

## 5. LAGARE CU ALUNECARE

### 5.1. Aspecte generale

Lagarele cu alunecare sunt organe de masini complexe care, incluzând un anumit tip de cupla de frecare, asigura rezemarea, rotirea sau deplasarea elementelor mobile: arbori, osii, tije. În afara de miscare, ele asigura si transmiterea sarcinilor de la piesa în miscare la piesa suport. Pentru a se reduce frecarea dintre suprafetele respective si deci uzura, în afara de un film protector de lubrifiant, suprafata suport care apartine unei piese denumita cuzinet este protejata si cu un strat dintr-un material cu caracteristici de antifricțiune.

Lubrifiantul poate fi ulei, unsoare sau chiar aer (în anumite tipuri de lagare).

Miscarea relativa poate fi de rotatie sau de translatie – la lagarele denumite lagare cu alunecare sau de rostogolire – la lagarele denumite rulmenti.

În cele mai multe cazuri lagarele sunt înglobate în batiul sau carcasa sistemului mecanic respectiv: motor cu ardere interna sau motor electric, turbina, reductor de turatie, masina-unealta sau aparat (în cazul lagarelor mecanicii fine).

Este de remarcat faptul ca, dupa tipul contactului, lagarele cu alunecare, având arii aparente mai mari, se situeaza în categoria cuplelor de frecare din clasele III si IV, iar cele de rostogolire în clasele I si II.

Totodata se remarca si principalii parametri functionali: sarcina, viteza relativa, temperatura, precum si regimul de ungere. Regimul de ungere poate fi cu pelicula subtire: limita sau mixt sau cu pelicula groasa: hidrodinamic (HD) sau hidrostatic (HS). La lagarele cu regim HD pelicula de ulei poate fi autoportanta prin faptul ca, datorita frecarii si vâscozitatii din lubrifiant, apare un efect de pana care realizeaza portanta. La lagarele HS, destinate a suporta sarcini mai mari, portanta se asigura prin introducerea lubrifiantului din exterior cu o anumita presiune. La unele lagare HD, pentru a fi asigurate functional, lubrifiantul necesar producerii filmului portant este introdus cu o mica presiune. Astfel sunt lagarele unse cu aer sau unele lagare pentru sarcini mai mari la care, pentru a se evita absenta filmului de lubrifiant si deci uzura, pornirea se asigura în regim HS iar functionarea normala se continua în regim HD.

### 5.2. Clasificarea lagarelor de alunecare

Fata de actuala diversitate constructiva a lagarelor cu alunecare este necesara o clasificare preliminara a acestora în functie de urmatoarele criterii functionale:

- dupa natura tribologica a frecarii (a regimurilor de frecare) se diferentiaza lagare cu frecare uscata (U), mai rar întâlnite, lagare cu ungere limita (L) sau mixta – denumita si semifluida (M) si lagare cu ungere fluida. Aceasta ultima categorie se divide în lagare hidrodinamice (HD), lagare hidrostatice (HS) si lagare functionând în regim elastohidrodinamic (EHD), categorie tratata separat. Regimul EHD, specific cuplelor de clasele I – II, poate apare si la lagarele cu alunecare si la cuzineti din mase plastice;

- dupa felul miscarii relative exista lagare cu alunecare, lagare cu rostogolire (rulmenti) si lagare hibride sau complexe:

- dupa forma suprafetei de frecare: lagare cilindrice, conice, sferice, plane sau „cutit” (în cazul mecanicii fine);

- după felul miscării de rotație: lagare cu mișcare de rotație completă, lagare oscilante;
- după direcția sarcinii: lagare radiale, axiale, radial – axiale sau axial – radiale (în funcție de ponderea sarcinii);
- după poziția ocupată pe arbore sau osie: lagare de capăt, lagare intermediare.

#### *Observatii*

1. La lagarele de alunecare funcționând la sarcini mari, viteze mici și în regimuri de ungere deficitare (U, L, M) poate apărea fenomenul de stick – slip (mișcare sacadată) cu consecințe nefavorabile asupra portantei și durabilității.

2. Trebuie menționată curba Stribeck (prezentată în capitolul 4) care reprezintă variația coeficientului de frecare cu viteza și trecerea prin toate regimurile de frecare – ungere (U, L, M, EHD, HD).

3. Lagarele cu alunecare radiale de capăt au fost cunoscute și utilizate încă în urma cu 100 de ani. Actuala teorie a lubrifierii hidrodinamice a fost elaborată în Laboratoarele Beauchamp Tower, Anglia, la începutul anilor 1880. Tower fusese angajat să cerceteze frecarea în lagarele de cale ferată în vederea găsirii celor mai bune metode de lubrifiere a acestora. În timpul acestor cercetări, Tower a făcut descoperiri care au dus în final la apariția acestei teorii. Studiind aceste lagare, au fost stabilite principiile de bază ale ungerii HD, de exemplu ecuația Reynolds (a presiunilor ce apar în filmul de lubrifiant).

Lagarele cu alunecare s-au diversificat și perfecționat în a doua jumătate a secolului XX, când au apărut în competiție și lagarele de rostogolire. Diversificarea și perfecționarea privesc aspectele legate de frecare, precizie, rigiditate, durabilitate, cost sau soluția hibridă (lagar de alunecare + rulment). Lagarele cu alunecare sunt avantajoase față de rulmenți: în cazul lagarelor HS (privind rigiditatea), a lagarelor gazodinamice (privind durata ridicată), a lagarelor HD (simplitate, rezistența la soc) etc. Din punctul de vedere al standardizării rulmenților sunt mai avantajoși.

Rezultă că în proiectare și exploatare, trebuie să fie bine cunoscute toate tipurile de lagare. În acest scop se recomandă consultarea celor mai noi tratate și lucrări din țară (unde s-a dezvoltat de mai multe decenii o adevărată școală științifică în domeniul lagarelor – Gh. Manea, M. D. Pascovici) și din străinătate (Anglia, SUA, Franța, Germania, Rusia, Elveția, Japonia etc.).

### **5.3 Lagarele cu alunecare în regim hidrodinamic (HD)**

Acest tip de lagar, larg răspândit în construcția de mașini, presupune existența unui regim de ungere ideal, cu film continuu, suficient de gros și totodată autoportant. Este vorba de o gamă largă de lagare care include: lagare radiale, axiale, circulare, lagare cu cuzinet continuu sau cu lobi, lagare tip „lamâie” cu mai multe zone portante, lagare axiale cu suprafața inelară plană sectorizată, lagare plane sau în trepte etc.

#### **5.3.1 Lagarele hidrodinamice radiale unse cu ulei**

Va fi analizat lagarul radial cu cuzinet continuu, circular și, deci, în filmul cărui apare o singură zonă portantă. Acest tip de lagar, destul de răspândit, are o însemnătate „istorică”, deoarece pe un astfel de lagar au apreciat Tower (1883, Anglia) și Petroff (în același an în Rusia) că în timpul mișcării fusului se creează presiune în filmul de lubrifiant. Apoi, studiind acest fenomen, Reynolds (1886, Anglia) a constatat că datorită vâscozității și a mișcării uneia dintre suprafețe (înclinată sub formă de pană) se dezvoltă o presiune pozitivă  $p$  în partea convergentă a filmului, cu  $p = 0$  la margini și cu valoarea maximă  $p_{\max}$  spre ieșire. Ecuația Reynolds este denumită și ecuația presiunilor.

Admitem la început un model de funcționare simplificat cu două suprafețe plane (ca în figura 5.1) în care fluidul (uleiul) vâscos de vâscozitate  $\eta$  se poate scurge într-un interstitiu

sub forma de pana, când suprafața superioară se deplasează de la stânga la dreapta cu viteza  $v_2 = v$ , suprafața inferioară fiind fixa ( $v_1 = 0$ ). Se presupune ca cele două suprafețe de lățime  $B$  și lungime  $L$  sunt netede (fără rugozități) și nedeformate.

