

PODMAZIVANJE LEŽAJA NADPUNJENIH DIZEL MOTORA

UVOD

Sve veći imperativ za štednjom tečnog goriva i za ekonomičnošću proizvodnje doveo je do naglog razvoja nadpunjenih dizel motora za vozila. Pored toga, postoji opšta tendencija podizanja nivoa temperature ulja zbog smanjenja trenja, a time i smanjenja utroška goriva (20). Viši toplotni i mehanički nivo opterećenja (5, 13, 12, 15, 14,17) međutim, doveo je do zahtjeva za intenzivnim hlađenjem klipova uljem, mazanjem ležaja TK agregata i potrebom za pojačanim hlađenjem ležaja motora (8, 14, 20). S druge strane, uslovi formiranja uljnog filma u ležajima (1, 2, 12, 13) zahtijevali su smanjenje radnog zazora (5, 13), što je opet uticalo na pad protoka ulja kroz ležaj (9, 10).

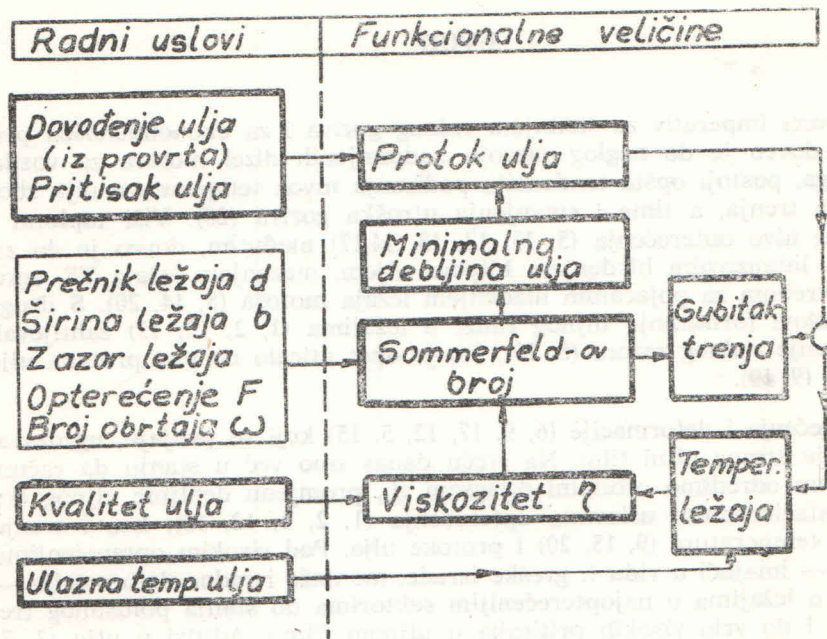
Opterećenja i deformacije (6, 9, 17, 12, 5, 15) koji se javljaju, ugrožavaju sa svoje strane uljni film. Na sreću danas smo već u stanju da računskim putem odredimo orbitalni dijagram tj., promjenu debljine uljnog filma u nestacionarnim uslovima opterećenja (1, 2, 4, 12, 13), kao i trenje (1, 9, 19), temperature (9, 15, 20) i protoke ulja. Pod visokim opterećenjima međutim — imajući u vidu i: greške izrade, montaže i radne deformacije — dolazimo u ležajima u najopterećenijim sektorima do stanja polusuhog trenja (5), a i do vrlo visokih pritisaka u uljnom filmu. Aditivi u ulju (3, 7, 18, 21) u takvim radnim uslovima mogu izazvati probleme (18, 22), s kojima smo se ranije vrlo rijetko sretali.

Iz nabrojanog slijedi da i ulje za mazanje mora pojačati svoju »mazivu funkciju« ali i bitno povećati »funkciju hlađenja«. O radnim uslovima ulja i o problematici uljnog sistema kod nadpunjenih vozilskih dizel motora, referiše ovaj prilog.

