

SPECIFIČNOSTI VUČNOG PRORAČUNA BRZOHODNIH GUSENIČNIH VOZILA SA HIDROMEHANIČKIM TRANSMISIJAMA

UDC: 629.115.8 : 66.021.1

Rezime:

Problemima proračuna vuče brzohodnih guseničnih vozila posvećen je veliki broj radova, ali se oni, uglavnom, odnose na vozila sa ugrađenim mehaničkim transmisijama. U radu je ukazano na određene specifičnosti proračuna vuče brzohodnih guseničnih vozila sa hidromehaničkom transmisijom, zavisno od ugrađenog tipa transmisije i dat kompletan postupak proračuna. Rad predstavlja određeni doprinos proširenju teorijskih saznanja iz ove složene oblasti.

Ključne reči: brzohodna gusenična vozila, proračun vuče, hidromehanička transmisija.

PARTICULARITIES OF TRACTIVE EFFORT CALCULATION OF HIGH-SPEED TRACKED VEHICLES WITH HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS

Summary:

A number of papers consider calculation problems of traction of high-speed tracked vehicles but they are mostly related to the vehicles with built-in mechanical transmissions. Some particular traction calculation features of high-speed tracked vehicles with hydromechanical transmissions, according to their built-in transmission type, were pointed out in the paper and the complete calculation method was given. The paper represents a contribution to an extension of theoretical knowledge in this complex field.

Key words: high-speed tracked vehicles, calculation of traction, hydromechanical transmission.

Uvod

Hidromehaničke transmisije (HMT) ugrađivane su u brzohodna gusenična vozila odmah nakon završetka Drugog svetskog rata, ali su masovnije primenu doživele tek krajem sedamdesetih godina prošlog veka.

Posebnu pažnju kod ovih transmisija zaslužuje hidrodinamički prenosnik

(HDP), koji u zavisnosti od spoljašnjih otpora na gusenicama automatski obezbeđuje kontinualnu promenu obrtnog momenta i ugaone brzine, odnosno broja obrtaja, i stabilan rad motora pri promeni otpora na gusenicama u širokim granicama.

Primena HDP omogućila je da se u mehaničkom delu transmisije smanji broj stepeni prenosa, što pojednostavljuje

konstrukciona rešenja i olakšava uvođenje poluautomatske i automatske promene stepena prenosa.

Kod HMT sa HDP omogućeno je startovanje motora i u slučaju da se menjajč ne nalazi u neutralnom položaju.

Primena HDP omogućuje postepeno povećanje sile vuče na gusenicama, što povećava prohodnost vozila pri kretanju u teškim terenskim uslovima.

Međutim, njegova primena u transmisijama ima i određenih nedostataka u odnosu na mehaničke transmisije, kao što su: niži stepen korisnosti, složenija konstrukcija, veći gabariti i masa, veća cena i troškovi održavanja itd.

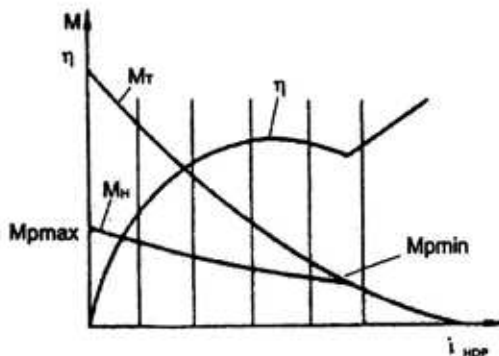
Hidrodinamički prenosnik može da se nalazi u rednoj vezi kada prenosi celokupnu snagu pogonskog motora ili u paralelnoj vezi kada prenosi samo deo snage.

Režimi zajedničkog rada pogonskog motora i hidrodinamičkog prenosnika

Za proračun vučnih i dinamičkih karakteristika brzohodnog guseničnog vozila sa HMT osnovno je da se odrede režimi zajedničkog rada motora i HDP, kod redne veze motora i HDP, odnosno motora i hidromehaničkog prenosnika, u čijem se sklopu nalazi HDP, kod paralelne veze.

Za transmisije brzohodnih guseničnih vozila preporučuju se HDP sa direktnom prozračnošću.

Karakteristike ovog tipa HDP prikazane su na slici 1. Za njega je karakteristično da pri ubrzavanju vozila omogućuje potpuno iskorišćenje elastičnosti pogonskog motora, što doprinosi povećanju



Sl. 1 - Dijagram osnovnih karakteristika HDP

ukupnog energetskog prenosnog odnosa pogonske grupe.

