parov. Izberemo lahko dve prestavi, tretja pa je z obliko gonila že določena.

Izračunali so teoretično veljavna prestavna območja za te štiri najzanimivejše pare. Območja so na-



Sl. 8. Prestavna območja uporabljivih gonil

risana na sl. 8. Območja so zelo ozka in se še zožujejo, če upoštevamo, da zobnički ne morejo biti poljubno majhni (minimalno število zob), pa tudi uležanje ne dopušča poljubno velike vrtilne hitrosti.

Konstrukterju pa se povrh že naštetih omejitev skoraj vselej pojavljajo še nekatere, ki so predvsem vezane na obliko gonila, velikost in cenenost. Taki pogoji so:

1. enojni ali kvečjemu dvojni planetniki (cenenost in uležanje),
2. planetniki ne smejo biti stopnjevani (cenenost izvedbe),
3. menjalnik naj bo pri razprtih sklopkah ločen od pogona (vztrajnostne mase in sunki pri preklapljanju),
4. prestavljanja med stopnjami za vožnjo »naprej« ne smemo dosegati z vklapljanjem tistih sklopk, ki se vrtijo (obrava),
5. število zob vprijemajočih zobnikov naj bo v določenih mejah,
6. relativne hitrosti naj bodo v določenih mejah (izgube zaradi mešanja olja, obraba, šum).

Izkazalo se je, da se morajo od vseh štirih skupin parov že zaradi največjega prestavnega območja kakor tudi zaradi enostavne in cenene izvedbe ter majhnih izgub zaradi trenja v odprtih zavorah in sklopkah konstrukterji največkrat odločati za tretjo skupino po sliki 5. Sicer pa tudi ni vseh 42 oblik primernih, temveč sta se v glavnem uveljavili samo dve, ki ju posebej imenujemo:

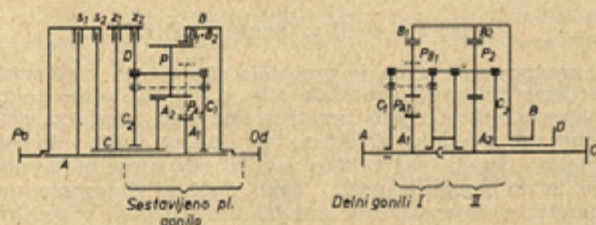
- a) Ravigneauxovo gonilo,
- b) Simpsonovo gonilo.

V naslednjih dveh poglavjih so raziskane lastnosti obeh gonil, ki dokazujejo upravičenost uporabe takih gonil za tristopenjski avtomobilski menjalnik.

3. 2. Ravigneauxovo gonilo

Tako gonilo je prikazano na sliki 9. Ugotoviti je treba način za vezavo dveh troosnih planetnih gonil v sestavljeno gonilo in način za vezavo dveh sestavljenih gonil v par. Ko tako gonilo razčlenimo na sestavne elemente, ne bo težavno določiti njegovo kinematiko in izkoristek. Kinematika in izkoristek gonila bosta pokazala prednosti in slabe strani menjalnika, ki ima za osnovo Ravigneauxovo gonilo.

Gonilo je iz dveh delnih gonil v obliki, kakršno prikazuje desna shema na sliki 9. V dejanski tehnični izvedbi ni dveh sončnih zobnikov B_1 in B_2 niti ne dveh planetnikov P_{B1} in P_{B2} . Sončnika sta združena v en zobat venec, oba planetnika pa sestavljata eno planetno kolo z dvojno dolžino.



Sl. 9. Ravigneauxovo gonilo v menjalniku in kot sestavljeno planetno gonilo

Potemtakem imamo štiri zunanje gredi (A, B, C in D), od katerih je ena zmerom fiksirana, ena prosta, ostali pa bosta prenašali moč.

Shema gonila smo narisali že na sliki 5 pod III. skupino. Ugotoviti pa je treba, kakšna so delna gonila oziroma kje leži v njih sumarna gred.

