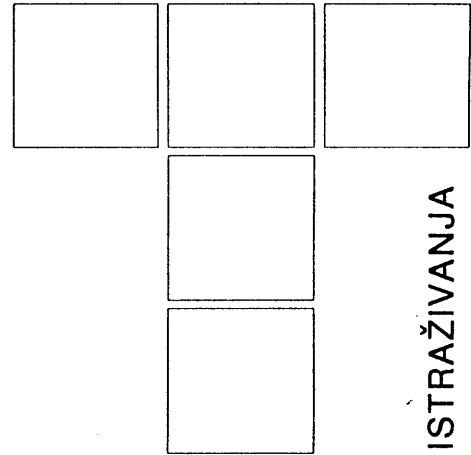


A. RAC

Hidrodinamički klizni ležaji - teorija i praksa



1. UVOD

U poznatoj knjizi o analizi i podmazivanju ležaja Šoa i Meka [1] zapisan je i sledeći pasus: ". Ležaj treba da apsorbuje što je moguće manje energije, da se što sporije haba tokom rada, da zauzima što manje prostora i da mu je cena što je moguća niža". Navedeni zahtevi napisani još 1949, godine aktuelni su i danas. Najvećim delom ove zahteve zadovoljavaju različite vrste hidrodinamičkih kliznih ležaja.

Ovi ležaji koriste se kod industrijskih i transportnih mašina niz godina na mestima gde se zahteva određena tačnost, brzina i moć nošenja. Definišu se kao ležaji sa potpunim podmazivanjem, što znači da su to ležaji kod kojih su spregnute površine u relativnom kretanju potpuno razdvojene kontinualnim slojem maziva. Pritisak u sloju maziva odnosno moć nošenja sloja nastaje kao posledica relativnog kretanja površina određene geometrije pri dovoljno velikoj brzini. Osnovne prednosti hidrodinamičkih kliznih ležaja su: visoka preciznost, širok opseg radnih brzina, malo habanje, velika moć nošenja i relativno veliki opseg dozvoljenih radnih temperatura.

Mada ovi ležaji imaju i svoje nedostatke, koji se pre svega odnose na cenu takvih ležaja i sistema za njihovo podmazivanje, oni spadaju u najviše i najšire primenjivanu vrstu od svih kliznih ležaja.

Hidrodinamički klizni ležaji variraju kako po veličini, tako i opterećenju koje nose i brzini pri kojoj rade. Na jednom kraju su ležaji instrumenata i satnih mehanizama, a na drugom ležaji turbinsko-generatorskih sistema sa prečnikom i preko 1000 mm, specifičnim opterećenjem od 3 do 7 MPa i ležaji valjačkih stanova sa opterećenjem i do 30 MPa. Između njih se nalaze ležaji motora SUS, pumpi, kompresora, mašina alatki i drugih mašina.

Po svojoj konstrukciji mogu biti veoma jednostavni od, na primer, otvora u delovima mašina izradjenih od sivog liva,

ali su obično znatno složeniji što zahteva određenu proceduru konstruisanja kako bi se obezbedile odgovarajuće radne i tribološke karakteristike i iskoristile sve prednosti ovih ležaja.

2. HIDRODINAMIČKA TEORIJA PODMAZIVANJA

Konstruisanje i proračun hidrodinamičkih kliznih ležaja, kako radijalnih tako i aksijalnih, može da se realizuje mnogo efikasnije ako se poznaju i razumeju osnovni principi koji definišu karakteristike ležaja ove vrste.

Medjutim, njihovo konstruisanje nije jednostavan posao za većinu inženjera. To je oblast koja zahteva iskustvo i posebna znanja, koja su velikim delom obuhvaćena hidrodinamičkom teorijom podmazivanja (HDP).

