

4. ELEMENTE DE TRIBOLOGIE. FRECARĂ – UZARE – UNGERE

Frecarea este un proces complex de natură moleculară, mecanică și energetică, care apare între suprafețele corpurilor cu mișcare relativă sau cu tendința de mișcare relativă.

4.1 Frecarea uscată

Frecarea uscată apare în cazul în care contactul dintre piese este direct, nemijlocit, fără film de lubrifiant, fără oxizi, praf sau apă.

Două corpuri în contact și care se deplasează reciproc formează o cuplă de frecare. După tipul lor, cuplurile de frecare se clasifică în patru clase:

- clasa I, constituită din cupluri de frecare cu contact punctiform (rulmenți cu bile);
- clasa II, formată din cupluri de frecare cu contact liniar (rulmenți cu role, angrenaje, mecanisme cama-tașet);
- clasa III, compusă din cupluri de frecare cu contact pe suprafață (lagare de alunecare cilindrică, ghidaje cilindrică, articulații sferice);
- clasa IV, compusă din cupluri de frecare cu contact pe suprafețe plane (pene de alunecare sau de strângere).

Cuplurile de frecare superioare sunt de clasa I și II, în timp ce cuplurile de clasa III și IV formează categoria *cuplurilor de frecare inferioare*.

Suprafața de frecare este zona prin care se face transmiterea fluxului de forță. Aceasta nu este netedă (suprafața reală), adică prezintă abateri de la forma ideală (abateri geometrice, ondulații, asperități). La contactul a două solide, pe suprafața de contact, asperitățile se deformează elastic, plastic sau se rup prin încovoire sau prin forfecare; uneori se topesc.

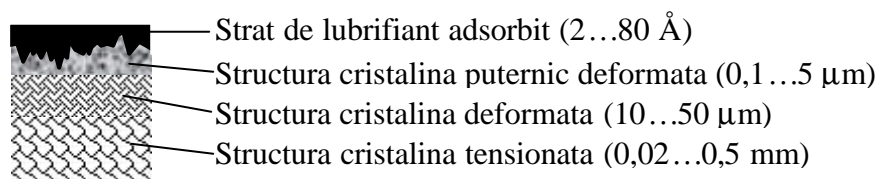


Figura 4.1

Fluxul de forță se transmite prin intermediul suprafeței de frecare. Un model cu patru straturi este prezentat în figura 4.1 [1,4]. Se observă stratul de lubrifiant care aderă la stratul superficial și care are o structură puternic deformată, aproape distrusă.

Contactul uscat static al cuplurilor de frecare se face după diferite forme de suprafețe (figura 4.2).

Suprafața nominală este caracterizată prin aria geometrică de contact: $A_n = l_1 \cdot l_2$.

Suprafața aparentă este suma petelor de contact, ca urmare a ondulațiilor de la prelucrare și are aria dată de: $A_a = \sum a_i$.

Suprafața reală de contact este suma microsuprafețelor obținute prin deformarea reciprocă a corpurilor, cu aria dată de: $A_r = \sum c_i$.

Aria aparentă poate fi calculată conform teoriei lui Hertz, dacă se echivalează ondulațiile cu piramide, emisfere etc.

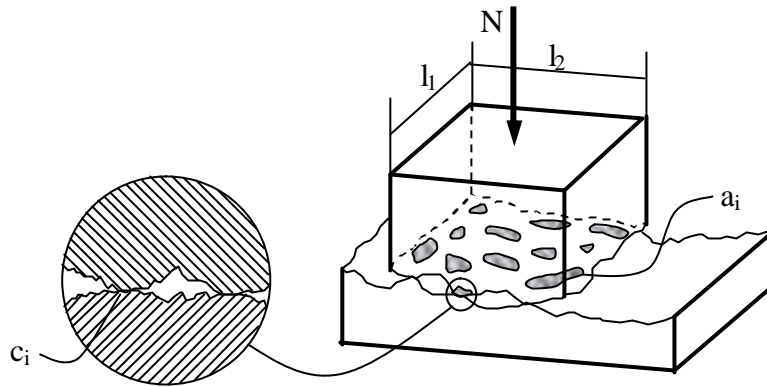


Figura 4.2

Ca ordin de marime: $A_r \sim 10^{-4} \cdot A_n$.

Aria reala se calculeaza pe modele simplificate tinând cont de teoria contactului elastic si de legile de distributie ale asperitatilor. Rezultatele sunt controversate.

4.1.1 Teorii privind frecarea uscata

Teoria mecanica explica existenta fortei de frecare prin energia consumata pentru escaladarea asperitatilor.

Teoria adeziunii moleculare considera ca frecarea apare ca urmare a necesitatii învingerii fortelor intermoleculare. Astfel, se presupune ca în cazul contactelor dintre corpuri cu suprafete cu asperitati reduse (suprafete rectificata fin, slefuite) apar forte de aderenta care genereaza frecarea.

Teoria puntilor de sudura (Bowden, Tabor, 1939) considera ca frecarea se datoreste ruperii puntilor de sudura (micosuduri ca în figura 4.3) care se formeaza instantaneu la temperaturi foarte mari ($800 \dots 1000^\circ\text{C}$). Micosudurile se realizeaza si se desfac consecutiv în miscare. Desi temperaturile amintite nu au putut fi masurate, s-a dovedit ca temperatura medie a pieselor rareori depaseste $80 \dots 100^\circ\text{C}$.



Figura 4.3

Teoria deformarii elastice si plastice afirma ca se produc astfel de deformari ale asperitatilor în contact rezultând astfel frecarea.

Teoria energetica-cuantica sustine ca frecarea apare datorita schimburilor energetice de la nivel atomic si subatomic, între materialele în contact.

Teoriile mixte molecular-mecanice încearca sa abordeze complex aparitia frecarii, prin considerarea simultana a mai multora dintre teoriile sus-mentionate.

4.1.2 Legile frecarii uscate

Coulomb, continuând cercetarile lui Amontons, a enuntat patru legi ale frecarii uscate:

- Fora de frecare este proportionala cu sarcina normala pe suprafata de contact: $F_f \sim N$;
- Fora de frecare nu depinde decât foarte putin de viteza relativa;
- Fora de frecare nu depinde de suprafata nominala de contact;

d) Forța de frecare depinde de natura corpului cuplei și de gradul lor de prelucrare.

A rezultat astfel prima exprimare matematică a forței de frecare

$$F_f = \mu_a \cdot N \quad (4.1)$$

unde μ_a este coeficientul de frecare la alunecare.

Mult mai târziu, Bowden și Tabor [5], folosind teoria microjonctiunilor și considerând contactul uscat a două suprafețe metalice sub sarcină normală N , au emis ipoteza că aria reală de contact A_r se creează ca urmare a trecerii asperitatilor din regim de deformare elastică în regim plastic. Astfel, aria reală A_r se poate exprima

$$A_r = \frac{N}{\sigma_c} \quad (4.2)$$

unde σ_c – tensiunea de curgere pentru materialul cel mai slab.

În acest caz, forța de frecare este tocmai forța de forfecare necesară forfecării microjonctiunilor

$$F_f = A_r \cdot \tau_r \quad (4.3)$$

unde τ_r – tensiunea de rupere prin forfecare a microjonctiunilor.

Din relațiile (4.2) și (4.3) rezulta o nouă relație pentru coeficientul de frecare

$$\mu = \frac{\tau_r}{\sigma_c} \quad (4.4)$$

Se deduce că pentru a avea un coeficient redus de frecare este necesar ca τ_r să fie mic și σ_c foarte mare, ceea ce nu se poate produce simultan la un material comun.

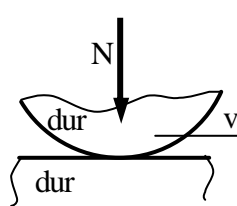


Figura 4.4.a

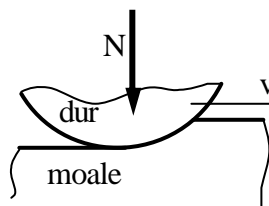


Figura 4.4.b

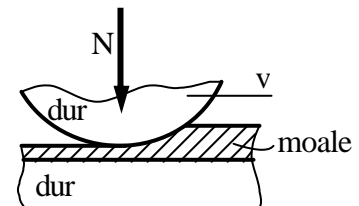


Figura 4.4.c

Pentru cuple din materiale dure (figura 4.4.a) se observă că ambele materiale se uzează.

În cazul cuplelor cu un material dur și altul mai moale (figura 4.4.b), se uzează materialul mai moale.

O soluție mai bună este cea, în care se folosesc două materiale dure, unul din ele fiind acoperit cu un strat moale (figura 4.4.c) care va fi cel uzat.

În tabelul 4.1 sunt prezentate valori ale coeficientului de frecare pentru diferite cupluri de materiale care funcționează în două regimuri de frecare-ungere.

Tabelul 4.1

m	OL / Bz fosforos	OL / Bz sinterizat	OL / OL	OL / Fc	OL / Grafit	OL / Compozitie (aliaj moale neferos)	OL/ferodo (azbest impregnat cu rasini)
Regim uscat	0,7	0,28	0,6 ÷ 1,2	0,18 ÷ 0,6	0,08 ÷ 0,1	0,15 ÷ 0,18	0,3 ÷ 0,4
Regim limita sau mixt	0,1 ÷ 0,2	0,11 ÷ 0,25	0,1 ÷ 0,25	0,1 ÷ 0,2	-	0,08 ÷ 0,1	-

În general, este inacceptabila folosirea de cuple de frecare formate din aceleasi materiale.

4.2 Frecarea limita (la limita)

Terminologia si conditiile de aparitie a regimului de frecare la limita nu sunt înca unanim acceptate.

Condițiile reale de exploatare a unei cuple duc la micșorarea coeficientului de frecare de alunecare (μ_{ak}) fata de regimul teoretic uscat, datorita prafului, oxizilor, a straturilor onctuoase, a apei etc. Se accepta ca exista mai multe cazuri de aparitie a regimului de frecare la limita, acestea manifestându-se separat sau concomitent.

1. Corpurile sunt separate prin *straturi subtiri moleculare de lubrifiant* adsorbite sau chemisorbite (legaturi Van der Waals). Stratul aderent este legat de metal prin puternice forte de adeziune (figura 4.5). Numai în conditii severe acest strat este smuls. La încarari foarte mari *stratul onctuos* este strapuns.