Delno gonilo I ima sumarno gred sončno gred B₁ (sl. 10), kar lahko ugotovimo iz diagrama obodnih oziroma vrtilnih hitrosti.

Delno gonilo II pa ima en planetnik, sumarna gred pa je C₂ (glej sl. 11).

Shema sestavljenega gonila oziroma menjalnika je razvidna s slike 12.



Sl. 10. Delno gonilo I v Ravigneauxovem gonilu

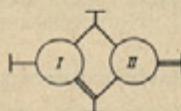


Sl. 11. Delno gonilo II v Ravigneauxovem gonilu



Sl. 12. Shema Ravigneauxovega gonila

Shema je torej glede na sumarni gredi polsime-trična. To pomeni, da se bo v gonilu pojavljala jalova moč — torej moč, ki bo dodatno obremenjevala prenosne elemente in povečevala izgube, ne bo pa sodelovala pri prenosu moči navzven. Na prvi pogled se zdi, da shema ni izbrana dobro, ker bi — recimo — v gonilu po shemi s slike 13 ne imeli škodljive jalove moči. Če pa Ravigneauxovo gonilo pregledamo po posameznih prestavah (sl. 14), opazimo, da pojav jalove moči ni tako kritičen, saj menjalnik prenaša moč kakor sestavljeno gonilo le v prestavi Na 2, ki pa je vklopljena samo redkeje. Zato tu lahko dopustimo, da ima gonilo slabši izkoristek.



Sl. 13. Primer sheme gonila, kjer se ne pojavlja jalova moč

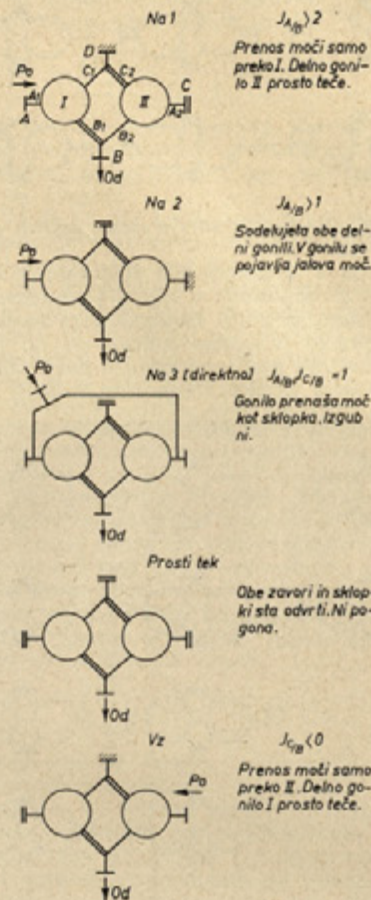
Na sliki 15 so diagrami hitrosti in vrtilne hitrosti za posamezne prestave, iz katerih je možno razbrati tudi relativne hitrosti in vrtilne hitrosti. Te namreč določajo tok moči in velikost izgub.

Po tej poti pa lahko ugotovimo, koliko izgub lahko pričakujemo v razprtih zavorah in sklopkih zaradi preostalega trenja in mešanja olja med oblogami (glej sl. 15). Če ovrednotimo relativne hitrosti v odprtih sklopkih in zavorah z enoto moči

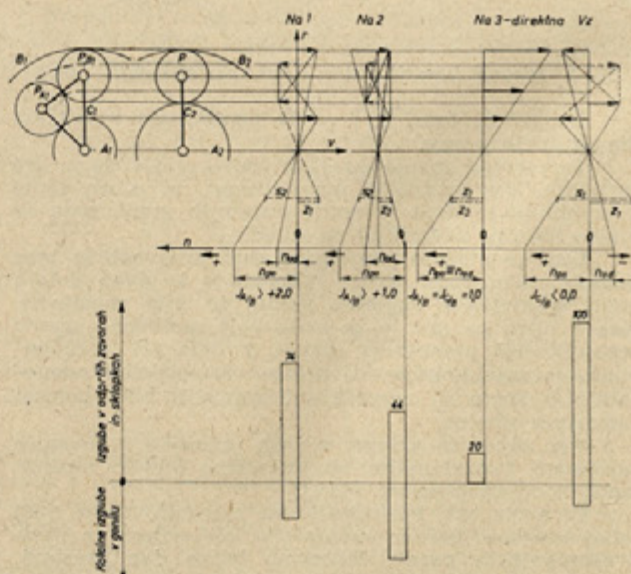
$$P = Fv \quad F = \text{konst} \quad P = kv$$