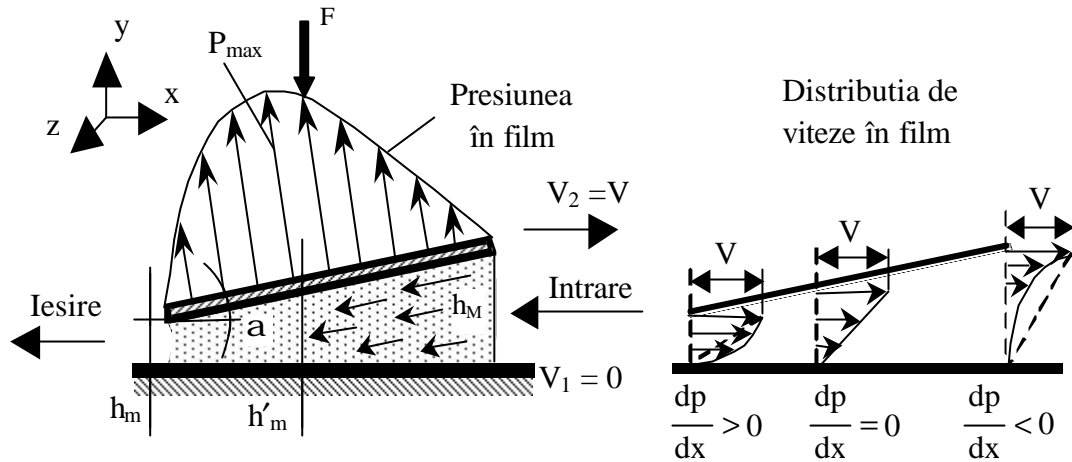


Figura 5.1

Dacă în acest interstitiu cu fluid se consideră un volum elementar de fluid  $dv$ , se pot utiliza ecuațiile cantității de mișcare stabilite de Navier – Stokes [1] care arată că în acest volum există o egalitate între cantitatea de mișcare (impulsul) și forțele exterioare, masice (gravitaționale, centrifugale sau chiar electromagnetice) împreună cu forțele superficiale și forțele elastice.

Astfel, prima dintre cele trei ecuații ale sistemului (cunoscute din mecanica fluidelor) este

$$\rho \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} = F_{\text{mas}(x)} + F_{\text{pres}(x)} + F_{\text{elast}(x)} + F_{\text{vasc}(x)} \quad (5.1)$$

Considerând același element de volum și, de asemenea, admitând că fluidul este staționar și incompresibil, ecuația de conservare a masei (de continuitate) are expresia

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (5.2)$$

iar ecuația de stare (cunoscută din termodinamică) este

$$? = ?(p, T) \text{ sau } p = p(?, T) \quad (5.3)$$

unde  $\rho$  este densitatea,  $p$  este presiunea și  $T$  este temperatura.

Au fost admise mai multe ipoteze simplificatoare și anume:

- neglijarea efectelor curburii filmului și a curgerii pe direcția  $y$ , deoarece grosimea filmului este foarte mică comparativ cu dimensiunile suprafețelor. Astfel rezultă că  $v_y = 0$  și  $v_y \ll v_x, v_z$ . Totodată este neglijabilă și variația presiunii pe direcția  $y$  ( $\partial p / \partial y = 0$ ), cu densitate invariabilă în timp ( $\rho = \text{ct.}$ );

- forțele de inerție se pot neglija față de forțele rezultate din acțiunea presiunii și vâscozității;

- curgerea este laminară, iar fenomenele sunt staționare ( $\partial v / \partial t = 0$ );

- vâscozitatea  $\eta$  nu variază cu presiunea ci numai cu temperatura:  $\eta = \eta(T)$ ;

- fluidul adera perfect la perete (adsorbție).

Se poate remarca faptul ca toate aceste ipoteze nu se regasesc practic în totalitate, totusi ecuatia Reynolds ce va rezulta este de actualitate, cu dificultati la integrarea în diferite situatii.

Aceste simplificari fac ca ecuatiile de miscare Navier – Stokes sa se reduca numai la echilibrul dintre fortele de presiune cu fortele tangențiale datorate vâscozității

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_x}{\partial y}; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_z}{\partial y} \quad (5.4)$$

Tinând seama și de legea lui Newton [1]

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dn} \quad [\text{N/m}^2] \quad (5.5)$$

aceste ecuatii devin

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y} \right); \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \cdot \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \quad (5.6)$$

iar pentru  $\eta = \text{ct.}$  pe directia y

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \cdot \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \eta \cdot \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} \quad (5.7)$$

Ecuatia de continuitate se reduce la forma

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (5.8)$$

În cazul interstitiului convergent din figura 5.1 se admit și următoarele conditii limita:

- cinematice: la  $y = 0$ :  $v_x = 0$ ;  $v_y = v_z = 0$  și la  $y = h$ :  $v_x = v$ ;  $v_y = v_z = 0$ ;  
 - de presiune: la  $x = 0$ :  $p = 0$  și la  $z = \pm B/2$ :  $p = 0$ ;  
 - termice: la  $x = 0$ :  $T = T_0$  și la  $y = h$ :  $T = T_h$ . (5.9)

În condițiile cinematice limita, ecuatiile de miscare (5.4) prin integrare dubla conduc la ecuatiile profilelor de viteza în film

$$\begin{aligned} v_x &= -\frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot y \cdot (h - y) + \frac{v}{h} \cdot (h - y) \\ v_y &= 0 \\ v_z &= -\frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \cdot y \cdot (h - y) \end{aligned} \quad (5.10)$$

Cunoscând deci vitezele, se pot scrie debitele de lubrifiant în lungul axelor x și z printr-o suprafață cu înălțimea h și lățimea egală cu unitatea, orientate perpendicular pe direcțiile de curgere x și z.

Daca  $q_{1x} = \int_0^h v_x dy \cdot 1$  si  $q_{1z} = \int_0^h v_z dy \cdot 1$ , atunci

$$q_{1x} = -\frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{v \cdot h}{2}; \quad q_{1z} = -\frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \quad (5.11)$$

Pentru volumul de fluid considerat a avea înaltimea  $h$  si baza un dreptunghi cu dimensiunile  $dx$  si  $dz$ , ecuatia de continuitate va fi

$$\frac{\partial q_{1x}}{\partial x} + \frac{\partial q_{1z}}{\partial z} = 0 \quad (5.12)$$

Pentru functionarea statica  $\partial p / \partial t = 0$ , daca expresiile debitelor se înlocuiesc în aceasta relatie si se noteaza cu  $V$  viteza relativa efectiva dintre cele doua suprafete, se obtine relatia lui Reynolds pentru lichide si regim hidrodinamic

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{V}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5.13)$$

Aceasta relatie este o forma simplificata a ecuatiei diferentiale a presiunilor.

De altfel, în cazul lagarelor cu alunecare plane si radiale, se utilizeaza o forma particulara a ecuatiei presiunilor

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \eta \cdot V \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5.14)$$

în care s-a considerat ca vâscozitatea  $\eta$  este constanta în film (independenta de presiune si temperatura), ca încarcarea este statica si ca exista o singura suprafata mobila, cu viteza  $V$ .

Desi aceasta ecuatie diferentiale este lineara, asa cum am mai aratat, integrarea ei este dificila. De aceea se mai pot face simplificari. Astfel, daca miscarea în film este plana,  $q_{1z} = 0$ ,  $z = \infty$  (lagar infinit lung), presiunea  $p$  depinzând numai de variabila  $x$ , derivata partiala  $\partial p / \partial x$  se poate înlocui cu derivata totala  $dp / dx$  si din (5.14) se obtine

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12 \cdot \eta}{h^3} \cdot \left( q_{1x} + \frac{v_x \cdot h}{2} \right) \quad (5.15)$$

Daca, în punctul în care presiunea fluidului are o valoare maxima ( $p_{max}$ ), se noteaza cu  $h_m^*$  grosimea peliculei (figura 5.1) si  $dp / dx = 0$ , va rezulta  $h_m^* = -\frac{2}{v} q_{1x}$  si din (5.10)

$v_x = -v \left( 1 - \frac{y}{h} \right)$ , deci o variatie liniara a vitezei în raport cu  $y$ . Astfel, se poate obtine o varianta si mai simpla a ecuatiei diferentiale a presiunilor

$$\frac{dp}{dx} = 6 \cdot \eta \cdot v \cdot \left( \frac{h_m^* - h}{h^3} \right) \quad (5.16)$$

Pentru interstiul sub forma de pana din figura 5.1. rezulta expresia

$$p_x = 6\eta \cdot v \cdot \int_0^x \frac{h_m^* - h}{h^3} dx \quad (5.17)$$

Aceasta expresie permite obtinerea valorilor  $p_x$  si a presiunii maxime. Remarcam ca cele aratate în capitolul anterior cu privire la curba Stribeck, se refera la un astfel de lagar. De asemenea, cele aratate mai sus, se aplica la lagare pentru mai multe forme de interstitii cu efect de pana, ca în figura 5.2.