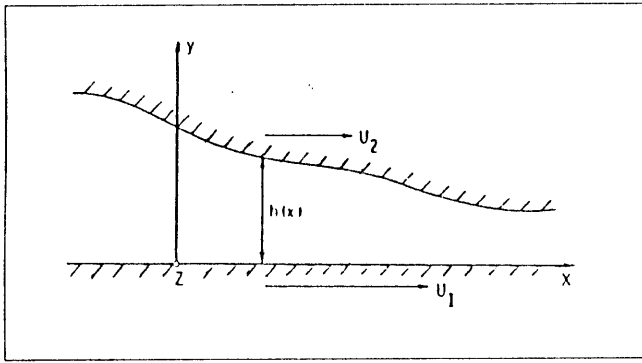
Principe HDP prvi je ustanovio Osborn Rejnolds 1886. godine. Njegova jednačina, koja se može naći u mnogim knjigama iz tribologije i teorija podmazivanja [2, 3, 4], predstavlja još uvek osnovu za sve proračune, bez obzira što se odnosi na idealne ležaje kod kojih su površine glatke, bez deformacija i termičkog širenja, a viskoznost maziva je stalna. Sa praktične strane najznačajniji Rejnoldsov zaključak je da se HDP može ostvariti ako površine u kretanju grade konvergentni (klinasti) zazor u smeru strujanja maziva, da je moć nošenja proporcionalna sa dinamičkom viskoznošću maziva i da raste sa porastom relativne brzine površina.

Opšta Rejnoldsova jednačina, koja povezuje pritisak p u sloju maziva sa debljinom h , viskoznošću η i brzinom pokretnih površina u_1 i u_2 (sl.1) ima oblik

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(u_1 - u_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6 \frac{\partial}{\partial x} (u_1 + u_2) + 12 \frac{dh}{dt} \quad (1)$$

Kod većine praktičnih rešenja može da se usvoji da su površine pokretnih delova krute, pa su brzine u_1 i u_2

Prof. dr Aleksandar Rac, dipl. ing.
Mašinski fakultet u Beogradu



Sl. 1. Brzina površina i koordinatni sistem
 Bearing surfaces and coordinate axes
 Скорости поверхностей и система координат

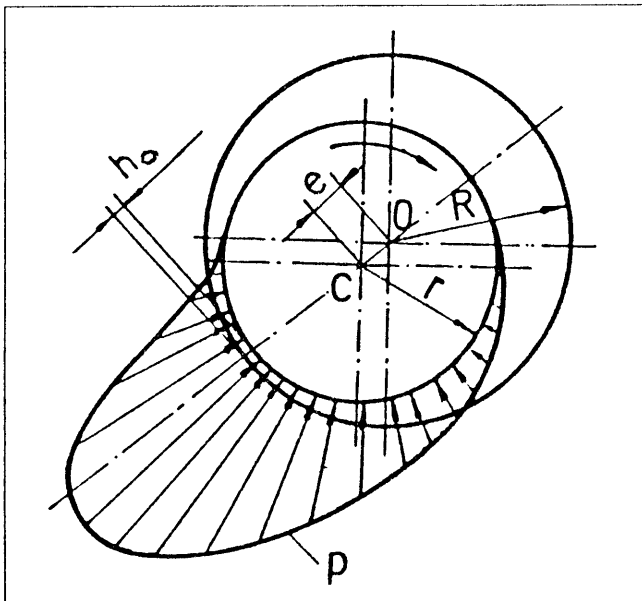
nezavisne od x tako da srednji član desne strane jednačine postaje nula. Ako se usvoji da je η viskoznost stalna veličina za određenu radnu temperaturu ležaja, onda se prethodna jednačina, primenjena na radijalne hidrodinamičke klizne ležaje, svodi na izraz

$$\frac{\partial}{\partial x} (h^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z} (h^3 \frac{\partial p}{\partial z}) = 6 \eta (u_1 + u_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{dh}{dt} \quad (2)$$

Prvi član na desnoj strani jednačine predstavlja izraz za tzv. "uljni klin", dok drugi obuhvata "istiskivanje ulja" nastalo kao posledica kretanja u y -pravcu.

Kod radijalnih hidrodinamičkih kliznih ležaja sa stacionarnim uslovima rada obično se rukavac obrće dok ležaj miruje (sl. 2), pa se prethodna jednačina može uprostiti na oblik

$$\frac{\partial}{\partial x} (h^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z} (h^3 \frac{\partial p}{\partial z}) = 6 \eta r \omega \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3)$$



Sl. 2. Geometrija ležaja i pritisak u sloju maziva kod radijalnog kliznog ležaja
 Bearing geometry and pressure distribution in journal bearing
 Геометрия подшипника и нагрузка в слое смазки у радиальног подшипника сколжения

gde je ω ugaona brzina rukavca, a r poluprečnik rukavca. Rešenja za klizne ležaje sa statičkim opterećenjem su uspešno razradjena i u literaturi se rezultati, pogodni za inženjersku praksu, prikazuju tabelarno i/ili dijagramski.