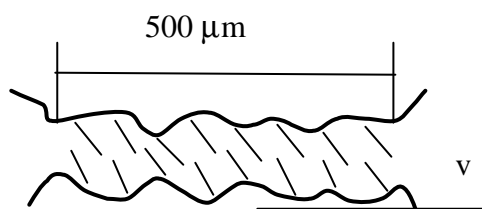


Figura 4.5

2. Corpurile sunt separate prin *substante solide (pulberi)* cu structura lamelara (grafit sau MoS_2 – bisulfura de molibden). De obicei substanta adaugata este incorporata într-o rasina epoxidica.

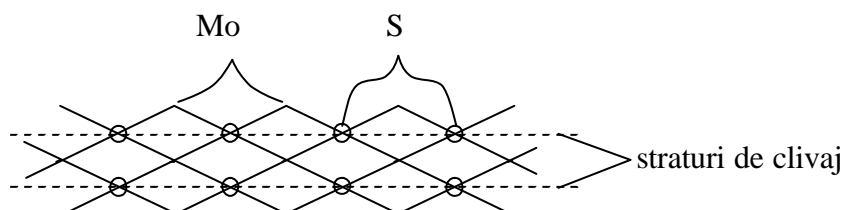


Figura 4.6

În acest caz, desi coeficientul de frecare scade doar de câteva ori, uzura se reduce de mii de ori fata de frecarea uscata.

3. Lubrificatia de *extrema presiune* (EP) apare în cazul formarii unui *strat solid* obtinut ca rezultat al reactiei chimice dintre o substata anorganica si metal. Ca urmare a reactiei se obtine un produs cu rol de lubrifiant solid (exemplu: clor, sodiu, fosfor). Aceasta eliberare are loc si la temperaturile ridicate produse prin contactul cuplei.

4. Lubrificatia cu *strat metalic subtire* depus anterior exploatarii (plumb, iridiu).

5. Lubrificatia cu *straturi de oxizi, sulfuri sau cloruri*.

Toate aceste aspecte apar ca regimuri de frecare *tehnice uscate*.

Tabelul 4.2 prezinta valorile coeficientului de frecare al câtorva cuple de frecare unse cu diversi lubrifianti.

Tabelul 4.2

Cupla de frecare	Tipul stratului	Coeficientul de frecare
OL / OL	Molecular de ulei	0,1 ... 0,16
OL / Fc		
OL / Bz		
OL / OL	Acizi grasi	0,05 ... 0,12
OL / OL	Acid stearic	0,1 ... 0,11
OL / Cu	Acid stearic	0,09

4.3 Frecarea semifluida sau mixta

Frecarea semifluida (mixta) este un fenomen complex ce apare la limita frecarii fluide, atunci când stratul gros de fluid se rupe si se reface succesiv. În pungile dintre piese exista ungeri fluide (HD) si pe vârfului an contact, ungeri la limita (figura 4.7). Regimul este caracteristic pornirii si opririi masinii sau în cazul cuplelor cu miscare alternant-simetrica.

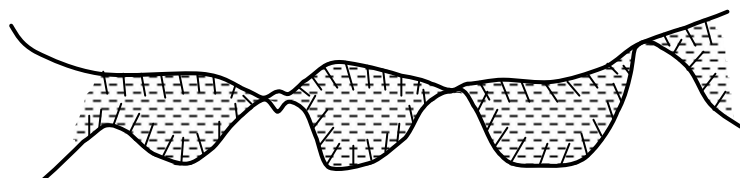


Figura 4.7

Când încarcarile cresc se ajunge la regimul de frecare strict „la limita”.

Trecerea de la starea de ungeri fluide sau mixta la starea de ungeri la limita se poate materializa printr-o diagrama (figura 4.8) în care coeficientul de frecare creste simultan cu cresterea temperaturii, lubrifiantul fiind treptat expulzat, din stratul gros ramânând doar stratul onctuos.

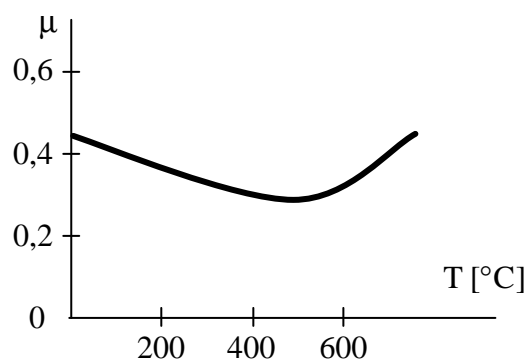


Figura 4.8

Tabelul 4.3 prezinta valori orientative ale coeficientului de frecare în functie de tipul regimului de ungere-frecare.

Tabelul 4.3

Tipul de frecare	Tipul de ungere	Coeficientul de frecare
Uscata	Fara ungere	$> 0,3$
Limita	Ungere la limita	$0,1 \dots 0,3$
Mixta	Ungere mixta	$0,005 \dots 0,1$
Fluida	Ungere HD sau HS	$0,001 \dots 0,005$

Pentru determinarea conditiilor pentru frecarea mixta si la limita se folosi o curba ridicata initial de Stribeck pentru lagare plane de alunecare (figura 4.9) – în care μ este coeficientul de frecare, h este grosimea filmului, η este vâscozitatea absoluta a lubrifiantului, v este viteza relativa si N este încarcarea normala.

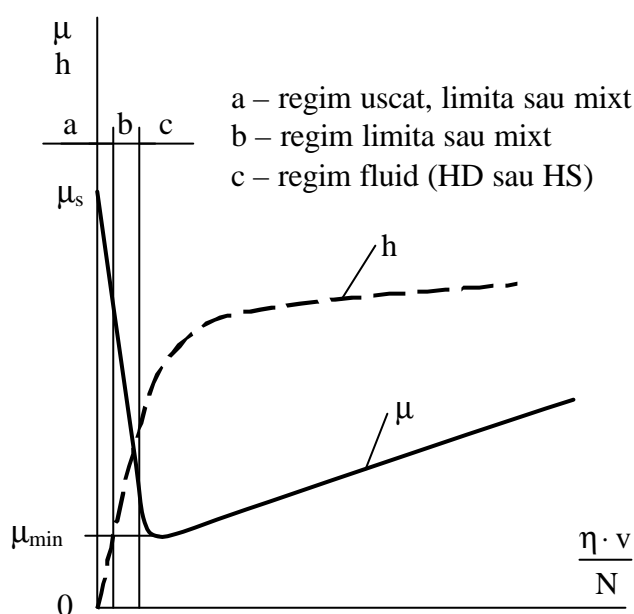


Figura 4.9

Regimurile uscat, limita sau mixt (zonele a și b, figura 4.9) duc la instabilitate în funcționare: astfel, atunci când viteza sau turatia scad, coeficientul de frecare crește și mașina se oprește. Regimul fluid de ungere (zona c, figura 4.9) prezintă domeniul de funcționare optimă, în care coeficientul de frecare este minim și uzura este practic nulă, ca urmare a realizării unei pelicule continue de lubrifiant care separă astfel complet suprafețele cuplei de frecare. Dacă viteza crește, deși va crește și grosimea filmului de lubrifiant, coeficientul de frecare va crește și el, datorită apariției turbulenței din film.

4.4 Frecarea (ungerea) fluida

Frecarea fluida apare atunci când grosimea filmului este suficient de mare pentru a nu se produce contacte între vârfurile asperitatilor. Lubrifiantul adera la metal și fenomenul de frecare la limita sau mixt apare doar la porniri și opriri. În regim fluid, frecarea este generată de tensiunile interne din fluid, date de vâscozitatea acestuia. Uzura este practic nulă, când presiunea din film (asigurată pe cale internă sau externă) asigură preluarea portantei. Chiar dacă mai există unele atingeri ale vârfurilor asperitatilor, frecarea este preponderent fluida.

Daca $R_a < 0,2 \mu\text{m}$, la reducerea vitezei sau a vâscozitatii, filmul se întrerupe si regimul devine limita (onctuos).

Daca filmul are grosimi de $10 \dots 100 \mu\text{m}$, frecarea fluida este cu film gros.

Daca filmul are grosimi de $1 \dots 10 \mu\text{m}$, frecarea fluida este cu film subtire.

4.4.1 Realizarea portantei fluide

Exista mai multe modalitati de realizare a portantei fluide. Câteva sunt prezentate schematic în figura 4.10.

La regimul hidrodinamic (HD, figura 4.10.a) se realizeaza un film de lubrifiant autoportant datorat miscarii relative de alunecare, formarii unui interstitiu convergent si prezentei lubrifiantului.

Regimul elastohidrodinamic (EHD, figura 4.10.b) este un regim cu film subtire si la care, datorita tipului de contact (punctual sau liniar), tipului de miscare relativa (rostogolire si/sau alunecare), pe lânga componenta hidrodinamica apar fenomene legate atât de deformatiile elastice ale solidelor cât si de comportamentul reologic al lubrifiantului.

Regimul squeeze-film (figura 4.10.c) apare atunci când cele doua suprafete sunt paralele, deci în lipsa efectului de pana (interstitiu convergent) si când, sub actiunea sarcinii, suprafata superioara se apropie de suprafata de baza. Lubrifiantul este extrudat (strivit) si expulzat pe la margini, iar fenomenul este cunoscut sub numele de „squeeze”. Lubrifiantul (fluid newtonian) se opune „strivirii”, producându-se un câmp de presiune cu distributie parabolica cu efect portant.

Regimul hidrostatic (HS, figura 4.10.d) este caracterizat de faptul ca lubrifiantul este introdus sub presiune, prin pompare, în interstitiul dintre suprafete, pentru a realiza portanta necesara echilibrarii sarcinii. Este important de subliniat ca, spre deosebire de cazul ungerii HD, ridicarea fusului de pe cuzinet nu este conditionata de începerea miscarii de rotatie sau de pivotare. La regimul HS nu se impun conditii de realizare a unei anumite turatii sau de asigurare a geometriei interstitiului pentru crearea efectului de pana..

