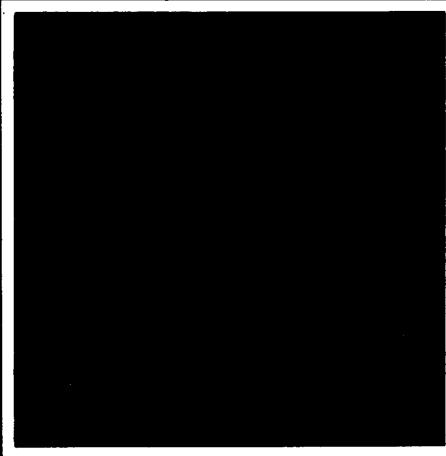
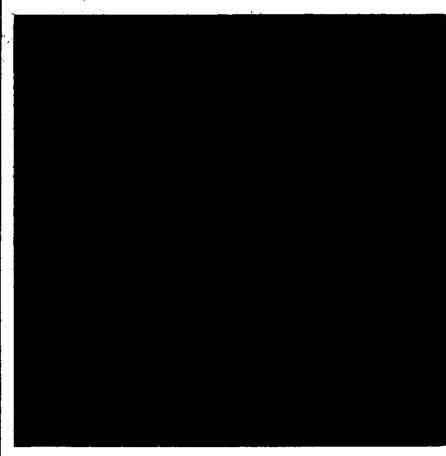
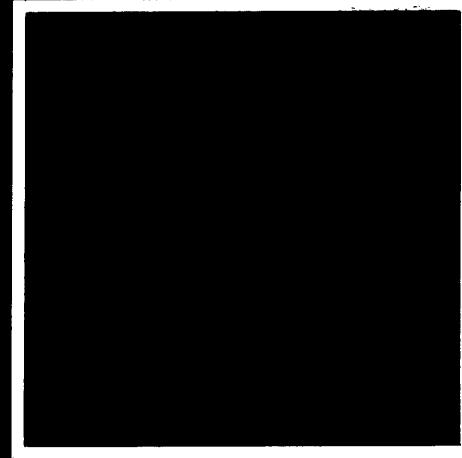
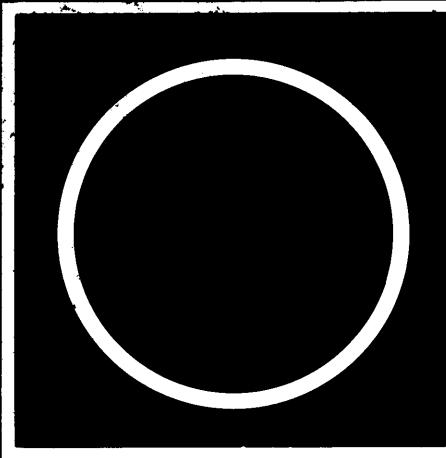
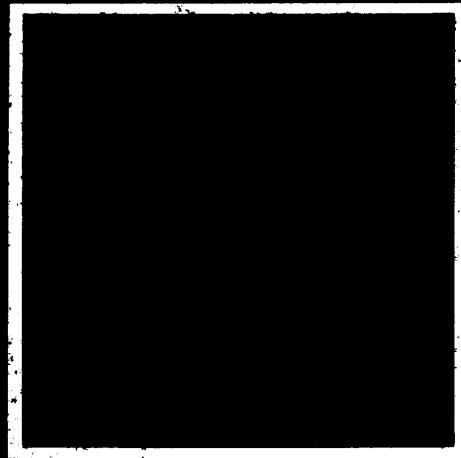


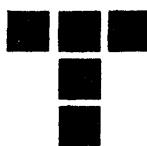
# tribologija u industriji

YU ISSN 0351 1642  
GODINA V  
MART 1983

1



Nauka i tehnologija o prenosu i rasipanju masa i energije u mehaničkim sistemima



GODINA V  
BROJ 1.  
MART 1983.

# tribologija u industriji

sadržaj  contents  содержание

<b>UVODNIK INTRODUCTION ПЕРЕДОВИЦА</b>	B. IVKOVIĆ: Tribološke karakteristike sredstava za podizmazivanje — Tribological characteristic of lubricants — Трибологические характеристики смазочных средств	— — — — —	3
<b>ISTRAŽIVANJA RESEARCH ИССЛЕДОВАНИЯ</b>	CКОРИНЫН Ю. В., УДОВИДЧИК П. А., НАСЛЕДЫШЕВ Ю. К.: Ispitivanje kardanskih zglobova na probnom stolu — Testing of universal joints on test bed — Испытания карданных шарниров на стенде	— — — — —	4
<b>ZA NEPOSREDNU PRAKSU FOR DIRECT PRACTICE ДЛЯ НЕПОСРЕДСТВЕННУЮ ПРАКТИКУ</b>	N. REPČIĆ: Tribološki pristup koeficijentu tečnog trenja kod radikalnih kliznih ležišta — The tribological approach to the coefficient of liquid friction in radial sliding bearings — Трибологический подход коэффициенту жидкого трения в радиальных скользящих опорах	— — — — —	10
<b>NOVOSTI NEVS ИЗВЕСТИЯ</b>	БЕРЕСТНЕВ О. В., БИРЮКОВ М. П.: Teorija i metode prognoziranja radne sposobnosti mehaničkih sistema — The theory and predicton of the operational ability of mechanical systems — Теория и методы прогнозирования рабочей способности механических систем	— — — — —	14
<b>KNJIGE I ČASOPISI BOOKS AND JOURNALS КНИГИ И ЖУРНАЛЫ</b>		— — — — —	20
<b>NAUČNI SKUPOVI SCIENTIFIC MEETINGS НАУЧНЫЕ СОБРАНИЯ</b>		— — — — —	26
<b>REZIMEA ABSTRAKS РЕЗЮМЕ</b>		— — — — —	29
		— — — — —	31

# Tribološke karakteristike sredstava za podmazivanje

Problemi koji se javljaju u industriji u vezi sa pouzdanošću, održavanjem i vekom trajanja sredstava rada (mašine, alati, pribori i sl.) u svojoj osnovi su tribološke prirode. U toku trajanja proizvodnih procesa na elementima osnovnih tribo-mehaničkih sistema sadržanih u proizvodnji i drugoj opremi javlja se proces habanja kao posledica razvoja triboloških procesa u zonama kontakta. Po pravilu, kontakt se između dva elementa tribomehaničkog sistema svih vrsta ostvaruje u sredini koja je ispunjena nekom vrstom maziva (ulje, masti i sl.) čiji je osnovni zadatak da uspori proces habanja elemenata u kontaktu. Pod tribološkim karakteristikama sredstava za podmazivanje podrazumeva se njihova sposobnost usporavanja procesa habanja elemenata tribomehaničkih sistema u kojima se mazivo koristi. Ovo znači da se do triboloških karakteristika maziva može doći jedino kroz praćenje razvoja procesa habanja jednog ili oba elementa tribo-mehaničkog sistema u kome mazivo egzistira. Vreme neprekidnog rada jednog tribo-mehaničkog sistema sadržanog u proizvodnji ili drugoj opremi do pojave potrebe za promenom jednog elementa novim zavisi i od usvojenog kriterijuma pohabanosti odgovarajućih elemenata. Ako su definisani parametar habanja na kritičnom elementu tribomehaničkog sistema i kriterijum pohabanosti (velicina parametra habanja) pri kome sistem više ne može da racionalno funkcioniše onda su time stvorenii uslovi i za definisanje tribološke karakteristike maziva koje ispunjava sredinu u kojoj se kontakt između dva elementa tribo-mehaničkog sistema ostvaruje. Tribološko svojstvo nekog maziva meri se, dakle, vremenom neprekidnog rada do pojave kritične pohabanosti tribo-mehaničkih sistema u kome ono egzistira kao treći element.

Primenom maziva sa različitim tribološkim svojstvima dovodi do različitog vremena neprekidnog rada odgovarajućih tribo-mehaničkih sistema i do različitog njihovog ukupnog veka trajanja jer elementi sistema mogu, po pravilu, da se regenerišu više puta. Primenom maziva sa lošim tribološkim svojstvima češće prekide proizvodnih procesa zbog potrebe za zamenom pojedinih elemenata tribomehaničkih sistema novim, što smanjuje stepen iskorišćenja proizvodne opreme, smanjuje produktivnost rada proizvodnih procesa i pogoršava pouzdanost korišćenja opreme u celini.

Na prvi pogled, sa definisanjem tribološkog svojstva sredstva za podmazivanje nema naročitih problema. Potrebno je samo uočiti elemente tribomehaničkih sistema u kojima se kontakt u tribo-mehaničkim sistemima ostvaruje. Ova karakteristika (brojno izražena) zavisi u značajnoj

-mehaničkog sistema koji se najbrže haba, izabrati na njemu odgovarajući parametar habanja i pratiti njegovu promenu u toku rada do pojave kritične pohabanosti odgovarajućeg elementa. Vreme koje protekne od početka rada tribo-mehaničkog sistema do prekida rada zbog pojave kritične pohabanosti jednog elementa predstavlja tribološku karakteristiku maziva koja se izražava u vremenskim jedinicama (minuti, časovi). Nažalost problem je samo na prvi pogled jednostavan. Vreme neprekidnog rada jednog tribo-mehaničkog sistema zavisi ne samo od vrste maziva koje se u njemu koristi, već i od tri grupe faktora i to:

- grupe faktora koje definišu uslove pod kojima se ostvaruje kontakt između dva elementa tribo - mehaničkog sistema (brzina relativnog kretanja, opterećenje, temperaturre u zoni kontakta, vrste kretanja, vrsta kontakta i sl.),
- grupe faktora koji definišu strukturu tribo - mehaničkih sistema (broj i vrsta elemenata, geometrija kontakta, materijali elemenata, vrsta pretходne obrade kontaktnih površina i sl.), i
- grupe faktora koji definišu tribološka svojstva sva tri elementa tribo - mehaničkog sistema.

O navedenim grupama faktora bilo je govora u jednom od ranijih brojeva časopisa »Tribologija u industriji«. Ovog puta potrebno je napomenuti da je njihov uticaj na vreme neprekidnog rada jednog tribo-mehaničkog sistema veoma velik, da su ovi faktori brojni i da je prema tome podatak koji govori o vremenu rada sistema do pojave kritične pohabanosti vrlo problematičan sa gledišta definisanja triboloških svojstava maziva.

Da bi vreme neprekidnog rada tribo-mehaničkog sistema (vreme rada do pojave kritične pohabanosti jednog od elemenata sistema) moglo da se iskoristi kao tribološka karakteristika maziva neophodno je pri ispitivanju držati faktore sve tri grupe konstantno u dužem vremenskom periodu a pri korišćenju ove karakteristike obavezno istaći na koje uslove ostvarivanja kontakta se ona odnosi.

Tribološka karakteristika jednog maziva ne zavisi samo od uslova pod kojima se kontakt u tribo-mehaničkim sistemima ostvaruje. Ova karakteristika (brojno izražena) zavisi u značajnoj

meri i od vrste i prirode elemenata tribo-mehaničkih sistema. U zavisnosti od vrste materijala elemenata u dodiru i od primjenjenog postupka obrade kontaktnih površina zavisiće i intenzitet razvoja procesa habanja odnosno vreme neprekidnog rada sistema do pojave kritične pohabanosti jednog elementa. Ako se vrši podmazivanje sa jednim mazivom dva ista, na primer, klizna ležišta koji rade u jednakim uslovima vreme rada do pojave kritične pohabanosti košuljice oba ležišta biće po pravilu različite. Ove razlike ne treba da budu velike ako se radi o ležištima istog proizvoda. Međutim, ako se koriste dva ležišta različitih proizvoda, bez obzira na identičnost geometrijskih i drugih karakteristika, razlike u veku trajanja ležišta mogu pri primeni istog maziva biti veoma velike.

U industrijskoj praksi često se čuju komentari o kvalitetu pojedinih vrsta maziva. Naročito su izložena pažnji sredstva za hlađenje i podmazivanje koja se koriste pri obradi rezanjem bilo koje vrste. Osnovni tribo-mehanički sistem u kome se odvija proces rezanja sastoji se iz reznog alata (rezni klin) i predmeta obrade. Treći element sistema koji ispunjava sredinu u kojoj se proces rezanja razvija je sredstvo za hlađenje i podmazivanje koje može po svojoj prirodi da bude veoma različito (emulzije mineralnih emulgirajućih ulja, polusintetička svojstva, sintetička sredstva, čista ulja za rezanje) a razlike u kvalitetu sa tribološkog aspekta su po pravilu veoma velike. Parametar koji definiše kvalitet sredstva za hlađenje i podmazivanje sa tribološkog aspekta (tribološka karakteristika) je postojanost alata odnosno vreme neprekidnog rezanja do pojave kritične pohabanosti reznog klina alata.