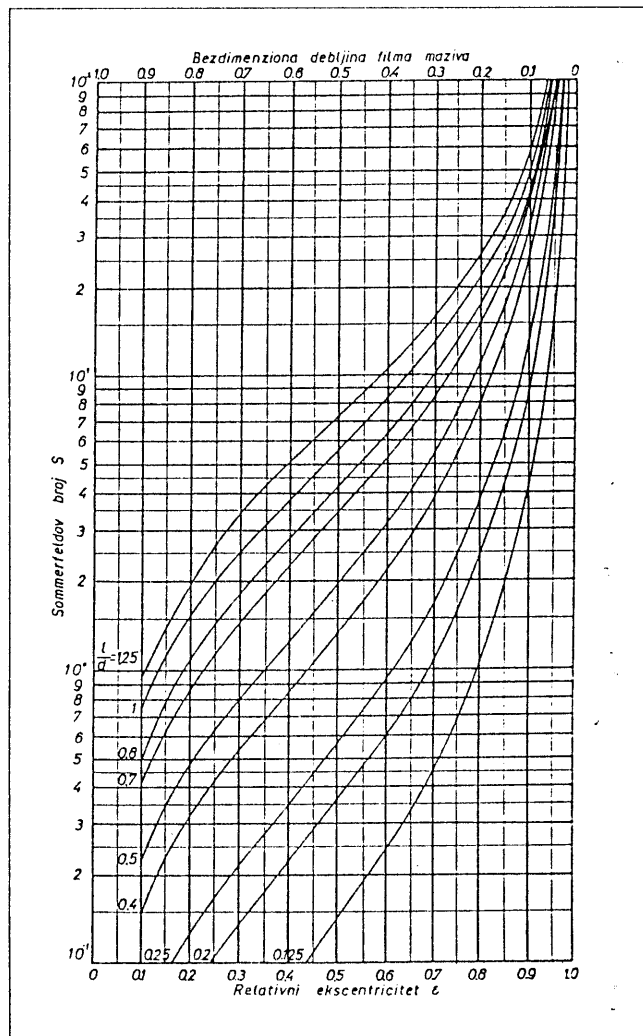
Pri tome se moć nošenja obično iskazuje preko Zommerfeldovog broja koji je definisan izrazom

$$S = \frac{p}{\eta n} \left(\frac{c}{r} \right)^2$$

gde je: p -specifično opterećenje ležaja,
 η -dinamička viskoznost naziva na radnoj temperaturi,
 n -učestanost obrtanja rukavca,
 c -radijalni zazor i
 r -poluprečnik rukavca.

Zavisnost ovako datog S -broja od relativnog ekscentriciteta, za različite odnose dužine prema prečniku ležaja, prikazana je na slici 3.

Medjutim, kod radijalnih ležaja pri nestacionarnim uslovima rada, odnosno dinamičkom opterećenju, kakvi su



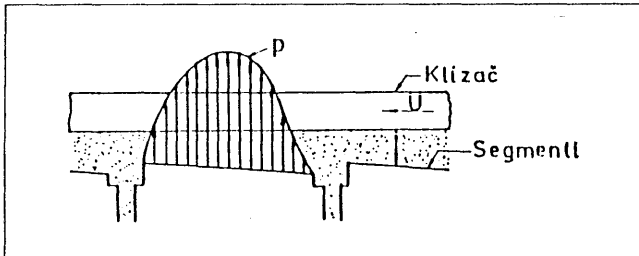
Sl. 3. Zavisnost S -broja od relativnog ekscentriciteta
 Relationship between Sommerfeld number and eccentricity ratio
 Зависимост S -номера оји ойносителног ойнклонения оји центра

ležaji klipnih mašina, mora da se analizira kompletna jednačina (2). Ovaj problem, zbog svoje složenosti, rešen je tek u zadnjih 30 godina [5, 6]. On se u suštini svodi na određivanje kretanja centra rukavca u zazoru ležaja, što omogućuje definisanje i debljine sloja maziva.

Kod aksijalnih hidrodinamičkih kliznih ležaja (sl. 4) najčešće se kreće samo klizač, dok segment miruje. To omogućuje da se opšta Reynoldsova jednačina svede na izraz

$$\frac{\partial}{\partial x} (h^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z} (h^3 \frac{\partial p}{\partial z}) = 6 \eta u \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4)$$

gde je u translatorna ili obimna brzina pokretne površine.