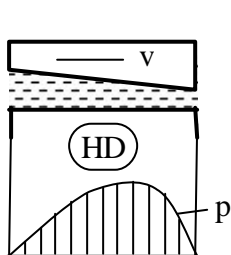


Figura 4.10.a

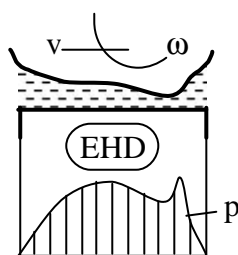


Figura 4.10.b

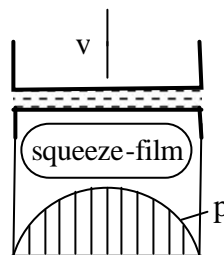


Figura 4.10.c

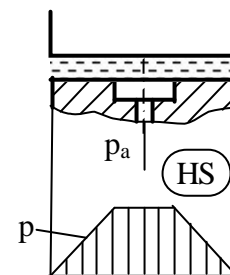


Figura 4.10.d

Formarea presiunii portante în filmul de ulei (caracteristica regimului HD) a fost studiata initial de Tower (1883), urmat de studierea aprofundata a fenomenului de catre Petroff (1883) si Reynolds (1886) [1]. Grosimea filmului de lubrifiant si distributia de presiuni în film au fost determinate plecând de la caracteristicile uleiului si în primul rând de la legea liniara descoperita de Newton

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dn} \quad (4.5)$$

unde τ este rezistența tangentială la deplasare a două straturi paralele de lubrifianț în mișcare laminară; η este vâscozitatea dinamică și $\frac{dv}{dn}$ este gradientul de viteză pe direcția normală deplasării.

Petroff a elaborat o lege care prezintă dependența dintre forța de frecare fluidă și rezistența tangentială la deplasare

$$\tau = \frac{F_f}{A} = \eta \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot v}{\Delta r} \quad (4.6)$$

unde v este frecvența de rotație [rot/sec]; Δr este jocul radial [m] și d este diametrul fusului [m].

Coefficientul conventional de frecare devine

$$f = \frac{F_f}{F_n} = \frac{A \cdot \eta \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot v}{\Delta r}}{p_m \cdot d \cdot l} = \frac{\pi \cdot d \cdot l \cdot \eta \cdot \pi \cdot d \cdot v}{\Delta r \cdot p_m \cdot d \cdot l} = \pi^2 \cdot \eta \cdot \frac{v}{p_m} \cdot \frac{d}{\Delta r} \quad (4.7)$$

unde p_m este presiunea medie [Pa] și l este lungimea lagarului [m].

Pentru a observa câteva din caracteristicile regimului HD, considerăm, de exemplu, un lagar radial cu caracteristicile: diametrul $d = 10^{-2}$ m, frecvența de rotație $v = 50$ [rot/sec], jocul radial $\Delta r = 10 \mu\text{m} = 10^{-5}$ [m], sarcina $F_n = 10^3$ N, $l = d$, ungere cu ulei cu vâscozitatea absolută $\eta = 20 \cdot 10^{-6}$ Ns/m². Aplicând legea lui Petroff se va obține

$$p_m = \frac{F_n}{d \cdot l} = 10^7 \text{ N/m}^2 \text{ și } f = \pi^2 \cdot \eta \cdot \frac{v}{p_m} \cdot \frac{d}{\Delta r} = 10^{-6} \quad (4.8)$$

Se observă că regimul HD este caracterizat, printre altele, de presiuni mici și mijlocii (de ordinul zecilor de MPa) și de coeficienți de frecare reduși.

Pentru o analiză completă a regimului HD trebuie utilizate ecuațiile de mișcare Navier-Stokes care face legătura dintre cantitatea de mișcare și suma forțelor exterioare, masice, elastice și vâscoase pentru un volum elementar de fluid. La acestea se adaugă ecuațiile de continuitate și de stare.

Se consideră mai multe ipoteze simplificatoare:

- se neglijează efectele curburii filmului;
- se neglijează curgerea pe direcția perpendiculară mișcării;
- se neglijează variația presiunii pe direcția perpendiculară curgerii;
- fluidul este incompresibil și are densitatea constantă;
- curgerea este laminară;
- forțele de inerție se neglijează;
- fluidul are proprietăți de adsorbție;
- vâscozitatea variază cu temperatura și nu variază cu presiunea.

Cu aceste considerente se poate deduce ecuația lui Reynolds pentru regimul HD

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{v}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4.9)$$

unde v este viteza relativă a celor două suprafețe.

Cu alte ipoteze simplificatoare, ecuatia aceasta generala poate fi inegrata si folosita în diferite aplicatii (de exemplu lagar plan sau radial).

Regimul HD, squeeze-film si cel HS vor fi studiate mai amanuntit în capitolul dedicat lagarelor cu alunecare.

4.5 Regimul de frecare elastohidrodinamic (EHD)

În prima jumătate a secolului XX s-au facut studii asupra contactului a doi cilindri functionând în regim uscat. Grubin si Vinogradova (1949) au fost primii care au considerat concomitent atât efectele hidrodinamice cât si deformatiile elastice a doi cilindri metalici (contact liniar) calculând pentru prima data grosimea filmului de fluid în regim EHD. Primele masuratori ale grosimii filmului au fost facute de Crook (1958) si Cameron (1960). Dowson si Higginson fac o serie complexa de studii experimentale si teoretice asupra regimului EHD. A urmat o serie de alti cercetatori (Johnson, Berthe, Winer, Bair, Hamrock s.a.) care au analizat si influenta altor factori (efecte termice, reologice, microrugozitati etc.) asupra ungerii EHD.

4.5.1 Contactul hertzian uscat

Regimul EHD apare numai la cuplele de frecare de tip superior.

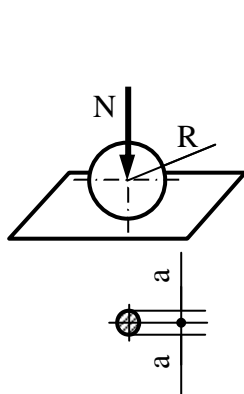


Figura 4.11.a

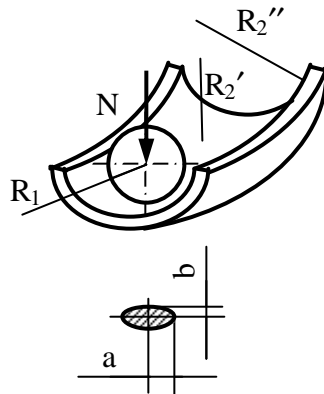


Figura 4.11.b

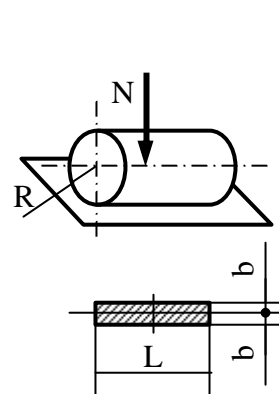


Figura 4.11.c

În figura 4.11 sunt prezentate mai multe tipuri de cuple de frecare superioare: o cupla de clasa I de tip sferă-plan (figura 4.11.a), o cupla de clasa I de tip sferă-tor (figura 4.11.b) si o cupla de clasa II de tip cilindru-plan (figura 4.11.c).

Hertz (1895) a studiat pentru prima oara deformatiile si eforturile unitare pentru contactele uscate a doua solide rigide de tip bila-plan si cilindru-cilindru. El a facut urmatoarele ipoteze simplificatoare:

- materialul este omogen, izotrop si continuu;
- în zona de contact se respecta legea lui Hooke;
- dimensiunile suprafetelor de contact sunt mici comparativ cu razele de curbura ale pieselor în contact;
- sarcina este normala si se neglijeaza fortele tangentiale.

Din ultima ipoteza rezulta ca pe suprafata apar numai eforturi unitare de compresiune. De asemenea, rezulta ca aria de contact poate fi considerata aria aparenta.

Pentru cazurile din figura 4.11 aceasta va avea valorile $A_a = \pi \cdot a^2$ (figura 4.11.a), sau $A_a = \pi \cdot a \cdot b$ (figura 4.11.b) si $A_a = 2 \cdot b \cdot L$ (figura 4.11.c).

În cazul contactului eliptic marimile a și b sunt date de

$$a = n_1 \cdot \left[\frac{3}{4} \cdot \pi \cdot \frac{N \cdot (K_1 + K_2)}{B + A} \right]^{1/3}$$

$$b = n_2 \cdot \left[\frac{3}{4} \cdot \pi \cdot \frac{N \cdot (K_1 + K_2)}{B + A} \right]^{1/3} \quad (4.10)$$

unde indicii 1 și 2 se referă la cele două corpuri; $K_1 = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1}$; $K_2 = \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}$; $\mu_{1,2}$ sunt coeficienții Poisson (pentru oțel $\mu = 0,3$); $E_{1,2}$ sunt modulele de elasticitate (Young); $B + A = \frac{1}{2} \cdot \sum_i R_i$; R_i sunt razele de curbura ale corpurilor în zona de contact.

În zona contactului apar mai multe tipuri de eforturi unitare.

Eforturile unitare normale pe suprafața de contact sunt cunoscute sub numele de tensiuni normale hertziene.

În figura 4.12 este prezentată distribuția tensiunilor hertziene la un contact punctiform (sferă-plan). Distribuția este de forma elipsoidală cu un maxim central de marime

$$\sigma_{H \max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{N}{\pi \cdot a \cdot b}.$$

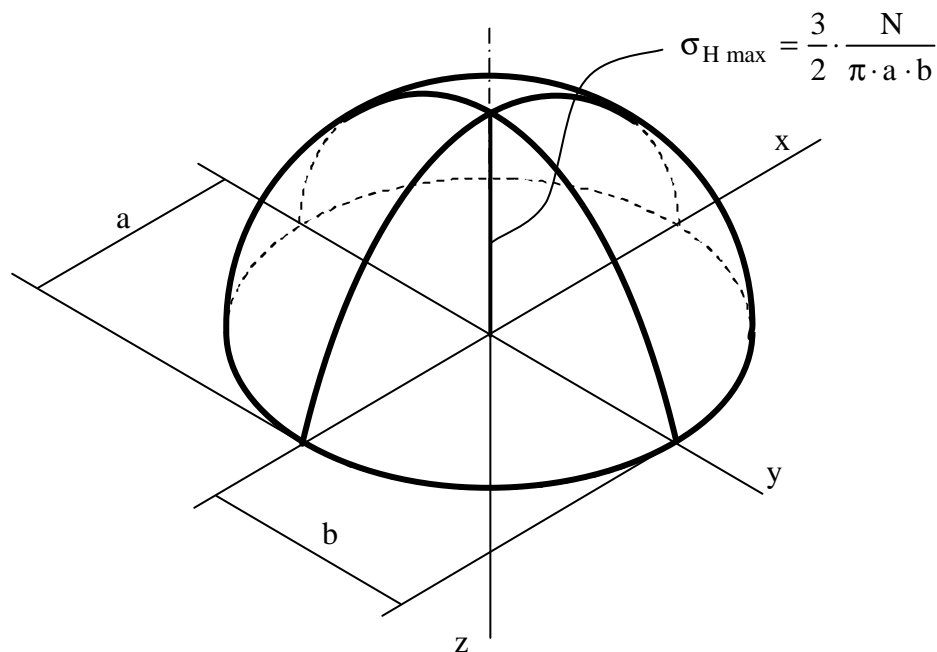


Figura 4.12

În figura 4.13 este prezentată distribuția tensiunilor hertziene normale σ_H la un contact liniar (cilindru-plan). Distribuția semieliptică are un maxim central de marime

$$\sigma_{H \max} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{N}{b_H \cdot L}, \text{ unde } L \text{ este lungimea generatoarei cilindrului.}$$

Eforturile tangențiale superficiale apar tot pe suprafața de contact, dar pe conturul contactului ca urmare a deformării elastice la contactul punctual sau liniar.