in predpostavimo, da je preostala sila trenja v sklopki štirikrat večja od preostale sile v zavori, lahko tako dobimo velikost izgub zaradi preostalega trenja za posamezne prestave. Ocenimo pa lahko tudi velikost kotnih izgub, saj obliko gonila poznamo in vemo, kje ležita sumarni gredi. Tako dobimo diagrame na sliki 15, ki zajemajo dve najobčutnejši izgubi v gonilu. Tretje izgube, ki se tudi pojavljajo v planetnem gonilu in nastajajo zaradi mešanja olja (ventilacijske izgube), je težavno oceniti. Njihovo velikost pokažejo

še poskusi na modelih. Na sliki 15 je lepo vidno, da so izgube večje pri prestavah, ki so manjkrat vklopljene.



Sl. 14. Tok moči v Ravigneauxovem gonilu za posamezne prestave

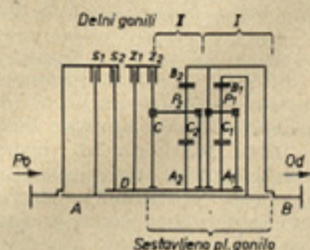


Sl. 15. Kinematika in diagrami izgub pri Ravigneauxovem gonilu

3.3. Simpsonovo gonilo

Slika 16 ponazarja shemo za izvedbo menjalnika kakor tudi shemo za menjalnik kot sklop dveh delnih gonil. Shema menjalnika spada prav tako v tretjo skupino shem na sliki 5.

Ugotovimo še, kakšni sta delna gonila. To sta enostavni triosni gonili z enim planetnikom, o katerih je znano, da je sumarna gred planetna gred. Popolno shemo menjalnika kot sestavljenega gonila prikazuje slika 17.