Obrtni moment na pogonskom vratilu HDP definisan je sledećim izrazom:

$$M_p = \gamma \lambda_p n_p^2 D^5 \quad (1)$$

gde je:

γ - specifična težina radnog fluida HDP,

λ_p - bezdimenzionalna karakteristika pumpnog kola (momentna karakteristika),

n_p - broj obrtaja pumpnog kola,

D - najveći prečnik HDP (aktivni prečnik kruga cirkulacije).

Moment na turbinskom kolu, ukoliko je poznat moment na pumpnom kolu, može se odrediti pomoću izraza:

$$M_T = K_{HDP} M_p = K_{HDP} \gamma \lambda_p n_p^2 D^5 \quad (2)$$

ili pomoću izraza:

$$M_T = \gamma \lambda_T n_p^2 D^5 \quad (3)$$

gde je:

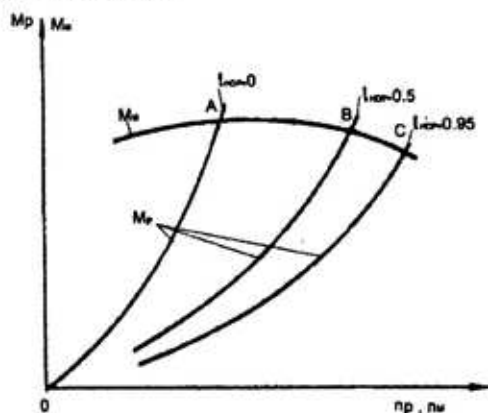
λ_T - bezdimenzionalna karakteristika turbinskog kola (momentna karakteristika),

K_{HDP} – koeficijent transformacije obrtnog momenta HDP:

$$K_{HDP} = \frac{M_T}{M_P}$$

Režimi zajedničkog rada određuju se primenom grafičke metode iz uslova jednakosti momenta pogonskog motora i momenata otpora na pumpnom kolu redukovanog na kolenasto vratilo motora.

Da bi se primenila grafička metoda, potrebno je u istom koordinatnom sistemu nacrtati krivu momenta pogonskog motora i krive momenta opterećenja pumpnog kola, kada je HDP u direktnoj vezi sa pogonskim motorom (slika 2), odnosno krive momenta opterećenja prenosnika u čijem se sklopu nalazi HDP, kada HDP nije u direktnoj vezi sa pogonskim motorom.



Sl. 2 – Dijagram zajedničkog rada motora i HDP

U prvom slučaju, momentne krive opterećenja pumpnog kola crtaju se na osnovu vrednosti proračunatih pomoću izraza (1) za više vrednosti recipročnog kinematskog prenosnog odnosa HDP (npr. $i'_{HDP} = 0, \dots, i'_{HDP} = 0,5 \dots, i'_{HDP} = 0,95$),

$$\text{gde je: } i'_{HDP} = \frac{1}{i_{HDP}} = \frac{n_T}{n_P}$$

gde su i_{HDP} – kinematski prenosni odnos HDP, n_T – broj obrtaja turbinskog kola.

Presekom momentne krive motora i krivih opterećenja pumpnog kola, određene su vrednosti momenata i brojeva obrtaja, koje definišu zajednički rad (tačke A, B, C na slici 2) i predstavljaju polazne elemente za dijagram vuče.

Zajednički režimi rada motora i HDP treba da obezbede racionalno iskorišćenje snage pogonskog motora, visoke prosečne brzine kretanja i visoke maksimalne brzine, trajno kretanje u najtežim uslovima eksploatacije, rad pogonskog motora na ekonomičnom režimu u pogledu potrošnje goriva, racionalno iskorišćenje sverežimskog regulatora u postizanju željene brzine kretanja vozila itd.

Vučni proračun vozila sa hidromehaničkom transmisijom

Za proračun vuče brzohodnog guseničnog vozila sa HMT sa HDP u rednoj vezi potrebni su sledeći parametri i karakteristike:

- spoljne brzinske karakteristike pogonskog motora: $P_M = f(n_M)$ i $M_M = f(n_M)$;
- bezdimenzionalne karakteristike HDP: $\lambda_P = f(i'_{HDP})$, $\lambda_T = f(i'_{HDP})$, $K_{HDP} = f(i'_{HDP})$, $\eta_{HDP} = f(i'_{HDP})$;
- stepen korisnosti premotavanja gusenica u funkciji brzine kretanja vozila (η_p);
- kinematski i energetski prenosni odnos od pogonskog motora do gusenica;
- stepen korisnosti prenosa od motora do gusenica.