Eforturile tangențiale în adâncime (substrat) apar sub zona de contact, în interiorul solidului. Valorile maxime se găsesc pe axa centrală a contactului.

În figura 4.13 este prezentată distribuția eforturilor tangențiale τ_H în substrat la un contact liniar (cilindru-plan), de-a lungul axei centrale de contact (Oz). Distribuția prezintă valoarea maximă $\tau_{H \max} \cong 0,3 \cdot \sigma_{H \max}$ la distanța $z = 0,786 \cdot b$ față de suprafața contactului.

Pentru o bună funcționare se recomandă

$$\tau_{\max} \cong 0,3 \cdot \sigma_{H \max} \quad (4.11)$$

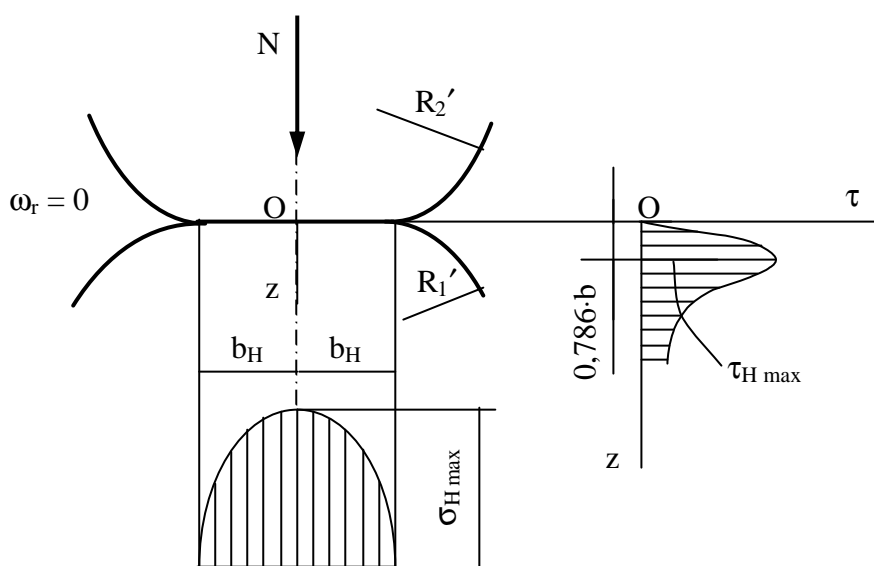


Figura 4.13

4.5.2 Regimul de ungere EHD

Pentru analiza eficientă a regimului EHD se folosesc următoarele ipoteze de lucru:

1. Ipotezele contactului Hertzian uscat sunt valabile.
2. Curgerea lubrifiantului este laminară.
3. Grosimea filmului de lubrifiant este mică în raport cu celelalte dimensiuni. De aici rezultă că se poate considera că vâscozitatea uleiului este constantă de-a lungul filmului și că suprafețele au viteze constante de-a lungul filmului.
4. Există aderență între fluid și suprafețele corpurilor.
5. Eforturile normale la direcția de curgere depind în principal de vâscozitatea lubrifiantului, în timp ce eforturile tangențiale depind de reologia sa.
6. Se neglijează pierderile pe direcțiile normale la direcția de curgere.

Problema EHD este descrisă de următoarele ecuații:

1. ecuațiile de comportament al lubrifiantului;
2. ecuația lui Reynolds (continuitatea debitului);
3. ecuațiile elasticității și ecuația geometriei filmului;
4. ecuațiile de echilibru.

1. Ecuatiile de comportament al lubrifiantului (ecuațiile variației vâscozității și densității).

Comportamentul piezovâscos (variația vâscozității cu presiunea) a fost studiat de mai mulți cercetători.

Legea lui Barus este mai veche, mai ușor de folosit dar mai imprecisă

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha(p-p_0)} \quad (4.12)$$

unde η este vâscozitatea dinamică, α este coeficientul de piezovâscozitate (depinde de tipul uleiului) și indicele „0” corespunde presiunii inițiale (din afara contactului).

Legea de putere (Ewen) este mai recentă, mai exactă, dar mai greu de folosit datorită lipsei de date complete asupra uleiurilor

$$\eta = \eta_0 \cdot \left(1 + \frac{p}{k}\right)^n \quad (4.13)$$

unde k și n depind de temperatura și de tipul uleiului.

Comportamentul piezodensimetric indică modul de influență al presiunii asupra densității uleiului.

Cea mai cunoscută este legea Dowson-Higginson

$$\rho = \rho_0 \cdot \left[1 + \frac{0,6 \cdot (p - p_0)}{1 + 1,7(p - p_0)}\right] \quad (4.14)$$

Această lege prezintă un efect redus la variații mici de presiune. Dar, de exemplu, la creșterea presiunii de la 0 la 16 MPa, densitatea crește cu 34%.

2. Ecuația lui Reynolds se folosește sub forma integrată

$$\frac{dp}{dx} = 12 \cdot \eta \cdot u \cdot \left[\frac{\rho \cdot h - (\rho \cdot h)_m}{\rho \cdot h^3} \right] \quad (4.15)$$

unde h este grosimea medie a filmului, $u = \frac{u_1 + u_2}{2}$ este viteza medie, $u_{1,2}$ vitezele de rostogolire ale celor două corpuri (figura 4.14), indicele m se referă la presiunea maximă.

Dacă se consideră densitatea constantă, $(\rho \cdot h)_m = \rho_0 \cdot h_m$ va rezulta

$$\frac{dp}{dx} = 12 \cdot \eta \cdot u \cdot \frac{h - h_m}{h^3} \quad (4.16)$$

Dacă se aplică legea lui Barus, se obține o formă integrabilă a ecuației lui Reynolds.

$$\frac{dp}{dx} = 12 \cdot \eta_0 \cdot u \cdot \frac{h - h_m}{h^3} \cdot e^{\alpha \cdot p} \quad (4.17)$$

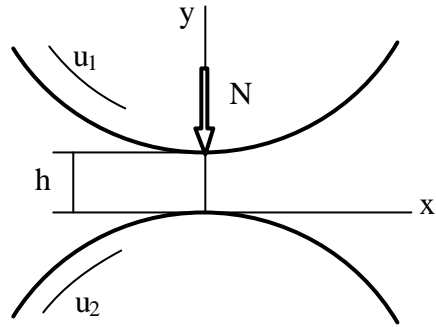


Figura 4.14

3. *Ecuatia de elasticitate* este cea data de teoria hertziana.

Pentru *ecuatia geometriei filmului* trebuie înlocuit contactul cilindru-cilindru cu un contact cilindru-plan. Pentru aceasta se foloseste figura 4.15.

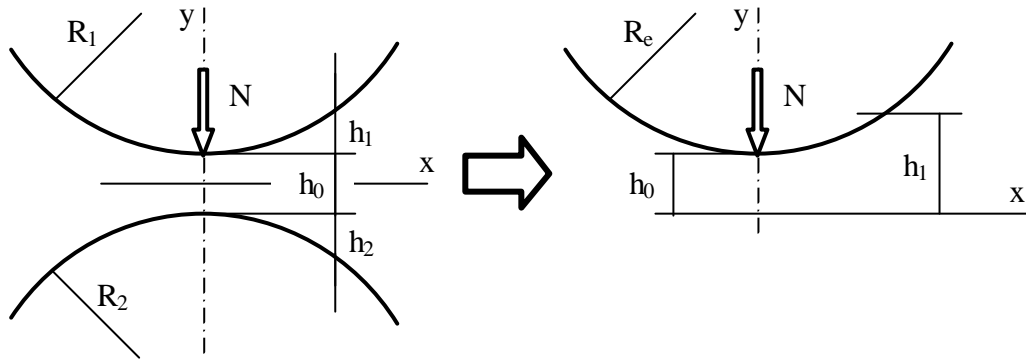


Figura 4.15

Din figura 4.15 rezulta

$$h = h_0 + h_1 + h_2 \quad (4.18)$$

Prin înlocuirea cu ecuațiile cercurilor se obtine

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2 \cdot R_1} + \frac{x^2}{2 \cdot R_2} = h_0 + \frac{x^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (4.19)$$

Deci

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2 \cdot R_e} \quad (4.20)$$

unde $R_e = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}$ este raza echivalenta.

4. Ecuația de echilibru are forma

$$N - \int_{-z_e}^{+z_e} \int_{x_e} p(x, z) dx dz = 0 \quad (4.21)$$

Pentru cel mai simplu caz de lubrificație EHD trebuie rezolvat sistemul (4.12), (4.16), (4.19) și (4.21).

4.5.3 Metode de rezolvare a ecuațiilor regimului EHD

Grubin și Vinogradova, folosind o metodă simplificată, au reușit să rezolve pentru prima dată ecuațiile EHD în condiții izoterme, pornind de la ecuația

$$\frac{d\Pi}{dx} = 6 \cdot \eta_0 \cdot u_0 \cdot \frac{h - h_m}{h^3} \quad (4.22)$$

unde $\Pi = \frac{1 - e^{-\alpha p}}{\alpha}$ și $u_0 = 2 \cdot u$ este viteza redusă de rostogolire.

Pentru rezolvarea acestei ecuații, Grubin a făcut mai multe ipoteze:

- Într-un contact hertzian lubrifiat, geometria este dată de teoria lui Hertz, cu o translație pe direcția Oy a celor două solide.
- Filmul separator este continuu și nu modifică distribuția de presiuni.
- Presiunea redusă Π atinge valoarea $1/\alpha$ și are distribuția din figura 4.16.