Tribološka karakteristika sredstva za hlađenje i podmazivanje, međutim, nije apsolutne prirode već je relativna veličina. Promenom karakteristika materijala predmeta obrade u nekoj proizvodnjoj operaciji, npr., menja se i postojanost alata. Do promena karakteristike materijala predmeta obrade dolazi veoma često. Ako se, na primer, obraduju otkivci onda razlike u njihovoj tvrdoći mogu da budu i do 20% a po nekad i više i to kod otkovaka iz iste serije (šarže). Pored tvrdoće materijala i obradivosti otkovaka je takođe različita i to kao posledica ostvarene strukture materijala pri kovanju i termičkoj obradi. Govoriti o kvalitetu jedne vrste sredstava za hlađenje i podmazivanje a naročito govoriti o njihovoj prednosti u pogledu triboloških karakteristika u odnosu na neko drugo sredstvo bez povezivanja sa uslovima pod kojima se proces rezanja izvodi je očigledno besmislen. Drugim rečima tribološka karakteristika sredstava za hlađenje i podmazivanje je uvek vezana za uslove pod kojima se proizvodne operacije izvode.

Zaključak da su tribološke karakteristike sredstava za podmazivanje tribo-mehaničkih sistema relativne i zavisne od uslova pod kojima tribo-mehanički sistem radi odnosi se na sve vrste maziva.

Ю. В. СКОРЫНИН, П. А. УДОВИДЧИК, Ю. К. НАСЛЕДЬШЕВ

# Ispitivanja kardanskih zglobova na probnom stolu

S ruskog preveo: dr Miodrag Lazić

## UVOD

Postojeće metode proračuna veka trajanja kardanskih zglobova ne uzimaju u obzir niz konstruktivnih, eksploatacijskih i tehnoloških faktora. To dovodi do suštinskog računskog veka trajanja i veka trajanja definisanog prema podacima eksploracijskih i laboratorijskih ispitivanja. Upravo zato, veoma je aktuelno pitanje usavršavanja metodologije eksperimentalne ocene kvalitativnih karakteristika pouzdanosti rada kardanskih zglobova. Poseban značaj, pri tome, dobija metod ubrzanih laboratorijskih ispitivanja.

U radu je opisana metodologija ubrzanih ispitivanja kardanskih zglobova sa aspekta veka trajanja, metodologija razvijena u Institutu za pouzdanost i vek trajanja mašina AN BSSR.

## OSNOVI METODOLOGIJE

Metodologija bazira na izgradnji odgovarajućeg probnog stola, koji će obezbediti izmenu, dovoljno širokog, spektra opterećenja kardanskih zglobova.

Osnovni režimi opterećenja, pri ispitivanju, su: eksploracioni  $X$  ( $X_i$ ), forsirani-preopterećenje  $Y$  ( $Y_i$ ) i normalni  $Z$  ( $Z_i$ ).

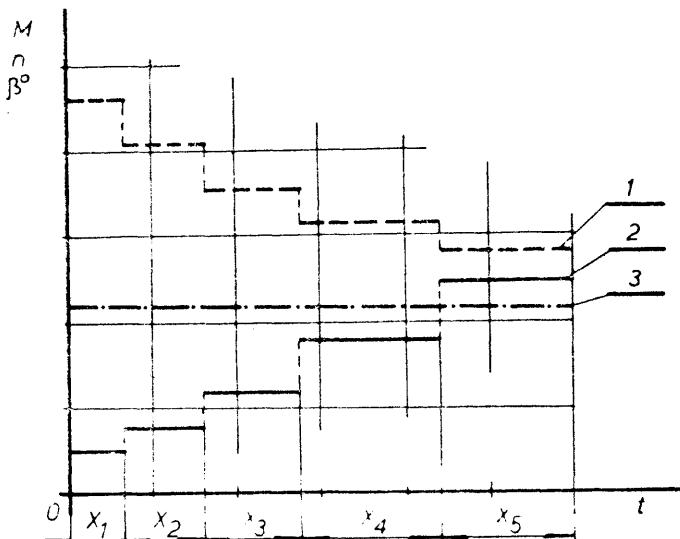
Eksploracioni režim opterećenja odgovara opterećenju kardanskog zgloba konkretnog transportnog sredstva u određenim eksploracionim uslovima. To znači da se kao eksploracioni režim opterećenja može posmatrati računska vrednost opterećenja transportnog sredstva, definisana na osnovu analize stvarnog opterećenja kardanskog prenosnika [1].

Normalni režim ispitivanja odgovara eksploracionom režimu rada, no može se razlikovati od istog zbog ograničenja u mogućnostima opitnog — probnog stola i opreme za ispitivanje.

Forsirani režim rada bira se iz uslova odgovarajućeg skraćenja vremena ispitivanja pri istom obliku i karakteru procesa gubitka radne sposobnosti objekta ispitivanja. Pri tome kontaktna naprezanja ležišta kardanskog zgloba moraju biti u granicama dopuštenih vrednosti.

Prikazane režime rada treba realizovati u vidu ciklusa (blokova) na bazi odgovarajućeg programa ispitivanja. Ciklus se sastoji od niza nivoa (stepeni), u skladu sa bro-

jem stupnjeva promene menjača transportnog sredstva. Na slici 1 prikazana je izmena parametara opterećenja sa vremenom unutar ciklusa. Svaki stepen karakteriše određena vrednost obrtnog momenta i broja obrta, veličina koje odgovaraju radu transportnog sredstva na odgovarajućem stepenu prenosa. Raspodela vremena ispitivanja, na pojedinim stepenima unutar ciklusa, odgovara korišćenju prenosnika pri eksploraciji transportnog sredstva. Ugao postavljanja kardanskog zgloba, takođe, se može menjati u zavisnosti od režima rada.



Sl. 1. — Zavisnost parametara stepenastog ciklusa opterećenja kardanskog zgloba sa vremenom

1 — torzionalni momenat  $M(t)$

2 — broj obrta  $n(t)$

3 — ugao postavljanja kardanskog zgloba  $\beta^\circ(t)$

$X_1, X_2, X_3, X_4$  i  $X_5$  — stupnji ciklusa opterećenja

Na bazi poznatih eksploracionih opterećenja određuje se računski vek trajanja kardanskog zgloba  $H$  (h) ili  $S$  (km). U cilju skraćenja vremena i energetskih resursa, pak, ispitivanja se izvode u forsiranom režimu rada.

Za određivanje parametara opterećenja, pri forsiranom režimu rada, unapred se definiše, na bazi odgovarajućih ispitivanja kugličnih ležišta, srednje vreme trajanja ispitivanja  $H_Y$  kardanskog zglobova. Zatim se određuje potrebnii računski koeficijent ubrzanog ispitvanja  $K_{YX}$  (pri forsiranom režimu  $Y$  u odnosu na eksploracioni  $X$ ). Na bazi formula, prikazanih u daljem tekstu, proračunavaju se parametri opterećenja pri forsiranom režimu rada, uz provjeru koeficijenta forsiranja i zadovoljenje uslova  $\sigma_k \leq [\sigma_k]$  — gde su  $\sigma_k$  i  $[\sigma_k]$  — odgovarajuća računska i dozvoljena kontaktna naprezanja ležišta kardanskog zglobova.

Pri izvođenju kontrolnih forsiranih ispitivanja serijski proizvedenih kardanskih zglobova, u nizu slučajeva celisno je, za formiranje karakteristika kardanskih zglobova u eksploraciji, eksperimentalno odrediti koeficijent ubrzanog ispitvanja  $C_{YX}$ , kroz ispitivanje dve šarže kardanskih zglobova, veličine  $N$ , na specijalnom režimu. U tom cilju jedna šarža kardanskih zglobova veličine  $N$  ispituje se pri forsiranom režimu rada  $Y (Y_i)$ ;  $i = 1, \dots, r$ , gde je  $r$  — broj stepeni u ciklusu opterećenja. Druga šarža kardanskih zglobova, veličine  $N$ , ispituje se pri eksploracionom režimu  $X (X_i)$ ;  $i = 1, \dots, r$ , ili najpre u eksploracionom režimu  $X (X_i)$ , a zatim se prevodi u forsirani režim rada  $Y (Y_i)$ .

Ako probni sto sa odgovarajućom opremom ne obezbeđuje režim ispitivanja, koji, dovoljno blisko, odgovara eksploracionom, to se isti zamjenjuje sa normalnim režimom rada  $Z (Z_i)$ ;  $i = 1, \dots, r$ .

Pri izvođenju kombinovanih ispitivanja, šarže kardanskih zglobova, najpre pri eksploracionom  $X (X_i)$ , a zatim pri forsiranom  $Y (Y_i)$  režimu, dozvoljeno je isključenje prve etape ispitivanja pri korišćenju kardanskih zglobova, koji su se već nalazili u eksploraciji i imaju zaostali resurs radne sposobnosti, ako je poznato njihovo vreme rada u eksploracionim uslovima.

Pri ispitivanju fiksira se vreme rada do graničnog stanja (otkaza) svih zglobova obe šarže. Rezultati ispitivanja obe šarže omogućuju, na bazi dobijenih odnosa, definisanje koeficijenta forsiranja  $C_{YX}$ . U skladu sa tim koeficijentom menja se vremenski period za podatke, dobijene pri ispitivanju šarže u forsiranom režimu. Na osnovu istih definišu se osnovne kvalitativne karakteristike pouzdanosti rada kardanskih zglobova ispitivanih u uslovima eksploracije.

Izvođenje prikazane etape ispitivanja svakog tipa kardanskih zglobova, neophodno je za formiranje sistematskog postupka ispitivanja u uslovima forsiranog režima rada

## EKSPLORACIONI REŽIM OPTEREĆENJA

Eksploracioni režim opterećenja kardanskih zglobova, namenjenih transportnim sredstvima, karakteriše: torsioni momenat  $M_i$ , broj obrta  $n_i$ , relativni put kretanja na  $i$ -tom režimu  $\gamma_{si}$  ili relativno vreme rada  $\gamma_{hi}$ , a, takođe, i ugao postavljanja kardanskog zglobova  $\beta_i$ .

Moment opterećenja kadranskog vratila, na  $i$ -tom stepenu prenosa i režimu rada  $X (X_i)$  određen je po formuli [1]:

$$M_{Xi} = M_p \cdot i_{k \cdot n \cdot i} \cdot i_{k \cdot n \cdot i} \quad (1)$$

gde su:

$M_p$  — računski moment, to jest manja vrednost momenta definisana na osnovu maksimalnog momenta motora  $M_{\max}$  ili momenta sprezaanja pogonskih točkova i puta (momenta prijanjanja)  $M_{\psi_i}$ ;  
 $i_{k \cdot n \cdot i} \cdot i_{k \cdot n \cdot i}$  — prenosni odnos i koeficijent iskoriscenja kod menjaca transportnog sredstva.

Moment prijanjanja je određen relacijom:

$$M_{\psi_i} = \frac{G \cdot \psi \cdot r_k}{i_{ob \cdot i} \cdot \eta_{ob \cdot i}} \quad (2)$$

u kojoj su:

$G$  — odgovarajuća masa automobila odnosno odgovarajuća komponenta mase automobila upravna na podlogu,  
 $\psi$  — koeficijent prijanjanja,  
 $r_k$  — računski poluprečnik kotrljanja,  
 $i_{ob \cdot i}, \eta_{ob \cdot i}$  — ukupan prenosni odnos i mehanički stepen iskoriscenja transmisije.

Broj obrta kardanskog vratila na odgovarajućem stupnju promene određen je formulom:

$$n_{Xi} = 2,65 \cdot V_{cp \cdot i} \cdot \frac{i_o}{r_k} \quad (\text{o/min}), \quad (3)$$

gde su:

$V_{cp \cdot i}$  — srednja brzina kretanja automobila na  $i$ -tom stepenu prenosa (km/h),  
 $i_o$  — prenosni odnos od ose točka do kardanskog vratila.

Srednja brzina je, pak, određena izrazom:

$$V_{cp \cdot i} = V_{cp \cdot b} \cdot \frac{i_{k \cdot n \cdot b}}{i_{k \cdot n \cdot i}}, \quad (4)$$

u kome su:

$i_{k \cdot n \cdot b}$  — prenosni odnos menjaca na većem stepenu prenosa i

$V_{cp \cdot b}$  — srednja brzina na većem stepenu prenosa:

$$V_{cp \cdot b} = (0,55 \cdot 0,8) \cdot V_{\max}, \quad (5)$$

pri  $V_{\max}$  — maksimalnoj brzini kretanja automobila prema prospektu.