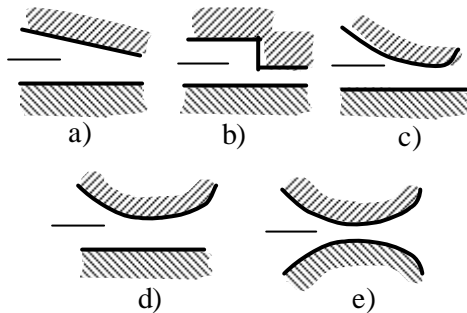


Figura 5.2

Se observa ca nu se poate crea portanta daca nu exista fenomenul de aderenta a fluidului la perete (care asigura ca fluidul sa aiba  $v_x = v$ , la contactul cu peretele) si daca nu exista efectul de pana (deci variatia grosimii  $h$  pe directia  $x$ ).

Pentru ca sa se poata face integrarea (deci obtinerea presiunii) este necesara cunoasterea lui  $h = f(x,y)$ , deci a formei geometrice a interstitiului, precum si coordonatele  $x, y$  ale locului.

Pentru aparitia fenomenului de portanta mai sunt necesare existenta vâscozitatii care asigura legatura dintre moleculele fluidului, precum si cunoasterea lui  $\eta = f_1(x,y)$ .

Pentru a echilibra forta exterioara  $F$ , în functie de viteza si vâscozitate, are loc un proces de autoreglare a presiunilor din film si a grosimii acestuia.

### 5.3.2 Cazul filmului extrudat

Daca lipseste efectul de pana, adica daca cele doua suprafete sunt paralele, sub actiunea sarcinii, suprafata superioara se apropie de suprafata de baza, lubrifiantul este extrudat (strivit) si expulzat pe la margini. Fenomenul este cunoscut sub numele de „squeeze”.

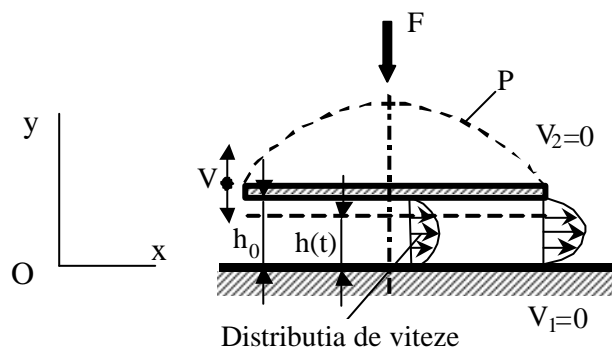


Figura 5.3

Prin faptul ca lubrifiantul (fluid newtonian) se opune „strivirii”, se produce un câmp de presiune cu distributie parabolica (figura 5.3) dar cu efect portant HD pentru care ecuatia presiunilor are forma din relatia (5.18) din care, ca si mai sus se pot determina presiunea maxima, capacitatea portanta si timpul  $t$  de la atingerea grosimii initiale  $h_0$  la cea finala  $h$ .

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 - \frac{dp}{dx} \right) = 12 \cdot \eta \cdot v_y \quad (5.18)$$

De fapt fenomenul este mai complex daca se considera existenta rugozitatii, a unor suprafete cu forme diferite de cele plane etc.

#### 5.4 Lagarul hidrodinamic radial

Lagarul radial (enuntat initial) tipic prezinta un cuzinet complet circular, cu o singura zona portanta si cu interstitiul convergent de tipul celui din figura 5.2.a în care se remarca un anumit joc diametral. Se remarca faptul ca exista conditiile asigurarii unui regim autoportant pentru sustinerea sarcinii aplicate pe arbore si respectiv transmisa fusului (lagarul putând fi de capat sau intermediar). Daca nu exista sarcina, teoretic fusul se situeaza centric cu cuzinetul.

Pentru analiza acestui caz va fi folosita o figura mai complexa si anume cea din figura 5.4.

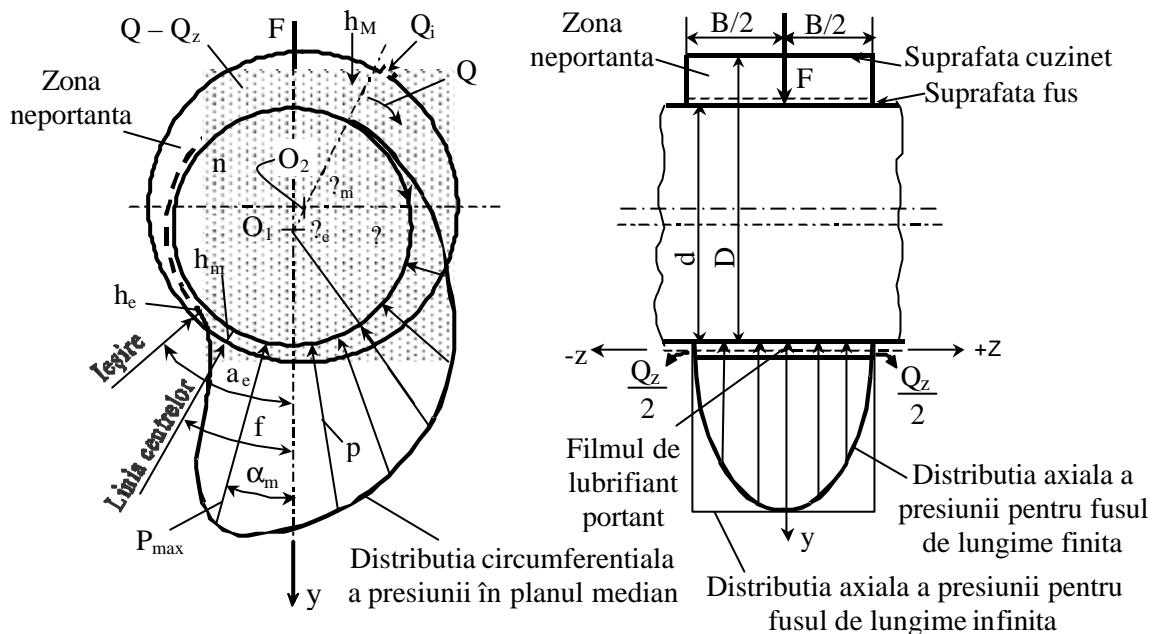


Figura 5.4

#### 5.4.1 Parametrii caracteristici

Pentru analiza lagarului radial vor fi considerati atât parametrii geometrici cât si parametrii adimensionali.

##### 5.4.1.1 Parametrii geometrici caracteristici

Urmărind figura 5.4., parametrii geometrici caracteristici sunt:  $d$  – diametrul fusului;  $D$  – diametrul cuzinetului;  $B$  – latimea cuzinetului;  $J$  – jocul diametral;  $h$ ,  $h_m$ ,  $h_M$  – grosimea, grosimea minima si, respectiv, grosimea maxima a filmului;  $e = O_1O_2$  – excentricitatea;  $\varphi$  – unghiul dintre linia centrelor si linia de referinta, denumit si unghiul de atitudine. Tinând seama de triunghiul  $AO_1O_2$ , se poate scrie expresia grosimii filmului

$$h = \frac{J}{2} + e \cdot \cos \theta \quad (5.19)$$

unde  $\frac{J}{2} = e + h_m$ . Diferentele dintre  $d$  si  $D$  sunt de ordinul toleranțelor, astfel ca în calcule se poate admite ca  $d \approx D$ .

#### 5.4.1.2 Parametrii adimensionali

Acestia deriva din parametrii geometrici si anume:  $\psi = J/D$  – jocul relativ în ‰;  $\varepsilon = 2e/J$  – excentricitatea relativa;  $\delta = 2h_m/J$  – grosimea minima relativa;  $B/D$  – raportul diametral sau lungimea relativa a cuzinetului. Daca în relatia jocului se înlocuiesc  $e$  si  $h_m$  din expresiile adimensionale, se obtine

$$\varepsilon + \delta = 1 \quad (5.20)$$

Daca în (5.19) introducem relatia (5.20), obtinem

$$h = 1 + \varepsilon \cdot \cos \theta \quad (5.21)$$

Se poate scrie acum ecuatia lui Reynolds cu marimi adimensionale

$$\frac{\partial}{\partial x} \cdot \left[ (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta)^3 \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right] + \left( \frac{B}{D} \right)^2 \cdot \frac{\partial}{\partial z} \left[ (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta)^3 \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] = 12 \cdot \pi \cdot \eta \cdot \frac{\partial (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta)}{\partial \theta} \quad (5.22)$$

în care variabilele utilizate sunt:  $\bar{x} = \theta$ ;  $\bar{z} = \frac{2z}{B}$ ;  $\bar{p} = \frac{p \cdot \Psi^2}{\eta \cdot n}$  – presiunea adimensionala;  $n$  – turatia fusului. Observam ca relatiile anterioare ale  $h$  si  $\bar{h}$  indica geometria interstitiului.