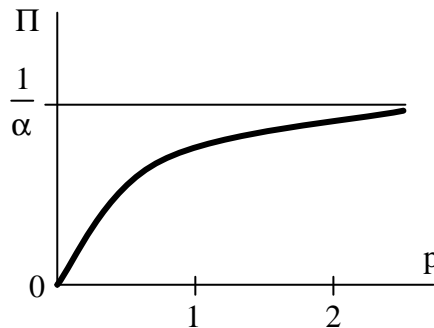


Figura 4.16

Din teoria hertziană au rezultat următoarele caracteristici:

- presiunea maximă hertziană este dată de $\sigma_{H \max} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{N}{b_H \cdot L}$;
- semilatimea contactului este $b_H = \left(\frac{4 \cdot N \cdot R}{L \cdot E'} \right)^{1/2}$;
- raza redusă (echivalentă) este $R_e = \left(\frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \right)^{-1}$;
- modulul de elasticitate redus $E' = \left[\frac{1}{\pi} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{-1}$.

Geometria contactului este data (dupa Crook si Grubin) prin formula care determina fie grosimea medie h_m , fie grosimea minima h_0 a filmului de lubrifiant, stiind ca $h_0 \cong 0,7 \cdot h_m$. Figura 4.17 prezinta distributia de presiuni si geometria contactului EHD. Se observa ca distributia de presiuni EHD difera de distributia hertziana prin aparitia unui vârful de presiune situat în dreptul îngustării interstiului.

Grubin a gasit relatia

$$H_m = 1,13 \cdot \frac{(G_0 \cdot U_0)^{0,727}}{W_0^{0,091}} \quad (4.23)$$

unde

- $G_0 = \alpha \cdot E'$ este parametrul de material;
- $U_0 = \frac{\eta_0 \cdot u_0}{E' \cdot R_e}$ este parametrul vitezelor;
- $W_0 = \frac{F}{E' \cdot R_e \cdot L} = \frac{q}{E' \cdot R_e}$ este parametrul sarcinii;
- $H_0 = \frac{h_0}{R_e}$ (sau $H_m = \frac{h_m}{R_e}$) este parametrul grosimii filmului.

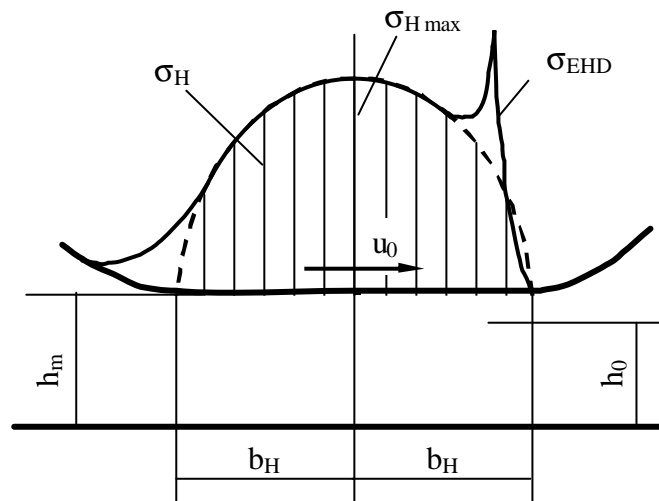


Figura 4.17

Toate formulele determinate ulterior de diversi autori difera fata de formula Grubin (4.23) numai prin valorile coeficientilor, ale având însă forma generala

$$H_m = k \cdot G^a \cdot U^b \cdot W^c \quad (4.24)$$

4.5.4 Contactul EHD real

Pe masura studierii mai aprofundate a regimului EHD s-a observat ca modelul elaborat de Grubin nu corespunde realitatii, în special datorita ipotezelor simplificatoare.

4.5.4.1 Efecte termice asupra lubrificatiei EHD

Mai multi cercetatori (Crook, Bell, Sternlicht, Dowson) au studiat efectele termice asupra regimului EHD. Problema termica EHD se reduce la gasirea valorilor a trei functii: $h(x, t)$, $p(x, t)$ si $T(x, y)$.

S-a observat ca, daca se considera efectele termice, presiunea creste atât pe ansamblu, cât si ca valoare a vârfului de presiune (figura 4.18).

Pentru grosimea filmului s-au stabilit relatii de forma

$$h_T = \Phi_T \cdot h_0 \quad (4.24)$$

unde $\Phi_T = f(\eta, u_1, u_2, T)$ este functia de influenta a grosimii filmului.

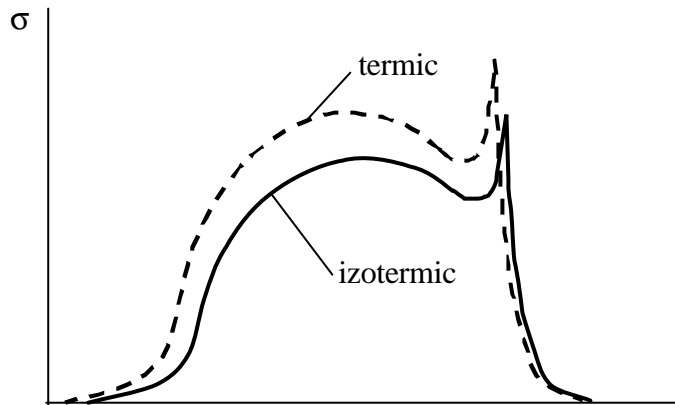


Figura 4.18

La cresterea temperaturii s-a observat ca grosimea filmului scade.

4.5.4.2 Considerarea starvarii

Daca regiunea de intrare nu este alimentata cu ulei suficient, începutul generarii hidrodinamice este "întârziat", este deplasat spre interiorul contactului, rezultând o lubrificatie saraca. Acest fenomen se numeste starvare si are un efect negativ asupra grosimii filmului.

Fenomenul este foarte complex si trebuie considerati foarte multi factori. Totusi, se poate evalua starvarea cu un factor Φ_A

$$h_T = \Phi_T \cdot \Phi_A \cdot h_0 \quad (4.26)$$

De exemplu Flamand [6] apreciaza ca $\Phi_A = \left(\frac{m-1}{m_0-1} \right)^{0,29}$, unde $m = \frac{x}{a}$ si

$$m_0 = 1 + 3,06 \cdot \left[\left(\frac{R}{a} \right)^2 \cdot h_0 \right]^{0,58} \quad \text{si } a = f(\eta, u_1, u_2, \lambda \dots) \text{ este un parametru termic.}$$

4.5.4.3 Comportarea reologica a lubrifiantului

S-a constatat ca grosimea masurata a filmului difera de cea calculata cu relatiile clasice, deoarece pentru calcul s-a considerat ipoteza ca lichidul este newtonian cu variatii ale vâscozitatii dupa legi de tip Barus. Constantinescu [7] arata ca la contactele EHD, la cresteri de presiuni de ordinul 1 GPa, într-un interval de timp de 10^{-5} s, cu viteze de forfecare de 10^6 s⁻¹, cresterea vâscozitatii nu este data de legi de tip Barus, pentru ca timpul de trecere prin contact este mult mai mic decât timpul de relaxare $t_{rel} = \frac{\eta}{G}$. În aceste conditii variatia vâscozitatii este urmarita cu întârziere. Analog se comporta si alti parametri caracteristici: caldura specifica, coeficientul de compresibilitate, coeficientul de dilatare termica etc.

În timpul contactului EHD uleiul schimba starea (de la stare lichida la stare solida) printr-o comprimare izoterma. Uleiul devine rigid, si trece de la o comportare vâscoasa cu fenomene elastice întârziate, la comportare reologica în stare solida. Timpul de relaxare creste de la o valoare mica în regiunea lichida la o valoare mare în regiunea solida.

În functie de temperatura, presiune, vitezele lor de variatie, de viteza de forfecare $\dot{\gamma}$, de raportul de alunecare-rostogolire ε , un lubrifiant poate trece prin toate tipurile de deformatii: vâscoasa în stare lichida, vâscoelastica, în tranzitia lichid-solid sau elastica, elastoplastica sau plastica în stare solida.

Exista mai multe modele matematice, bazate în special pe modelul Maxwell-Woight pentru analiza comportarii lubrifiantilor la forfecare.

Eyring a elaborat o formula foarte folosita pentru analiza forfecarii

$$\tau = \tau_0 \cdot \sin h \left(\beta \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (4.27)$$

unde β este coeficientul de dilatare termica.

Ecuatia Roeland [8, 9] descrie cel mai adecvat dependenta vâscozitatii de presiune si temperatura

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9,67) \left[\left(\frac{T+135}{T-135} \right)^{-S_0} \left(1 + 5,1 \cdot 10^{-9} \cdot \sigma \right)^Z - 1 \right] \right\} \quad (4.28)$$

unde T_0 este temperatura mediului în °C, σ este presiunea hertziana, η_0 este vâscozitatea uleiului la T_0 , iar Z si S_0 sunt constante de ulei independente de temperatura si presiune.

Pentru densitate se foloseste expresia propusa de Dowson-Higginson

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{d_1 \cdot \sigma}{1 + d_2 \cdot \sigma} \right) [1 + d_3 \cdot (T - T_0)] \quad (4.29)$$

unde ρ_0 este densitatea în kg/m³ la temperatura T_0 si d_1 , d_2 , d_3 sunt caracteristici ale uleiului. De exemplu, Khonsari [10] da $d_1=0,583 \cdot 10^{-9}$ m²/N; $d_2=1,6853 \cdot 10^{-9}$ m²/N si $d_3=-6,5 \cdot 10^{-4}$ 1/⁰K.

Observatie

Existenta tensiunilor tangeniale explica aparitia microfisurilor la aceste cuple în cazul sollicitarii la oboseala. Efectul distrugerii suprafetelor este dat de τ_{Hmax} , nu de σ_{Hmax} .

De exemplu, se considera cazul de contact lubrifiat cilindru/cilindru cu datele: sarcina normala $N = 10^3$ N, lungimea de contact $L = 10^{-2}$ m, modulul Young $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ N/m²,

razele de curbura $R_1 = R_2 = 5 \cdot 10^{-2}$ m. Folosind formulele de calcul deduse pentru regimul EHD, se va obtine: $b_H = 166 \mu\text{m}$, $\sigma_{H\text{max}} = 383 \text{ MPa}$ si $\tau_{H\text{max}} = 115 \text{ MPa}$!

4.6 Regimul de ungere si topografia suprafetei de contact

În urma cercetarilor asupra regimului EHD, pentru doua suprafete de contact reale, în functie de înaltimea asperitatilor, s-a definit grosimea relativa a peliculei de lubrifiant prin realtia [8, 11]

$$\chi = \frac{h_0}{\left(R_{a1}^2 + R_{a2}^2\right)^{1/2}} \quad (4.30)$$

unde χ este parametrul grosimii filmului, h_0 este grosimea minima a filmului de lubrifiant si $R_{a1,2}$ sunt rugozitatile medii patratice (RMS) ale suprafetelor.