Raspodela puta kretanja automobila  $\gamma_{si}$  prema stepenima prenosa određuje se na bazi krive raspodele brzine automobila. U praksi se koristi uslovna normalna raspode-

la sa sledećim brojnim karakteristikama:  $M(V) = V_{cp} = 50 \text{ km/h}$  i  $\sigma = 16,7 \text{ km/h}$  za teretne automobile [1].

Pri laboratorijskim ispitivanjima na opitnom stolu vreme rada uređaja, na svakom stupnju ciklusa, definisano je koeficijentom vremena rada  $\gamma_{hi}$ . Preračunavanje relativnog puta kretanja  $\gamma_{si}$  na koeficijent  $\gamma_{hi}$  može se izvesti odgovarajućom analizom.

Odgovarajuća karakteristika kardanskog zgoba na i-tom stepenu, za svo vreme trajanja  $S$ , određena je relacijom:

$$S_i = \gamma_{si} S. \quad (6)$$

Vreme rada kardanskog zgoba na i-tom stepenu prenosa, za ceo vek trajanja  $H$ , je:

$$H_i = \frac{S_i}{V_{cp,i}} = \frac{\gamma_{si} S}{V_{cp,i}}. \quad (7)$$

Ukupno vreme rada je:

$$H = \sum_{i=1}^{i=r} H_i = S \sum_{i=1}^{i=r} \frac{\gamma_{si}}{V_{cp,i}}, \quad (8)$$

tako da je:

$$\gamma_{hi} = \frac{H_i}{H} = \gamma_{si} \int V_{cp,i} \sum_{i=1}^{i=r} \frac{\gamma_{si}}{V_{cp,i}}. \quad (9)$$

U opštem slučaju, pak, eksploracioni režim može biti prikazan relacijom:

$$X \left[ \sum_{i=1}^{i=r} X_i (M_{xi}, n_{xi}, \gamma_{xi}, \beta_{xi}) \right], \quad (10)$$

u kojoj su:

$X_i$  — i-ti stepen režima  $X$ ,

$M_{xi}$  — vrednost torzinog momenta na stepenu  $X_i$ ,

$n_{xi}$  — broj obrta na stepenu  $X_i$ ,

$\gamma_{xi}$  — relativno vreme rada na stepenu  $X_i$ ,

$\beta_{xi}$  — ugao postavljanja kardanskog zgoba na stepenu  $X_i$ .

## RAČUNSKI VEK TRAJANJA KARDANSKIH ZGLOBOVA

Veza između veka trajanja kugličnog ležišta  $L$  ( $10^6$  obrta), njegove dinamičke moći nošenja  $C$  i ekvivalentnog opterećenja  $P_{np}$ , može se [2] prikazati relacijom:

$$L = \frac{C \cdot m}{P_{np}}. \quad (11)$$

Pri obrtanju kardanskog vratila, sa uglom postavljanja  $\beta^\circ$ , u ležištima se javlja oscilatorno kretanje, uz odstupanje od srednjeg položaja za ugao  $\beta^\circ$ , a pri frekvenci čija je vrednost dva puta veća od vrednosti broja obrta kardanskog vratila. Prevodenje oscilatornog kretanja u obrtno se ostvaruje iz uslova da se, za jedan obrt kardanskog vratila ( $360^\circ$ ), šip krstače zakreće za ugao  $4\beta^\circ$ .

Vek kardanskog igličastog ležišta može biti izražen u vremenskim:

$$H = \frac{10^6}{N_{eh}} \left( \frac{C \cdot m}{P_{np}} \right) (h), \quad (12)$$

ili dužinskim jedinicama:

$$S = \frac{10^6}{N_{es}} \left( \frac{C \cdot m}{P_{np}} \right) (\text{km}). \quad (13)$$

U izrazima su:

$N_{eh}$  i  $N_{es}$  — ekvivalentni broj obrta kardanskog igličastog ležišta za 1 čas rada ili 1 km pređenog puta. Isti se prikazuju relacijama:

$$N_{eh} = N_h \frac{\beta^\circ}{90} \text{ odnosno } N_{es} = N_s \frac{\beta^\circ}{90}, \quad (14)$$

u kojima su  $N_h$  i  $N_s$  — brojevi obrta kardanskog vratila u jedinici vremena (1 h) odnosno jedinici dužine (1 km):

$$N_h = 60 n_k \text{ odnosno } N_s = \frac{1000 i_0}{2 \pi r_k}. \quad (15)$$

To znači da su ekvivalentni brojevi obrta određeni jednacinama:

$$N_{eh} = 60 n_k \frac{\beta^\circ}{90} \text{ odnosno } N_{es} = \frac{1000 i_0}{2 \pi r_k} \frac{\beta^\circ}{90} \quad (16)$$

Ekvivalentno opterećenje je određeno formulom:

$$P_{np} = \frac{M_k}{A - 1}, \quad (17)$$

u kojoj su:

$M_k$  — torzioni momenat na kardanskom vratilu,

$A$  — rastojanje između čeonih površina šipa krstače i

$i$  — dužina tela kotrljanja kardanskog ležišta.

Zamenom vrednosti za  $N_{eh}$ ,  $N_{es}$  i  $P_{np}$  u jednačine 12 i 13 dobijaju se sledeće formule za određivanje računskog veka trajanja kardanskog igličastog ležišta pri konstantnom torzionom momentu  $M_k$  i broju obrta  $n_k$ :

$$H = \frac{1,5 \cdot 10^6}{\beta^\circ n_k} \left[ \frac{C(A-1)}{M_k} \right] m, \quad (18)$$

odnosno:

$$S = \frac{0,56 \cdot 10^6 \cdot r_k}{\beta^\circ i_o} \left[ \frac{C(A-1)}{M_k} \right] m \quad (19)$$

Dinamička moć nošenja kardanskog igličastog ležišta, bez separatora [2], odredena je formulom:

$$C = 40 \sqrt[3]{Z^2 d l} \text{ (N)}, \quad (20)$$

dok je za ležišta sa separatorom:

$$C = 60 \sqrt[3]{Z^2 d l} \text{ (N)}. \quad (21)$$

U izrazima su:

$Z$  — broj tela kotrljanja (kotrljajućih tela),  
 $d$  — prečnik kotrljajućeg tela (mm) i  
 $l$  — radna dužina kotrljajućeg tela (mm).

Eksploracioni režim rada kardanskih zglobova  $X$  ( $X_i$ ) može se prikazati i u vidu nekog stepenastog režima. U vezi sa tim neophodno je formirati formule za određivanje veka trajanja kardanskih zglobova pri stepenastom režimu opterećenja.

Bazirajući se na hipotezi linearog širenja moguće je formirati relaciju oblika:

$$\sum_{i=1}^r \delta H_{X_i} / H_{X_i} = 1, \quad (22)$$

u kojoj su:

$\delta H_{X_i}$  — iskorišćeni vek trajanja na  $i$ -tom stepenu režima  $X$ ,  
 $H_{X_i}$  — ukupni vek trajanja pri radu zgloba na  $i$ -tom stepenu režima  $X$ .

Vreme rada  $\delta H_{X_i}$  određuje  $\gamma_{hX_i}$  -ti deo ukupnog vremena rada kardanskog prenosnika  $H_X$ . To znači da je:

$$\delta H_{X_i} = \gamma_{hX_i} H_X. \quad (23)$$

U skladu sa formulom 18, za  $i$ -ti stepen režima  $X$ , proizilazi:

$$H_{X_i} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{\beta^\circ n_{X_i}} \left[ \frac{C(A-1)}{M_k} \right] m. \quad (24)$$

Zamenom u formulu 22 veličina određenih formula 23 i 24 i rešenjem po  $H_X$ , proizilazi:

$$H_X = \frac{1,5 \cdot 10^6 [C(A-1)]}{\sum_{i=1}^r (\beta^\circ n_{X_i} \gamma_{hX_i} M_{k_i})} m \quad (h). \quad (25)$$

Analogno se može formirati i formula za proračun veka trajanja kardanskog zgloba, pri stepenastom opterećenju, u dužinskim jedinicama:

$$S_X = \frac{0,56 \cdot 10^6 r_k [C(A-1)]}{\sum_{i=1}^r (\beta^\circ n_{X_i} \gamma_{SX_i} M_{k_i})} m \text{ (km)}. \quad (26)$$

#### PRORAČUN KOEFICIJENTA UBRZANOG ISPITIVANJA. PARAMETRI OPTEREĆENJA FORSIRANOG REŽIMA ISPITIVANJA

Režim opterećenja pri forsiranom ispitivanju može se prikazati u sledećoj formi:

$$Y \left[ \sum_{i=1}^r Y_i (M_{Y_i}, n_{Y_i}, \gamma_{hY_i}, \beta_{Y_i}) \right], \quad (27)$$

u kojoj su:

$Y_i$  —  $i$ -ti stepen režima  $Y$ ,  
 $M_{Y_i}$  — torzionalni momenat na stepenu  $Y$ ,  
 $n_{Y_i}$  — broj obrta na stepenu  $Y$ ,  
 $\gamma_{hY_i}$  — relativno vreme rada na stepenu  $Y$  i  
 $\beta_{Y_i}$  — ugao postavljanja kardanskog zgoba na stepenu  $Y$ .

Proračun koeficijentna ubrzanja ispitivanja u forsiranom režimu, u odnosu na eksploracioni, bazira na odnosu računskog veka trajanja pri eksploracionom režimu opterećenja i računskog veka trajanja, dobijenog preko parametara forsiranog režima ispitivanja [3]:

$$K_{YX} = \frac{H_X}{H_Y} = \frac{S_X}{S_Y} \quad (28)$$

Jednačina međusobne zavisnosti parametara režima opterećenja  $X$  ( $X_i$ ),  $Y$  ( $Y_i$ ) i računskog koeficijenta ubrzanja ispitivanja  $K_{YX}$  se formira zamenom vrednosti za  $H_X$  i  $H_Y$  (formiranih na bazi izraza 25) u jednačinu 28:

$$K_{YX} = \frac{\sum_{i=1}^r (\beta^\circ n_{X_i} \gamma_{hX_i} M_{X_i})}{\sum_{i=1}^r (\beta^\circ n_{Y_i} \gamma_{hY_i} M_{Y_i})} \quad (29)$$

Veličina koeficijenta ubrzanja  $K_{YX}$  definiše se na bazi preliminarnih ispitivanja u forsiranom režimu  $Y$  ( $Y_i$ ), tako da je moguće, preko jednačine 29, odrediti parametre režima opterećenja pri forsiranim ispitivanjima.

Ako se parametri stepenastog režima  $Y$  ( $Y_i$ ) proporcionalni odgovarajućim parametrima stepenastog režima  $X$  ( $X_i$ ), tada je moguće uvesti koeficijente forsiranja parametara režima opterećenja:

$$K_{YX\beta} = \frac{\beta_{Yi}}{\beta_{Xi}} ; \quad K_{YXn} = \frac{n_{Yi}}{n_{Xi}} ; \quad K_{YXM} = \frac{M_{Yi}}{M_{Xi}} . \quad (30)$$

Zamenom vrednosti parametara režima opterećenja  $Y$  ( $Y_i$ ), definisanih jednačinom 30, u formulu 29 dobija se:

$$K_{YX} = K_{YX\beta} \cdot K_{YXn} \cdot K_{YXM}^m . \quad (31)$$

Veličina koeficijenta forsiranja po uglu postavljanja  $K_{YX\beta}$  odredena je, sa jedne strane, uglom postavljanja kardanskog vratila (odgovarajućih dimenzija namenjenog konkretnom transportnom sredstvu) i, sa druge strane, mogućnostima opreme za ispitivanje. Kako ugao postavljanja kardanskog zglobova suštinski utiče na radnu sposobnost kardanskog zglobova (pri nedovoljno proučenom uticaju), to, pri izvođenju ispitivanja, treba tako projektovati opitni sto i metodologiju ispitivanja da je  $K_{YX\beta} = 1$ .

#### PRORAČUN KOEFICIJENTA UBRZANJA NA BAZI PODATAKA EKSPERIMENTALNIH ISPITIVANJA

Za dobijanje karakteristika pouzdanosti rada kardanskih zglobova u eksplotaciji, na osnovu rezultata laboratorijskih ispitivanja u uslovima forsiranog režima rada, neophodno je eksperimentalno odrediti koeficijent ubrzanja  $C_{YX}$ , projektovanjem odgovarajuće metodologije. U tom cilju neophodno je ispitati dve šarže kardanskih zglobova iste veličine  $N$ . Jedna šarža se ispituje u forsiranom režimu rada  $Y$  ( $Y_i$ ), a druga — najpre u eksplotacionom režimu  $X$  ( $X_i$ ) u toku vremena  $T_X$ , a zatim se prevodi u forsirani režim  $Y$  ( $Y_i$ ) [4].

