



DINAMIČKA OPTEREĆENJA I TRIBOLOŠKI PROCESI U POGONSKIM SISTEMIMA

dr Aleksandar VULIĆ, mr Miodrag VELIMIROVIĆ
Mašinski fakultet Niš

Summary

The main preconditions of optimum design of power transmission is the reliable quantitative data on toothed pairs operating surface change in certain load regimes and exploitation conditions. This is particularly related to those transmissions requiring extremely low noise and vibration level or to the transmissions, their wear process being the basic degradation problem causing the loss of correct operation. This work analyses the processes occurring on the teeth surfaces, starting from the teeth inlet into the engagement up to its outlet from the conjugation.

The power transmission process is followed by rolling, sliding and high pressures in the contact zone. Friction causes the changes in operating temperature and oil film thickness. Various kinds of damages can be found on the gear teeth. Which type of the damages would be critical, depends on numerous factors. There is friction between the operating surfaces of conjugated teeth, causing the oil temperature and oil film thickness change. Based on developed mathematical model, a program module for lubricant selection is realized.

Keywords: gear, involute toothing, sliding velocities, wearing process, wearing model

1. UVOD

U sistemima za prenos snage i kretanja neizbežna su dinamička opterećenja, koja utiču na radne karakteristike i radnu sposobnost. Dinamička opterećenja pogonskih sistema nastaju zbog neuravnoteženosti pokretnih masa, prelaznih režima u eksploataciji i triboloških procesa na kontaktnim površinama pogonskih elemenata.

Jedan od glavnih preduslova optimalnog projektovanja i proizvodnje pogonskih sistema jesu pouzdani kvantitativni podaci o promenama na radnim površinama pogonskih elemenata. Ovo se posebno odnosi na sisteme kod kojih se zahteva nizak nivo buke i vibracija.

U toku rada na zupcima zupčastog prenosnika nastaje više vrsta oštećenja, a koje će biti kritično zavisi od većeg broja faktora i uslova rada. U ovom radu analizirani su procesi na radnim površinama zuba pod uticajem dinamičkih opterećenja.

2. UTICAJ DINAMIČKIH OPTEREĆENJA NA TRIBOLOŠKE PROCESE

U radu prenosnika prisutna su dinamička opterećenja, koja u velikoj meri utiču na njihove radne karakteristike i sigurnost u radu. Dinamička opterećenja su redovan pratilac rada pogonskih sistema i nastaju kao posledica neuravnoteženosti pokretnih masa, prelaznih režima u eksploataciji i trenja, kontaktnih elemenata. Vrlo je malo obavljenih istraživanja o razvoju triboloških procesa pri dinamičkim opterećenjima. Poznato je da otkazi kod tribomehaničkih sistema mogu nastati iznenada i postepeno. Na sprečavanje iznenadnih otkaza se u značajnoj meri može uticati u fazi projektovanja prenosnika. Kod postepenog otkaza problem je složeniji, ali se njima može upravljati ako se zna zakonitost njegovog nastajanja. Potrebno je obezbediti:

- uspostavljanje zavisnosti ulaznih veličina u tribomehanički sistem i karakteristike uljnog filma,

- uspostavljanje zavisnosti karakteristika spoljašnjih dinamičkih opterećenja u zoni kontakta u zavisnosti od uljnog filma,
- identifikovanje intenziteta i nivoa promene topografije površine i koeficijenta trenja.

Da bi se uspostavila veza između ulaza i izlaza treba upoznati:

- stvarnu prirodu procesa kojom se ulaz transformiše u izlaz,
- prirodu procesa koji stvara gubitke - trenje i habanje

Za izučavanje triboloških procesa pri transformaciji ulaznih veličina unutar sistema, potrebno je upoznati:

- prirodu deformacionih procesa u zoni kontakta,
- mehanizam rasipanja energije i materijala u toku procesa trenja i habanja i
- podmazivanje kao uticaj sredine u kojoj se kontakt ostvaruje.

Do sada postavljeni modeli u teoriji trenja, koji definišu mehanizam u zoni kontakta, nedovoljno su uzeli u obzir dinamičnost i slučajnost kao važnu karakteristiku triboloških procesa. Kod kompleksnog izučavanja triboloških procesa moraju se definisati uslovi i mehanizmi ostvarenja kontakta:

- geometrija kontaktnih elemenata,
- topografija kontaktnih površina,
- sile u zoni kontakta F_n , F_t
- priroda deformacija u zoni kontakta (elastične, plastične),
- uljnog filma i brzine i
- vrste relativnog kretanja (kotrljanje, klizanje, itd).