Experimental s-a stabilit (la rulmenti) curba SKF (figura 4.19).

Dupa valorile parametrului χ , diagrama prezinta mai multe zone:

- daca $\chi \leq 1$, regimul de ungere este uscat (U) sau limita (L), suprafetele iau contact si apar deformatiile asperitatilor si uzura;
- daca $\chi = 1 \dots 1,5$, regimul de ungere este mixt (M) sau limita (L) si apar cojiri, uzura, lustruire, micropitting;
- daca $\chi = 1,5 \dots 2$, regimul de ungere este EHD partial (EHDp), apare spalling dar si fenomene de uzura;
- daca $\chi = 2 \dots 3$, regimul de ungere este EHD acceptabil (EHDa), apare o exfoliere incipienta si foarte mici fenomene de uzura si, în cazul în care anumite vârfuli vin în contact, pot apare deformatii elastice si plastice;
- daca $\chi > 3$, regimul este elastohidrodinamic complet (EHD), suprafetele sunt complet separate si nu apare uzura.

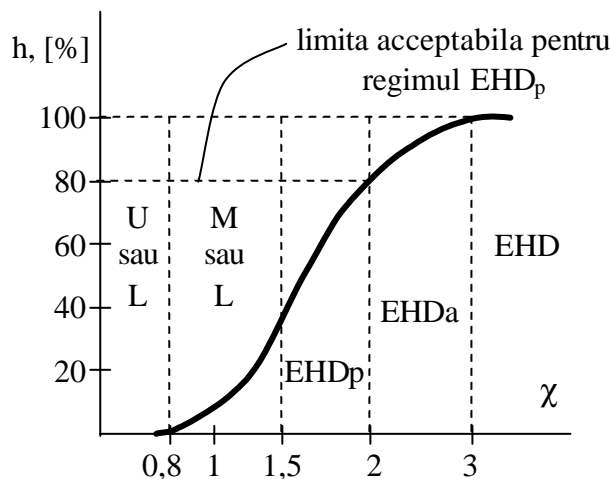


Figura 4.19

Sternlicht a trasat variatia grosimii filmului în functie de presiunea de contact (figura 4.20). Se observa ca grosimea filmului scade odata cu cresterea presiunii, de la valori de ordinul zecimilor de milimetru pentru functionarea în regimul HD, la valori de ordinul micronilor la functionarea în regimul EHD si pâna la contact nemijlocit între suprafete la regimul limita (L). Viteza are o influenta mai pronuntata în regimul HD si limita decât în

regimul EHD. Se mai observa ca, în regimul EHD, grosimea filmului variaza putin pentru o plaja întinsa de presiuni (0,2...2 GPa).

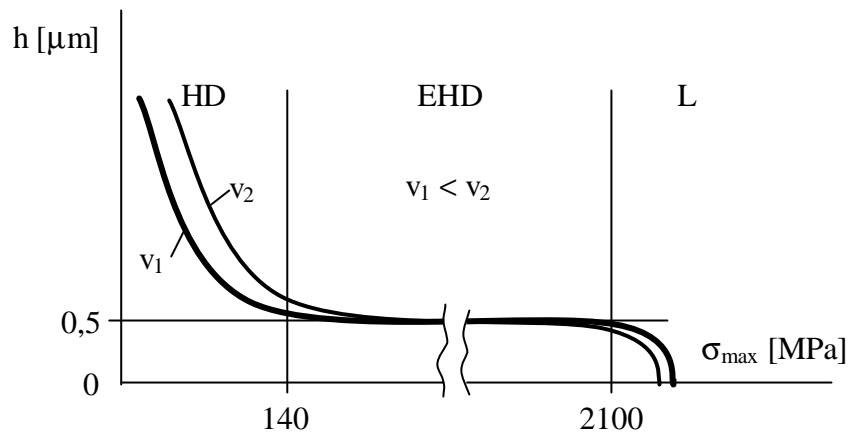


Figura 4.20

4.7 Uzare si uzura

Crudu [12] defineste notiunea de tribosistem legat de uzare, aceasta fiind un proces care însoteste frecarea de cele mai multe ori. *Uzarea* duce la modificarea starii initiale a suprafetelor unui tribosistem, ca urmare a desprinderii de material, fiind deci un fenomen nedorit.

Uzura reprezinta efectele uzarii: urmele de deteriorare de pe suprafete si produsele desprinse de pe suprafete.

Uzura (pierderea de material) se poate exprima [3] prin cântarire (uzura gravimetrica, U_g), masurarea grosimii stratului pierdut (uzura liniara, U_h) sau ca volum de material pierdut (uzura volumetrica, U_v).

Volumul de uzura creste cu timpul (uzura este cumulativa), este invers proportional cu duritatea materialului testat, depinde direct de regimul de ungere, de temperatura de functionare si de încarcare.

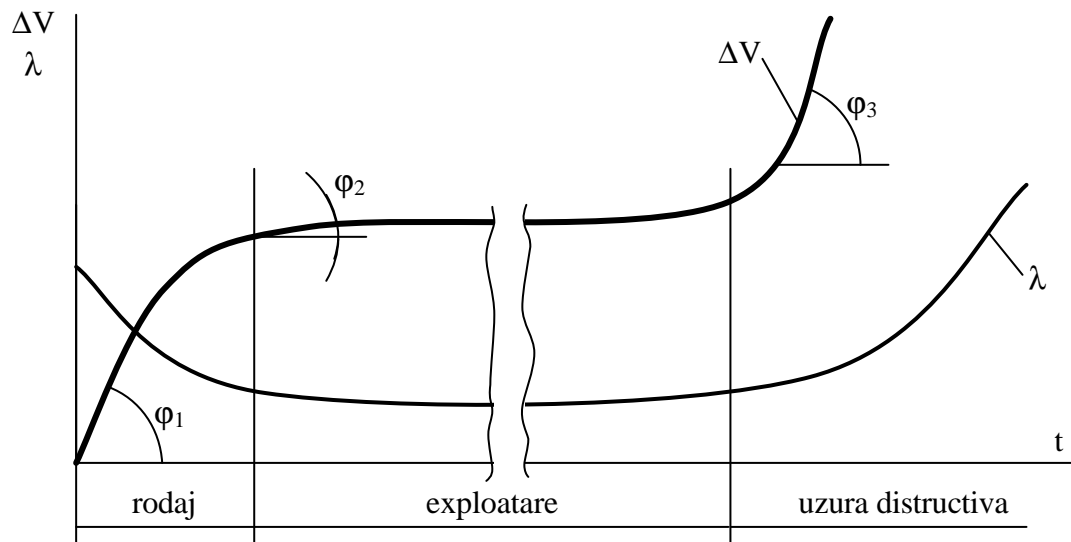


Figura 4.21

Figura 4.21 prezinta evolutia uzurii gravimetrica exprimata volumetric (ΔV) si a intensitatii de defectare (λ).

Se disting cele trei perioade de functionare a unui utilaj: rodaj, exploatare, iesirea din uz. Se observa ca rodajul este caracterizat de uzura intensa cu panta mare de unghi φ_1 si de intensitate ridicata a defectarii. În aceasta faza se niveleaza vârfulurile asperitatilor, creste aria reala si scade presiunea reala.

Perioada de functionare are o durata mult mai lunga, uzura este minima si se produce cu o panta mult redusa cu un unghi $\varphi_1 \ll \varphi_2$, intensitatea defectarii fiind constanta si aproape nula.

În ultima faza (uzura distructiva, perioada penelor de uzura) se produce uzura ireversibila care duce la scoaterea din uz.

4.7.1 Tipuri de uzare

Se admite ca exista patru tipuri fundamentale de uzare: *adeziune*, *abraziune*, *oboseala* si *coroziune*. Pe lânga acestea, mai sunt mentionate si alte forme derivate sau particulare.

În general, în functionare, apar doua sau mai multe tipuri de uzare: adeziune-abraziune, abraziune-coroziune, oboseala-coroziune, adeziune-abraziune-coroziune, adeziune-abraziune-oboseala-coroziune, cum este cazul uzarii prin ciocnire.

Tabelul 4.4 [14] prezinta principalele tipuri de uzare, natura si exemple de cuple de frecare afectate de uzare.

Uzarea abraziva este un proces de distrugere a suprafetelor prin zgârieturi si desprinderi de asperitati, prin forfecarea sau oboseala acestora sau datorita prezentei unor particule straine vehiculate de ulei.

Particulele rupte vehiculate de ulei au efect agravant, de aceea uleiul trebuie sa fie filtrat. Masinile trebuie sa fie etanse în zona cuplelor cinematice. Dupa rodaj se va schimba uleiul cu asperitatile desprinse.

Volumul de material uzat prin abraziune (U_v) poate fi calculat cu relatia [1]

$$U_v = K_u \cdot \frac{N \cdot L_f}{HB} \quad (4.31)$$

unde $K_u = 10^{-2} \dots 1$ este un coeficient de uzura dependent de materialele care participa la uzare, N este sarcina normala [N], $L_f = v \cdot t$ este lungimea de frecare [mm], HB duritatea corpului mai moale (uzual $HB \cong 3 \cdot \sigma_c$) iar U_v rezulta în mm.

Trebuie observat ca pentru $K_u = 1$ uzarea apare de la prima deplasare a suprafetelor.

S-a dovedit experimental ca duritatea este un parametru important de care depinde uzura, astfel ca rezistenta la abraziune creste odata cu cresterea duritatii. Anumite elemente de aliere (Mn, Cr, Mo) duc la scaderea uzurii abrazive a suprafetelor din otel.

Uzarea de contact (de adeziune) apare datorita disparitiei pe durata scurta a lubrifiantului, ducând la alunecari plastice locale, topiri locale, ruperi si forfecari de microjonctiuni (microsuduri). Procesul poate degenera conducând la gripaj.

Gripajul înseamna realizarea unor suduri pe suprafete mai mari (viteze si încarcari foarte ridicate în absenta lubrifiantului) conducând la dizlocari de material – rizuri adânci, urmând deteriorarea si blocarea definitiva a cuplei. Materialele de acelasi nume (otel/otel, fonta/fonta etc.) gripeaza mai rapid, spre deosebire de cuplele de materiale de compozitie chimica diferita (otel/staniu, otel/plumb).

Volumul de material uzat prin abraziune (U_v) poate fi calculat cu relatia (4.31), dar cu un coeficient de uzura mult mai mic, $K_u = 10^{-7} \dots 10^{-4}$.