*Observatii:*

- în portiunea ocupata de lubrifiant se formeaza o zona portanta cu presiuni superioare celei ambiante precum si o zona neportanta în interiorul careia se recomanda amplasarea orificiului de alimentare;

- în cazul lagarului de lungime finita (cazul real) care se alimenteaza pe la capete cu ulei, zona portanta este mai redusa (zona punctata  $I_1 - I_{e1}$ ) fata de cazul alimentarii pe la partea superioara;

- în zona neportanta, pe fus exista un strat subtire de lubrifiant;

- valoarea  $p_{max}$  a presiunii ocupa pozitia definita de  $\alpha_m$  spre iesire; ea nu trebuie sa fie confundata cu forta portanta  $F_p$  care este de fapt o rezultanta a presiunilor pe directia sarcinii  $F_r$ .

Forța portanta se obtine integrând distributia de presiuni a zonei portante dupa doua directii:  $F_{1e}$  si  $F_{1p}$  adica directia liniei centrelor si perpendicular pe aceasta. Astfel

$$F_p = \sqrt{F_{1e}^2 + F_{1p}^2} = F_r \quad (5.23)$$

$F_{1e}$  si  $F_{1p}$  au expresii complexe [2], pentru cazul obisnuit al lagarului de lungime finita

$$F_p = \frac{\eta \cdot \omega}{\Psi^2} B \cdot D \cdot S_o \quad (5.24)$$



unde  $S_o$  este parametrul adimensional denumit si numarul Sommerfeld sau cifra de portanta. Din aceeași figura rezulta expresia unghiului de atitudine

$$\varphi = \arctg \frac{F_{ip}}{F_{ie}} \quad (5.25)$$

Cunoasterea acestui unghi localizeaza linia centrelor  $\overline{O_1O_2}$  si, implicit, grosimea minima ( $h_m$ ) a filmului.

Este important faptul ca, asa cum rezulta din figura 5.4 distributia axiala a presiunii pentru lagarul de lungime finita (B) are alura parabolica, spre deosebire de cazul teoretic al lungimii infinite, când distributia este uniforma.

Pentru a simplifica calculul grosimii filmului sunt necesare si expresiile urmatoarelor patru parametri adimensionali specifici (care sunt functie de  $\delta$  si B/D);

- coeficientul de portanta care este o functie de grosimea minima relativa  $\delta$  si lungimea relativa B/D,  $c_p = f_1(\delta, B/D)$ , ca expresie fiind inversul numarului Sommerfeld

$$c_p = \frac{\eta \cdot n}{p_m \cdot \Psi^2} = \frac{1}{S_o} \quad (5.26)$$

- coeficientul de debit

$$c_q = \frac{Q}{D^2 \cdot B \cdot \Psi \cdot n} = f_2(c_p, B/D) \quad (5.27)$$

unde Q este debitul de lubrifiant circumferential;

- coeficientul de debit de scapari

$$c_{qz} = \frac{Q_z}{D^2 \cdot B \cdot \Psi \cdot n} = f_3(c_p, B/D) \quad (5.28)$$

unde  $Q_z$  fiind debitul de scapari laterale care trebuie sa aiba o valoare cât mai mica;

- coeficientul puterii consumate prin frecare

$$c_f = \frac{\mu_f}{\Psi} = \frac{P_f}{\pi \cdot F_r \cdot D \cdot n \cdot \Psi} = f_4(c_p, B/D) \quad (5.29)$$

### 5.4.1.3 Calculul filmului autoportant

Din cele de mai sus rezulta ca filmul continuu de lubrifiant autoportant este de fapt elementul esential care asigura functionarea în regim HD.

Determinarea grosimii filmului de lubrifiant presupune un calcul complex la finalul caruia trebuie sa se tina seama ca suprafetele prezinta asperitati si nu sunt netede, dupa cum s-a presupus initial.

De fapt, filmul de lubrifiant reflecta complexitatea fenomenului HD si interactiunea parametrilor.

Este necesara gasirea unor solutii optime în care  $h_m > h_{m(ad)}$ . De fapt  $h_{m(ad)}$  depinde de marimea combinata a înaltimii rugozitatilor celor doua piese

$$h_{m ad} = K_m \cdot (R_{max fus} + R_{max cuzinet}) \quad (5.30)$$

unde  $K_m = 0,5 \dots 0,89$  în functie de material (figura 5.5, 5.6, 5.7) [2].

Dupa cum am mai aratat, sunt mari dificultati la solutionarea integralelor specifice.

Pentru a evita aceasta cale, s-a obtinut o metodica de calcul care utilizeaza succesiv trei diagrame de interdependenta a parametrilor adimensionali (reprezentate în figurile 5.5, 5.6 si 5.7) si anume cu privire la:

- dependenta grosimii minime relative  $\delta$  sau a excentricitatii relative  $\epsilon$  de B/D si de  $c_p$  (figura 5.5);
- dependenta coeficientului debitului de scapari  $c_q$  de B/D si  $c_p$  (figura 5.6);
- dependenta coeficientului puterii consumate prin frecare  $c_f$  de B/D si  $c_p$  (figura 5.7).