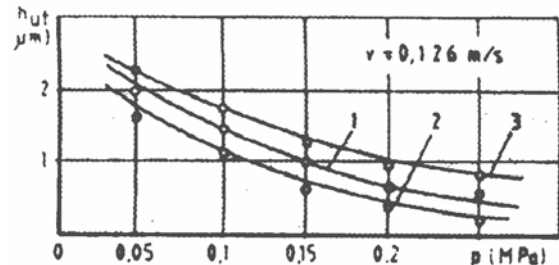
Razvoj triboloških procesa pri dinamičkim opterećenjima je posledica prirode defekta koje ova opterećenja intenziviraju u zoni kontakta. Na intenzitet habanja i veličina koeficijenta trenja pored pravca delovanja, dinamičkih opterećenja utiče veličina amplituda i učestalost opterećenja.

Utvrđeno je da između trenja i oscilovanja postoji dvostruka veza, jer trenje pobuđuje oscilovanje a oscilovanje utiče na trenje. Kod približenja kontaktnih elemenata (zubaca zupčanika) dolazi do promene krutasti kontaktne zone odnosno krutost se povećava, a to ima uticaja na veličinu koeficijenta trenja. Dinamička opterećenja u zoni kontakta javljaju se kao posledica spoljašnjih dinamičkih sila i interakcije elemenata tribomehaničkog sistema.

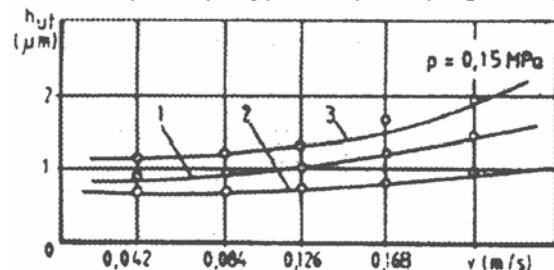
U zavisnosti od pravca delovanja oscilacije mogu biti normalne, u pravcu delovanja, normalne sile i tangencijalne u ravni klizanja. Kod realnih tribomehaničkih sistema uvek je prisutno konstatno predopterećenje oko koga osciluje dinamička komponenta u normalnom pravcu.

$$F_n = F_{nst} + F_d \cos(\omega * t)$$

Amplituda dinamičkog opterećenja je daleko manja od statičkog opterećenja u realnim uslovima pa poremećajne dinamičke sile ne dovode do postupnog razdvajanja kontaktnih elemenata. Sila trenja kod prinudnih normalnih oscilacija povezana je sa asimetrijom oscilovanja i silama inercije.



Sl. 2.1. Debljina uljnog filma u funkciji opterećenja



Sl.2.2 Debljina uljnog filma u funkciji brzine klizanja - obrada: 1-brušenjem, 2-glodanjem, 3-tuširanjem

Prema rezultatima istraživanja nekih ruskih naučnika pri brzinama klizanja većim od kritične vrednosti sile inercije ne pokazuju značajniji uticaj na promenu sile trenja. Najveći uticaj dinamičkih opterećenja na smanjenje koeficijenta trenja je pri malim brzinama klizanja.

Kod triboloških istraživanja u oblasti malih brzina klizanja pažnja se posvećuje uslovima pod kojima se odvija režim graničnog i mešovitog trenja. Osnovni rezultati su zasnovani na činjenici da opterećenje prenose neravnine i uljni film i da pri tome dolazi do deformisanja neravnina i povećanja opterećenja uljnog filma. Promena debljine uljnog filma je posledica deformisanja neravnina i njegovog isticanja iz zone kontakta. Male brzine i visoka opterećenja su najnepovoljnija za formiranje uljnog filma, a debljina uljnog filma zavisi i od koeficijenta viskoziteta $1/\nu$.

I pri minimalnim debljinama maziva između kontaktnih površina dolazi do značajnog smanjenja dinamičkog opterećenja kontakta. To se može objasniti prigušujućim karakteristikama uljnog filma, treba očekivati veće smanjenje dinamičkog opterećenja kontakta u uslovima obilnijeg podmazivanja.