Radni uslovi ulja kod modernih nadpunjenih motora za privredna vozila

Ako se pogleda šema data na sl. 1, vidi se da su »radni sklop« ulje-ležaj povezani međusobno s više parametara, pri čemu promjena jednog od njih izaziva promjenu ostalih. Tako npr. promjena protoka ulja kroz ležaj izaziva promjenu temperature a ova debljine uljnog filma itd. Šemu na sl. 1 treba stalno imati u vidu kada se razmatra podmazivanje ležaja motora. Ona pokazuje dalje, da mnoge parametre sa sobom »nosi« ulje ali ni izdaleka nisu svi prikazani. Pod »kvalitetom ulja« u šemi kriju se mnogi od njih.

Kod nadpunjenih dizel motora za vozila došlo je do porasta mehaničkog a dijelom i toplotnog opterećenja ležaja, pri čemu su mehanička opterećenja rasla i do 80% za ranije iste proporcije (prečnik x širina). Što je prouzrokovalo ovakvo povećanje opterećenja?

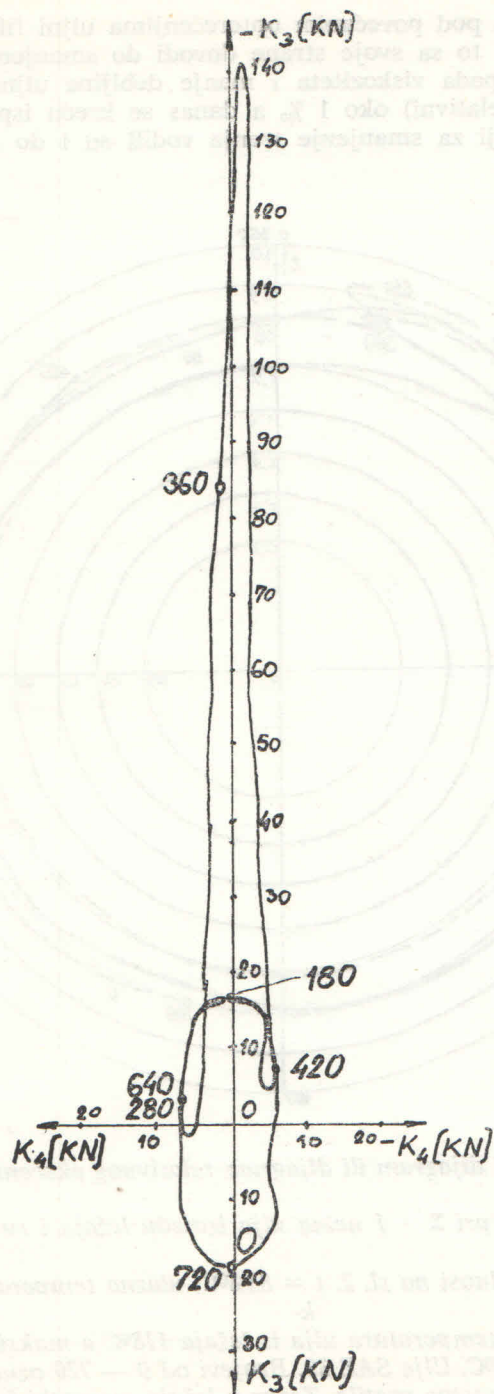


Sommerfeld-ov broj:

$$S = \frac{F \cdot \psi^2}{(b \cdot d) \cdot \eta \cdot \omega} \quad \psi = \frac{\text{zazor}}{d/2}$$