Sl. 4. Geometrija aksijalnog hidrodinamičkog kliznog ležaja
Slider bearing notation and film pressure
Геометрија аксијалног хидродинамичког
подинишника сколженија

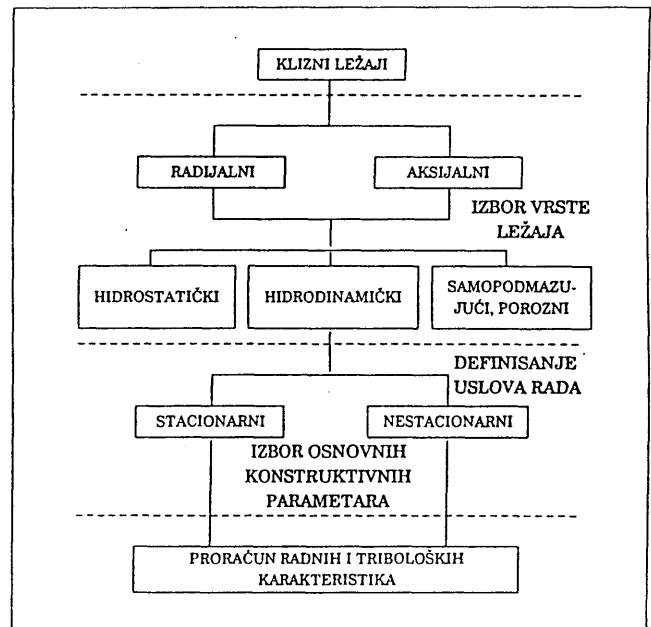
Rešavanjem navedenih jednačina za pojedine vrste hidrodinamičkih kliznih ležaja određuju se moć nošenja i debljina sloja maziva kao osnovne i najznačajnije veličine.

3. PRIMENA TEORIJE I PRAKSA REŠAVANJA PROBLEMA

U poredjenju sa mnogim drugim inženjersko-konstruktorskim poslovima, procedura konstruisanja i proračuna hidrodinamičkih kliznih ležaja je neobična po tome što se teorija ne može direktno da koristi za projektovanje ležaja, već samo da se utvrdi da li će izabrano rešenje moći da nosi zahtevano opterećenje pri određenim uslovima rada.

Razlog tome je što su teorija i praksa na određeni način suprotstavljene jedna drugoj. Teorija kaže da se najveća moć nošenja postiže sa beskonačno tankim slojem maziva, visoko viskoznom uljem i za ležaj sa mikroskopski malim zazorom. Praksa, s druge strane, ukazuje da hrapavost realnih površina, deformacije i neparalelnost površina čine neizbežan kontakt metal metal za tako malu debljinu sloja maziva i zazor [7]. Zbog toga se procedura konstruisanja realizuje kroz nekoliko faza (sl. 5) koje obuhvataju: izbor vrste hidrodinamičkog kliznog ležaja, definisanje konstruktivnih i radnih parametara i proračun triboloških karakteristika za izabrano rešenje.

Izbor vrste hidrodinamičkog kliznog ležaja zasniva se, danas, na sistemu znanja i u svetu se razvijaju ekspertni sistemi koji daju, na osnovu zadatih polaznih veličina, odgovore koja je vrsta ležaja najadekvatnija za datu namenu [8].



Sl. 5. Šematski prikaz procedure konstruisanja hidrodinamičkih kliznih ležaja
Design steps of hydrodynamic bearings
Схеме процедури конструирования гидравлического подшипника сколжения

Pri definisanju konstruktivnih i radnih parametara treba razlikovati dve grupe veličina. U prvu spadaju veličine koje su zadate ili ih bira konstruktor, kao što su:

- opterećenje,
- učestanost obrtanja,
- dimenzije ležaja,
- zazor,
- dimenzije kućišta,
- vrsta materijala,
- hrapavost površina ležaja i rukavca,
- vrsta maziva i
- viskoznost na standardnoj temperaturi.

U drugoj grupi su tzv. zavisne veličine koje konstruktor ne može direktno da kontroliše:

- moć nošenja,
- relativni ekscentricitet,
- najmanja debljina sloja maziva,
- dozvoljena najmanja debljina sloja maziva,
- efektivna viskoznost,
- koeficijent trenja,
- protok maziva i
- porast temperature usled trenja.