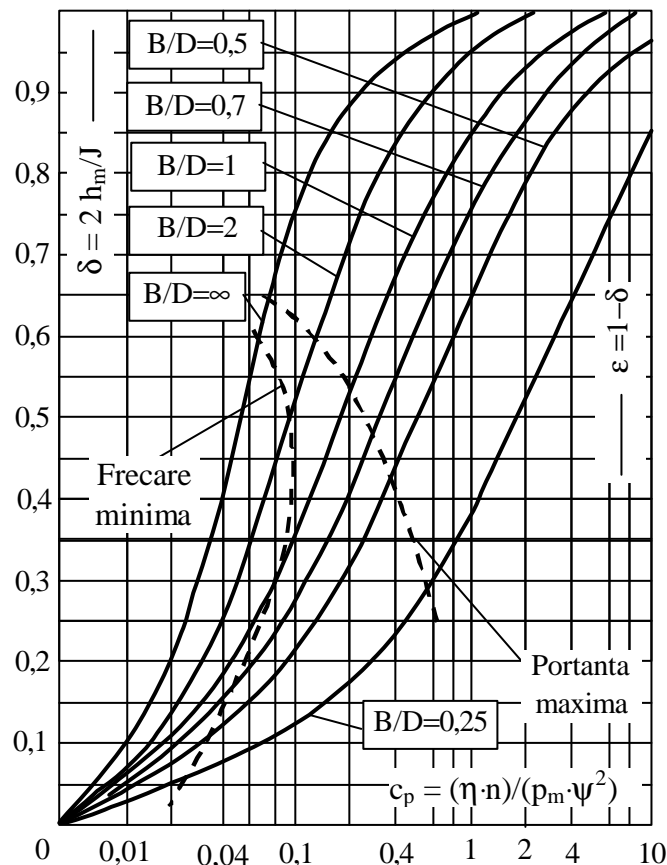


Figura 5.5

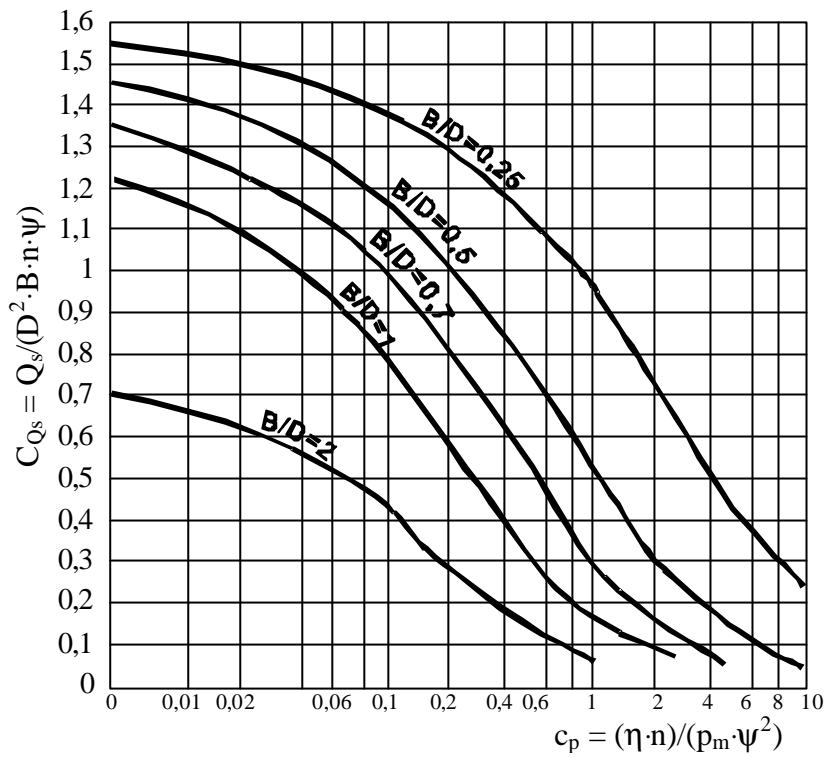


Figura 5.6

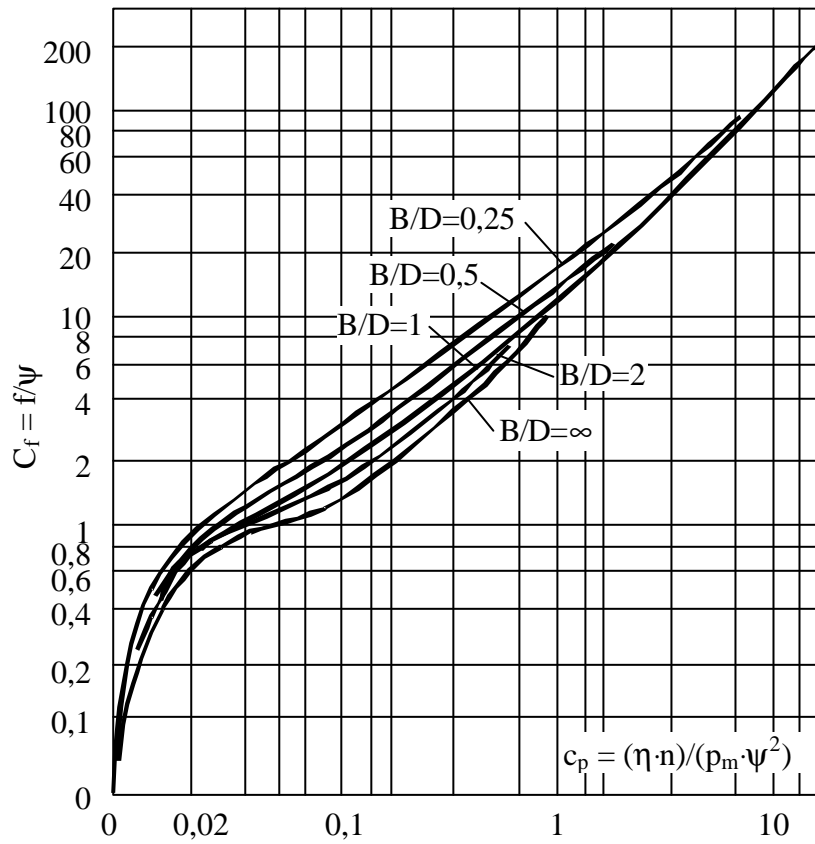


Figura 5.7

Diagramele respective (prezentate în îndrumările de proiectare) au fost obținute prin rezolvarea numerică a ecuațiilor susmenționate.

Valoarea raportului B/D se alege, valoarea lui  $c_p$  se calculeaza din relatia 5.26, iar  $h_m$  se obtine din relatia

$$h_m = \delta \cdot \Psi \cdot \frac{D}{2} \quad (5.31)$$

tinându-se seama de prezenta rugozitatilor. Pentru continuitatea curgerii  $Q_i = Q_s$ .

Un alt aspect important îl reprezinta calculul termic. Acesta trebuie sa tina seama de bilantul termic, admitându-se ca întreaga putere consumata prin frecare  $P_f$  se transforma în caldura care trebuie evacuata, astfel ca

$$P_f = P_c + P_a + P_l \quad (5.32)$$

în care cele trei componente privesc cantitatile de caldura ce pot fi evacuate prin corpul lagarului ( $P_c$ ), prin arbore ( $P_a$ ) si prin corpul lagarului ( $P_l$ ). Aceste componente se iau sau nu în vedere, în functie de tipul lagarului si modul lui de functionare.

Un element important de calcul este acela al coeficientului global de transfer de caldura  $K$  ( $W/m^2 \cdot \text{grd}$ ) care depinde de modul de transfer al caldurii (convecție, radiatie sau ambele). Desigur ca si în acest caz se va recurge la diagrame obtinute experimental.

Lagarele mai usor încarcate se ung cu inel sau disc (ungere proprie), iar pentru cele mai greu încarcate se prevede ungere prin circuit exterior si deci racirea prin lubrifiant, situatie în care  $P_f \approx P_l$ . Se admite ca valoarea temperaturii  $t$  (temperatura medie a filmului sau chiar a corpului lagarului,  $^{\circ}C$ ) este determinata în relatia de calcul a lui  $P_f$

$$P_f = K \cdot A_e (t - t_0) + Q_s \cdot \rho_l \cdot c_l (t_e + t_i) \quad (5.33)$$

unde  $A_e$  – aria exterioara a corpului lagarului,  $m^2$ ;  $t_0$  – temperatura mediului ambiant,  $^{\circ}C$ ;  $t_i, e$  – temperatura lubrifiantului la intrare si iesirea din zona portanta,  $^{\circ}C$ ;  $\rho_l$  [ $kg/m^3$ ] si  $c_l$  [ $kJ/kg \cdot \text{grd}$ ] sunt densitatea, respectiv caldura specifica a lubrifiantului.

Trebuie precizat ca varianta de ungere – racire trebuie adoptata de la început. Spre exemplu, în cazul racirii lubrifiantului prin circuit exterior se poate admite ca  $t_e - t_i = 10 \dots 40$   $^{\circ}C$  [2].

Fata de cele prezentate, apar evidente cerintele de proiectare de a avea valori cât mai reduse ale parametrilor  $t$ ,  $P_c$ ,  $Q_s$ , B/D si desigur o solutie constructiva cât mai simpla si ieftina. Mai precizam ca succesiunea calculelor de proiectare pentru lagarele radiale HD, de la datele initiale ( $F$ ,  $n$ ,  $D$ , B/D,  $\eta$ ,  $P$ ,  $c_l$ ,  $t$ ,  $t_0$ , modul de racire) la cele finale (anticipate mai sus) sunt date în Îndrumarul de Proiectare [4].

## 5.5 Alte tipuri de lagare radiale HD

În ultimele decenii cercetarile asupra lagarelor radiale HD au condus la solutii mai bune pentru anumite situatii cum ar fi lagarele cu mai multe zone portante [3 – 5], cu mai multe fante de alimentare, cu 2, 3 sau 4 lobi, cu sectoare oscilante, cu canale elicoidale pe arbore etc. Acestea au derivat din lagarele cu o zona portanta (figura 5.8.a). În figura 5.8 sunt prezentate doar câteva exemple. Astfel se remarca lagarele tip „lamâie” cu doua zone portante (figura 5.8.b) sau trei zone portante (figura 5.8.c). La varianta cu trei zone portante, alimentarea cu ulei se face prin trei fante dintr-un canal primar inelar. O alta solutie o reprezinta lagarul cu bucsa flotanta (figura 5.8.d).

În figura 5.8.e este prezentat lagarul cu cinci zone portante si cuzineti oscilanti.

Figura 5.8.f prezinta tipul de lagar cu canale elicoidale duble si debit transversal nul.