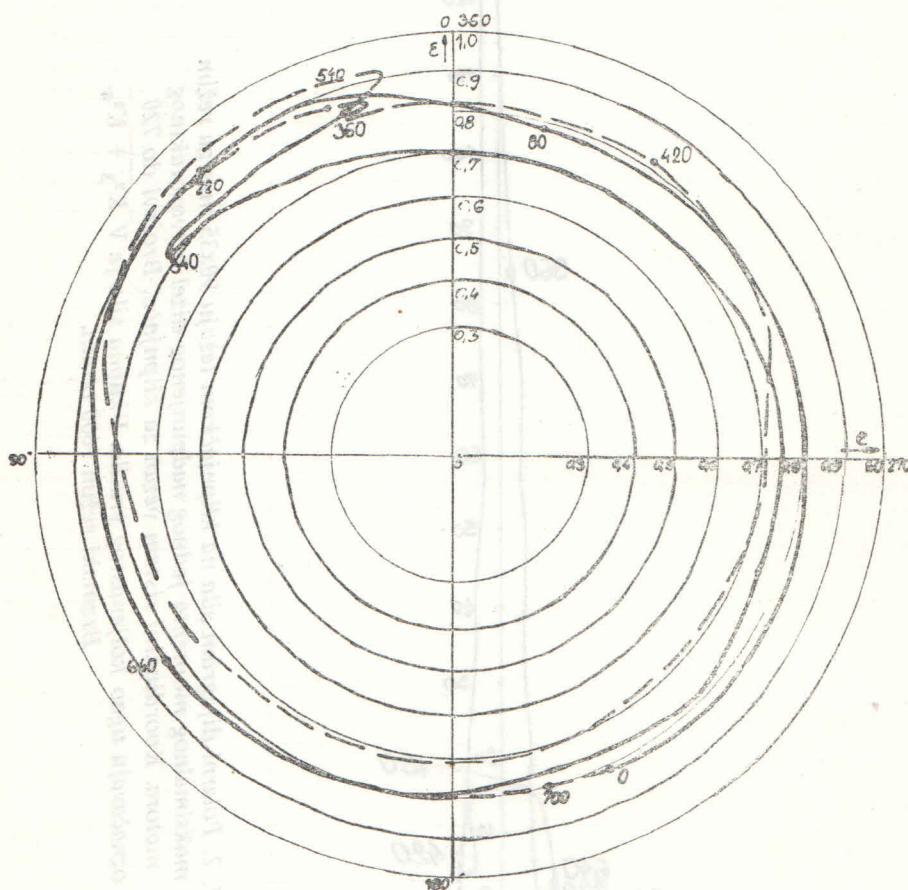
Sl. 1. Radni uslovi i funkcionalne veličine ulje-ležaj

Ako pogledamo polarni dijagram opterećenja takvog jednog motora za režim maksimalnog obrtnog momenta, sl. 2 i ako se uzme u obzir da su dimenzije ležaja $\phi 90 \times 35$ mm (klipnjački) slijedi jasno, da su srednji pritisci vrlo visoki. Rezultat takvog opterećenja je i orbitni dijagram pokazan na sl. 3. Iz sl. 3 se može uočiti, da postoji zona pod visokim opterećenjem (3700 KV) gdje je zazor između ležaja i rukavca oko 2 μ m. Ovo znači, da bi mogao da egzistira uljni film u tom sektoru morale bi hrapavosti, greške izrade, greške i deformacije montaže kao i deformacije uslijed opterećenja, da budu ispod te vrijednosti u pomenutom sektoru. Ovo je praktično nemoguće što dovodi do zaključka da u toj zoni vlada mješovito trenje.



Sl. 2. Polarni dijagram sila na klipnjačkom ležaju 90x35 mm za režim maksimalnog momenta jednog nadpunjenog dizel četvorotaktnog motora. Koordinatni sistem vezan za klipnjaču. Brojevi do 720 označavaju ugao koljenastog vratila. Ukupna sila je $V K_3 + K_4$. Brzinski režim 1600 o/min.

Da bi se održao pod povećanim opterećenjima uljni film, smanjivan je zazor u ležajima ali to sa svoje strane dovodi do smanjenja protoka ulja, rasta temperature, pada viskoziteta i manje debljine uljnog filma. Raniji zazori su iznosili (relativni) oko 1 % a danas se kreću ispod 1 sve do 0,6 %. Paralelni pokušaji za smanjenje trenja vodili su i do želje za smanje-