Za izbor veličina prve grupe, kao što su dimenzije ležaja, vrsta ulja, vrsta materijala itd. postoje preporuke [9], koje dovoljno jasno ukazuju na moguća rešenja. Tako, na primer, odnos l/d kod radijalnih ležaja je obično u granicama od 0.5 do 1.5, ređe i do 2. Za izbor veličine zazora ležaja, kao veoma važne veličine, u literaturi se navode različite preporuke. Najopštija je da se kod statički opterećenih ležaja uzima 1 mm po mm prečnika, a kod dinamički

opterećenih ležaja 0.7 mm po mm prečnika ležaja. Relativni zazor se obično kreće u granicama od 0.0003 do 0.005. Veće vrednosti se uzimaju za ležaje sa većom učestanošću obrtanja, manjim pritiskom, većim odnosom l/d i za tvrdje ležišne materijale.

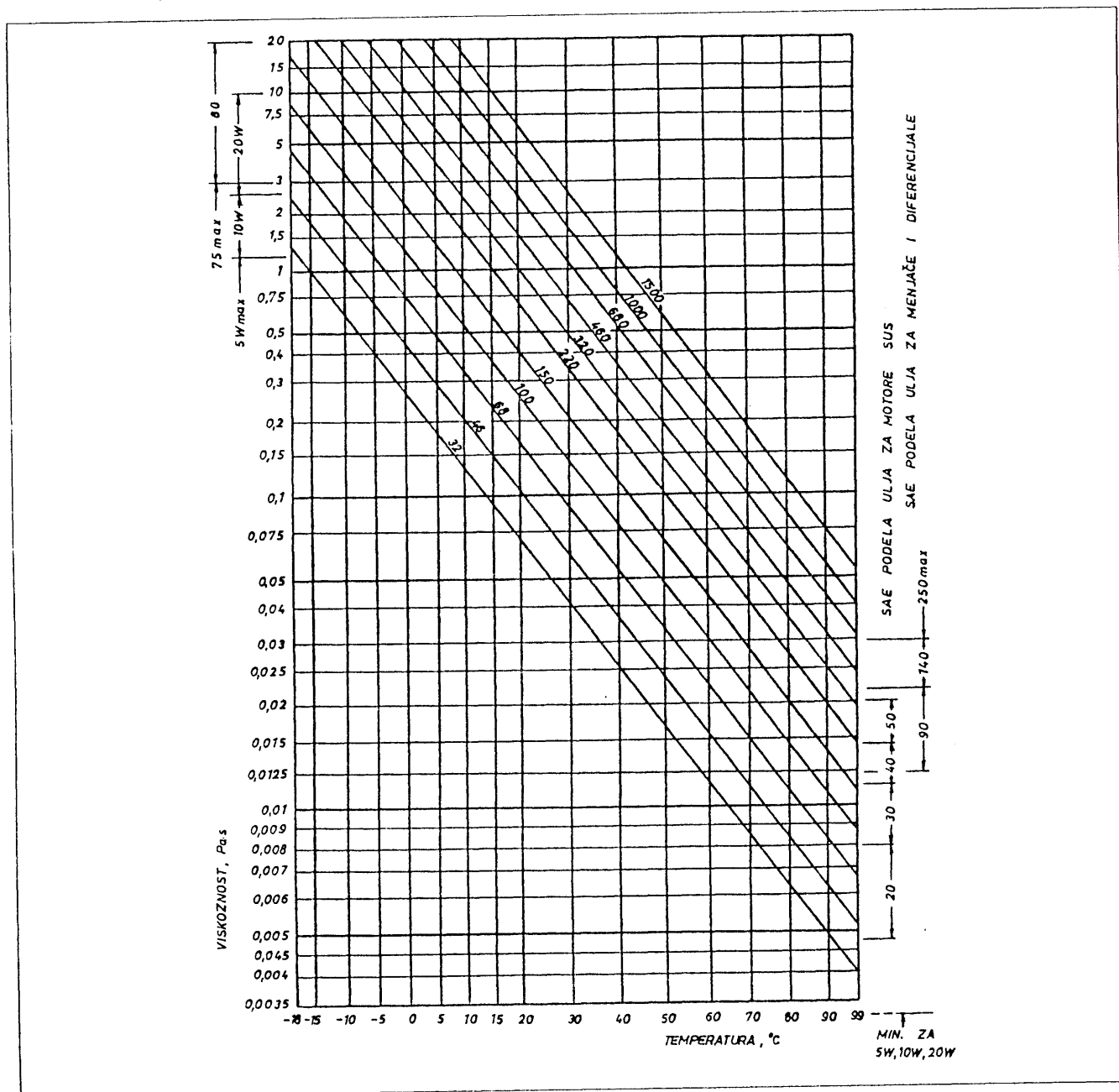
Najveće dozvoljene temperature zavise od materijala ležaja, maziva i sistema za podmazivanje. Za ležaje sa cirkulacionim sistemom podmazivanja najveća dozvoljena temperatura se kreće u granicama od 100 do 110 °C, dok kod ležaja sa uljnim kupatilom ona iznosi 90 °C. U praksi se temperature kreću obično u sledećim granicama:

- ▶ kod ležaja motora i mašina alatki 70 do 90 °C,
- ▶ kod ležaja zupčaničkih prenosnika, valjačkih stanova i turbinskih postrojenja 50 do 60 °C.

Izbor dozvoljenog specifičnog opterećenja i najveće radne temperature za različite materijale ležaja može se izvršiti na osnovu podataka datih u tablici 1.

Tablica 1. Dozvoljeno opterećenje i temperature

Vrsta materijala	Dozvoljeno spec. opterećenje N/mm ²	Najveća radna temperatura °C
Beli metali olovne osnove	5.5 - 8.5	130
Beli metali kalajne osnove	5.5 - 10.5	130
Bakar-olovo	10.5 - 14	150
Olovna bronza	20.5 - 27	170
Legure aluminijuma	17 - 35	170



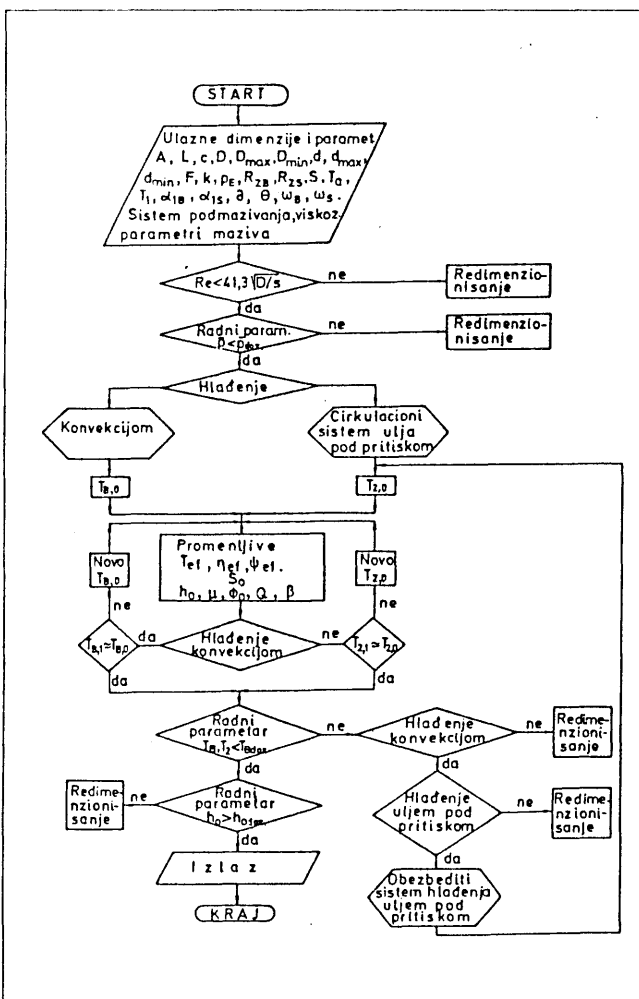
Sl. 6. Zavisnost viskoznost-temperatura
Viscosity-temperature relationship
Зависимостіь вязькосіть - тіемієраііуєра

Većina kliznih ležaja podmazuje se tečnim mazivima, pretežno mineralnim uljima (ležaji motora SUS, mašina alatki, turbinskih postrojenja, pumpi itd.). Najvažnija karakteristika ulja, koja ima uticaja na moć nošenja, gubitke usled trenja a time i na radnu temperaturu je viskoznost, pa je izbor veličine viskoznosti, pri hidrodinamičkom podmazivanju, od esencijalnog značaja. U praksi je obično poznata viskoznost na nekoj standardnoj temperaturi (40°, 100°C), dok radne temperature ležaja variraju. Da bi utvrdila veličina viskoznosti na radnoj temperaturi neophodno je poznavati promenu viskoznosti sa temperaturom. Na slici 6 date su te zavisnosti za visoko rafinisano mineralno ulje, a u skladu sa ISO podelom.