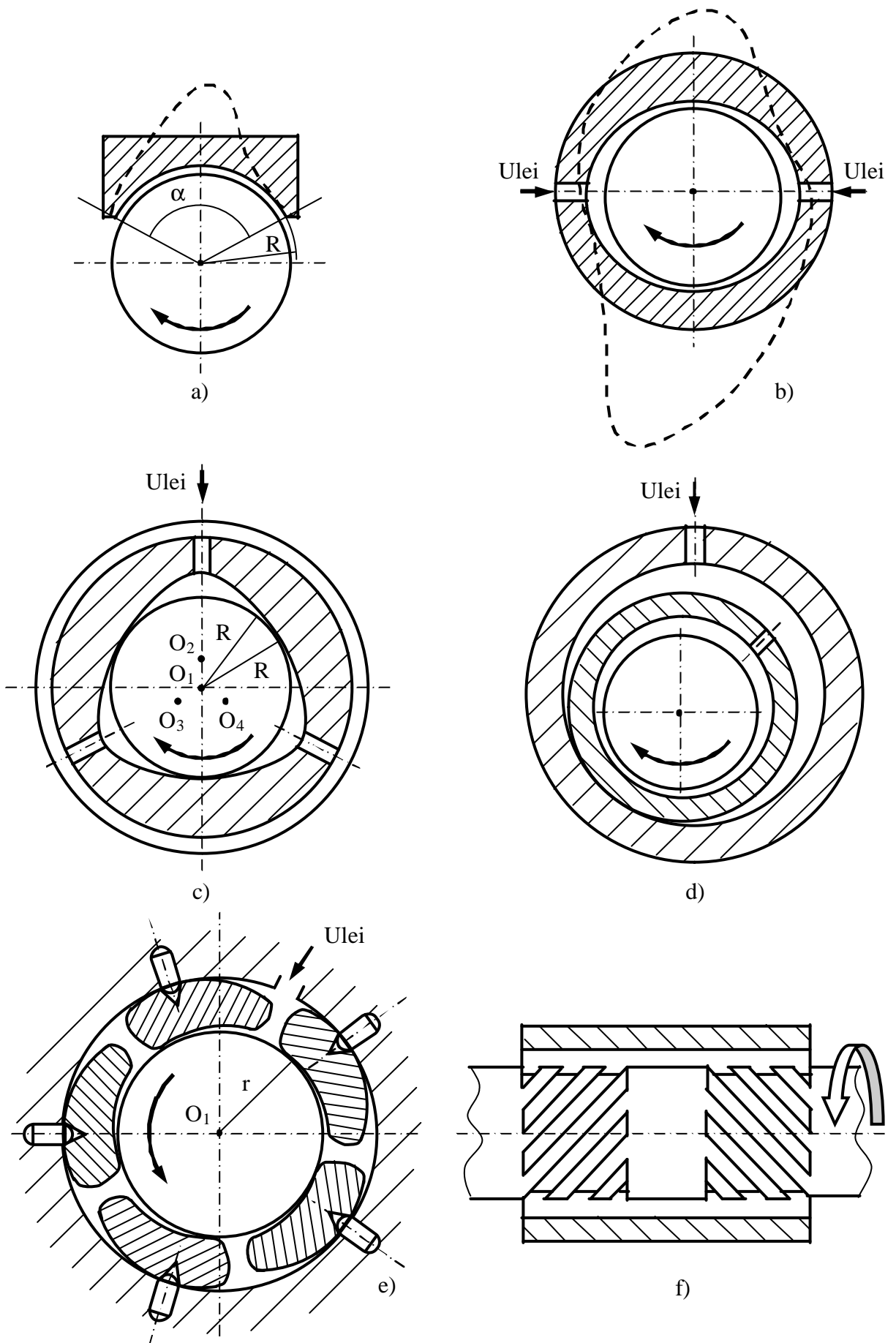


Figura 5.8

Remarcam ca s-a ajuns la astfel de tipuri de lagare pentru a se obtine certe avantaje fata de tipul clasic. Astfel, pentru viteze mari, se recomanda lagarul tip „lamâie”, cu inel intermediar sau cu sectoare oscilante. Acest ultim tip prezinta joc mic si stabilitate dinamica deosebita, utilizându-se la viteze si dimensiuni mari. La lagarele cu mai multe zone portante, portantele se însumeaza geometric. Alegerea tipului optim pentru o anumita utilizare se face prin consultarea cu atentie a literaturii de specialitate.

## 5.6 Lagare unse cu gaze

### 5.6.1 Aspecte generale. Avantaje si dezavantaje

Lagarele unse cu aer sau cu alte gaze prezinta unele avantaje fata de lagarele unse cu ulei, avantaje care deriva din vâscozitatea foarte redusa a aerului (care la 20 °C este aproximativ 1/1000 fata de vâscozitatea uleiurilor usoare sau de circa 50 de ori mai mica decât a apei). Astfel, frecarea fiind foarte mica, se poate ajunge la turatii mari si foarte mari (pâna la 600.000 rot/min), turatii care depasesc posibilitatile de rezistenta ale rulmentilor. Rezulta un consum energetic foarte redus si deci un randament ridicat. Aplicatiile lagaruirii cu gaze, respectiv cu aer sunt destul de numeroase (supercentrifuge, masini textile, masini unelte de rectificat, mecanica fina, turbofreze dentare). Aceste lagare pot functiona foarte bine în instalatii frigorifice, în câmp de radiatii si sunt de preferat în industriile textila, farmaceutica si alimentara, pentru ca nu genereaza impuritati.

Ca dezavantaje sunt de mentionat functionarea numai în regimuri cu film gros (gazodinamic si gazostatic) si cu suprafete superfinisate (cu  $R_z \leq 0,25 \mu\text{m}$ ) aspecte care conduc la o tehnologie scumpa. Alte dezavantaje sunt date de capacitatea portanta redusa (maximum  $2,5 \cdot 10^{-1} \text{MPa}$ ), amortizare redusa, tendinta la instabilitate si vibratii, precum si uzura la pornire si oprire (spre si din regim GD).

### 5.6.2 Elemente de calcul

Datorita compresibilitatii si expansibilitatii gazelor, diferentele teoretice si practice sunt esentiale fata de ungerea cu ulei, atât la viteze reduse cât si la viteze foarte mari. Se remarca o varietate destul de mare de lagare si ghidaje unse cu gaze (figura 5.9).

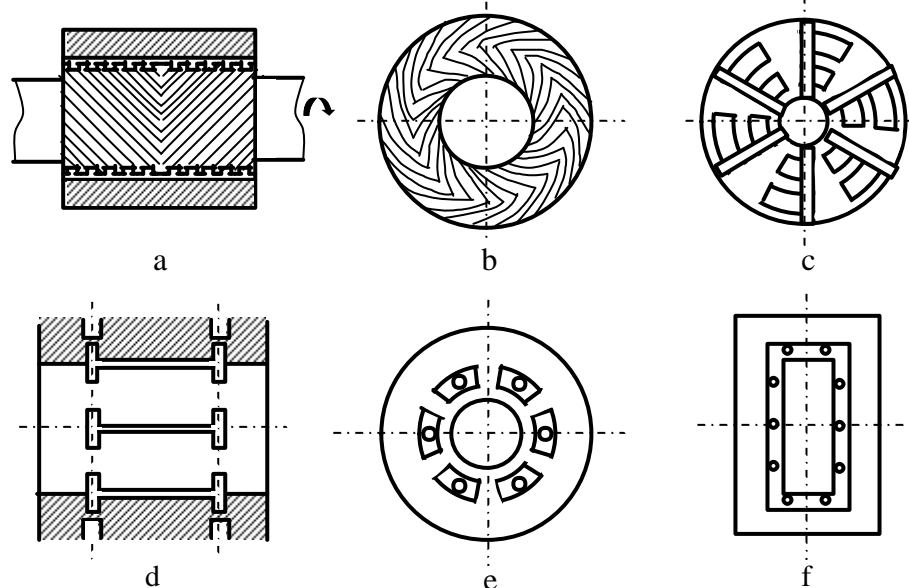


Figura 5.9

### 5.6.2.1 Lagare circulare gazodinamice

Proprietatile de compresibilitate si expansibilitate, specifice gazelor, duc la aparitia unor diferente esentiale fata de ungerea cu ulei la viteze reduse si, în special, la viteze ridicate.

În figura 5.10 sunt prezentate câte o sectiune radiala prin un lagar hidrodinamic (figura 5.10.a) si, respectiv, un lagar gazodinamic (figura 5.10.b). Dupa cum rezulta din figura 5.10.b, în cazul lagarelor gazodinamice se formeaza doua zone portante (fata de una singura la ungerea cu ulei), pozitionate ca în figura.

Se observa ca zona portanta principala își pastreaza în mare pozitia, forma si marimea ca la lagarele hidrodinamice.

A doua zona portanta este mai redusa ca amplitudine fata de prima (principala). Astfel se observa ca regiunea cuzinetului superior devine si ea zona activa. În acest caz, aerul se va introduce pe la capetele lagarului.

Spre deosebire de cazul ungerii cu ulei, capacitatea portanta nu creste linear cu turatia si atinge repede valori plafon, ca în figura 5.10.c.