Sl. 3. Orbitni dijagram ili dijagram relativnog ekscentriciteta

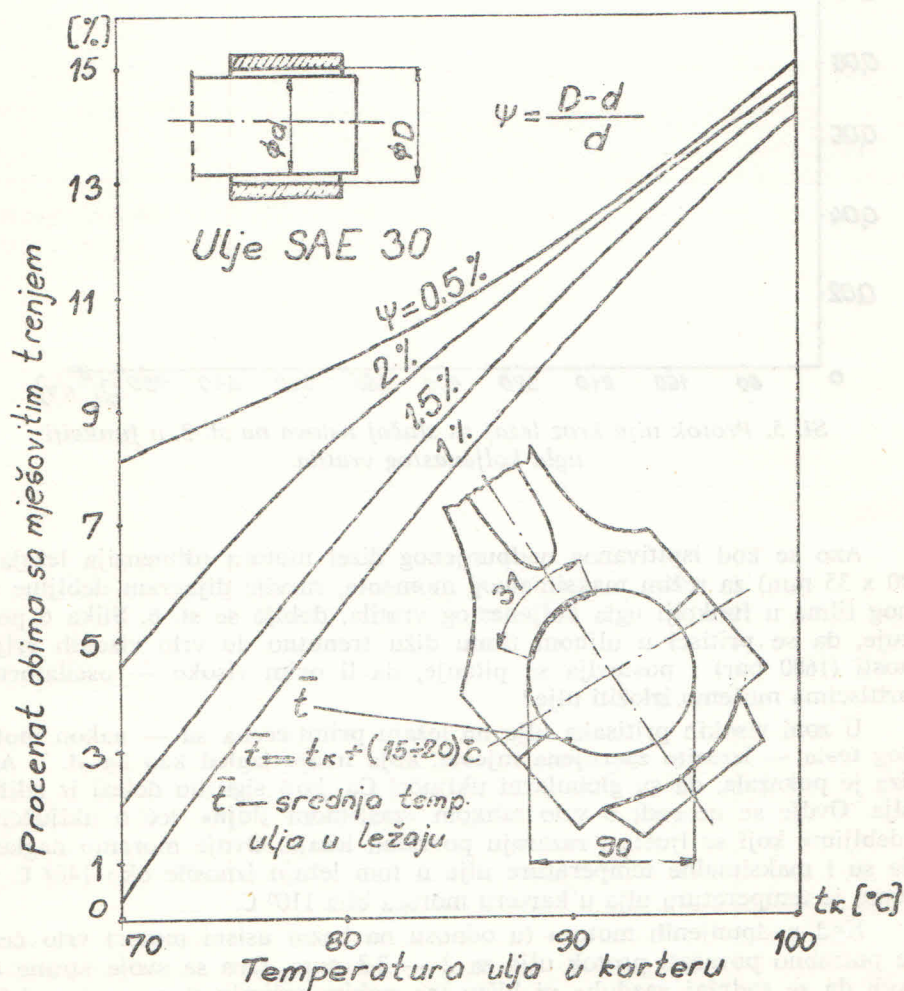
$$\Sigma = \frac{e}{R-r} \quad (\text{pri } \Sigma = 1 \text{ nema ulja između ležaja i rukavca}).$$

Dijagram se odnosi na sl. 2. $t = 83,8^{\circ}\text{C}$, ulazna temperatura ulja k