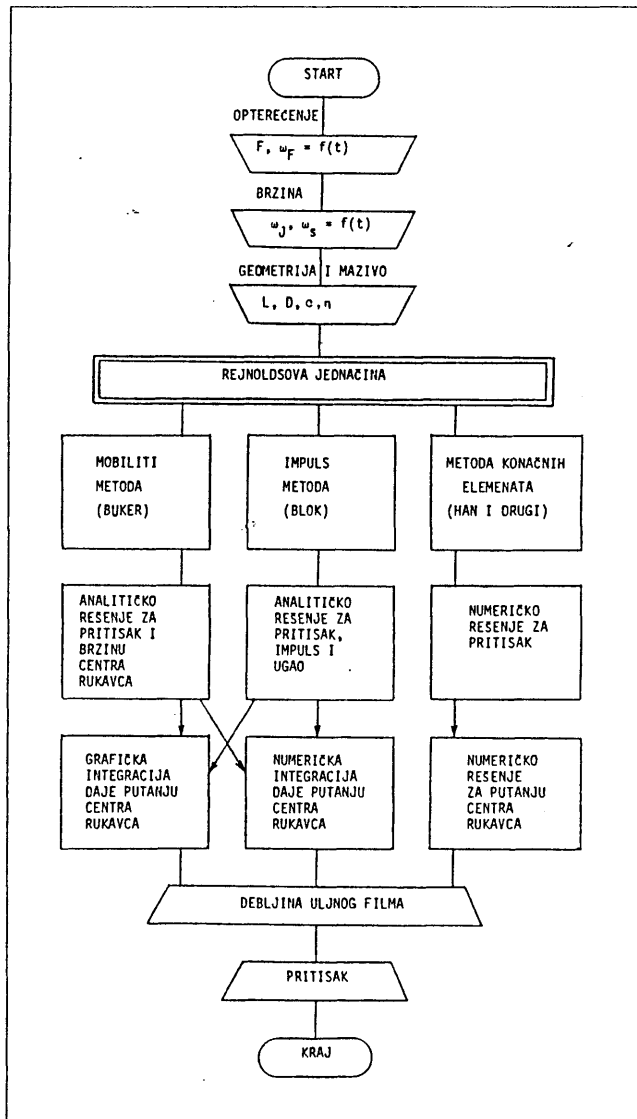
Veličine druge grupe predstavljaju tribološke karakteristike hidrodinamičkih kliznih ležaja i u praksi postoje ograničenja njihovih vrednosti. Pri konstruisanju ležaja prvi zahtev koji se mora zadovoljiti je da ležaj radi, za zadato opterećenje i učestanost obrtanja, sa adekvatnom debljinom sloja maziva i prihvatljivim porastom temperature. Zbog toga su proračuni usmereni na ocenu ovih

veličina, kao što to prikazuje blok šema na slici 7, data za radialne ležaje sa statičkim opterećenjem.

Ulaz predstavljaju veličine prve grupe koje su zadate ili izabrane. Tribološke karakteristike su promenljive koje se proračunavaju, a kao izlaz dobijaju se temperatura ležaja odnosno ulja (T_b , T_2) koja mora biti manja od T_{doz} i najmanja debljina sloja maziva h_0 koja mora biti veća od dozvoljene (h_{doz}).



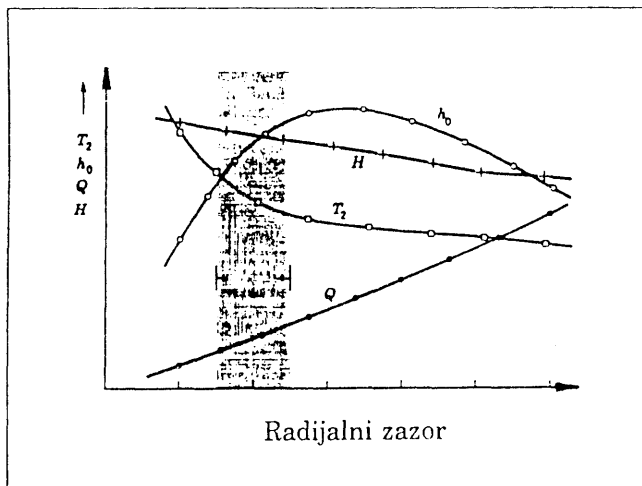
Sl. 7. Blok šema proračuna radialnih kliznih ležaja sa statičkim opterećenjem
Flow chart for calculation procedure of journal bearings under steady state conditions
Блок-схема расчёта радиальных подшипников скольжения под статической нагрузкой



Sl. 8. Metode proračuna dinamički opterećenih kliznih ležaja
Some design methods for journal bearing under dynamic loads
Методы расчёта динамических нагрузок подшипников скольжения

Pri proračunu hidrodinamičkih kliznih ležaja sa nestacionarnim uslovima rada postoji više prilaza od kojih su najčešće korišćeni prikazani šemom na slici 8.