Promena topografije i stvaranje produkta habanja kod dinamičkog opterećenja sa prisustvom maziva više zavise od amplituda i učestalosti dinamičke komponente nego od statičkog opterećenja. Do zamora pri kretanju kontaktnih elemenata dolazi zbog promenljivog naponsko-deformacionog stanja u zoni kontakta. Mazivo u zoni kontakta smanjuje naprezanja i promene mikrodeformacija i usporava proces obrazovanja pukotina.

Veza između broja ciklusa, sile trenja i nominalne površine kontakta ima oblik:

$$n = \frac{cons}{\left(\frac{F \mu}{A} \right)^{\lambda}}$$

Broj ciklusa do razaranja se može prikazati relacijom:

$$n = \left[\frac{3 \pi \sigma_o I}{4 k \mu} \left(\frac{h}{r} \right)^{0.5} \right]^{\lambda}$$

gde su:

σ_o - vrednost napona dobijena ekstrapolacijom krive zamora pri trenju za $n=1$,

I - konstanta koja zvisi od Poisson-ovih koeficijenata i modula elastičnosti materijala kontaktnih elemenata,

μ - koeficijent trenja i

k - konstanta koja zavisi od hipoteze za određivanje ekvivalentnog napona.

3. KLIZANJA NA BOKOVA ZUBACA

U svim tačkama van kinematskog pola C (Sl. 3.1.), usled nejednakosti komponenti obimnih brzina u pravcu tangente na bok zupca dolazi do klizanja. Za sračunavanje brzina klizanja, ali kasnije i drugih veličina od uticaja na proces habanja kao osnovni parametri usvojeni su napadni ugavi na bok zupca pogonskog α_{x1} i gonjenog zupčanika α_{x2} . Razmatranja su ograničena na evolventne zupčaste parove, kod kojih normala, na bokove zubaca u tački kontakta, tangira osnovne kružnice spregnutih zupčanika poluprečnika r_{b1} i r_{b2} , tako da je:

$$r_{b1} \cdot \tan \alpha_{x1} + r_{b2} \cdot \tan \alpha_{x2} = (r_{b1} + r_{b2}) \cdot \tan \alpha_w \quad /1/$$

Napadni ugao α_{x2} se iz jednačine 1 može izraziti kao:

$$\tan \alpha_{x2} = \frac{1+u}{u} \cdot \tan \alpha_w - \frac{1}{u} \tan \alpha_{x1} \quad /2/$$

gde su:

r_{x1}, r_{x2} - tekuće koordinate tačke kontakta,

r_{b1}, r_{b2} - poluprečnici osnovnih kružnica,

α_{x1}, α_{x2} - napadni uglovi na bok zupca i

α_w - ugao dodirnice

Jednačine /1/ i /2/ važe i za unutrašnje prezanje stimo se prečnici i broj zuba zupčastog venca unose sa negativnim predznakom

Bokovi zubaca su u sprezi duž aktivnog dela dodirnice od tačke A do E (Sl.3.1.) i iz tog uslova je moguće odrediti granične vrednosti napadnih uglova α_{x1} i α_{x2} :

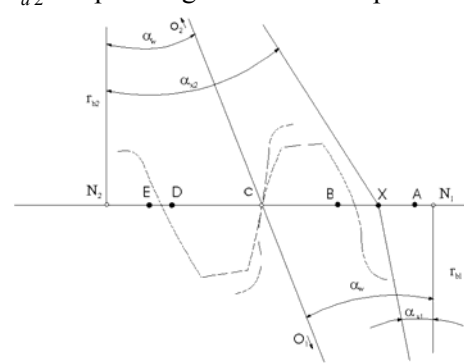
$$\alpha_{x1 \min} = \alpha_{A1} = a \tan[(1+u) \cdot \tan \alpha_w - u \cdot \tan \alpha_{a2}] \quad /3/$$

$$\alpha_{x1 \max} = \alpha_{E1} = \alpha_{a1} \quad /4/$$

gde su:

$u = z_2 / z_1$ - prenosni odnos ;