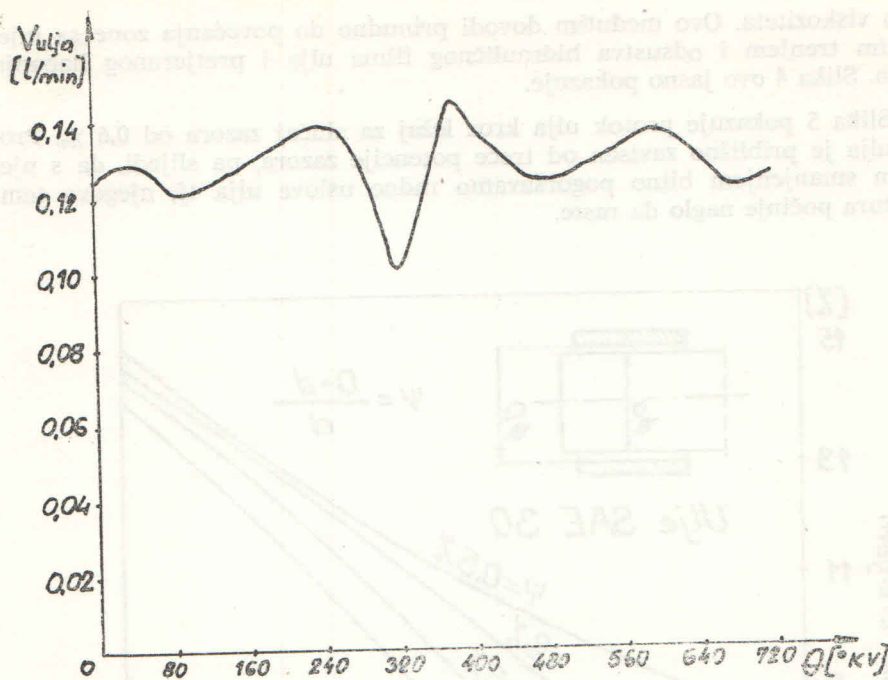
101°C , izlazna temperatura ulja iz ležaja 118°C a maksimalna u sloju ulja 124°C . Ulje SAE 30. Brojevi od 0 — 720 označavaju ugaon koljenastog vratila. Zazor u ležaju teoretski 54 μm .

njem viskoziteta. Ovo međutim dovodi prinudno do povećanja zone sa mješovitim trenjem i odsustva hidrauličnog filma ulja i pretjeranog habanja ležaja. Slika 4 ovo jasno pokazuje.

Slika 5 pokazuje protok ulja kroz ležaj za slučaj zazora od 0,6 ‰. Protok ulja je približno zavisan od treće potencije zazora, pa slijedi, da s njegovim smanjenjem bitno pogoršavamo radne uslove ulja tj, njegova temperatura počinje naglo da raste.



Sl. 4. Porast zone s mješovitim trenjem u funkciji temperature ulja u karteru motora. Relativni zazor Ψ kao parametar. Podaci se odnose na sl. 2.



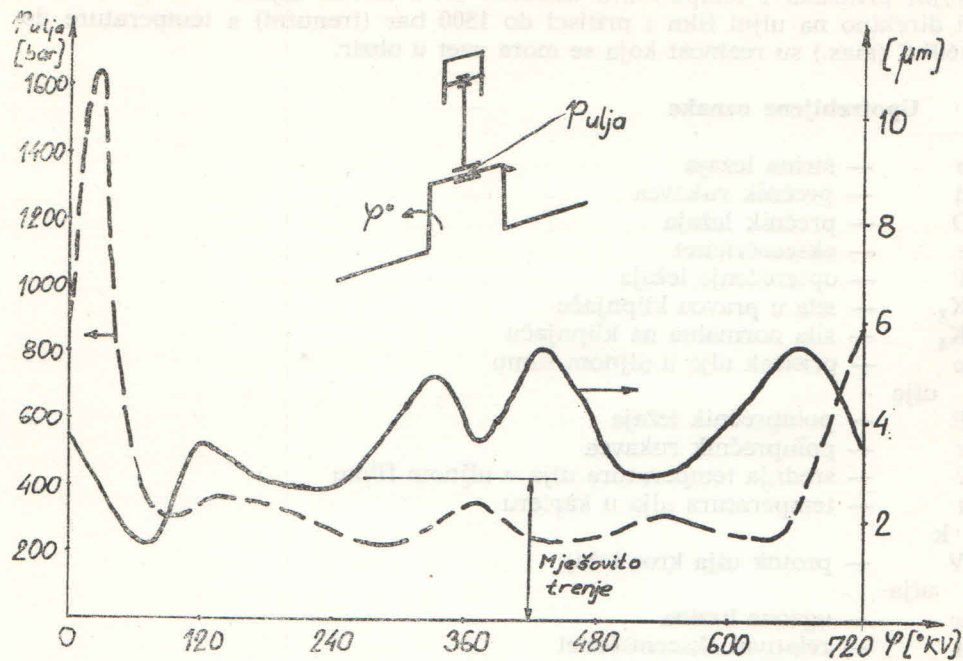
Sl. 5. Protok ulja kroz ležaj za slučaj uslova na sl. 2. u funkciji ugla koljenastog vratila.