În figura 5.10 s-au notat:  $O_1$  si  $O_2$  centrele fusului si cuzinetului,  $\beta$  unghiul dintre axa centrelor si directia fortei portante,  $P$  forta portanta.

Dupa Drescher [1], pâna la maximum  $5 \cdot 10^4$  rot/min, se poate utiliza expresia

$$p_m [10^{-1} \text{ MPa}] \approx 10^{-4} [\text{rot/min}] \quad (5.34)$$

Deoarece  $p_m = F/(B \cdot D)$ , se recomanda  $B/D = 1,5 \dots 2$  si  $\psi = 0,5 \dots 1,5 \text{ ‰}$ .

Presiunea medie astfel obtinuta se limiteaza la valori de maximum  $1 \div 1,5 \cdot 10^{-1}$  MPa.

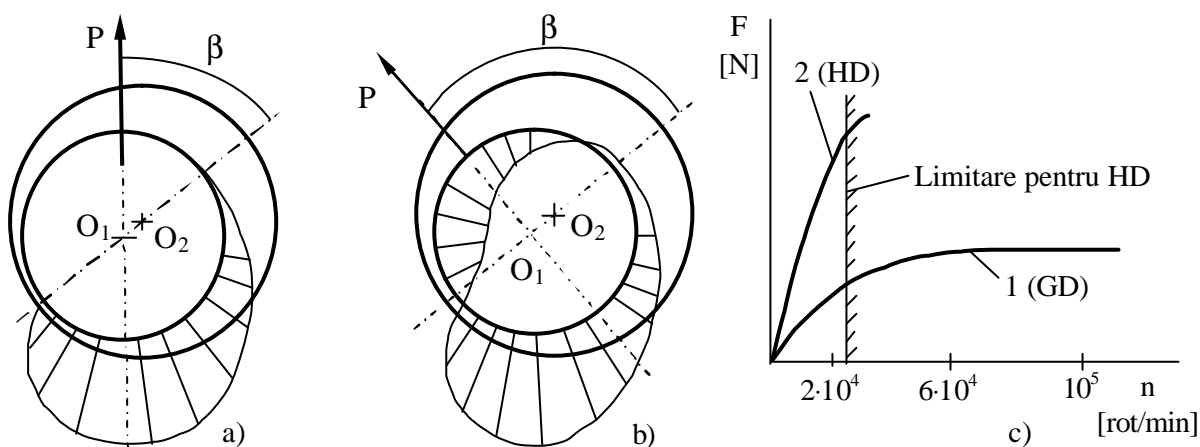


Figura 5.10

Pentru cuzineti se prevad materiale dure (ceramica, otel aliat etc.). Lagarele GD sunt de regula prevazute cu canale spirale, iar cele GS cu mai multe buzunare sau canale spirale. În general rezulta o grosime a filmului  $h_0$  foarte mica.

### 5.6.2.2 Lagare si ghidaje gazostatice

Este evident ca prin asigurarea unui film de gaz (aer) mai gros, va rezulta si o uzura practic nula. De aceea, si în cazul lagarelor gazodinamice, se recurge la solutia gazostatica (similar cu lagarele hidrodinamice pentru sarcini si turatii mari) pentru fazele de pornire si/sau oprire. Portanta este limitata si de marimea presiunii de alimentare cu aer a instalatiei industriale (uzual de  $6 \div 12$  bari). Sarcina maxima suportata poate rezulta din

$$F \approx \frac{p^* \cdot B \cdot D}{4} \quad (5.35)$$

unde presiunea aerului introdus s-a notat cu  $p^*$ .

Pentru calculul lagarebr si ghidajelor gazostactice se utilizeaza parametrul adimensional al lui Harrison [1]

$$H_s = \frac{6 \cdot n \cdot r_0^2 \cdot \sqrt{R \cdot T}}{p_{al} \cdot h^3 \cdot \sqrt{1 + d^2}} \quad (5.36)$$

în care s-au notat cu:  $n$  – numarul de orificii de alimentare;  $r_0$  - raza restrictorului;  $h$  – grosimea filmului;  $p_{al}$  – presiunea de alimentare;  $RT$  – constanta gazului respectiv (raportul dintre rezistenta hidraulica a restrictorului si a interstitiului). S-a admis ipoteza temperaturii ambiante a gazului care patrunde prin restrictor si trece prin interstitiu, debitele respective fiind egale.

Rigiditatea se calculeaza cu relatia  $k = \frac{dF}{dh}$  în care grosimea  $h$  (conditionata de  $p_{al}$  si  $H_s$ ) limiteaza sarcina  $F$ . Cunoscând sarcina  $F$  se poate determina geometria ( $L$  si  $B$ ) si apoi rigiditatea statica  $k$ . Pentru simplificare se recurge la parametrii adimensionali  $\bar{F}$  si  $\bar{k}$  [2]

$$\bar{F} = \frac{F}{L \cdot B \cdot (p_{al} - p_e)}; \bar{k} = \frac{1 + \delta^2}{1 + \frac{2}{3} \cdot \delta^2} \cdot \frac{h \cdot k}{L \cdot B \cdot (p_{al} - p_e)} \quad (5.37)$$

si la diagrame de calcul (pentru lagarele HS circular si dreptunghiular). Asa cum s-a aratat, sarcina  $F$  depinde si de  $H_s$  care va fi utilizat. Se recurge la calculul adimensional, pentru a se evita un calcul analitic foarte laborios [1].

Pentru lagarele industriale unse cu aer se recomanda lucrarea [15].

## 5.7 Lagare axiale autoportante

Lagarele axiale autoportante functioneaza tot prin efect hidrodinamic care este obtinut prin utilizarea unor sectoare fixe (echivalente) sau oscilante (plane sau lenticulare). Sectoarele de tip oscilant pot fi rezemate elastic ca în figura 5.10.

Lubrifiantul circula prin canalele (degajarile) dintre sectoare. Pentru ca regimul HD sa se poata crea, este necesar ca sectoarele sa fie înclinate (cele fixe) sau cu posibilitate de a se înclina(cele oscilante).

### 5.7.1 Calculul filmului autoportant

Se considera ca, fiecare din cele  $i$  sectoare de lagar axial este un lagar cu o geometrie si dimensiuni specifice. Astfel, pentru fiecare sector, suprafata înclinata de forma trapezoidala se poate asimila cu una dreptunghiulara. Fiecare astfel de „patina” dreptunghiulara are acelasi diametru interior, exterior si mediu ( $D_i$ ,  $D_e$ ,  $D_m$ ) si aceeasi lungime medie  $L = [(\pi D_m/i) - 1]$ ,  $l$  fiind latimea unui canal.

Grosimile filmului în dreptul punctului de pivotare, maxima si minima sunt notate cu  $h_p$ ,  $h_M$  si  $h_m$ .

Se noteaza cu  $x_p$  distanta de la intrare (cu  $h_M$ ) pâna la punctul de oscilare (pivotare) si cu  $\phi$  coeficientul de utilizare a suprafetei  $\phi = iL/(\pi D_m) = L(L+1)$ .



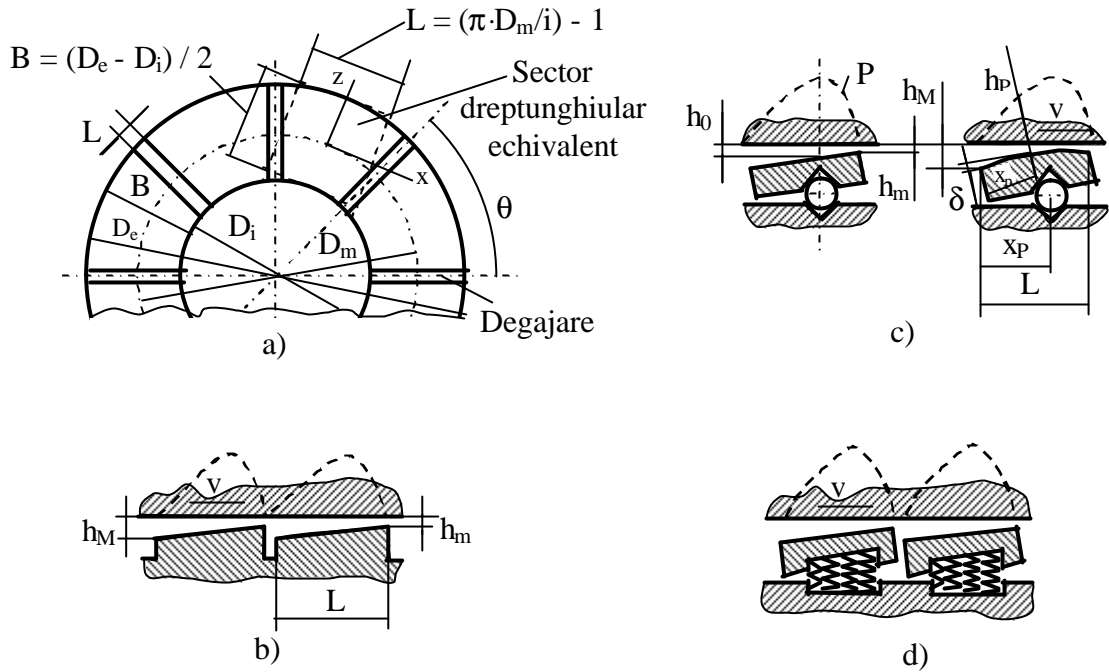


Figura 5.11

Este evident ca, la o astfel de geometrie echivalenta, viteza periferica medie la translata una patine va fi  $v = \pi \cdot v \cdot D_m$ . iar presiunea medie va fi

$$p_m = \frac{F_a}{i \cdot L \cdot B} = \frac{F_a}{\pi \cdot D_m \cdot \varphi \cdot B} \quad (5.38)$$