Navedene oznake imaju sledeće značenje:

P_M – efektivna snaga motora, tj. snaga na ulazu u transmisiju,

M_M – efektivni obrtni moment motora,

n_M – broj obrtaja motora,

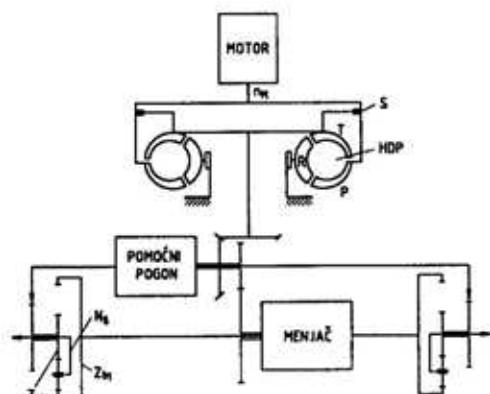
K_{HDP} – koeficijent transformacije obrtnog momenta HDP,

η_{HDP} – stepen korisnosti HDP.

Ukoliko se HDP nalazi u paralelnoj vezi, pored navedenih potrebni su i podaci koji definišu položaj HDP i ostvarenu vezu sa mehaničkim prenosnikom; prenosni odnos prenosnika, odnosno unutrašnju karakteristiku (k), ukoliko se radi o planetarnim prenosnicima, što je najčešći slučaj.

Vozila sa hidromehaničkom transmisijom sa hidrodinamičkim prenosnikom u rednoj vezi

Blok šema jedne HMT sa HDP u rednoj vezi prikazana je na slici 3. Transmisija se sastoji od kompleksnog HDP sa spojnicom za blokiranje (S), zupčastog prenosnika, menjača, pomoćnog pogona i sumirajućih planetarnih prenosnika (SPP₁ i SPP₂).



Sl. 3 – Blok šema HMT sa HDP u rednoj vezi

Ulazni parametri u mehanički deo transmisije su obrtni moment (M_T) i broj obrtaja (n_T) turbinskog kola, koji se razlikuju od istih parametara motora. Kada su poznata ova dva parametra postupak proračuna vuče je isti kao sa mehaničkom transmisijom.

Da bi se odredili M_T i n_T potrebno je odrediti režime zajedničkog rada motora i HDP. Zbog preglednosti postupaka potrebno je na istoj slici jedan pored drugog nacrtati dijagrame karakteristika HDP: λ_p , λ_T , K_{HDP} i η_{HDP} u funkciji od i'_{HDP} ili broja obrtaja motora (slika 4a) i spoljnu karakteristiku momenta motora (M_M) u funkciji od broja obrtaja motora (slika 4b). Zatim se za više vrednosti i'_{HDP} ($i'_{HDP} = 0, i'_{HDP} = 0,2, \dots, i'_{HDP} = 0,5, \dots, i'_{HDP} = 0,8, i'_{HDP} = 0,95$) nacrtaju krive (parabole) momenta opterećenja pumpnog kola čije se tačke određuju pomoću izraza (1) i unose se u dijagram na slici 4b. Kao preseki ovih parabola i krive momenta motora dobijaju se tačke (A, B, C i D) koje svojim koordinatama (M_M i n_M , odnosno n_p) definišu režime zajedničkog rada motora i HDP.

Za odgovarajuće vrednosti i'_{HDP} sa dijagrama slika 4a određuju se vrednosti za K_{HDP} , pomoću kojeg se mogu izračunati vrednosti momenata na turbinskom kolu:

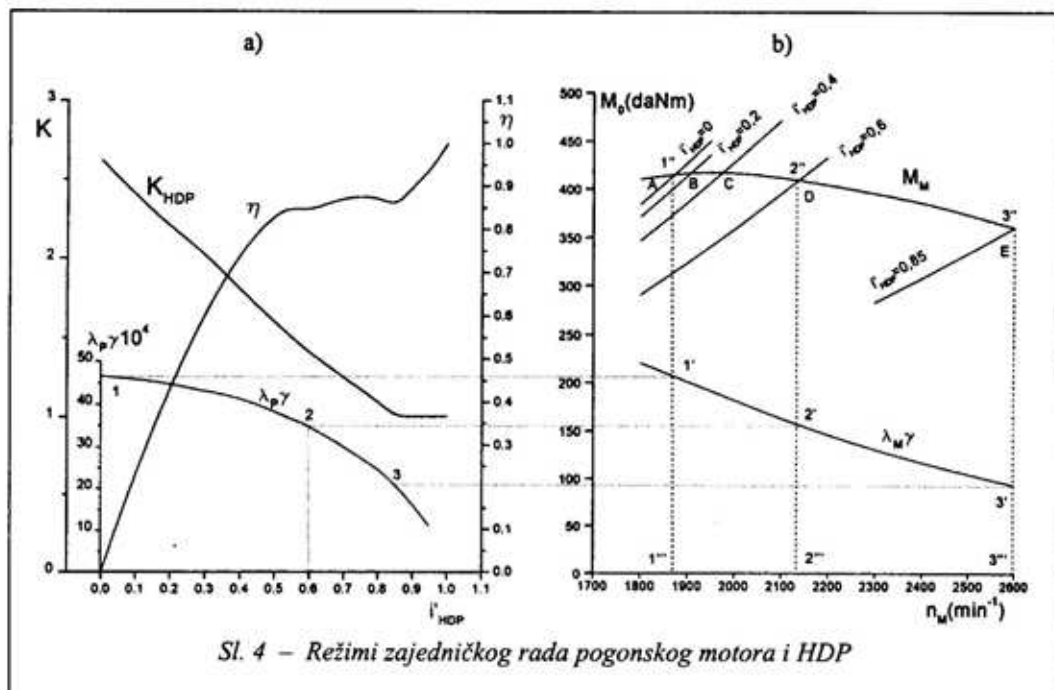
$$M_{TA} = M_{MA} K_{HDP}(i'_{HDP}=0)$$

$$M_{TD} = M_{MD} K_{HDP}(i'_{HDP}=0,95)$$

Pomoću brojeva obrtaja motora, koji odgovaraju ovim tačkama (n_A , n_B , n_C i n_D) i odgovarajućih vrednosti za i'_{HDP} određuju se brojevi obrtaja turbinskog kola:

$$n_{TA} = n_A i'_{HDP=0}$$

$$n_{TD} = n_D i'_{HDP=0,95}$$



Sl. 4 – Režimi zajedničkog rada pogonskog motora i HDP

Određivanje zajedničkih režima rada motora i HDP prema izloženoj metodi vrlo je složeno. Praktičnije je da se koristi grafička metoda Prokofijeva, koja je zbog opšte prihvaćenosti prethodne metode skoro zanemarena. Metoda Prokofija zasniva se na izjednačavanju koeficijenta momenta motora (λ_M) i momenta pumpnog kola ($\lambda_M = \lambda_p$), na osnovu čega se dobija da je:

$$\lambda_M = \frac{M_M}{\gamma m_M^2 D^5} \quad (4)$$

Da bi se nacrtala kriva λ_M uzima se određeni broj vrednosti za M_M i n_M sa dijagrama momentne karakteristike motora, u opsegu od n_{Mmin} do n_{Mmax} . Na osnovu nadenih vrednosti prema (4) crta se kriva $\gamma \lambda_M = f(n_M)$ (slika 4b).

Na slici 4a nacrtane su osnovne karakteristike poznatog HDP. Za određenu

vrednost i_{HDP} (npr. $i_{HDP} = 0,6$) povlači se vertikalna do preseka sa krivom $\gamma \lambda_p$ i dobija presečna tačka 2. Zatim se iz ove tačke povlači horizontalna do preseka sa krivom $\gamma \lambda_M$ i dobija tačka 2'. Kroz ovu tačku povlači se vertikalna do preseka sa momentnom krivom motora $M_M = f(n_M)$ i dobija tačka 2'' sa apscisom 2'''. Tačke 2'' i 2''' definišu moment i broj obrtaja motora pri režimu zajedničkog rada motora sa HDP, u rednoj vezi, pri prenosnom odnosu $i_{HDP} = 0,6$.

Pri projektovanju HMT uglavnom se računa sa već osvojenim komponentama, pa se može desiti da raspoloživi HDP svojim karakteristikama ne odgovara izlaznim performansama pogonskog motora. U tom slučaju vrši se prilagođavanje izlaznih karakteristika pogonskog motora, odnosno HDP, pomoću međuprenosnika.