Tabelul 4.4

Tipuri de uzare	Natura uzarii	Tipuri de cuple de frecare
<i>Adeziune</i> Gripaj incipient. Transfer de material. Adeziune moderata. Adeziune severa: gripaj total	Mecanica, metalurgica si termica	Majoritatea cuple lor de frecare, lagare, asamblari demontabile, glisiere, ghidaje, piston-cilindru, angrenaje, variatoare, scule aschietoare etc.
<i>Abraziune.</i> Microaschiere. Rizare. Eroziune abraziva. Brazdare. Zgâriere	Mecanica	Organele de masini functionând în mediu abraziv, lanturi de antrenare, cuple de frecare insuficient protejate (piston-cilindru, lagare cu alunecare, rulmenti, angrenaje etc).
<i>Oboseala</i> Oboseala mecanica. Pitting. Exfoliere. Oboseala termo- mecanica	Mecanica. Termo- mecanica	Cuple hertziane lubrificate (angrenaje, rulmenti, suruburi cu bile, cama-tachet, role de lant) Cuple hertziane cu frecare uscata sau supuse unui tratament termic defectuos (rola, sina-bandaj, angrenaje etc.
<i>Coroziune</i> Coroziune chimica Ruginire	Chimica	Organele de masini în medii corozive, neprotejate sau în prezenta lubrifiantului degradat, a apei (piston-cilindru, lagare cu alunecare, rulmenti).
Coroziune galvanica Ciupire electrica	Electrochimica	Cuple de frecare unse si sub actiunea curentului electric: Flancurile unor angrenaje, bandaj-sina, contacte electrice.
Coroziune biochimica	Biochimica	Ghidaje si conductele lichidului de ungere-racire de la masini-unelte.
Tribocoroziune Coroziune de fretare	Mecanochimica	Cuple de frecare în prezenta lubrifiantului degradat: piston-cilindru, ghidaje, lagare etc. Cuple de frecare cu deplasari mici în medii corozive: fuzete, rulmenti, caneluri, asamblari filetate etc.
Cavitatie Impact	Mecanotermo- chimica	Suprafetele supuse imploziilor de gaze, în apa sau ulei (palete de turbine, pompe, elice de nave, lagare cu alunecare, angrenaje etc.). Organe de maruntire, angrenaje etc.
Cojire Deformare la rece	Mecanica	Suprafetele unor organe de masini deformat plastic în urma unor puternice solicitari mecanice (angrenaje, rulmenti, organe de maruntire etc.).
Încetire		Flancuri de angrenaje solicitate si imperfect unse.
Brinelare		Cai de rulare la rulmenti, flancuri de angrenaje.
Interferenta		Angrenaje nedeplasate sau imperfect deplasate.
Fisurare de rectificare	Termomecanica	Organe de masini cu defecte de rectificare, angrenaje etc.
Fisurare de tratament termic		Organe de masini tratate termic necorespunzator (angrenaje, role, arbori etc.).
Deformare la cald	Termica	Organe de masini puternic solicitate mecanic si termic: rulmenti, angrenaje, ghidaje, discuri de frâna etc.
Decolorare (patare)		Suprafete supraîncalzite: camasi de cilindru, angrenaje, discuri de frâna etc.

Grosimea stratului uzat se poate calcula cu

$$h_m = \frac{U_v}{A_n} = \frac{K_u \cdot \sigma_m \cdot L_f}{HB} \quad (4.32)$$

unde A_n este aria nominala iar σ_m este presiunea medie de contact.

Intensitatea si viteza uzarii sunt date de relatiile

$$I_{uh} = \frac{U_v}{L_f} = \frac{K_u \cdot \sigma_m}{HB} \quad (4.33)$$

$$v_{uh} = \frac{U_v}{t} = \frac{K_u \cdot N \cdot v}{HB} \quad (4.34)$$

Valoarea coeficientului de uzura se poate obtine din tabele [3], de exemplu pentru otel dur/polietilena, $K_u = 1,3 \cdot 10^{-4}$ iar pentru otel/aliaj Cu-Pb, $K_u = 0,1 \cdot 10^{-4}$.

Pentru cresterea rezistentei la gripaj se folosesc uleiuri aditivate de extrema presiune si oteluri durificate.

Uzarea superficiala de contact este cauzata de oboseala si apare datorita încarcarilor si descarcarilor repetate ($> 10^6$ cicluri de încarcare), în prezenta tensiunilor normale hertziene σ_H si a celor tangentiala τ_H în stratul superficial. Datorita acestor eforturi apar microfisuri si dizlocari microscopice. Unirea mai multor microfisuri conduce la fisuri. Sub actiunea uleiului presat în fisuri (efect de pana) acestea se maresc, conducând la dizlocari de material; apar asadar gropite, ciupituri. Fenomenul este cunoscut sub numele de *pitting*. Când 1% din suprafata nominala este acoperita cu ciupituri, cupla este compromisa. Fenomenul este agravat de existenta unor alunecari geometrice.

Pittingul incipient (aparut în timpul rodajului) poate sista, poate disparea (cazul favorabil) sau poate avansa ducând la exfolieri. Fenomenul apare în special la oteluri netratate sau de îmbunatatire ($HB \leq 350$ MPa).

Pittingul se evita prin utilizarea uleiurilor vâscoase, durificarea si rectificarea suprafetelor.

Figura 4.22 prezinta pitting aparut pe flancul unui dinte al unei roti dintate.

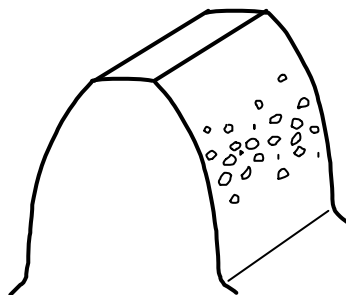


Figura 4.22

Uzarea de fretaj apare în regimuri de contact cu suprafete în miscare de mica amplitudine la care se produc microalunecari pe distante atomice. În zona contactului se produce si o reactie chimica care genereaza coroziunea de fretaj. Fretajul apare la asamblari presate sau la lagare cu alunecare transportate pe distante lungi.

Coroziunea are loc datorita actiunii unor factori chimici activi. Cel mai cunoscut caz de coroziune chimica este ruginirea si ea se produce sub actiunea oxigenului din aerul umed. În interiorul masinilor are loc o tribocoroziune chimica datorita aciditatii uleiurilor.

Uzarea de cavitatie se produce pe paletele sau rotoarele de pompa, pe elicele navelor si se manifesta prin aparitia unor ciupituri profunde de forme neregulate care evolueaza în timp. Ciupiturile apar datorita „exploziei” bulelor de vapori si gaze care se formeaza pe suprafetele corpurilor care se deplaseaza cu viteze mari în medii lichide.

Brinelarea este deformarea plasica sub forma unor calote sferice care apar pe suprafetele aflate în contact cu piese sferice (inelele rulmentilor cu bile).

Uzarea de impact se produce pe suprafetele care sufera contacte cu soc si prezinta concomitent mai multe forme: abraziune, adeziune, deformare plastica etc.

4.8 Materiale de ungere (lubrifianti)

Lubrifiantii joaca un rol multiplu:

- protejeaza suprafetele cuplei cinematice împotriva contactului direct;
- realizeaza pelicula portanta în cazul frecarii fluide;
- contribuie la evacuarea caldurii produse prin frecare;
- împiedica patrunderea impuritatilor din exterior.

Lubrifiantii sunt: lichizi, semisolizi (plastici), solizi sau gazosi.

Lubrifiantii lichizi sunt: uleiuri, apa, metale topite, saruri dizolvate etc.

4.8.1 Uleiurile

În practica industrială se folosesc doua categorii de uleiuri:

- 1) Uleiuri minerale sunt amestecuri de hidrocarburi aromatice, naftenice, parafinice cu structura mixta;
- 2) Uleiuri sintetice (esteri, poliglicoli).

Uleiurile sintetice au proprietatea ca au o variatie liniara a vâscozitatii cu temperatura, spre deosebire de cele minerale care, la temperaturi si presiuni mari, au un comportament reologic, nenewtonian.

Uleiurile sintetice au si o mai mare stabilitate chimica decât uleiurile minerale.

Uleiurile sintetice sunt mult mai scumpe decât uleiurile minerale.

4.8.1.1 Proprietatile fizico-chimice ale uleiurilor

Vâscozitatea este cea mai importanta caracteristica a uleiurilor si ea caracterizeaza frecarea interna dintre straturile de lubrifiant în timpul curgerii. Vâscozitatea poate fi dinamica, cinematica sau absoluta.

Vâscozitatea dinamica este data de legea liniara a lui Newton (4.5)

Unitatea de masura vâscozitatii dinamice este, în S.I. $\left[\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \right]$ sau Pa · s. Ca unitate

derivata se mai foloseste Poise [P] sau centiPoise [cP], $1000 \text{ cP} = 1 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$.

Vâscozitatea cinematică se definește ca raport dintre vâscozitatea dinamică și densitatea uleiului, $\eta = \frac{\mu}{\rho}$. Ea se măsoară în $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$. Ca unitate derivată se mai folosește Stokes [St] sau centiStokes [cSt], $10^6 \text{ cSt} = 1 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$.

Vâscozitatea relativă se definește ca raportul dintre timpul de scurgere printr-un orificiu calibrat a unei cantități de ulei și timpul de scurgere a aceleiași cantități de apă, la aceeași temperatură și prin același orificiu. Ea se măsoară în grade Engler [°E].

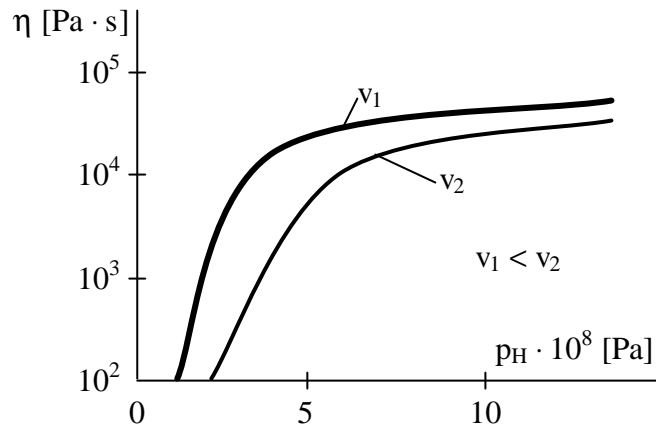


Figura 4.23

Cea mai cunoscută lege de variație a vâscozității dinamice cu presiunea este legea Barus (4.12) sau de legea putere (4.13). În figura 4.23 este prezentată variația vâscozității cu presiunea, pentru un contact EHD [13] și pentru două viteze de rostogolire.