Kada su proračunom dobijena zadovoljavajuća rešenja dalja poboljšanja konstrukcije se mogu realizovati. To znači optimizaciju rada ležaja odredjivanjem zavisnosti pojedinih karakteristika (sl.9) koje konstruktor može da izračuna.



Sl. 9. Zavisnost nekih performansnih karakteristika od veličine zazora [10]
Some performance characteristics of journal bearing as a function of radial clearance
Зависимость некоторых возможностных характеристик от величины зазора

4. ZAKLJUČAK

U oblasti hidrodinamičkih kliznih ležaja bilo je u poslednjih 30 godina mnogo istraživačkih radova koji su proširili znanja o ovom važnom mašinskom elementu. To omogućuje da se danas postižu konstrukcije visoke tačnosti i pouzdanosti. Za njihovo konstruisanje neophodna su teorijska znanja iz oblasti hidrodinamičke teorije podmazivanja, ali i iskustvo.

Proračuni i konstrukcije hidrodinamičkih kliznih ležaja sa statičkim opterećenjem su detaljno razradjeni u literaturi i mogu se relativno lako koristiti. Međutim, kod ležaja sa

opterećenjem koje se menja po veličini i smeru delovanja analiza je složena i zahteva diodatna i specifična znanja.

LITERATURA

- [1] M. C. SHOW, F. MACK, Analysis and Lubrication of Bearings, Mc Graw-Hill Book Co, 1949.
- [2] A. CAMERON, Basic Lubrication Theory, Longman, 1971.
- [3] A. Z. SZERI, ed., Tribology, Mc Graw-Hill Book Co., 1980.
- [4] J. HALLING, ed., Principles of Tribology, The Macmillan Press, London, 1978.
- [5] J. CAMPBELL, P. P. LOVE, F. A. MARTINI S. O. Rafique, Bearings for Reciprocating Machinery: A Review of the Present State of Theoretical, Experimental and Service Knowledge, Proc. Inst. Mech. Engrs. 182, Pt. 3A, 1967-68,
- [6] J. F. BOOKER, Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution, Trans. of the ASME, Journal of Basic Engineering, septem, 1965, 537-546.
- [7] R. J. WELSH, Plain Bearing Design Handbook, Butterworths, 1983.
- [8] W. B. ROWE, K. CHENG I D. IVES, A Knowledge-based System for the Selection of Fluid Film Journal Bearings, Trib. Int., 24, 5, 1991, 291-297.
- [9] M. J. NEALE, ed., Tribology handbook, Butterworths, 1973.
- [10] J. E. SHIGLEY, Mechanical Engineering Design, Mc Graw-Hill Kogakusha Ltd, 1972

* Rad je izložen na Trećoj jugoslovenskoj konferenciji o tribologiji YUTRIB'93, Kragijevac, 24.-25. juna 1993.god.

Hydrodynamic Bearings - Theory and Practice

Hydrodynamic bearings represent common and the most widely used type of sliding bearings.

Their commercial application in industrial and transport machines has been present for a number of years, whenever there are requirements for high accuracy, speed and load carrying capacity.

In order that the hydrodynamic sliding bearing operates satisfactorily, it is necessary to maintain the adequate oil film thickness and the oil temperature within the given boundaries. The evaluation of these characteristics is made on the basis of hydrodynamic theory of lubrication. However, apart from this theory, for the adequate designing of bearing the knowledge of the feature of bearing materials and lubricating oil, as well as experience is necessary.

The paper presents the scope and applications of the theory and procedure which is used in the design of hydrodynamic bearing.

Гидродинамический подшипник скольжения - теория и практика

Гидродинамический подшипник скольжения является наиболее используемым типом подшипников скольжения. Основой для его расчёта служит гидродинамическая теория смазывания. В настоящей работе изложен уровень развития этой теории и её применение в практике, как и процедура используемая при конструировании этого типа подшипников.