Momenti otkaza kardanskih zglobova prve šarže, pri ispitivanju u režimu  $Y$  ( $Y_i$ ), mogu biti:

$$T_{Y1} \leq T_{Y2} \leq \dots \leq T_{Yn} \leq \dots \leq T_{YN}, \quad (32)$$

gde je  $n = 1, \dots, N$ .

Analogno, momenti otkaza kardanskih zglobova druge šarže, pri ispitivanju u režimu  $Y$  ( $Y_i$ ) u toku vremena  $T_X$ , zadovoljavaju relaciju:

$$T_{X1} \leq T_{X2} \leq \dots \leq T_{Xn} \dots \leq T_{Xs} = T_X, \quad (33)$$

u kojoj su:  $n = 1, \dots, s$

$s$  — broj kardanskih zglobova koji su dostigli granično stanje na prvoj etapi ispitivanja u režimu rada  $X$  ( $X_i$ ).

Momenti otkaza kardanskih zglobova druge šarže, pri ispitivanju na drugom stepenu opterećenja (u režimu  $Y$ ), pak, zadovoljavaju relaciju:

$$\bar{T}_{Y,s+1} \leq \bar{T}_{Y,s+2} \leq \dots \leq \bar{T}_{Y,n} \leq \dots \leq \bar{T}_{Y,N}, \quad (34)$$

gde je  $n = s+1, \dots, N$ .

Početak očitavanja vremena  $\bar{T}_{Y,n}$ , za kardanske zglobove ( $n = s+1, \dots, N$ ), odgovara momentu prevedenja druge šarže na režim rada  $Y$  ( $Y_i$ ), to jest vremenu  $T_X$ .

Za prevođenje podataka forsiranih ispitivanja pri režimu rada  $Y$  ( $Y_i$ ) na odgovarajuće podatke pri režimu ispitivanja  $X$  ( $X_i$ ), najpre se ocenjuje vrednost skraćenja vremena pojave otkaza pri forsiranim ispitivanjima u odnosu na ispitivanje u eksplotacionom režimu rada za kardanska vratila sa istom oznakom broja uzorka  $n$ . Za kardanska vratila sa  $n = 1, \dots, s$ :

$$C_{YXn} = \frac{T_{Xn}}{T_{Yn}}. \quad (35)$$

Vrednost koeficijenta ubrzanja  $C_{YXn}$ , za kardanske zglobove sa  $n = s+1, \dots, N$ , koji su, u drugoj šarži, radili  $T_X$  časova u režimu  $X$  ( $X_i$ ), a zatim bili prevedeni u režim  $Y$  ( $Y_i$ ):

$$C_{YXn} = \frac{T_X}{T_{Yn} - \bar{T}_{Yn}}. \quad (36)$$

Ako su, pak, ispitivanja druge šarže izvedena do izlaska iz eksplotacije  $N'$  zglobova, tada je traženi koeficijent ubrzanja ispitivanja:

$$C_{YX} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^{n=s} C_{YXn} + \sum_{n=s+1}^{n=N} C_{YXn}. \quad (37)$$

Ako su ispitivanja obe šarže izvedena do momenta izlaska iz eksplotacije svih objekata, tada je vrednost koeficijenta ubrzanja definisana izrazom:

$$C_{YX} = \frac{T_{Xcp}}{T_{Ycp} - \bar{T}_{Ycp}}, \quad (38)$$

u kome su:

$T_{Ycp}$  — srednje vreme rada kardanskog zglobova prve šarže u režimu  $Y$  ( $Y_i$ ),

$T_{Xcp}$  — srednje vreme rada kardanskog zglobova druge šarže u režimu  $X$  ( $X_i$ ) i

$\bar{T}_{Ycp}$  — srednje vreme rada kardanskih zglobova druge šarže u režimu rada  $Y$  ( $Y_i$ ).

Pri tome su:

$$T_{Ycp} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^{n=N} T_{Yn}, \quad (39)$$

$$T_{Xcp} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^{n=s} [T_{Xn} + (N - s) T_X], \quad (40)$$

$$\bar{T}_{Y_{cp}} = \frac{1}{N-s} \sum_{n=s+1}^N \bar{T}_{Y_n} \quad (41)$$

Zamenom izraza 39, 40 i 41 u jednačinu 38 dobija se:

$$C_{YX} = \frac{\sum_{n=s}^{n=N} T_{X_n} + (N-s) T_X}{\sum_{n=1}^{n=N} T_{Y_n} - \sum_{n=1}^{n=s+1} T_{Y_n}} \quad (42)$$

Eksperiment na prvom stepenu druge partie moguće je i ne izvoditi ako postoji N objekata, koji su radili u eksploracionim uslovima, određeni period:

$$T_{e1} \leq T_{e2} \leq \dots \leq T_{en} \leq \dots \leq T_{ew} \quad (43)$$

a poseduju i odgovarajući nivo radne sposobnosti. Ovakvi kardanski zglobovi se ispituju na režimu rada Y ( $Y_i$ ). Na bazi rezultata ispitivanja definiše se vrednost koeficijenta ubrzanja:

$$C_{Ye} = \frac{\sum_{n=1}^{n=N} T_{en}}{\sum_{n=1}^{n=N} T_{Yn}} \quad (44)$$

## ZAKLJUČCI

Predložena metodologija ispitivanja kardanskih zglobova omogućuje određivanje parametara režima opterećenja

za ubrzana laboratorijska ispitivanja u forsiranom režimu rada i koeficijenta ubrzanja ispitivanja, kako na osnovu upoređenja parametara režima opterećenja tako i na bazi rezultata ispitivanja.

Na osnovu upoređenja računskih vrednosti koeficijenta ubrzanja  $K_{YX}$ , dobijenih proračunom po formuli 29, i veličine koeficijenta ubrzanja  $C_{YX}$ , dobijenog obradom eksperimentalnih podataka po formuli 42, moguće je izvesti korekciju funkcionalne zavisnosti parametara režima opterećenja ispitivanih tipova kardanskih zglobova.

Veličina koeficijenta ubrzanja  $C_{Ye}$ , dobijenog na bazi obrade eksperimentalnih podataka laboratorijskih i eksploracionih ispitivanja, omogućuje definisanje, na osnovu podataka ubrzanih ispitivanja u forsiranom režimu rada, karakteristika pouzdanosti ispitivanih tipova kardanskih zglobova u eksploraciji (uvodenjem vremenske razmere u skladu sa  $C_{Ye}$ ).

Određivanje tipa i parametara zakona raspodele  $F_Y(t)$ , na osnovu rezultata ubrzanih ispitivanja u forsiranom režimu rada, izvodi se preko standardnih programa uz primenu računara.

## LITERATURA

- ЦИТОВИЧ И. С., КАНОНИК И. В., ВАВУЛО В. А. Трансмисии автомобилей. Минск: Наука и техника, 1979.
- KLEINSCHMIDT H., Ermittlung der Lebensdauer von Walzleger in Gelenkwellen. Technische Zentreiblat praktische Metallbearbeitung, 1964, № 7, s. 367–372.
- УДОВИДЧИК П. А., СКОРЫНИН Ю. В., КОЗЛОВ А. Б. Методика и оборудование для стендовых ресурсных испытаний карданных шарниров. ИНДМАШ АН БССР, Минск, 1981.
- ПЕШЕС Л. Я., СКОРЫНИН Ю. В., УДОВИДЧИК П. А., ЯЦУРА Е. С. Ускоренные испытания карданных подшипников. В сб. Машиностроение. Вып. 3. Минск: Вышэйшая школа, 1979.

# SHP – MIXER

## UREĐAJ ZA HLAĐENJE I PODMAZIVANJE U SVIM KONCENTRACIJAMA

### PRIMENOM UREĐAJA OBEZBEDUJE SE:

- priprema SHP sa optimalnom koncentracijom
- smanjenje potrošnje mineralnih emulgirajućih ulja, polusintetičkih i sintetičkih sredstava

### ■ smanjenje utroška rada za pripremanje SHP

### KVALITETNOM PRIPREMOM SHP POSTIŽE SE:

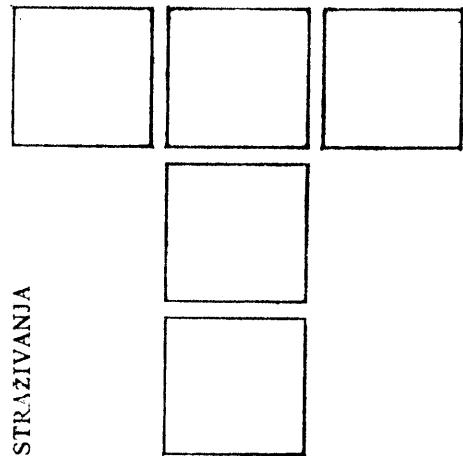
- smanjenje potrošnje alata
- povećanje kvaliteta obrađenih površina
- poboljšanje zaštite površina od korozije

### UREĐAJ JE RAZVILA

Laboratorija za obradu metala i tribologiju Mašinskog fakulteta u Kragujevcu

### PROIZVODAČ

Zavodi »Crvena zastava« EMAP OOUR »MASINE«



N. REPČIĆ

# Tribološki pristup koeficijentu tečnog trenja kod radijalnih kliznih ležišta

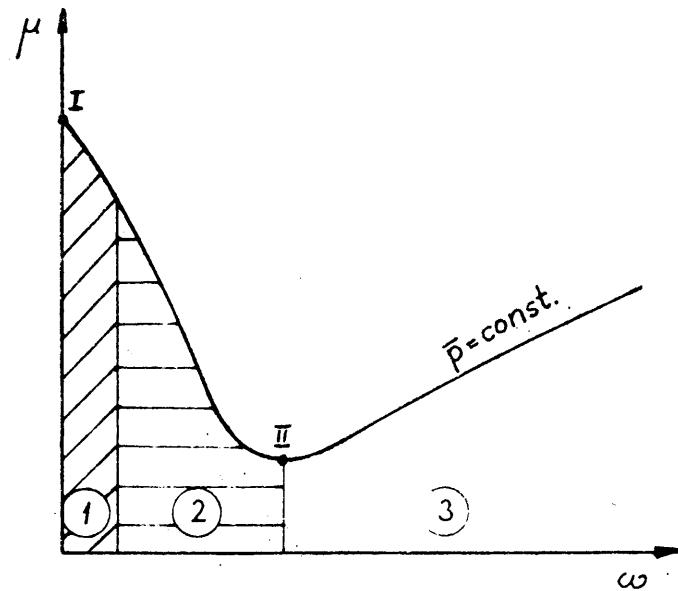
## UVOD

Koeficijent trenja kod kliznih ležišta zavisi od niza faktora kao na primjer: ugaone brzine  $\omega$ , srednjeg specifičnog pritiska  $p$ , dinamičke viskoznosti ulja  $\eta$ , konstruktivne karakteristike  $\lambda$ , od temperature s obzirom da je viskoznost ulja zavisna od temperature, relativnog zazora  $\psi$ , ekscentričnosti  $e$  itd.

Treba reći da i drugi činiovi utiču na koeficijent trenja, naročito kod trenja poluokvašenih površina kao materijal i konstrukcija ležaja, kvalitet maziva, vrsta obrade rukavca i posteljice itd. Kako je već poznato razlikujemo sljedeća stanja trenja:

1. suho (granično) trenje
2. Mješovito trenje
3. Tečno trenje

Na slici 1 prikazana je ta situacija:



Sl. 1 — Karakteristična područja kod kliznih ležišta  
I — trenje mirovanja  
II — otpusna tačka (početak tečnog trenja)

Mnogi autori su dali zakonitost promjene koeficijenta tečnog trenja (oblast 3) s tim što treba reći da tu ima do-

sta odstupanja između pojedinih zakonitosti koje su dali npr. Petroff, Gumbel, Falz, Makki, Orlov, Vogelpohl, Leloup i drugi.

U ovom radu biće date neke zakonitosti pojedinih autora a isto tako i zakonitost do koje sam ja došao. Držeći se triboloških nastojanja koja zacrtavaju što manji dissipativni karakter u pogledu energije, moja zakonitost će biti data za oblast bliskoj tački II, ali isto za oblast 3 (sl. 1).