Vâscozitatea dinamică variază cu temperatura (figura 4.24) după legea

$$\eta_t = \eta_0 \cdot e^{-\beta \cdot (t-t_0)} \quad (4.35)$$

în care: η_0 este vâscozitatea la t_0 și p_0 și β este coeficientul de variație cu temperatura (pentru lubrifianți industriali, la $t_0 = 25^\circ\text{C}$, $\beta = 0,00124$).

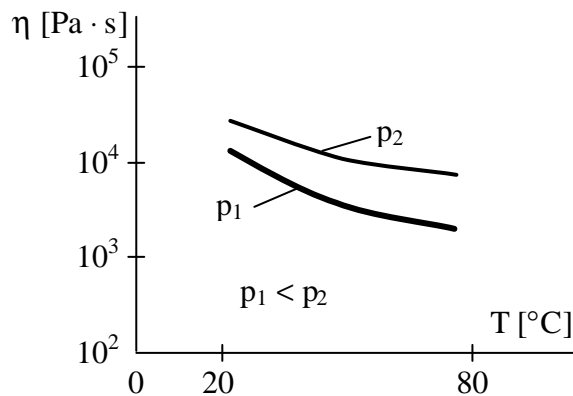


Figura 4.24

Indicele de vâscozitate Dean-Davies (IV) reprezintă gradul de modificare a vâscozității cu temperatura și este definit în STAS 55-81. Se recomandă $IV > 100$. Dacă $IV < 80$ uleiul este „forfecat” în angrenaje sau rulmenți.

Densitatea este o mărime standardizată și are proprietatea că scade cu temperatura.

Pentru uleiuri minerale, la temperatura de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ și la presiune atmosferică, densitatea este $\rho = 840 \dots 940 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$.

Punctul de congelare este temperatura la care uleiul nu mai curge sub greutatea proprie.

Punctul de inflamare este temperatura la care vaporii emiși se inflamează în apropierea unei flăcări ($200 \dots 340^{\circ}\text{C}$).

Spumarea este proprietatea uleiului de a face spuma ca urmare a agitării. Se combate prin aditivare.

Rezistența termică și la oxidare este capacitatea uleiului de a-și păstra caracteristicile fizice și chimice în prezența unui flux termic intens o perioadă cât mai îndelungată. Rezistența termică și la oxidare sunt în strânsă legătură cu *aciditatea și stabilitatea termică*. Aceste proprietăți se îmbunătățesc prin aditivare.

Conductivitatea termică (I) este o proprietate importantă a uleiurilor. Ea scade cu temperatura, variind în domeniul $\lambda = 0,115 \dots 0,175 \frac{\text{J}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{grad}}$ dacă temperatura crește de la $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ la $50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Onctuozitatea este proprietatea lubrifiantului de a adera la suprafețele metalice. Această aderare se realizează prin fenomenele de absorbție sau chemisorbtie (legături mai tari) realizându-se straturi moleculare de aproximativ 10 \AA . Chemisorbtia este utilă în cazul regimului EHD și se realizează prin adăugarea de aditivi de extremă presiune (EP).

4.8.2 Aditivi pentru uleiuri și unsori

Aditivii sunt folosiți pentru modificarea comportării la temperatura, presiune, viteză, condițiile de mediu și sunt:

- amelioratori ai indicelui de vâscozitate (A.I.V.);
- anticorozivi (A.C.);
- antioxidanți (A.O.);
- antirugina (A.R.);
- antispumanti (A.S.);
- antistickslip (A.S.L.);
- antiuzura (A.U.);
- antigripanti (EP);
- depresanți (scad punctul de congelare) (D.G.);
- detergenți (previn depunerile pe suprafețe calde - gudron) (D.T.);
- dispersanți (mențin compuşii insolubili în suspensie) (D.I.);
- de onctuozitate (măresc adsorbția moleculară) (O.T.);
- polifuncționali (P.F.).

Exemplu: pentru EP se utilizează: S, Cl, P, compuşii ai Zn etc.

Clasificarea uleiurilor este standardizata prin preluarea clasificarii SAE (Societatea Inginerilor de Automobile din SUA) care stabileste zece domenii de utilizare simbolizate cu una sau mai multe litere. Câteva dintre cele mai cunoscute domenii sunt:

- M – pentru motoare termice (MAS – pentru motoare cu aprindere cu scânteie, MAC – pentru motoare cu aprindere prin comprimare, Diesel);
- AVI – pentru aviatie;
- T – pentru transmisiile autovehiculelor.

Exemple: SAE 10 W, M 20 W 40.

Alte tipuri de uleiuri sunt: G pentru ghidaje; K pentru compresoare; H pentru actionari hidraulice; L pentru lagare; F pentru masini frigorifice.

4.8.3 Unsoari

Unsoarele sunt medii plastice sau cvasiplastice newtoniene (medii Bingham). Ele sunt produse prin dispersia de sapunuri (de Na, Ca, Al, Ba, Li, Pb) în uleiuri minerale.

Temperatura de functionare trebuie sa fie mai mica decât *punctul de picurare*.

Fata de alti lubrifianti, unsoarele prezinta urmatoarele avantaje: aderența mai buna la suprafetele metalice, etansari mai simple, mare stabilitate chimica, variatie redusa a vâscozitatii cu temperatura.

Câteva dintre dezavantaje sunt: se utilizeaza la viteze reduse, la începerea miscarii este necesar un efort suplimentar τ_0 , functionare limitata de temperatura.

În anumite conditii, unsoarele se pot folosi pe toata durata de viata a utilajului, fara a fi necesara înlocuirea sau filtrarea (de exemplu rulmentii capsulati sunt unsi din fabrica).

4.8.4 Lubrifianti solizi

În anumite conditii de functionare (presiune si temperatura ridicate, medii agresive, industria alimentara etc.) nu pot fi folositi lubrifianti solizi sau unsoari. În aceste cazuri se pot folosi lubrifianti solizi. În acest caz, explicarea frecarii se poate face folosind teoria formarii si forfecarii microjonctiunilor (Bowden-Tabor).

Coeficientul de frecare se poate calcula cu relatia [1]

$$\mu_{ak} = \frac{S_m \cdot \tau_r + (1 - S_m) \cdot \tau_{rf}}{\sigma_c} \quad (4.36)$$

unde τ_r , este rezistenta la forfecare a materialului de baza, τ_{rf} este rezistenta la forfecare a lubrifiantului solid, σ_c este rezistenta la curgere a materialului de baza si S_m este procentul din aria reala de contact neacoperita de lubrifiant.

Principalele substante folosite ca lubrifianti solizi sunt:

- oxizi de Fe (cu un coeficient de frecare $\mu_{ak} = 0,6$);
- oxizi de Pb (buni la $t > 550^\circ\text{C}$, strat de $25 \mu\text{m}$);
- sulfuri, cloruri, fosfati rezultati din reactia chimica a unor aditivi de extrema presiune;
- straturi metalice moi (In, Pb, Sn, Ag);
- substante cu structura cristalina lamelara: bisulfura de molibden (MoS_2) si bisulfura de wolfram (WoS_2) dau coeficienti de frecare în domeniul $0,06 \dots 0,1$;
- grafitul ($t < 350^\circ\text{C}$, granule de $1 \dots 2 \mu\text{m}$);
- nitrura de bor ($\leq 1000^\circ\text{C}$).

Grafitul si bisulfura de molibden pot fi folositi ca aditivi în uleiuri si unsoari, caz în care acestea se numesc grafitate sau molicotate.

4.8.5 Materiale autolubrifiante

Materialele autolubrifiante sunt unele mase plastice:

- politetrafluoretilena (PTFE – teflon) prezinta un coeficient de frecare redus în contact cu otelul $\mu = 0,04 \dots 0,06$;
- poliamida – are coeficientul de frecare mai mare decât teflonul, dar este mai ieftina;
- materiale sinterizate (Fe, Bz).

Aceste materiale se folosesc în special pentru cuzinetii lagarelor. Se pot folosi, de asemenea, ca materiale compuse sub forma de depuneri pe materiale metalice, de exemplu: teflon (0,02 ... 0,2 mm) pe Bz sinterizat care adera pe otel (material de baza).

4.9 Bibliografie

1. Pavelescu, D., Musat, M., Tudor, A., Tribologie, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1977.
2. Pavelescu, D., Tribotehnica, Editura tehnica, Bucuresti, 1983.
3. Pavelescu, D., Radulescu, Gh., Gafitanu, M., Gheorghiu, N., Organe de masini, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1985.
4. Caubet, J. J., Théorie et pratique industrielle de frottement, Ed. Tehnic., Dunod. Paris, 1964.
5. Bowden, F. P., Tabor, D., The Friction and Lubrication of Solid, P. III, Oxford Clarendon Press, 1964
6. Flamand, L., Fonctionnement du contact elastohydrodynamique rugueux, These de grade de docteur d'état, INSA Lyon, 1989.
7. Constantinescu, V. N., Asupra vâscozitatii fluidelor la presiuni mari, Fa Conferinta, VAREHD, Institutul de Învatamânt Superior, Suceava, 1980.
8. Seiciu, P. L., Contributii la îmbunatatirea portantei elastohidrodinamice la angrenaje modelate prin role, Teza de doctorat, U.P.B., Bucuresti, 1997.
9. Zand M., Thermal and Non-Newtonian Effects in Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling-Sliding Contacts, North Carolina State University at Raleigh, 1990.
10. Khonsari M. M., Wang H.S., A theory of thermo-EHD Lubrication of liquid-solid lubricated cylinders, Journal of Tribology, April 1996, Vol. 112, 254-261.
11. Popinceanu, N., Gafitanu M., Diaconescu E., Cretu S., Mocanu D.R., Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire. Editura tehnica, Bucuresti, 1985.
12. Crudu, I., Încercarea materialelor la uzura, Vol. I, Editura tehnica, Bucuresti, 1983.
13. Zechel, R., Bartz, J. W., Pressure Viscosity of Multigrade Engine Oils and Different synthetic Lubricants, EUROTRIB'89, Vol. 4, Helsinki, 1989.
14. Tudor, A., Frecarea si uzarea materialelor, Ed. BREN, Bucuresti, 2002.
15. Filipoiu, I. D., Raseev, M., Voica, I., Organe de masini, Vol. I, Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti, 1994.