Kada je poznat aktivni prečnik radnih kola HDP, koji se određuje prema izrazu:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{P \max}}{\gamma \lambda_{p \text{ HDP} \max} n_{M \max}^2}} \quad (5)$$

gde je:

$M_{P \max}$ – obrtni moment motora pri maksimalnoj snazi,

$\lambda_{p \text{ HDP} \max}$ – koeficijent momentne karakteristike pumpnog kola pri maksimalnom stepenu korisnosti HDP,

$n_{M \max}$ – broj obrtaja motora pri maksimalnoj snazi

i bezdimenzionalna karakteristika HDP, mogu se nacrtati parabole momenta opterećenja pumpnog kola. Na osnovu njihovih presečnih tačaka sa momentnom krivom motora može se oceniti da li HDP zadovoljava ili ne. Ako HDP ne zadovoljava, između motora i HDP treba ugraditi prenosnik koji može biti reduktor ili multiplikator, kako bi se HDP prilagodio karakteristici motora.

Polazište za određivanje prenosnog odnosa takvog prenosnika (i_p) predstavlja sledeći izraz:

$$M'_M = M_P = M_M i_p \eta_p = \gamma \lambda_p \frac{n_M^2}{i_p^2} D'^5 \quad (6)$$

gde je M'_M moment motora redukovan na pumpno kolo.

Na osnovu izraza (6) dobija se izraz za proračun prenosnog odnosa međuprenosnika:

$$i_p = \sqrt[3]{\frac{\gamma \lambda_p n_M^2 D'^5}{M_M \eta_p}} \quad (7)$$

ili kao odnos aktivnih prečnika radnih kola proračunatog (D) i postojećeg (D'):

$$i_p = \left(\frac{D}{D'}\right)^{\frac{5}{3}} \quad (8)$$

gde je η_p stepen korisnosti ugrađenog prenosnika.

Ukoliko su poznati obrtni momenti i brojevi obrtaja turbinskog kola, pri režimima zajedničkog rada, nije teško odrediti brzine i specifične sile vuče u pojedinim stepenima prenosa. Postupak je isti kao u slučaju mehaničke transmisije. Brzine (V_i) određuju se prema izrazu:

$$V_i = \frac{0,377 r_{pt} n_T}{i_{TRi}} \left(\frac{km}{h} \right) \quad (9)$$

a specifične sile vuče (f_i):

$$f_i = \frac{M_T i_{TRi} \eta_{TR} \eta_g}{G r_{pt}} \quad (10)$$

gde je:

r_{pt} – poluprečnik pogonskog točka,

i_{TRi} – prenosni odnos od turbinskog kola do pogonskih točkova, pri uključenom i-tom stepenu prenosa: $i_{TRi} = i_T i_{BP}$

i_T – prenosni odnos transmisije, pri uključenom i-tom stepenu prenosa,

i_{BP} – prenosni odnos bočnog prenosnika,

η_{TR} – stepen korisnosti prenosa od turbinskog kola do pogonskih točkova,

η_g – stepen korisnosti gusenica:

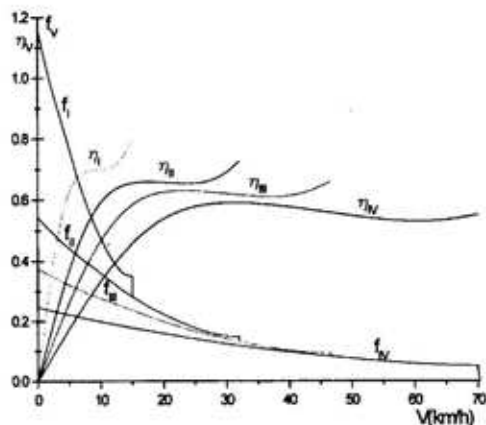
$$\eta_g = 0,95 - 0,005 V_i$$

V_i – brzina premotavanja gusenica u km/h, pri uključenom i-tom stepenu prenosa u menjaču,

G – masa vozila.

Na osnovu proračunatih vrednosti V_i i f_i crta se dijagram vuče. Jedan takav

dijagram prikazan je na slici 5 za vozilo mase 55 t sa motorom od 1100 kW i HMT sa HDP u rednoj vezi.



Sl. 5 – Dijagram vuče brzohodnog guseničnog vozila sa HMT i HDP u rednoj vezi

Na istom dijagramu nacrtane su i krive promene stepena korisnosti određene prema izrazu:

$$\eta_i = \eta_{TR} \eta_{BP} \eta_R$$

gde je η_{BP} – stepen korisnosti bočnog prenosnika.

Hidromehaničke transmisije sa hidrodinamičkim prenosnikom u paralelnoj vezi

Osnovni cilj postavljanja HDP u paralelnu vezu jeste da se poveća stepen korisnosti i dobiju manji gabariti transmisije. Da bi se to ostvarilo potrebno je da se HDP nalazi u sklopu mehaničkog prenosnika, čineći hidromehanički prenosnik (HMP), i da prenosi manji deo snage, od ukupne koju prenosi HMP, dok preostalu snagu prenosi mehanički deo HMP. Ova dva toka treba da se superponiraju u jedan tok, što omogućuje diferencijal. Međutim, pri realizaciji ovakve

veze mogu da se jave određeni konstrukcioni problemi.