Izraz koji je dao Petroff za slučaj bliske koncentričnosti rukavca i posteljice tj. za  $h \approx z/2$  i  $\frac{1}{S_o} \gg 1$  ima oblik:

$$\mu = \pi \frac{1}{S_o} \psi i S_o = \frac{p \psi^2}{\eta \omega}$$

$S_o$  — Sommerfeldov broj

pri ekscentričnom položaju vratila tj.  $1/S_o < 1$  Vogelpohl daje ovakvu zakonitost promjene koeficijenta tečnog trenja:

$$\mu = \pi \frac{1}{\sqrt{S_o}} \cdot \psi$$

Makki i Orlov su pokazali da koeficijent trenja u svom dijapazonu vrijednosti  $S_o$  se izražava izrazom:

$$\mu = \pi \frac{1}{S_o} \psi + 0,55 \left( \frac{d}{b} \right)^m \cdot \psi$$

gdje je:

$$\begin{aligned} m &= 1 \text{ za } b > d \\ m &= 1,5 \text{ za } b < d \end{aligned}$$

Koeficijent tečnog trenja prema ispitivanjima koja su vršili Gumbel i Falz iznosi:

$$\mu = K \frac{\psi}{\sqrt{S_o}}$$

gdje je:

- $K$  — faktor koji iznosi:
- $K = 2$  za poluobavijena ležišta
- $K = 3,8$  za obavijena ležišta

S obzirom da se poluobavijena ležišta danas skoro i ne izvode, a zatvorena ležišta se u potpunosti ne mogu identifikovati sa obavijenim ležištima, Vogelpohl preporučuje za to da se računa sa  $K = 3$  pa je

$$\mu = \psi \frac{3}{\sqrt{S_o}} \quad (5)$$

Leloup daje ovakvu zakonitost:

$$\mu/\psi = 0,72 + 2,6/S_o \quad (6)$$

za  $S_o < 5,3$

$$\mu/\psi = 2,88/\sqrt{S_o} \quad (7)$$

za  $S_o > 5,3$

## REZULTATI ISPITIVANJA

Eksperimentalni dio izvodio sam na uređaju za ispitivanje radikalnih kliznih ležaja (laboratorijski Lasel, Mašinski fakultet Ljubljana). Za analizu sam koristio:

- radikalni klizni ležaj sastavljen od posteljice izrađene od bronce P.CuSn14 sa kvalitetom obrade N7 i rukavca izrađenog od čelika Č.0645 sa kvalitetom obrade N6.

Dimenzije posteljice su prečnik  $D = 50,050$  [mm] i dužine  $b = 50$  [mm]. Prečnik rukavca  $d = 50$  [mm]

- zazor u ležištu  $z = 50$  [ $\mu\text{m}$ ]
- ulje EXTROL 20 WHD čija je dinamička viskoznost  $\eta = 33,72$  [mPa . s] pri temperaturi od 323 [K]
- Opterećenje ovakvog ležišta mijenjao sam u intervalu od 1 — 15 [kN]
- relativni zazor  $\psi = 10^{-3}$

Prema potrebi vršene su promjene  $\eta$  i  $\psi$ . Mijenjajući opterećenje u navedenom intervalu registrovao sam vrijednosti  $f$ ,  $t_1$  i  $t_2$  gdje su:

- $f$  — ugib gibanja čija je karakteristika  $k = 0,254 \cdot 10^5$  [N·m $^{-1}$ ] koji se nalazi na uređaju za ispitivanje [m]
- $t_1$  — ulazna temperatura ulja u ležištu u [K]
- $t_2$  — izlazna temperatura ulja iz ležišta u [K]

Neki od tih podataka dati su u tabelama 1 i 2 samo za pritisak  $p = 2,8$  [MPa].

Sam postupak sam sprovodio tri puta za svako opterećenje, a za dalju analizu uzimao sam srednje vrijednosti što je vidljivo u tabelama. Primjetno je da se temperatura ulja održala približno konstantno pa je i promjena viskoznosti ulja neznatna (tabela 3). Podaci dobiveni eksperimentalnim putem i primjenom određenih relacija kao i dijagrami dati su za pritisak  $p = 2,8$  [MPa],  $\lambda = 1$  i relativni zazor  $\psi = 10^{-3}$  zbog preobilnosti podataka. Međutim, indikativno je da svako generalisanje ne bi dovelo do željenih rezultata. Tabele 4 i 5 dobiju se na bazi već pomenu-tih podataka i relacija

$$S_o = \frac{p \psi^2}{\mu \omega} \quad (8)$$

gdje je:

$$c = 0,281 \cdot 10^{-5} \text{ [m . N}^{-1}\text{]} \text{ konstanta uređaja za ispitivanje}$$

$$F = \text{opterećenje u [N]}$$

Na slikama 2, 3, 4 uočljiva su određena područja. Područje gdje imamo minimalne debljine uljnog filma, male vrijednosti koeficijenta tečnog trenja a i priličnu stabilnost rada je područje ex. Područje bx nam ilustrativno pokazuje na kom broju obrtaja dolazi do gubljenja uljnog klinja a ax je područje teoretski stabilnog rada jednog radikalnog kliznog ležišta.

Područje ex je područje gdje su debljine uljnog filma manje nego u oblasti dx i gdje istina postoji dovoljna debljina uljnog filma, ali sa većom opasnosti prelaska u nestabilno područje.

Područje fx je područje mješovitog trenja.

Područje dx je područje stabilnog rada gdje imamo optimalnu debljinu uljnog filma i koeficijent tečnog trenja.

Prenesemo li sa dijagrama na slici 4 vrijednosti za  $S_o$  i  $\mu$  dobijemo tabelu 6.

Ukoliko bi zakonomjernost promjene koeficijenta tečnog trenja opisali izrazom

$$\mu = K \cdot \frac{\psi}{\sqrt{S_o}} \quad (9)$$

onda bi vrijednost koeficijenta  $K$  poprimila vrijednosti kao u tabeli 6.

Na bazi svih podataka koji su dobiveni prilikom ispitivanja ova vrijednost za koeficijent  $K$  bi iznosila  $K = 3,5$  što upoređujući sa drugim autorima je zadovoljavajuće.

TABELA 1. — Eksperimentalno utvrđene vrijednosti ugiba gibanja

p = 2,8 [MPa]			
$\omega$	f	f	f
[rad/s]	[ $\mu\text{m}$ ]		
	f <sub>1</sub>	f <sub>2</sub>	f <sub>3</sub>
	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]
7,33	60,9	61	61
11,52	37,4	37,3	37,4
13,61	35	35,1	34,9
14,13	34,2	34,3	34,2
14,66	33,5	33,4	33,4
15,18	34,2	34,3	34,2
15,7	34,8	34,9	34,7
17,8	35,4	35,5	35,3
23,03	39,3	39,4	39,3
29,32	43,3	43,2	43,3
36,65	53,1	53,2	53
41,88	56	56,1	56,1
			56,96

TABELA 2. — Ulazne i izlazne vrijednosti temperature ulja

p = 2,8 [MPa]							
$\omega$	t <sub>1</sub>		t̄ <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>		t̄ <sub>2</sub>	t̄
	[°K]	[K]	[K]	[K]	[K]	[K]	[K]
	t <sub>11</sub>	t <sub>12</sub>	t <sub>13</sub>	t <sub>21</sub>	t <sub>22</sub>	t <sub>23</sub>	
4,18	318	318	318	318	322,3	322,4	322,5 322,4 320,2
7,33	318	318,1	318,2	318,1	322,6	322,5	322,4 322,5 320,3
8,37	318	318,1	318,2	318,1	322	322	321,7 321,9 320
11,52	318,1	318,1	318,4	318,2	322,1	322,2	322,3 322,2 320,2
13,61	318,1	318,1	318,4	318,2	322	322	322 322 320,1
14,13	318,1	318,1	318,4	318,2	321,9	322	321,5 321,8 320
14,66	318,1	318,2	318,3	318,2	322,1	322,2	322,3 322,2 320,2
15,18	318,1	318,2	318,3	318,2	321,9	322	322,1 322 320,1
15,7	318,1	318,2	318,3	318,2	321,9	321,8	321,7 321,8 320
17,8	318,1	318,2	318,3	318,2	322,1	322,1	321,8 322 320,1
23,03	318,2	318,3	318,4	318,3	321,5	321,8	321,3 321,7 320
29,32	318,2	318,3	318,4	318,3	322	321,9	322,4 322,1 320,2
36,65	318,2	318,3	318,4	318,3	322,2	322,3	322,4 322,3 320,3
41,88	318,2	318,3	318,4	318,3	322	322,2	322,1 322,1 320,2
83,77	318,2	318,4	318,6	318,4	321,7	321,5	321,6 321,6 320
125,66	318,3	318,4	318,5	318,4	320,7	320,5	320,6 320,6 319,5
141,26	—	—	318,5	318,5	—	—	321,7 321,7 320,1
141,37	318,3	—	—	318,5	321,7	—	— 321,7 320
142,1	—	318,5	—	318,5	—	321,5	— 321,5 320
							320,08

TABELA 3. — Viskoznost ulja za različite pritiske odnosno opterećenja

p [MPa]	t [K]	$\gamma$ [Pa · s]
0,4	320,10	37,93
1,2	320,12	37,89
2,0	320,16	37,82
2,8	320,08	37,96
3,6	320,20	37,75
4,4	320,21	37,73
5,2	320,07	37,98
6,0	320,11	37,90

TABELA 4. — Koeficijent trenja za razne vrijednosti ugaone brzine

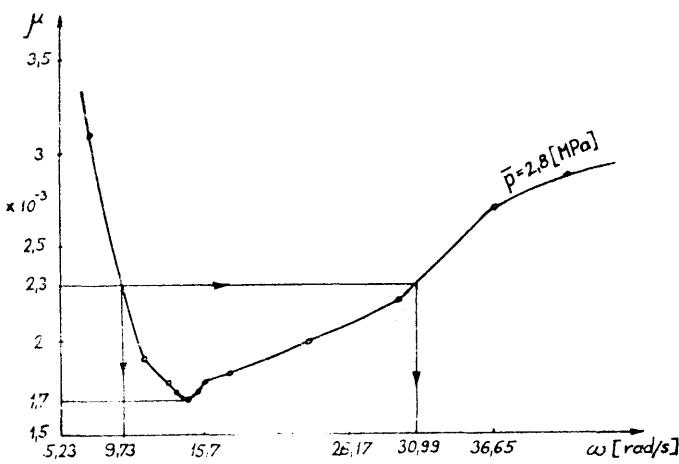
p = 2,8 [MPa]	
$\omega$	t
[rad/s]	$\times 10^{-3}$
7,33	3,1
11,52	1,9
13,61	1,78
14,13	1,74
14,66	1,7
15,18	1,74
15,7	1,77
17,8	1,8
23,03	2
29,32	2,2
36,65	2,7
41,88	2,85

TABELA 5. — Vrijednosti Sommer - feldovog broja za razne vrijednosti ugaone brzine

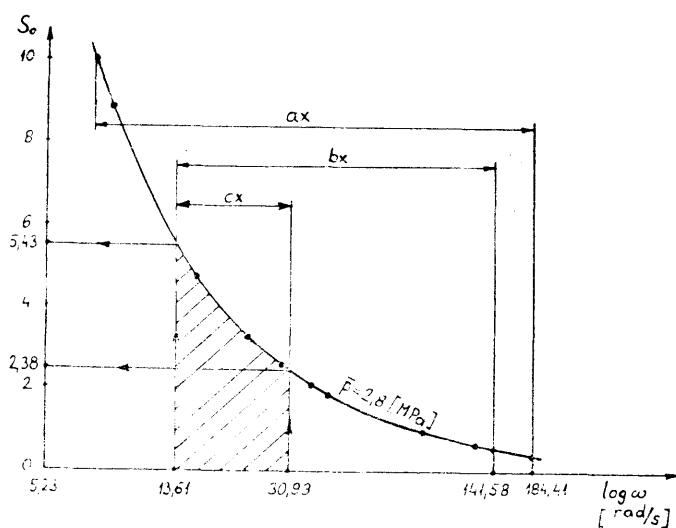
p = 2,8 [MPa]	
$\omega$ [rad/s]	S <sub>o</sub> [—]
4,18	17,6
7,37	10
8,37	8,8
13,61	5,43
14,13	5,23
14,66	5,04
15,18	4,87
15,7	4,7
17,8	4,15
23,03	3,21
29,32	2,52
36,65	2,62
41,88	1,76
83,77	0,86
125,66	0,59
141,58	0,52
184,41	0,4