Ako se kod ispitivanog nadpunjenog dizel motora (dimenzija ležaja ϕ 90 x 35 mm) za režim maksimalnog momenta, razvije dijagram debljine uljnog filma u funkciji ugla koljenastog vratila, dobije se sl. 6. Slika 6 pokazuje, da se pritisci u uljnom filmu dižu trenutno do vrlo visokih vrijednosti (1600 bar) i postavlja se pitanje, da li ovim visoko — oscilatornim pritiscima možemo izložiti ulje?

U zoni visokih pritisaka ulja na ležaju primijećena su — nakon motornog testa — izrazito zacrnjena mjesta, koja imaju izgled kao na sl. 7. Analiza je pokazala, da su globularni uključci Ca, koji sigurno dolazi iz aditiva ulja. Ovdje se ne radi o vrlo tankom »zaštitnom sloju« već o uključcima »debljim« koji se ljušte i razaraju površinu ležaja. Ovdje moramo naglasiti da su i maksimalne temperature ulje u tom ležaju iznosile oko 140° C pri čemu je temperatura ulja u karteru motora bila 110° C.

Kod nadpunjenih motora (u odnosu na bazni usisni motor) vrlo često je potrebno povećati protok ulja za 2 — 2,3 puta. Ovo sa svoje strane dovodi da se sadržaj vazduha ni blizu (na nekim režimima) ne može održati ispod 6% u ulju a to nosi i drugu klasu problema. Probleme, koji su veznani i sa velikim brojem cirkulacija u jedinici vremena.

Nadpunjeni motori imaju manji relativni zazor ležaja ali tanje debljine galvanskog zaštitnog sloja. Ovo sa svoje strane posavlja izuzetno visoke za-



Sl. 6. Razvijeni dijagram pritiska u uljnom filmu i debljina uljnog filma u funkciji ugla koljenastog vratila

htjeve za finoćom filtracije ulja. Danas računamo da otprilike maksimalna nečistoća u ulju ne bude veća od polovine debljine galvanskog sloja, ovo znači — 6 μm.

ZAKLJUČNA DISKUSIJA

U kratkom pregledu date su činjenice u pogledu radnih uslova ulja kod nadpunjenih dizel motora za privredna vozila. Ovi motori su uveliko inicirali i pojavu SHPD ulja na evropskom tržištu.

Ulja za nadpunjene dizel vozilske motore imaju veliku potrebu za nepromjenjivim viskozitetom tj., za izuzetno dobrim indeksom viskoziteta. Upravo začuđuje činjenica da niz mjerenja (kod pomenutih motora) temperature ulja u uljnom filmu pokazuju vrijednosti i od 170° C. Ranije smo se plašili i vrijednosti preko 120° C. Ako se sada viskozitet, u radnom području motora, mijenja sedam puta, postavlja se pitanje kako održati razumnu debljinu uljnog filma? Što manja zavisnost viskoziteta od temperature je jedan od osnovnih zahtjeva za ulje nadpunjenih dizel motora.

Napomenimo, da kod manje opterećenih ležaja ovo nije nađeno (za slične radne uslove i istu kvalitetu ulja). Postavlja se normalno pitanje do

kojih pritisaka i temperatura možemo ići s našim uljima? Ovdje se misli direktno na uljni film i pritisci do 1500 bar (trenutni) a temperature do 1600 C (max.) su realnost koja se mora uzet u obzir.