Na slici 6 prikazane su dve uopštene blok šeme HMT kojima se može predstaviti veliki broj realizovanih transmisija brzohodnih guseničnih vozila.

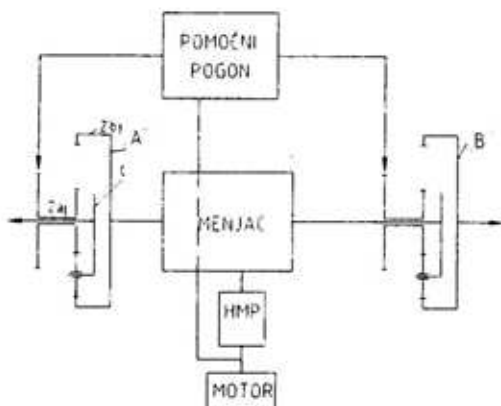
U kombinaciji sa HDP uglavnom se koriste jednostepeni diferencijalni prenosnici sa tri osnovna elementa (centralni zupčanik, nosač satelita i zupčanik sa unutrašnjim ozubljenjem). Najčešće primenjene kombinacije HDP i diferencijala, kod realizovanih HMT, prikazane su na sl.7.

Realizovane HMT mogu da realizuju pravolinijsko kretanje na dva načina. Kod prvog, koji je uglavnom zastupljen kod najvećeg broja realizovanih HMT, elementi pomoćnog pogona pri pravolinijskom kretanju su nepokretni, a kod drugog, koji se retko sreće, elementi pomoćnog pogona pri pravolinijskom kretanju se obrću. U prvom slučaju obrtni moment motora se prenosi na HMP i dalje preko menjača na bočne prenosnike, dok se u drugom slučaju obrtni moment motora deli na HMP (veći deo) i na pomoćni pogon (manji deo). Kinematski gledano to znači da će u prvom slučaju broj obrtaja centralnog zupčanička SPP biti $n_{a1} = 0$, a u drugom $n_{a1} \neq 0$ (slika 8).

Kod oba slučaja potrebno je odrediti zajedničke režime rada motora i HDP, samo što je to nešto složenije.

U slučaju kada je $n_{a1} = 0$, moment HMP treba izraziti u funkciji od momenta pumpnog kola HDP (M_p) i redukovati ga na vratilo pogonskog motora.

Za kinematske šeme (slika 7) određeni su izrazi za: redukovane obrtne momente HMP (M_{RHMP}), izlazne momente iz HMP (M_{IHMP}), kinematske prenosne od-



Sl. 8 – Blok šema HMT sa sumirajućim diferencijalima:

A – sa nosačem satelita kao izlaznim elementom;
B – sa zupčanicom sa unutrašnjim ozubljenjem kao izlaznim elementom

nose od motora do pumpnog kola (i_{M-P}), ukupni kinematski prenosni odnos HMP (i_{HMP}) i energetski prenosni odnos HMP (i_{HMP}^*):

– za slučaj prikazan na slici 7a:

$$M_{RHMP} = M_p \left(1 + \frac{k}{\eta}\right) \quad (11)$$

$$M_{iHMP} = M_{RHMP} i_{HMP}^* \eta_{HMP} = M_p \left(\frac{k}{\eta} + K_{HDP}\right) \quad (12)$$

$$i_{M-P} = \frac{1 + i'_{HDP}}{1 + k} \quad (13)$$

$$i_{HMP} = \frac{1 + ki'_{HDP}}{i'_{HDP}(1 + k)} \quad (14)$$

$$i_{HMP}^* = \frac{k_{HDP} + \frac{k}{\eta}}{1 + \frac{k}{\eta}} \quad (15)$$

– za slučaj prikazan na slici 7b:

$$M_{RHMP} = M_p \left(1 + \frac{1}{k\eta}\right) \quad (16)$$

$$M_{iHMP} = M_p K_{HDP} \left(1 + \frac{k}{\eta}\right) \quad (17)$$

$$i_{M-P} = \frac{i'_{HDP} + k}{1 + k} \quad (18)$$

$$i_{HMP} = \frac{i'_{HDP} + k}{i'_{HDP}(1 + k)} \quad (19)$$

$$i_{HMP}^* = \frac{1 + K_{HDP}k\eta}{1 + k\eta} \quad (20)$$

– za slučaj prikazan na slici 7c:

$$M_{RHMP} = M_p \left(1 + \frac{kK_{HDP}}{\eta}\right) \quad (21)$$

$$M_{iHMP} = M_p K_{HDP} \left(1 + \frac{k}{\eta}\right) \quad (22)$$

$$i_{M-P} = 1 \quad (23)$$

$$i_{HMP} = \frac{1 + k}{1 + ki'_{HDP}} \quad (24)$$

$$i_{HMP}^* = \frac{1 + \frac{k}{\eta}}{\frac{1}{K_{HDP}} + \frac{k}{\eta}} \quad (25)$$