TABELA 6. — Vrijednosti koeficijenta K

p = 2,8 [MPa]		
$\mu$	S <sub>o</sub>	K
$\times 10^{-3}$	[—]	[—]
2,3	2,3	3,43
2,2	2,56	3,52
2,1	2,9	3,58
2	3,28	3,62
1,9	3,7	3,65
1,8	4,22	3,7
1,7	5,04	3,82



Slika 2. — Promjena koeficijenta trenja sa naznakom ispitivanog područja

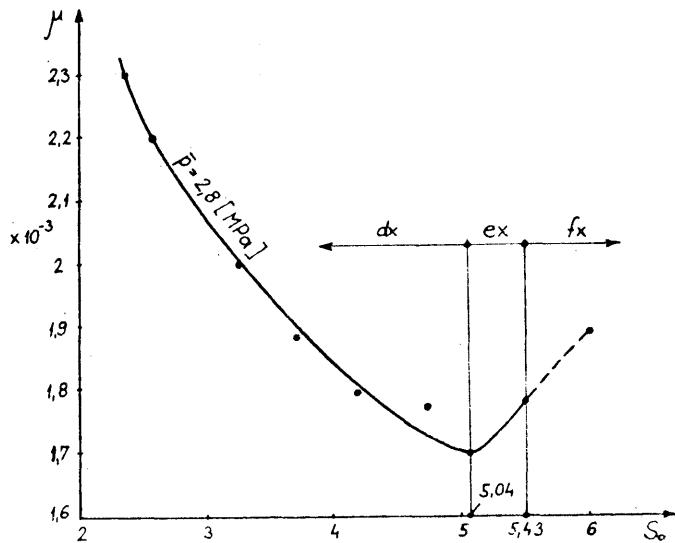


Slika 3. — Interesantna područja pri radu jednog radikalnog ležaja

#### ZAKLJUČAK

Obzirom na tribološka nastojanja, da između ostalog i kod kliznih ležišta imamo što manji disipativni karakter, u ovom radu je zato analizirano područje koje je blisko minimalnim vrijednostima koeficijenta tečnog trenja. Osim toga data su i uža područja i u pogledu vrijednosti bezdimenzionalne karakteristike  $S_0$ , opterećenja kliznih ležaja pa i u pogledu konstruktivnih karakteristika.

Na bazi svih prikupljenih podataka dobivenih eksperimentalnim putem može se primjetiti da se iznad vrijednosti opterećenja  $F \geq 13$  [kN] koeficijent  $K$  koji figuriše



Slika 4. — Razmatrana područja data u odnosu na  $S_0$

u izrazu za računanje koeficijenta tečnog trenja stabilizuje i da ta vrijednost iznosi  $K = 3.8$ .

Međutim, prosječna vrijednost koja je već navedena iznosi  $K = 3.5$ .

Treba na kraju istaći da pravi trend vrijednosti koeficijenta  $K$  za opterećenja iznad  $F \geq [kN]$  u ovom radu nije tretiran, ali bi se moglo na bazi prikupljenih podataka pouzdano tvrditi da ta vrijednost ne prelazi  $K = 4$ .

#### LITERATURA

- FRONIUS, S.: Antriebselemente. VEB Verlag. Technik Berlin, 1979.
- NEALE, M. J.: Tribology Handbook. London, 1973.
- MOORE, F. D.: Principles and Applications of Tribology. Pergamon. Oxford, 1978.
- VDI 2204, Gleitlagerberechnung

NEDŽAD REPČIĆ, dipl. ing. maš. asistent, Mašinski fakultet Sarajevo



Magistar tehničkih nauka. Rođen 31. VIII 1950. godine. Bavi se tribološkim problemima kod radikalnih kliznih ležišta na Katedri za mašinske konstrukcije na Mašinskom fakultetu u Sarajevu.

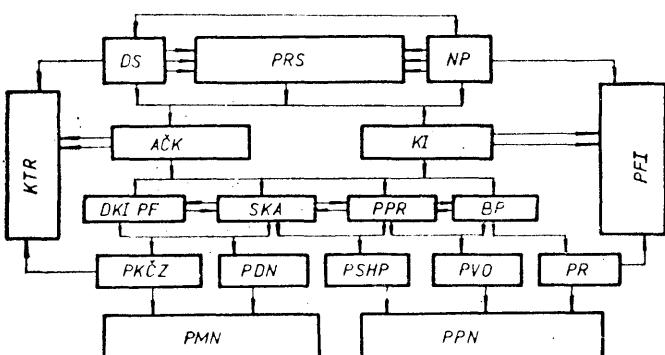
О. В. БЕРЕСТНЕВ, М. П. БИРЮКОВ

# Teorija i metode prognoziranja radne sposobnosti mehaničkih sistema

S ruskog preveo: dr Miodrag Lazić

Проблематика прогнозирања радне sposobности mehaničkih sistema, приказана у раду, заснована је на успостављању одговарајуће међузависности степена вибрације система, при динамичком дејству, и величине параметра хабања елемената система.

Osnova теорије прогнозирања се састоји у дефинисању и утврђивању одговарајућих чинjenica. Наime, динамиком система одреден је процес измене квалитета система са временом односно позданост. Теорија и пракса прогнозирања произилазе, са једне стране, из разматране амплитудно-фреквентног критеријума слуčajnog процеса осциловања при поznatom динамичком квалитету система и njеговом преносном односу (слика 1) и, са друге стране, критеријума хабања система при поznatoj вероватној слици оштећења и дефинисаним моментом достизања процесом допуštenog нивоа.



Sl. 1. — Структурна ѕема прогнозирања радне sposobnosti mehaničkih sistema

PRS — прогнозирање радне sposobности, DS — динамика система, NP — ниво оштећења, ACK — амплитудно-фреквентни критеријум, KI — критеријум хабања, DKI PF — динамички квалитет система и njегова преносна функција, SKA — спектрално-корелационија анализа, PPR — метод трансформисања густине расподеле, VP — вероватноћа pojave и расподеле „бација“ процеса, PKCZ — прогнозирање критичних фреквентних зона осциловања, PDN — прогнозирање величине и расподеле динамичких оптерећења, PSHP — прогнозирање статистичких карактеристика излазног параметра, PVO — прогнозирање вероватноће отkaza, PR — прогнозиране ресурса система, PMN — прогнозирана тренутна pouzdanost система, PPN — прогнозирана параметарска pouzdanost, KTR — конструктивно-технолошке препоруке, PFI — разрада програма forsiranih испитивања и dijagnostike.

Први део теорије сјединjava два метода, метода који чине njegovu основу (слике 2 i 3):

- метод испитивања динамичког квалитета самог система i
- спектрално-корелациони метод анализе слуčajног процеса осциловања, формираног елементима sistema ili спољашњим извором.

Sposobnost sistema ka nastanku вибрација, које одређују динамички квалитет система, мора се узети у обзир при пројектовању, а зависи од еластично-инерционалних параметара компонентних елемената. Динамички квалитет, у првом redu, se појављује при разматранju закономernosti преносења принудних осцилација дуž kinematske ſeme, осцилација nastalih van ili unutar kinematske ſeme (lanca). При томе очекивано повећање динамичког оптерећења излазних елемената зависи од преносних особина система, система као svojevrsnog filtra, као и zone uvećanja frekvence принудних осцилација при njenom približenju sopstvenoj frekvenci komponentnih elemenata.

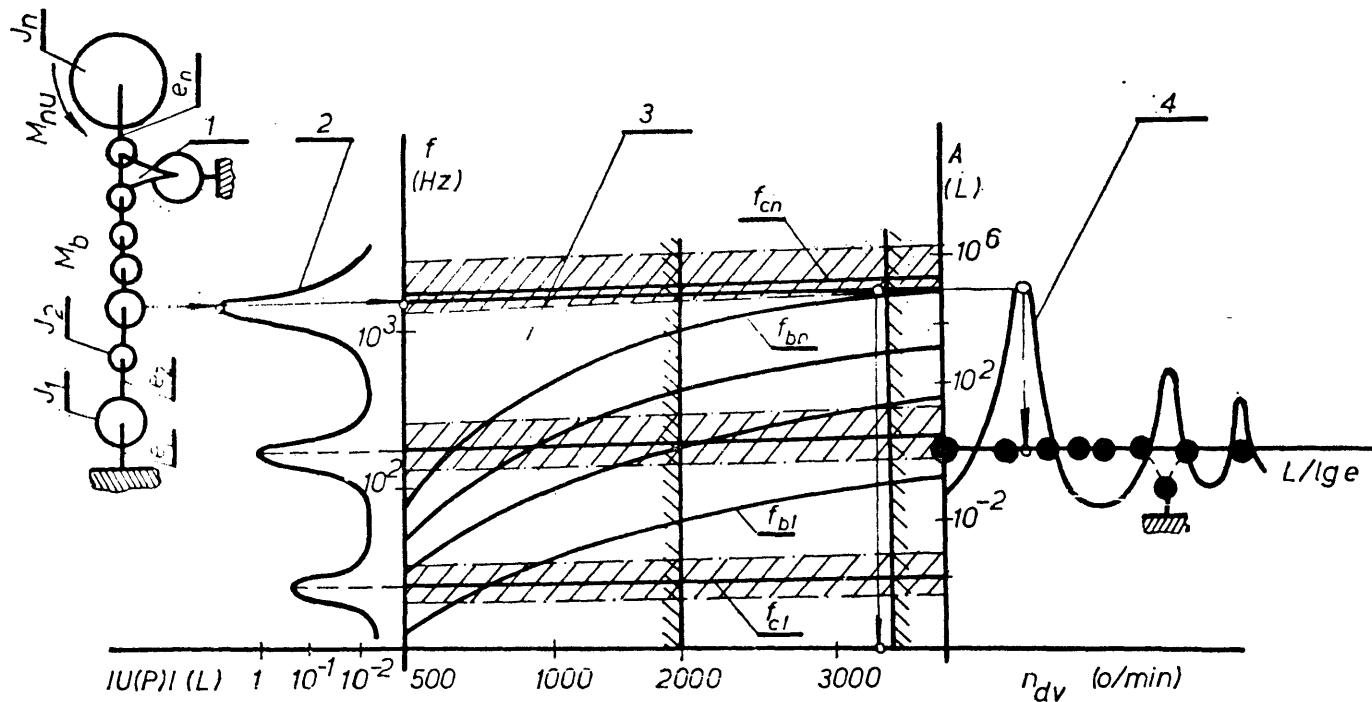
Veoma je jednostavno ukazati i прогноzirati delove sistema sa повишеном нивоом вибрација елемената [1, 2, 3], ако се истовремено разматра sposobnost система ка самоподбним осцилацијама i njegove преносне особине, а на основу динамичког модела меđusobne zavisnosti елемената система sa reaktivnim pomeranjem kliznih (kontaktnih) парова. Tačnost модела се може повећати при истовременоj analizi i испитивању закона raspodele amplitudnog sistema осцилација po елементима система i могућег степена njihovog повећања u zavisnosti od reakcije елемената na dejstvo nekoliko izvora истовремено.

На тој основи предлаže се kompleksni prilaz analitičkom прогнозирању критичних фреквентних зона u систему погонског uredaja, prilaz koji uključuje:

- proučavanje структурног сastava i međusobnog uticaja pojedinih структурnih delova kinematskog lanca na процес побудivanja slobodnih осцилација određenog oblika,
- modeliranje динамиčких особина система uz analizu reaktivnih pomeranja u kinematskim parovima, чime se obezbeđuje, veoma pouzдано, analiziranje komponenata spektra slobodnih осцилација,
- amplitudno-frekventnu analizu kompletног spektra slobodnih осцилација sistema i njegovo razlaganje po елементима који чине поменутi sistem,
- испитивање преносних особина система i ocena njegove reakcije pri истовременом оптерећењу od nekoliko izvora побude i
- прогнозирање зона ojačane динамике система на основу izučenog odnosa između frekvenci принудних i slobodnih осцилација, uz ocenu njihove појаве u eksploataciji.

Prema prikazanom redosledu izведен je, primenom elektronskog računara, proračun tipa frekvence slobodnih oscilacija sistema pogona, a na osnovu njegovog dinamičkog modela. Varirane su veličine elastično-inercijalnih parametara, a na bazi strukturnog sastava modela izvodi se razlaganje spektra frekvenci na komponente, koje odgovaraju elementima sistema. Dalje povećanje tačnosti parcijalnih frekvenci i elemenata, njima pobudjenih, postiže se analizom raspodele amplitudne oscilovanja po elementima kinematskog lanca i definisanjem njihovih maksimalnih vrednosti i zona na kojima je moguće pojačanje oscilovanja.