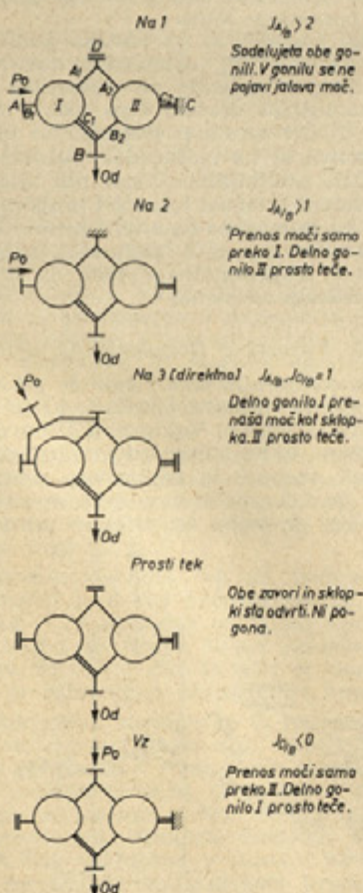


Sl. 16. Simpsonovo gonilo



Sl. 17. Shema Simpsonovega gonila

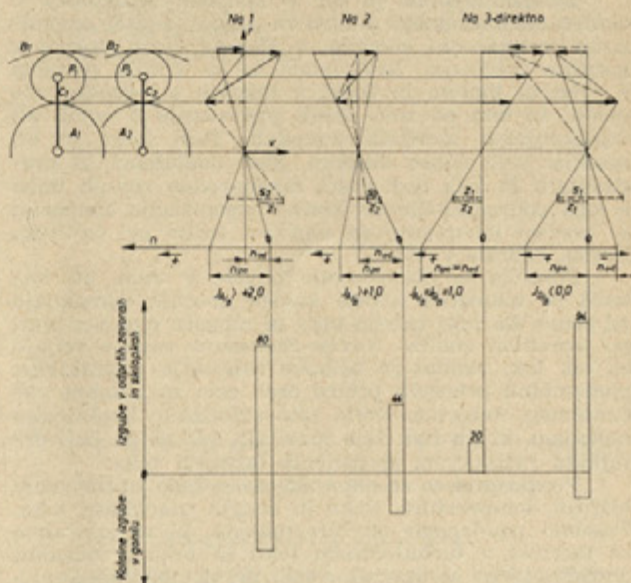
Opaziti je mogoče, da je shema Simpsonovega gonila glede jalove moči najboljša, saj je nesimetrična in se jalova moč v gonilu kot celoti ne more pojavljati. Pač pa se lahko pojavlja jalova moč (ki pa je razmeroma majhna) v vsakem delnem gonilu posebej, kar pa se dogaja tudi pri Ravigneauxovem gonilu. Shema menjalnika za posamezne prestave je vidna na sliki 18.



Sl. 18. Tok moči v Simpsonovem gonilu za posamezne prestave

Simpsonovo gonilo je v primerjavi z Ravigneauxovim enostavnejše, glede jalove moči pa boljše. Tehnična izvedba je nekoliko bolj zapletena, ker imamo dva zobniška venca z notranjim ozobjem in težje uleženje obeh planetnih gredi.

Za primerjavo obeh menjalnikov so na sliki 19 narisani tudi diagrami obodnih hitrosti in vrtilnih hitrosti, ki odredijo velikost kotalnih izgub. Velikost relativnih hitrosti, ki se tudi dajo razbirati na sliki 19, pa vsaj približno nakazujejo velikosti ventilacijskih izgub, ki pa v diagramih seveda niso upoštevane.



Sl. 19. Kinematika in diagrami izgub pri Simpsonovem gonilu

Diagrami izgub, ki so bili dobljeni enako kakor pri Ravigneauxovem gonilu, kažejo, da je razporeditev po posameznih prestavah zelo dobra. To lastnost imamo lahko za nadaljnjo prednost Simpsonovega gonila.

4. SKLEP

Sele kvantitativni izračun izkoristka, katerega pa je smiselno računati samo za konkreten primer in določene prestave (že manjša sprememba premerov pri zobniških bistveno spreminja stopnjo izkoristka), prinaša kompletno oceno koristnosti obeh gonil. Vsekakor že bežna ocena, kakršne smo se lotili za omenjeni gonili, potrjuje, da sta gonili izbrani preudarno; še več — za menjalnik sta skoraj edini uporabni shemi in zato ni čudno, da skoraj vsi avtomobilski menjalniki za zasnovo zobniškega prenosa uporabljajo vpravi dve vrsti. Seveda vsaka tovarna v svoj izdelek vnaša lastne posebnosti in izboljšave, ki pa se nanašajo samo na tehnično izvedbo (uleženje, zavore, sklopke, sklopke za prosti tek, hidravliko, avtomatiko), saj kinematika gonila skoraj ne more biti drugačna.

LITERATURA

- [1] A. Ott, Friedrichshafen: Zur systematischen Synthese mehrgängiger Umlaufräder — Schaltgetriebe; ATZ 1968, Nr. 1, 3, 4.
- [2] J. Hlebanja: Planetna gonila; Univerzitetna založba Ljubljana, 1964.
- [3] M. Wolf: Strömungskupplungen und Strömungswandler; Springer-Verlag, Berlin, 1962.
- [4] Kickbusch-Föttinger: Kupplungen und Föttinger-Getriebe; Springer-Verlag, Berlin, 1963.

Avtorjev naslov:
dipl. ing. Matija Fajdiga,
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Ljubljani