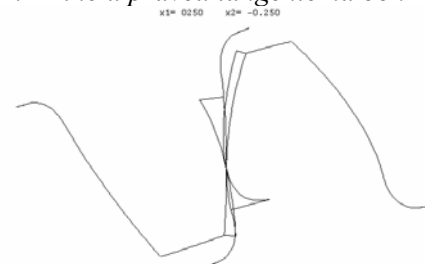
α_{a1}, α_{a2} - napadni uglovi na vrhu zupca



Sl.3.1. Sprezanje cilindričnih zupčanika



Sl.3.2. Brzine u pravcu tangente na bok zubaca



Sl.3.3. Specifične brzine klizanja

Granične tačke jednostruke sprege (tačke B i D) su značajne za istraživanje procesa habanja zbog skoka opterećenja u tim tačkama. Skok napona je znatniji kod zupčanika sa nekorigovanim profilom zupca. Napadni uglovi u tačkama B i D se mogu izraziti kao:

$$\alpha_{B1} = a \tan \left(\tan \alpha_{a1} - \frac{2 \cdot \pi}{z_1} \right) \quad /5/$$

$$\alpha_{D1} = a \tan[(1+u) \cdot \tan \alpha_w - u \cdot \tan \alpha_{a2} + \frac{2 \cdot \pi}{z_1}] \quad /6/$$

Komponente obimskih brzina u pravcu tangente na bok zubaca se mogu izraziti kao:

$$V_{tx1} = r_{b1} \cdot \omega_1 \tan \alpha_{x1} \quad /7/$$

$$V_{tx2} = r_{b2} \cdot \omega_2 \tan \alpha_{x2} \quad /8/$$

Kako je $r_{b1} \cdot \omega_1 = r_{b2} \cdot \omega_2$ to se brzina klizanja u proizvoljnoj tački X može odrediti kao razlika tangencijalnih brzina na osnovu sledećeg izraza:

$$V_{klx} = r_{b1} \cdot \omega_1 (\tan \alpha_{x1} - \tan \alpha_{x2}) \quad /9/$$

Ekstremne vrednosti brzina klizanja su na početku spreznjanja (tačka A) i kraju spreznjanja (tačka E), odnosno na temenim delovima malog i velikog zupčanika. Na slici 3.2 prikazana je promena brzina u pravcu tangente za zupčasti par sa $z_1 = 18$ $z_2 = 65$.

Odnos brzine klizanja i odgovarajuće tangencijalne brzine je specifično klizanje:

$$\zeta_{1x} = \frac{V_{tx} - V_{t2x}}{V_{tx}} = 1 - \frac{\tan \alpha_{x2}}{\tan \alpha_{x1}} \quad /10/$$

$$\zeta_{2x} = \frac{V_{t2x} - V_{tx}}{V_{t2x}} = 1 - \frac{\tan \alpha_{x1}}{\tan \alpha_{x2}} \quad /11/$$

4. NAPONI NA BOKOVIMA ZUBACA

U toku spreznjanja a kao posledica promene radijusa krivina spregnutih profila i broja istovremeno spregnutih zuba dolazi do promene površinskih pritisaka koji se proračunavaju na osnovu Hertz-ove teorije o kontaktnim naprezanjima. Maksimalni kontaktni pritisak pri jednostrukoj sprezi zupčastog para se može izraziti kao:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{b_{ef} \cdot \rho_x} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad /12/$$

gde su: F_n [N] – normalna sila na bok zupca, E_1, ν_1, E_2, ν_2 – modul elastičnosti i Poisson-ov koeficijent spregnutih materijala;

$\rho_x = r_{b1} \frac{u \cdot \tan \alpha_{x1} \cdot \tan \alpha_{x2}}{(u+1) \cdot \tan \alpha_w}$ – redukovani radijus

krivine u proizvoljnoj tački X.

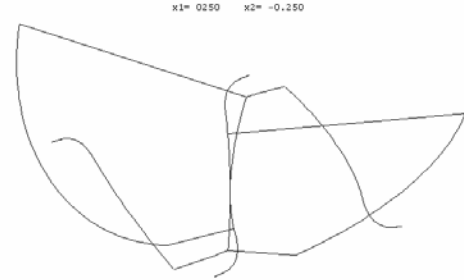
U trenutnom polu je C redukovani radijus krivine je:

$$\rho_C = r_{b1} \frac{u \cdot \tan \alpha_w}{(u+1)} \quad /13/$$

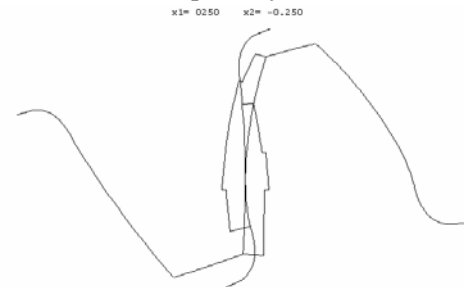
Odnos redukovanog radijusa krivine u proizvoljnoj tački X i redukovanog radijusa krivine u trenutnom polu definišimo kao faktor radijusa krivine i on iznosi:

$$\zeta_{\rho x} = \frac{\rho_x}{\rho_C} = \frac{[(u+1) \cdot \tan \alpha_w - \tan \alpha_{x1}]}{\tan^2 \alpha_w} \cdot \tan \alpha_{x1} \quad /14/$$

Na slici 4.1 prikazana je promena faktora radijus krivine tokom spreznjanja zupčastog para.



Sl.4.1 Promena faktora radijusa krivine u toku spreznjanja



Sl.4.2. Promena specifičnog pritiska u toku spreznjanja

Kao posledica promene položaja zuba dolazi do promene redukovanog radijusa krivine ali i promene opterećenja. Zbog elastičnih deformacija tela zuba kao elastične grede i površinskog sloja zuba, u slučaju višestruke spege dolazi do neravnomerne raspodele opterećenja. Opterećenje jednog zupčastog para zavisi od broja istovremeno spregnutih zuba i položaja zuba u toj sprezi. Pored navedenog na raspodelu opterećenja utiče i oblik korekcije profila zubca (tretirano prema DIN 3990). Faktor raspodele opterećenja je dat u funkciji napadno ugla α_{x1} i označen sa $K(\alpha_{x1})$. Pritisak u proizvoljnoj tački X aktivnog dela dodirnice se može izraziti sledećom jednačinom:

$$\sigma_{Hx} = K_F \cdot \{K(\alpha_{x1}) \cdot [1 - \frac{\tan \alpha_{x1}}{(u+1) \cdot \tan \alpha_w}] \cdot \tan \alpha_{x1}\}^{-0.5} \quad /15/$$

gde je: K_F – faktor opterećenja

Pritisak u trenutnom polu C moguće je na osnovu jednačina /12/ i /13/ izraziti u obliku

$$\sigma_{HC} = K_F \cdot [K(\alpha_w) \cdot \frac{u}{u+1} \cdot \tan \alpha_w]^{-0.5} \quad /16/$$

Specifični kontaktni pritisak kao odnos pritiska u proizvoljno odabranoj tački aktivnog dela dodirnice X i pritisaka u trenutnom polu možemo na osnovu jednačina /15/ i /16/ izraziti u sledećem obliku:

$$\zeta_{eff} = \left\{ \frac{K(\alpha_{x1})}{K(\alpha_w)} \cdot \frac{u \cdot \tan^2 \alpha_w}{[(u+1) \cdot \tan_w - \tan \alpha_{x1}] \cdot \tan \alpha_{x1}} \right\}^{0.5} \quad /17/$$

Promena specifičnog kontaktnog pritisaka prikazana je na slici 4.2, sa koje se vidi uticaj prelaska sa dvostruke na jednostruku spregu.

5. HABANJE BOKOVA CILINDRIČNIH ZUPČANIKA

Do habanje dodirnih površina dolazi zbog klizanja koje se javlja između opterećenih bokova zuba. Kontaktni pritisci bokova zubaca u praktičnoj primeni su granicama $500-2500 \text{ N/mm}^2$. Habanje u periodu razrade ima pozitivne efekte na raspored opterećenja. Odredjivanje istrošenja baka zuba usled kliznog habanja se idejno oslanja na rad Plewe-a. Istrošenje profila (liniski parametar habanja) zuba se može odrediti na osnovu izraza:

$$hw = k \cdot \zeta_x \cdot \rho_x \cdot \sigma^{1.4} \cdot N \quad /18/$$

gde su:

k – faktor habanja koji zavisi od vrste ulja, materijala i termičke obrade zupčanika,

ρ_x – redukovani radijus krivine u proizvoljnoj tački X,

ζ_x – specifično klizanje u proizvoljnoj tački X,

σ – radni napon bokova zuba u proizvoljnoj tački X,

N – broj ciklusa opterećenja zupčanika.