Kompletna slika raspodele frekvenci spektra slobodnih oscilacija, po elementima sistema, formira se pri proračunu i analizi ekstremnih vrednosti prenosnih funkcija, koje obezbeđuju ispitivanje dinamičkog stanja sistema po frekventnim zonama sa povećanim nivoom vibracija elemenata sistema. Oštro izražen lik prenosa funkcije (slika 2 kriva 2) se, obično, nalazi u uskoj oblasti frekvenci, i ukazuje na približavanje jednoj ili drugoj formi slobodnih oscilacija sistema, formi oscilacija dobijenoj na prvoj etapi računskog prognoziranja.



Sl. 2. — Računska šema prognoziranja radne sposobnosti sistema preko kriterijuma dinamičkog kvaliteta

1. dinamički model sistema,  
2. prenosa funkcija,

3. frekventni dijagram  
4. oblik slobodnih oscilacija

Računsko prognoziranje pojave kritičnih frekvencija zona sa ojačanom dinamikom sistema, na osnovnim delovima, izvodi se na bazi veličine frekventnog odnosa između frekvence prinudnih i slobodnih oscilacija. Prinudne frekvencije, pobude samog sistema, zavise od brzinske karakteristike motora i uslovljene su udarnim impulsima nastalim usled grešaka koraka u sprezanju zuba zupčanika, a takođe i usled periodične izmene parametara krutosti u zoni sprezanja pri obrazovanju talasa deformisanja i parametarskom oscilovanju.

Rezultati proračuna frekvence prinudnih oscilacija, na svim osnovnim delovima kinematskog lanca pogona, se prikazuju u vidu tablice i, zajedno sa frekvencama slobodnih oscilacija, prikazuju u vidu krivih na frekventnom dijagramu (slika 2 — kriva 3), a zatim izvodi uporedna analiza i prognoziranje kritičnih frekventnih zona.

Praktično usmerenje metoda se ogleda u tome što on dozvoljava, na stadijumu formiranja novog modela meha-

nizma, sagledavanje stepena savršenosti i optimalnosti po strukturi i dinamičkim osobinama, a, takođe, iznalaženje mera za njegovo dalje konstruktivno-tehnološko usavršavanje pri povećanoj radnoj sposobnosti.

Zadnja provera pojave kritičnih zona na osnovnim elementima sistema, na osnovu proučavanja spektra slučajnog procesa oscilovanja, nastalog unutar i van sistema, izvodi se spektralnim metodama (slika 3).

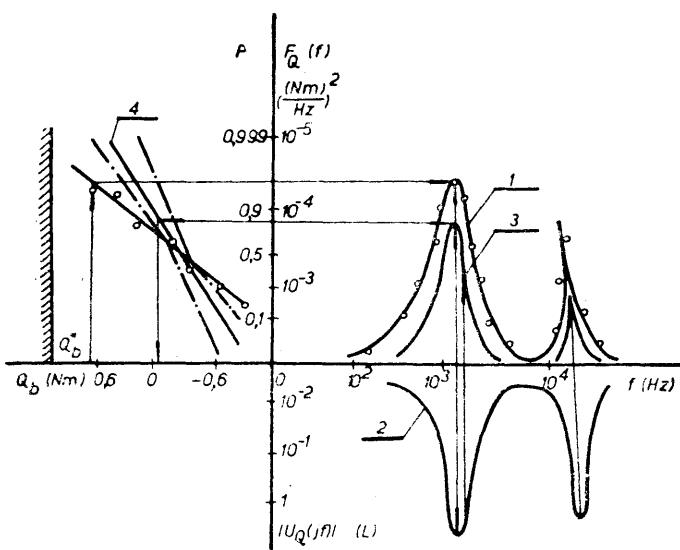
Prognoziranje zona maksimalnog dinamičkog opterećenja proizilazi iz pojave ekstremnih vrednosti spektralne gustine na izlaznom elementu sistema i njegove odgovarajuće, maksimalne, frekvence procesa oscilovanja. Proračun izlazne spektralne gustine (slika 3 — kriva 3) i prognoziranje dinamičkog stanja sistema uključuje:

- pojavu spektralne gustine amplituda ulaznog procesa opterećenja sistema, određenu maksimalnom frekvencom i odnosom prema frekvenciji spektralne gustine slobodnih oscilacija, dobijenoj prvostrukom metodom,
- utvrđivanje zakona izmene izlazne spektralne gustine na bazi analize prenosne funkcije sistema

ma i frekventnog sastava ulaznog procesa opterećenja (pojavu ekstremnih vrednosti i oblasti maksimalnih frekvenci njegovih komponenti),

- određivanje frekventnog odnosa dobijenih veličina maksimalnih frekvenci na krivoj spektralne gustine i frekvenci slobodnih oscilacija sistema uz formiranje zaključka o stepenu ojačane dinamike na njegovim osnovnim delovima,
- eksperimentalnu proveru pojave maksimalnih frekventnih zona preko zakona rasta izlazne spektralne gustine.

Spektralni metod dozvoljava, takođe, prognoziranje amplitudne komponente izlaznog procesa opterećenja sistema, sa određenom, očekivanom, verovatnoćom pojave amplitudne zadate vrednosti, a na bazi zavisnosti:



Sl. 3. — Računska šema prognoziranja trenutne pouzdanosti sistema spektralnim metodama

1. ulazna spektralna gustina
2. prenosna funkcija
3. izlazna spektralna gustina
4. funkcija raspodele amplituda

$$D_{Qb} = \sum_{f=0}^{f=f_n} / U_Q(jf)^2 F_Q(f) \Delta f, \quad (1)$$

u kojoj su:

- $f, \Delta f$  — frekvencija procesa i izabrani korak frekvencije,  
 $D_{Qb}$  — dispozicija opterećenja izlaznog elementa,  
 $/U_Q(jf)/$  — modul prenosne funkcije sistema i  
 $F_Q(f)$  — spektralna gustina procesa na »ulazu« sistema.

Prognoziranje verovatnoće pojave zadate amplitude procesa na izlaznom elementu sistema bazira na određivanju integralne funkcije primenom kvantala normalne raspodele. Jednačina krive na verovatnosnom papiru, krive koja karakteriše prognozu raspodele amplituda procesa na izlaznom elementu (pripremljivosti zakona normalne raspodele), ima linearni oblik (slika 3 — kriva 4):

$$Q_b = q_p S_{Qb} + m(Q_b), \quad (2)$$

gde je  $q_p$  — normirana slučajna veličina (kvantal):

$$q_p = \frac{Q_b - m(Q_b)}{S_{Qb}}, \quad (3)$$

dok su  $S_{Qb}$  i  $m(Q_b)$  — srednje kvadratno odstupanje i matematičko očekivanje amplitude izlaznog procesa:

$$S_{Qb} = \sqrt{D_{Qb}}. \quad (4)$$

Njeno formiranje je rezultat proračuna veličina  $S_{Qb}$  (saglasno jednačini 1), koja, u intervalu  $Q_b = [-3S_{Qb}, +3S_{Qb}]$ , predstavlja slučajno poređane, prognozirane, vrednosti opterećenja (naprezanja) izlaznog elementa od  $Q_{b\min}$  do  $Q_{b\max}$ . Pri tome svakoj vrednosti  $Q_b$  odgovara određena vrednost kvantala  $q_p$  (odgovara verovatnoća  $P$  pojave  $Q_b$  date veličine na izlaznom elementu).

Prognozirane veličine  $D_{Qb}$  i  $Q_b$  upoređuju se sa analognim značenjima, dobijenim na bazi izlazne korelace funkcije procesa, saglasno zavisnosti:

$$D^*Q_b = \alpha^2 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} R_n^2 \frac{1}{n!}, \quad (3)$$

u kojoj su  $\alpha$ ,  $R_n$  — koeficijenti, dobijeni razlaganjem korelace funkcije procesa na orto-normirani polinom Čebiševa — Ermita:

$$R_1 = S_Q \delta (S_Q \delta \sqrt{2})^b \Gamma \left( \frac{b}{2} + 1 \right),$$

$$R_2 = 2^{b+2} S_Q \delta \Gamma \left( \frac{b}{2} + 1 \right) (\sqrt{2} S_Q \delta^{-1}), \quad (4)$$

$$R_3 = 2^{b/2} S_Q \delta \Gamma \left( \frac{b}{2} + 1 \right) (2 = 3 S_Q \delta^{-1}),$$

$$\alpha = a / \sqrt{2\pi},$$

$S_Q \delta$  — bezdimenzionala vrednost srednjeg kvadratnog odstupanja opterećenja na izlaznom elementu:

$$S_Q \delta = S_Q / Q, \quad (5)$$

$Q$  — srednja veličina opterećenja ulaznog procesa,

$a, b$  — parametri funkcionalne zavisnosti:

$$Q_b = a Q^b, \quad (6)$$

$\Gamma(X)$  — tabelarna potpuna gama-funkcija i

$D^*Q_b$  — centralizovana vrednost disperzije izlaznog naprezanja.

Razmatranjem dobijene vrednosti disperzije  $D_{Qb}$  kao parametra zakona raspodele amplituda izlaznog procesa, dolazi se do prognozirajućeg proračuna i formiranja integralne krive raspodele amplituda (saglasno jednačini 2), kao i mogućnosti upoređenja sa podacima dobijenim na osnovu spektralnog metoda.

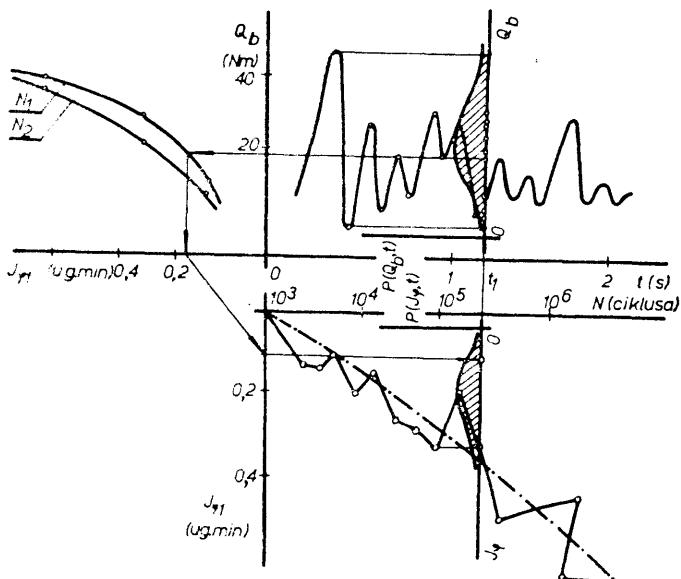
Završno razmatranje mogućnosti primene metoda u praksi moguće je upoređenjem i analizom dobijenih podataka sa opitnim podacima ispitivanja mehanizama u laboratorijskim uslovima.

Drugi funkcionalni deo teorije prognoziranja podrazumeva proučavanje verovatne slike pojave otkaza sistema na bazi momenta dostizanja dozvoljenog nivoa opterećenja (naprezanja) ili habanja sistema sa, istovremenim, pojačavanjem njegove dinamike. Ovaj deo objedinjuje dva različita metoda, koji čine njegov matematički aparat:

- metod pretvaranja gustine raspodele i
- metod ispitivanja »bacanja« amplituda procesa iznad dozvoljenog nivoa.

U osnovi prvog metoda leži princip formalnog pretvaranja parametara raspodele ulaznog međudejstva u izlazno, što predstavlja osnovu za teorijsku razradu principijelne šeme prognoziranja. U skladu sa naznakom metoda (prognoziranje stepena pohabanosti i naprezanja osnovnih elemenata sistema za posmatrani vremenski interval), metodski osnov njegove realizacije se sastoji iz sledećih etapa (slika 4):

- određivanje karaktera i parametara zakona raspodele ulaznih opterećenja (raspodele amplituda slučajnog ulaznog procesa opterećenja),
- utvrđivanje zakona gubitka radne sposobnosti sistema po stepenu oštećenja, a na bazi ispitivanja na modelima (analognim mehanizmima) ili rezultata laboratorijskih ispitivanja posmatranih mehaničkih sistema,
- određivanje postupka proračuna gustine raspodele izlaznog parametra sistema i prognoziranje njegovih srednjih vrednosti i stepena disperzije,
- prognoziranje očekivane verovatnoće pojave maksimalne vrednosti izlaznog parametra za kriterijum habanja sistema ili stepen naprezanja osnovnih elemenata.