– za slučaj prikazan na slici 7d:

$$M_{RHMP} = M_p \left(\frac{k\eta + K_{HDP}}{k\eta}\right) \quad (26)$$

$$M_{iHMP} = M_p K_{HDP} \left(\frac{k\eta + 1}{k\eta}\right) \quad (27)$$

$$i_{M-P} = 1 \quad (28)$$

$$i_{HMP} = \frac{1 + k}{1 + ki'_{HDP}} \quad (29)$$

$$i_{HMP}^* = \frac{1 + k\eta}{1 + \frac{k}{K_{HDP}}\eta} \quad (30)$$

gde je:

η – stepen korisnosti unutrašnjeg prenosa diferencijala,

i_{HMP}^* – energetski prenosni odnos HMP,
 η_{HMP} – stepen korisnosti HMP.

Na osnovu izraza za redukovani moment crtaju se krive opterećenja HMP u funkciji od M_p , n_p i λ_p , za određeni broj vrednosti recipročnog kinematskog prenosnog odnosa (i_{HDP}). Broj obrtaja pumpnog kola određuje se prema izrazu:

$$n_p = n_M / i_{M-P}$$

gde je i_{M-P} prenosni odnos od motora do pumpnog kola.

Tačke koje odgovaraju režimima zajedničkog rada motora i HMP dobijaju se kao preseki momentne krive motora i parabola opterećenja, koje su definisane sledećim izrazima:

– za slučaj sa izlaznim SPP tip A (slika 8):

$$n_{a1} \neq 0$$

$$M'_m = M_{RHMP} \left(1 + \frac{i_{HMP}^* i_{mi} \eta_{mi}}{i_{PP} k_1 \eta_{PP} \eta_1} \right) \quad (31)$$

$$n_{a1} = 0$$

$$M'_m = M_{RHMP} \quad (32)$$

– za slučaj sa izlaznim SPP tipa B (slika 8):

$$n_{a1} \neq 0$$

$$M'_m = M_{RHMP} \left[1 + \frac{i_{HMP}^* i_{mi} \eta_{mi}}{i_{PP} \eta_{PP} (1 + k_1 \eta_1)} \right] \quad (33)$$

$$n_{a1} = 0$$

$$M'_m = M_{RHMP} \quad (34)$$

gde je:

i_{mi} – prenosni odnos u menjaču,

η_{mi} – stepen korisnosti menjača,

i_{PP} – prenosni odnos pomoćnog pogona,

η_{PP} – stepen korisnosti pomoćnog pogona,

k_1 – unutrašnji prenosni odnos izlaznog SPP,

η_1 – stepen korisnosti izlaznog SPP.

Izrazi za M_{RHMP} i i_{HMP}^* , zavisno od usvojene kinematske šeme HMP, odre-

duju se prema izrazima (11), (16), (21), (26) (15), (20), (25) i (30).

Na osnovu izraza za M'_m , za određene vrednosti i_{HMP}^* i n_p ($n_p = n_M / i_{M-P}$), crtaju se krive opterećenja HMP. U preseku ovih krivih sa momentnom krivom motora dobijaju se tačke koje odgovaraju režimima zajedničkog rada motora i HMP.

Da bi se nacrtao dijagram vuče potrebno je odrediti brzine kretanja vozila u pojedinim stepenima prenosa i sile vuče ili specifične sile vuče.