Do habanja bokova zuba dolazi ako je debljina uljnog filma manja od visina neravnina. Istraživanja publikovani od strane Grubina, Heiginsona i drugih autora, zasnovana su na elasto-hidrodinamičkoj teoriji podmazivanja.

Numerička rešenja za odredjivanja debljine uljnog filma su saglasna, sa neznatnim odstupanjem od nekoliko procenata mogu se svesti na:

$$h_{min} = 2,65 \cdot U^{0,7} \cdot G^{0,54} \cdot \rho_x / W^{0,13} \quad /19/$$

gde su:

$U = \eta_o \cdot V_{tsr} / E_r \cdot \rho_x$ – bezdimenzioni parametar brzina,

$G = \alpha \cdot E_r$ – bezdimenzioni parametar ulja,

$W = F_n / b_{ef} \cdot E \cdot \rho_x$ – bezdimenzioni parametar opterećenja,

$$E_r = \frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}$$

redukovani modul elastičnosti,

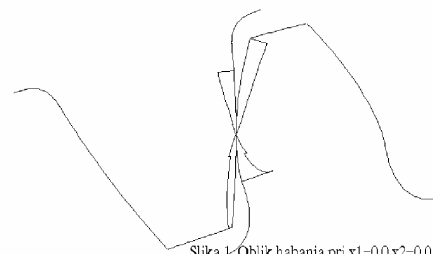
$V_{tsr} = (V_{tx1} + V_{tx2}) / 2$ – srednja tangen. brzina,

η_o – viskoznost maziva,

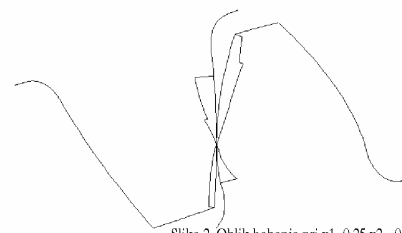
α – piezokoefficientom po Barusu

$$(\eta = \eta_o^{\alpha \cdot p})$$

Na slikama 5.1. i 5.2. prikazana su istrošenja bokova zuba sa različitim koeficijentima pomeranja profila. Uočljiv je znatan uticaj pomeranja profila na oblik pohabanog sloja i intenzitet habanja. Ovo se može objasniti promenama brzine klizanja i specifičnih opterećenja.



Slika 1. Oblik habanja pri $x_1=0.0$ $x_2=0.0$
Sl.5.1. Oblik habanja za zupšasti par sa pomeranjem $x_1=0.0$ i $x_2=0.0$



Slika 2. Oblik habanja pri $x_1=0.25$ $x_2=-0.25$
Sl.5.2. Oblik habanja za zupšasti par sa pomeranjem $x_1=0.25$ i $x_2=-0.25$

Izrada matematičkog modela procesa habanja i zaribavanja realizovana su programskim paketom Matematika v. 2.2 .

Grafički prikaz rezultata je dat za cilindrični zupčasti par snage $P=30\text{kW}$, $n_1=150^\circ/\text{min}$, $m_n=10\text{mm}$, $z_1=18$, $z_2=65$, širina zupčanika $b=170\text{mm}$, Č4732 poboljšani, ulje kinematske viskoznost $\nu_{40}=150\text{mm}^2/\text{s}$. piezo-koeficijentom po Barusu $\alpha_p=0.016 \text{ mm}^2/\text{N}$.

6. IZBOR MAZIVA

Korisniku programskog sistema se pruža mogućnost da definiše kriterijume za selekcije maziva (proizvođač, tip maziva, viskoznost, itd.), ili da pojedine kriterijume ostavi nedefinisane. Rezultati sprovedenih istraživanja i razvijeni matematički model poslužili su kao osnova za razvoj

programskog modula za izbor maziva za zupčaste prenosnike snage.

Modul za primarnu selekciju maziva ima zadatak da iz skupa raspoloživih maziva (baza podataka) formira potskup maziva, čija je primena moguća za konkretne uslove eksploatacije, režime opterećenja, odabrane materijale elemenata za prenos snage i parametara kvaliteta radnih površina. Korisniku programskog sistema se pruža mogućnost da definiše kriterijume za selekcije maziva (proizvodjač, tip maziva, viskoznost, itd.), ili da pojedine kriterijume ostavi nedefinisane.