Sl. 4. — Sema prognoziranja radne sposobnosti sistema metodom transformisanja gustine raspodele

Ako se kao »odziv« sistema, pri dugotrajnom međudejstvu naprezanja, javlja slučajni proces habanja (izlazni parametar) sistema, gustina raspodele parametara habanja je definisana relacijom:

$$p(J_h) = \frac{K^*_{J_h} J_h^{-m_u^*}}{\sqrt{2} \pi S_{Q_0}} \exp(-G) \Gamma\left(\frac{1}{1}, E_{max}\right), \quad (7)$$

u kojoj su:

$S_{Q_0}$  — srednje kvadratno odstupanje odnosa  $J_h/B_h$ ,

$J_h, B_h$  — linearno habanje i parametar koji definiše proces habanja u zavisnosti od stanja površina,

$m_u^*$  — transformisani izložilac krive habanja:

$$m_u^* = \frac{\alpha m_u}{2 + \alpha m_u}, \quad (8)$$

$\alpha$  — konstanta,

$K^*_{J_h}$  — parametar koji definiše intenzitet habanja:

$$K^*_{J_h} = (1 + 0,5 \alpha m_u)^{-1} \frac{1}{B_h} \quad (9)$$

$G$  — parametar raspodele vrednosti  $J_h/B_h$ :

$$G = \frac{(1+0,5\alpha m_u)^{-1}}{[(J_h/B_h) - (\bar{Q}_o)]^2} \frac{(1+0,5\alpha m_u)^{-1}}{2 S_{Q_0}^2}, \quad (10)$$

$\bar{Q}_o$  — srednja vrednost odnosa  $J_h/B_h$ :

$$\bar{Q}_o = m(J_h/B_h), \quad (11)$$

$\Gamma(1/2, E_{max})$  — nepotpuna gama-funkcija:

$$\frac{1}{2} \Gamma\left(\frac{1}{2}, E_{max}\right) = \frac{2}{2} \Gamma\left(\frac{1}{2}, 2 E_{max}, n + 2\right), \quad (12)$$

$P(2E_{max}, n+2)$  — tabelarno prikazana funkcija raspodele K. Pirsona,

$n$  — broj stepeni slobode

$\chi^2$  — raspodela.

Verovatnoća otkaza sistema, po kriterijumu habanja, ima oblik:

$$P(J_h) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \left( \frac{1}{2} \Gamma\left(\frac{1}{2}, G_{max}\right) \right), \quad (13)$$

dok su statističke karakteristike izlaznog parametra određene izrazom:

$$m(J_h) = \frac{B_h}{\sqrt{\pi}} = \left\{ B_1 \Gamma\left[\left(\frac{3+\alpha m_u}{2}\right), G_{max}\right] + \right. \\ \left. + \left(\bar{Q}_o\right)^2 \Gamma\left(\frac{1}{2}, G_{max}\right) \right\} \quad (14)$$

gde su:

$$B_1 = (\sqrt{2} S_{Q_0}); \quad \alpha_u = \frac{2}{2 + \alpha m_u}, \quad (15)$$

$$m(J_h^2) = \frac{B_h^2}{\sqrt{\pi}} \left\{ B_2 \Gamma\left[\left(\frac{3+\alpha m_u}{2}\right), G_{max}\right] + \right.$$

$$\left. + \left(\bar{Q}_o\right)^2 \Gamma\left(\frac{1}{2}, G_{max}\right) \right\} \quad (16)$$

$$B_2 = (\sqrt{2} S_{Q_0}). \quad (17)$$

Izraz za disperziju habanja formira se kao razlika veličine određene jednačinom 16 i kvadrata veličine m ( $J_{ii}$ ) određene jednačinom 14.

U osnovi drugog metoda leži verovatnoća pojave konkretnog stanja sistema u zavisnosti od stepena oštećenja pri razmatranju odgovarajućeg fizičkog procesa i modela slučajnog procesa opterećivanja. Pri tome verovatnoća pojave otkaza ima uzročnu vezu sa stepenom kvalitativne izmene sistema i može biti uslovljena:

- pojavom (i vremenom trajanja) ekstremnih vrednosti opterećenja, odnosno naprezanja koja prevažilaze dopušteni nivo u uslovima nestacionarnih naprezanja,
- nastankom i ponovnom pojavom momenata prevažilaženja izlazne slučajne funkcije naprezanja (ili habanja) dopuštenog nivoa na deju na kome je iscrpljen resurs radne sposobnosti sistema.

Verovatnoća dostizanja, procesom dopuštenog, nivoa  $Q^*$  zavisi od:

- razmatranog vremenskog intervala rada sistema  $T_i$
- stepena intenziteta ulaznog spoljašnjeg međudjstva.

Metodski proces računskog prognoziranja pouzdanosti sistema sastoji se u određivanju verovatnoće  $P_b (q > Q^*)$  dostizanja amplituda, procesom dopuštenog, nivoa  $Q^*$ :

$$P_b (q > Q^*) = \frac{T_f_0}{\psi (\nu)} \int_{Q_o^*}^{\infty} Q^{\nu-1} e^{-\frac{Q^2}{2}} dQ, \quad (18)$$

gde su:

$Q$  — parametar raspodele:

$$Q = \exp \left[ - \frac{(x^* - \bar{x})^2}{2 S_x^2} \right], \quad (19)$$

$Q_o^*$  — minimalna vrednost parametra raspodele:

$$Q_o^* = \exp \left[ - \frac{(x^* - \bar{x}_o)^2}{2 S_x^2} \right], \quad (20)$$

$x_o, S_x^2$  — donja granica (srednja vrednost) i disperzija procesa,

$\nu$  — parametar raspodele, koji predstavlja izložilac krive habanja elemenata mehaničkih sistema u zavisnosti od veličine i vremena dejstva opterećenja,

$\psi (\nu)$  — normirana konstanta raspodele:

$$\psi (\nu) = 2^{-\frac{\nu-2}{2}} \Gamma \left( \frac{\nu}{2} \right), \quad (21)$$

$f_o$  — frekvencija pika spektralne gustine procesa (Hz):

$$f_o = S_x / T, \quad (22)$$

Korišćenjem integrala verovatnoće K. Pirsona, jednačina (izraz) 8 dobija oblik:

$$P_b (q > Q^*/T) = T f_o P [(\bar{Q}_o^*)^2, \nu], \quad (23)$$

gde je  $P [(\bar{Q}_o^*)^2, \nu]$  — tabelisana funkcija raspodele K. Firsona.

Pri maloj vrednosti verovatnoće  $P_b (q > Q^*/T)$  eksploatacija sistema je dopuštena. Pri većim vrednostima prema podacima definisanim u radu 4  $P_b (q > Q^*/T) = 0,4$ , pak, izvodi se prognoziranje verovatnoće  $P_{db} (t_c \leq t_c^*/T)$  povećanja amplitude procesa za nivo  $X^*$ :

$$P_{db} (t_c \leq t_c^*/T) = \frac{T f_o \frac{t_c \nu-1}{\psi (\nu)} - \frac{t_c^2}{2}}{\int_{t_c^*}^{t_c} \exp \left( - \frac{t_c^2}{2} \right) dt_c}, \quad (24)$$

gde je  $t_c$  — parametar raspodele:

$$t_c = \exp \left[ - \frac{(X^* - \bar{x})^2}{2 S_x^2} \right] \left( \frac{\pi S_t}{2} \right)^{1/2}, \quad (25)$$

$t_c$  — vreme trajanja »bacanja« za nivo  $X^*$ , za koje se ne javlja otkaš sistema,  
 $t_c^*$  — dozvoljeno vreme trajanja i rada pri povećanoj amplitudi procesa  $X^*$ .

Primenom integrala verovatnoće na jednačinu 24, u vidu tabelirane funkcije, proizilazi:

$$P_{db} (t_c \leq t_c^*/T) = T f_o \left\{ \begin{array}{l} P [(\bar{Q}_o^*)^2, \nu] - P [(\bar{Q}_o^*)^2, \nu] \\ \dots \end{array} \right\}. \quad (26)$$

Na bazi proučavanja statističke zavisnosti presecanja dopuštenog nivoa naprezanja izlaznog elementa i njegove zavisnosti sa dobijenim vrednostima parametra habanja sistema, moguće je prognozirati vek trajanja sistema do izlaska iz eksploatacije.

Prognoziranje veka trajanja sistema proizilazi na bazi prikazane šeme i uočene mogućnosti pojave »bacanja« odnosno prevazilaženja naprezanja na delovima, na kojima se javlja gubitak radne sposobnosti. To dovodi do intenzivnog porasta habanja sistema. Za slučaj raspodele maksimalnih amplituda procesa naprezanja izlaznog elementa sistema po zakonu Relea, pri funkcionalnoj zavisnosti:

$$\dot{\varphi} = A \varphi (Q_b / Q_{min})^n \varphi, \quad (27)$$

dobija se vrednost ukupnog habanja:

$$J \varphi \Sigma =$$

$$\frac{2^n \varphi^{1/2} A \varphi A \varphi S \frac{n \varphi}{Q_b}}{Q_{min}^{n \varphi} \Gamma(1 - \frac{n \varphi}{2}) \{ P[(Q_{min}/S_{Qb})^2, 2-n \varphi] - P[(Q_{min}^*/S_{Qb})^2, 2-n \varphi] \}} \quad (28)$$

i pretpostavljeni (prognozirani) vek trajanja sistema, na bazi kriterijuma habanja, kao odnos:

$$T_p = J_p \Sigma / J_{p_1} . \quad (29)$$

U izrazu su:

$Q_{min}$ ,  $Q_{bo}$  — vrednost opterećenja nižeg nivoa,  
 $A_{\varphi, p}$  — parametri funkcionalne zavisnosti,  
 $a_{\varphi}$  — koeficijent kojim se uzima u obzir nivo oštećenja pri habanju  $a_{\varphi} = 0,5 - 1,0$  i  
 $J_{p_1}$  — vrednost habanja sistema u jedinici vremena (intenzitet pojave oštećenja).

Na taj način, predloženi prilaz rešavanja problematičke prognoziranja pouzdanosti sistema odražava suštinu postavljanog cilja u uslovima međusobnog dejstva niza pojava kao što su: spoljašnje opterećenje prikazano slučajnim procesom nastanka oscilovanja u sistemu (zavisno, u prvom redu, od elastično-inercionalnih osobina elemenata), opterećenja koje definiše stepen naprezanja izlaznih elemenata i opterećenja koje, sa vremenom, dovodi do pojave i raz-

vitka oštećenja u mikrozapreminama materijala elementa sa maksimalnim vrednostima u periodu gubitka radne sposobnosti i izlaska sistema iz eksploatacije.

## LITERATURA

- ЦИТОВИЧ И. С., БЕРЕСТНЕВ О. В., Пути повышения надежности машин. — Минск: Наука и техника, 1979, 86 с.
- БИРЮКОВ М. П. Динамика и прогнозирующий расчет механических систем. — Минск: Вышэйшая школа, 1980, 190 с.
- ЦИТОВИЧ И. С., БЕРЕСТНЕВ О. В., БИРЮКОВ М. П., Методические основы прогнозирующего расчета надежности и долговечности механических систем на примере зубчатых приводных механизмов машин. В сб. Основные вопросы теории и практики надежности. — Мн.: Наука и техника, 1982, с. 7—25.
- САНКАР, КСИСТРИС. Оценка вероятности разрушения конструкции при больших амплитудах вибрации с помощью теории выбросов. — В сб.: Труды американского общества инженеров-механиков, 1972, сер. В, № 1.

# PUT DO VISOKE PRODUKTIVNOSTI VODI I KROZ TRIBOLOGIJU

Podsetimo se: u ukupno utrošenom minulom radu, koji se odnosi na energiju, sredstva rada i sredstva za podmazivanje, otpada, po pravilu, oko 60 odsto.

U kojoj meri se koriste tribološka znanja u neposrednoj praksi za postizanje ukupne produktivnosti rada u metaloprerađivačkoj industriji?

U razvijenim industrijskim zemljama već godinama se ulažu znatna sredstva u tribološka istraživanja i ostvaruju programi primene naučnih saznanja iz ove oblasti za uvećanje produktivno-

sti rada, odnosno uvećanje koeficijenta ekonomičnosti proizvodnje.

Ovi programi nisu stvar samo naučno istraživačkih instituta i industrije, oni uživaju punu podršku i materijalnu pomoć vlada ovih zemalja.

Međutim, mogućnosti korišćenja triboloških znanja kod nas još uvek se ne koriste u potreboj meri. Da li se dovoljno zna da put do produktivnosti rada vodi i kroz stvaranje i prikupljanje triboloških znanja i kroz njihovu intenzivnu primenu?