Upotrebljene oznake

b	—	širina ležaja
d	—	prečnik rukavca
D	—	prečnik ležaja
e	—	ekscentricitet
F	—	opterećenje ležaja
K_3	—	sila u pravcu klipnjače
K_4	—	sila normalna na klipnjaču
p	—	pritisak ulja u uljnom filmu
ulja		
R	—	poluprečnik ležaja
r	—	poluprečnik rukavca
t	—	srednja temperatura ulja u uljnom filmu
t	—	temperatura ulja u karteru
k		
V	—	protok ulja kroz ležaj
ulja		
ω	—	ugaona brzina
ε	—	relativni ekscentricitet
θ	—	ugao koljenastog vratila
η	—	viskozitet ulja
Ψ	—	relativni zazor

PROBLEMS OF BEARING LUBRICATION IN TURBOCHARGED IC ENGINES

ABSTRACT

In their efforts to develop more power from smaller packages and to save the liquid fuels, internal combustion engines producers are steadily increasing loads on the engine bearings. Thus, not only the bearings are subjected to higher mechanical and thermal loads but also lub oils.

This paper discusses very important parameters, such as: minimum oil film thickness, maximum oil temperature and peak oil film pressure related to turbocharged IC engines. The selection of some examples clearly show very hard oil operation conditions in modern vehicular IC engines.

PROBLEMATIKA PODMAZIVANJA LEŽAJA NADPUNJENIH DIZEL MOTORA

REZIME

U svom nastojanju da dobiju više snage od manjih jedinica i da uštede na tečnom gorivu, proizvođači motora stalno povećavaju opterećenje ležaja. Međutim nisu sada samo ležaji izloženi višim mehaničkim i termičkim opterećenjima već također i ulje za podmazivanje.

U ovom referatu se diskutuju vrlo važni parametri, kao što su: minimalna debljina uljnog filma, maksimalna temperatura ulja i maksimalni pritisak u uljnom filmu. Izabrani primjeri jasno pokazuju vrlo teške radne uslove ulja kod modernih vozilskih dizel motora.

LITURATURA

1. Lang, Steinhilper »Gleitlager«, Konstruktionsbücher Bd. 31, Springer Verlag Berlin, Heidel. 1978.
2. Groth K. Konstruktion 26 (1974) s. 165 — 170
3. Charles R. Lubrication Engineering 23 (1967) 3, s. 101 — 106
4. Wada S., Hayashi H. Bulletin of the JSME, Vol 17, No 77, 1971
5. Kaiser W. MTZ 42 (1981) 3
6. Möhlenkamp H. MTZ 16 (1975) 7/8
7. Fuhrmann, And., Haz., Glov. UNITI, 1981, Hohenheim »Super high performance diesel engine oil«
8. Bartz W. MTZ 16 (1975) 9
9. Roemer E. VDI — Zeitschrift Bd. 103 (1961) Nr 17, Nr 18
10. Martin F. Glacier, Bearing desing memor. No 48
11. Kanitz H. MTZ 29 (1968) 9
12. Grobuschek F. Z. Maschinenmarkt, 71 Jahrgang, Nr 90, 1965.
13. Davis F. Automative Engineer, August/Sept 1981, s. 31 — 38
14. Brosinsky J. Rheinstahl — Technik 2/1968, s. 45 — 50 12B., 3T., 1Qu.
15. Warner J. The Glacier Met. Co., Pub., 364
16. Roemer E. MTZ 38 (1977) 9
17. Černež, Dobovišek, Filipović, Lasić »Problematika uljnog sistema« Izv. XII, VTS Maribor, 26. 02. 1982.
18. Gaukler K. H., Möllenstedt G., Stöhr P. MTZ 38 (1977) 1
19. Kochanowski H. A. Doktorska disertacija Fak. für Maschinenwesen TH Hannover, 1975.
20. Gläser H., Achilles M. Motor Sympo 82, Štrbske Pleso 11 — 13 Maj 1982, Paper A6
21. Umland F., Wenclawiak B. MTZ 42 (1981) 1
22. Izvještaj instituta »Hasan Brkić« Zenica »Ispitivanje tamnih mjesta na kliznim površinama ležaja klipnjače«, Zenica, april 1982.