U slučaju da od strane korisnika viskoznost nije definisana granične vrednosti viskoznosti se određuju na osnovu potrebne debljine uljnog filma ili alternativno na osnovu iskustvenih podataka (aproksimativne krive).

Primeru radi za cilindrične zupčaste parove formirana je sledeća jednačina za određivanje kinematske viskoznosti ulja na 40°C :

$$v=2+376k^{0.1}-540k^{0.2}-597k^{0.3}+1368k^{0.4}-412k^{0.5}$$

gde su:

$$k=6000 P \bullet a / b \bullet u (V \bullet d)^2$$

v [N/mm²] kinemska viskoznost na 40°C

P [kW] - snaga

a[mm] - osno rastojanje

b[mm] - širina zupčastog para

d[mm] - prečnik manjeg zupčanika

V[m/s] - obimna brzina

Konačan izbor ulja za podmazivanje vrši se na osnovu podataka dobijenih proračunom toplotne stabilnosti prenosnika, zaribavanja i habanja elemenata za prenos snage. Ovaj modul ima zadatak da iz grupe selektovanih maziva odabere najpovoljnije mazivo po kriterijumima zaribavanja, habanja, stepena korisnosti i toplotne stabilnosti prenosnika. Funkcija cilja za ovaj višekriterijalni izbor je i osnovna funkcija cilja za prenosnik u celini. Ona se za sada kod ovog programskog sistema definiše u eksponencijalnom obliku.

Programski modul za izbor ulja integrisan je sa odgovarajućim modulima u okviru globalnog programa proračuna prenosnika. U neposrednoj je vezi sa datotekama materijala i ulja za podmazivanje.

Programski modul se alternativno može koristiti i za:

- Odredjivanje stepena sigurnosti prema trenutnoj i integralnoj temperaturi zaribavanja i habanju ako su snaga prenosnika i mazivo jednoznačno definisani.

- Odredjivanje maksimalnog opterećenja koje zupčasti par može preneti sa zadatim mazivom i definisanim minimalnim vrednostima stepena sigurnosti. U postupku proračuna kao početno opterećenje se usvaja snaga koju prenosnik može preneti po kriterijumu čvrstoće boka i podnožja.
- Izbor najpovoljnijeg maziva iz skupa selektovanih za definisane režime opterećenja i uslove eksploatacije.

6. ZAKLJUČAK

Na snovu napred iznetog može se zaključiti:

Dinamička opterećenja su redovni pratilac rada pogonskih sistemima ali je vrlo malo obavljenih istraživanja triboloških procesa pri dinamičkom opterećenju. Na intenzitet habanja i veličinu koeficijenta trenja pored pravca delovanja opterećenja utiče i veličina amplitude i učestalosti opterećenja, što je do sada u teoriji trenja nedovoljno uzimano u obzir.

Mazivo u zoni kontakta znatno smanjuje dinamička opterećenja što se može objasniti prigušujućim karakteristikama uljnog filma, što dovodi do usporavanja procesa obrazovanja pukotina.

Istraživanja ukazuju na znatan uticaj pomeranja profila na oblik pohabanog sloja i intenzitet habanja, što se može objasniti promenama brzine klizanja i specifičnih opterećenja.

LITERATURA:

1. Plewe, S. N.: Untersuchung uber den Abriebverschleiss von geschmierten, langsam laufenden Zahnredgetrieben. Diss. TU Munchen 1981.
2. Jeremić B., Tribološki procesi pri dinamičkom opterećenju, Jugoslovensko društvo za tribologiju, Kragujevac 1997.
3. Kragelskii L.V. i dr., Osnovi rasčeta na trenie i iznos, Mašinstroenie, Moskva 1977.
4. Vulić A., Tanasijević S., Planetarni i harmoniski prenosnici snage, Mašinski fakultet Niš, 1994.
5. Velimirović M., Vulić A.: EXPLORING INVOLUTE TOOTHING DAMAGES TO WEAR, PAMM PC-121, BALATON-ALMADI, 1998.
6. Velimirović M., Vulić A. Đurđanović M: AN ANALYSIS GEARBOX TRIBOLOGICAL PROCESS, BALKANTRIB'99, III International Conference of Tribology, SINAIAS-Romanija, 1999