Brzine se određuju prema izrazu:

$$V_i = 0,377 r_{pi} n_{pi} \quad (35)$$

gde je:

– za slučaj sa izlaznim SPP tip A (slika 8):

$$n_{a1} = 0$$

$$n_{pi} = n_M \frac{k}{i_{HMP} i_{mi} i_{bp} (1 + k)} \quad (36)$$

$$n_{a1} \neq 0$$

$$n_{pi} = n_M \frac{i_{HMP} i_{mi} + k i_{PP}}{i_{HMP} i_{mi} i_{PP} i_{bp} (1 + k)} \quad (37)$$

– za slučaj sa izlaznim SPP tipa B (slika 8):

$$n_{a1} = 0$$

$$n_{pi} = n_M \frac{1 + k}{i_{HMP} i_{mi} i_{bp} k} \quad (38)$$

$$n_{a1} \neq 0$$

$$n_{pi} = n_M \frac{(1 + k) i_{PP} - i_{HMP} i_{mi}}{i_{HMP} i_{mi} i_{PP} i_{bp} k} \quad (39)$$

Sile vuče na pogonskim točkovima na osnovu sledećih izraza:

– za slučaj sa izlaznim SPP tipa A (slika 8):

$$n_{a1} = 0$$

$$F_{pi} = M_M \frac{i_{HMP}^* i_{mi} i_{bp} \eta_{mi} \eta_{bp} (1 + k_1 \eta_1)}{r_{pi} k_1 \eta_1} \quad (40)$$

$$n_{a1} \neq 0$$

$$F_{pt} = M_M \frac{i_{HMP}^* i_{mi} i_{PP} i_{bp} \eta_{mi} \eta_{PP} \eta_{bp} (1 + k \eta_l)}{r_{pt} (i_{HMP}^* i_{mi} \eta_{mi} + i_{PP} k \eta_{PP} \eta_l)} \quad (41)$$

– za slučaj sa izlaznim SPP tipa B (slika 8):

$$n_{a1} = 0$$

$$F_{pt} = M_M \frac{i_{HMP}^* i_{mi} i_{bp} k_l \eta_{mi} \eta_l \eta_{bp}}{r_{pt} (1 + k_l \eta_l)} \quad (42)$$

$$n_{a1} \neq 0$$

$$F_{pt} = M_M \frac{(i_{PP} \eta_{PP} + i_{PP} k_l \eta_{PP} \eta_l) i_{HMP}^* i_{mi} i_{bp} \eta_{mi} \eta_{bp}}{r_{pt} (i_{HMP}^* i_{mi} \eta_{mi} + i_{PP} \eta_{PP} + i_{PP} k_l \eta_{PP} \eta_l)} \quad (43)$$

Kada su poznate sile vuče na pogonskim točkovima one se mogu odrediti i na gusenicama:

$$F_{gi} = F_{pti} \eta_g \quad (44)$$

odnosno specifične sile vuče:

$$f_i = \frac{F_{gi}}{G} \quad (45)$$

Pošto su poznate brzine i sile vuče, odnosno specifične sile vuče, može se nacrtati dijagram vuče.

Zaključak

Hidromehaničke transmisije, i pored određenih nedostataka, brzohodnom guseničnom vozilu obezbeđuju bolje performanse od mehaničkih transmisija, naročito u pogledu vuče i manevarskih karakteristika.

Pri proračunu vučnih i dinamičkih karakteristika vozila sa HMT postoje određene specifičnosti o kojima treba voditi računa:

– kinematski prenosni odnos transmisije sastoji se od prenosnog odnosa mehaničkog prenosnika i kinematskog prenosnog odnosa HDP;

– proračunu brzina i specifičnih sila vuče prethodi određivanje režima zajedničkog rada motora i HDP;

– kod HMT kinematski prenosni odnos nije jednak energetsom prenosnom odnosu, kao u slučaju mehaničkih transmisija;

– pri proračunu specifičnih sila vuče kod mehaničke transmisije treba uzeti u obzir kinematski prenosni odnos, a za slučaj HMT energetski;

– zbog relativno malog stepena korisnosti HDP, kao radno područje treba uzeti ono čiji je stepen korisnosti veći od 0,7;

– stepen korisnosti u celom radnom području energetskog prenosnog odnosa (koeficijenta transformacije obrtnog momenta) nije konstantan ili približan konstantnom, kao kod mehaničkih transmisija.

Literatura:

- [1] Prokofiev, N. V.: Gidravličeskie predači kolesnih i guseničnih mašin, Ministarstvo odbrane SSSR, Moskva, 1960.
- [2] Nosov, A. N.: Rasčet i konstruirovanie guseničnih mašin, Mašinstroenije, Lenjingrad, 1972.
- [3] Gavrilenko, B. A.: Gidrodinamičeskie predači, Mašinstroenije, Moskva, 1980.
- [4] Radetić, V. M.: Istraživanje hidromehaničkih transmisija za brzohodna gusenična vozila sa posebnim osvrtom na pojavu cirkulacije i rekuperacije snage, doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 1996.