B fiind latimea sectoarelor. Pentru filmul de ulei a fiecarui astfel de „mini-lagar” se considera o variatie liniara a vitezei  $v_x$  în raport cu  $y$ :  $v_x = -v(1-y/h)$ . Astfel, vom obtine o forma mai simpla a ecuatiei diferentiale a presiunilor (ecuatia Reynolds)

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta \cdot v \cdot \left( \frac{h'_m}{h^3} \right) \quad (5.39)$$

unde s-a notat cu  $h'$  grosimea peliculei în punctul în care presiunea creata are valoarea maxima. Prin integrarea ecuatiei (5.39) se obtin valorile  $p_x$  si ale presiunilor maxime cu aceeasi relatie (5.17) de la lagarul circular.

Pentru cazul lagarului axial vom avea aceeasi coeficienti adimensionali (cu functii diferite de  $h_M/h_m$ ,  $B/L$ ) ca la lagarul circular:

- coeficientul de portanta:  $c_{px} = \frac{\eta \cdot v \cdot L}{p_m \cdot h^2} = f_1 \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right);$
- coeficientul de debit de iesire circumferential:  $c'_{qxs} = \frac{Q_{xs}}{v \cdot B \cdot h_m} = f_2 \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right);$
- coeficientul de debit de intrare lateral:  $c'_{qzs} = \frac{Q_{zs}}{v \cdot B \cdot h_m} = f_3 \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right);$
- coeficientul puterii consumate:  $c_{fx} = \frac{F_f \cdot L}{v \cdot F_{as} \cdot h_m} = f_4 \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right).$

Pentru sectoarele inelare mai sunt necesare încă două elemente:

- poziția relativă a punctului de pivotare:  $\frac{x_p}{L} = f_5 \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right);$

- grosimea relativă a filmului în dreptul punctului de pivotare:  $\frac{h_p}{h_m} = f_6 \left( \frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right).$

Pentru calculul termic menționăm că în ecuația conservării energiei (de la lagarul circular) intervine o modificare prin însumarea celor două debite

$$P_f = K \cdot A_c \cdot (t - t_0) + (Q_x + Q_z) \cdot \rho_e \cdot c_e \cdot (t_e - t_i) \quad (5.40)$$

În cazul imersării lagarului, calculul termic se face considerând numai primul termen al acestei ecuații. Pentru cazul ungerii sub presiune, se consideră numai al doilea termen al ecuației (5.40).

### 5.8 Aspecte constructive

Criteriile care ușurează alegerea tipului de ungere (metoda și dispozitiv) și tipul lubrifiantului sunt prezentate în literatura de specialitate [1-5, 10-13]. Ele depind de tipul mașinii, de tipul lagarului și de parametrii săi funcționali (sarcină, viteză, temperatură). La aplicațiile obișnuite (reductoare, motoare cu ardere internă etc.) lagarul este uns cu uleiul din baie prin barbotare sau pompare. De reținut faptul că, în situații speciale, lagarul este uns prin circuit separat, de regulă cu ulei de lagar. Această situație, de ungere sub presiune, se cere a fi prevăzută la mașini și utilaje destinate a lucra la turatii și sarcini mari.

La proiectarea cuzinetelor trebuie adoptate încă de la început tipul de cuzinet și tipul de uzură care apare între fus și cuzinet (uzură de adeziune, abraziune, oboseală).

Alegerea materialelor de cuzineta constituie a doua problemă importantă a proiectării lagarului, varietatea materialelor fiind destul de mare. O primă categorie de materiale o constituie materialele metalice: fonte, oțeluri, bronzuri, materiale sinterizate (pe bază de Cu sau Fe) sau, uneori, chiar aliaje dure (Co și W, Ni și Be). O a doua categorie de materiale este formată din materialele nemetalice: mase plastice (îndeosebi PTFE), lemn presat și impregnat, cauciuc, materiale compuse (din PTFE, poliamide, grafit, MoS<sub>2</sub> etc.). Se mai folosesc materiale ceramice sau anumite pietre prețioase (în mecanica fină).

Pentru o alegere optimă a materialelor de cuzineta, trebuie cunoscute cât mai bine atât caracteristicile lor de rezistență cât și tribologice. De exemplu PTFE (teflon), în cupla tribologică cu oțelul, prezintă cel mai mic coeficient de frecare (0,04 – 0,06) în strat subțire lubrifiat. Același material, în strat gros (bucse) și în aceleași condiții, are un coeficient de frecare destul de mare (0,1 + 0,3). Dar teflonul are o rezistență redusă la uzură. Există și soluții multistrat (tip Glaciér), cu strat de suprafață de teflon, un strat intermediar din pulbere de Bz impregnată cu teflon, și un strat de bază rezistent (de exemplu oțel). În astfel de soluții moderne s-a ținut seama de gama de presiuni și temperaturi, de menținerea unei conductivități termice corespunzătoare, precum și de tipul de uzură al lagarului. Astfel, față de materialul fusului (oțel), pentru a se evita sau limita uzura de adeziune, se utilizează materiale denumite „de antifricțiune” (neantagoniste cu oțelul din punct de vedere al frecării).

În literatura de specialitate se găsesc exemple constructive privitoare la alegerea și proiectarea soluției optime; de exemplu, cuzineta cu straturi subțiri de antifricțiune (a nu se confunda cu cuzineta cu pereți subțiri), soluții de nervurare a carcaselor pentru îmbunătățirea răcirii sau soluții de răcire intermediară, de capăt, axiale, pentru sarcini și turatii mari, cu răcire naturală sau forțată etc.

## 5.9 Reazeme si lagare hidrostactice (HS)

### 5.9.1 Aspecte generale

Lagarele HS constituie a doua categorie importanta de lagare cu alunecare cu film gros. Caracteristica principala a acestor lagare este faptul ca lubrifiantul este introdus sub presiune, prin pompare, în interstitiul dintre fus si cuzinet, pentru a realiza portanta necesara echilibrării sarcinii. Este important de subliniat ca, spre deosebire de cazul ungerii HD, ridicarea fusului de pe cuzinet nu este conditionata de începerea miscării de rotatie sau 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.

Se pot remarca anumite avantaje ale lagarelor hidrostactice fata de cele hidrodinamice sau cu rulmenti: stabilitatea fusului, rigiditatea ridicata, coeficienti de frecare mai mici, amortizarea vâscoasa mai mare.

Sarcinile mari, uneori de sute de tone (mori de minereu, malaxoare, masini unelte de dimensiuni mari, turbine etc.) si dimensiunile corespunzatoare conduc în mod obligatoriu la solutia hidrostatica. Rigiditatea sporita a lagarelor HS face ca acestea sa concureze cu cel de rostogolire nu numai la utilaje grele (strunguri carusel) ci si la masini-unelte de precizie (masini-unelte de rectificat) sau în mecanica fina.

Reazemele HS pot avea diferite forme (circulare, triunghiulare, patrate, dreptunghiulare) cu unul sau mai multe buzunare situate simetric.

Pelicula groasa, de ordinul zecilor de  $\mu\text{m}$ , este realizata, dupa caz, prin folosirea mai multor pompe, astfel distribuite încât fiecare introduce simultan lubrifiantul în câte un buzunar sau degajare, de regula în cuzinetul inferior.

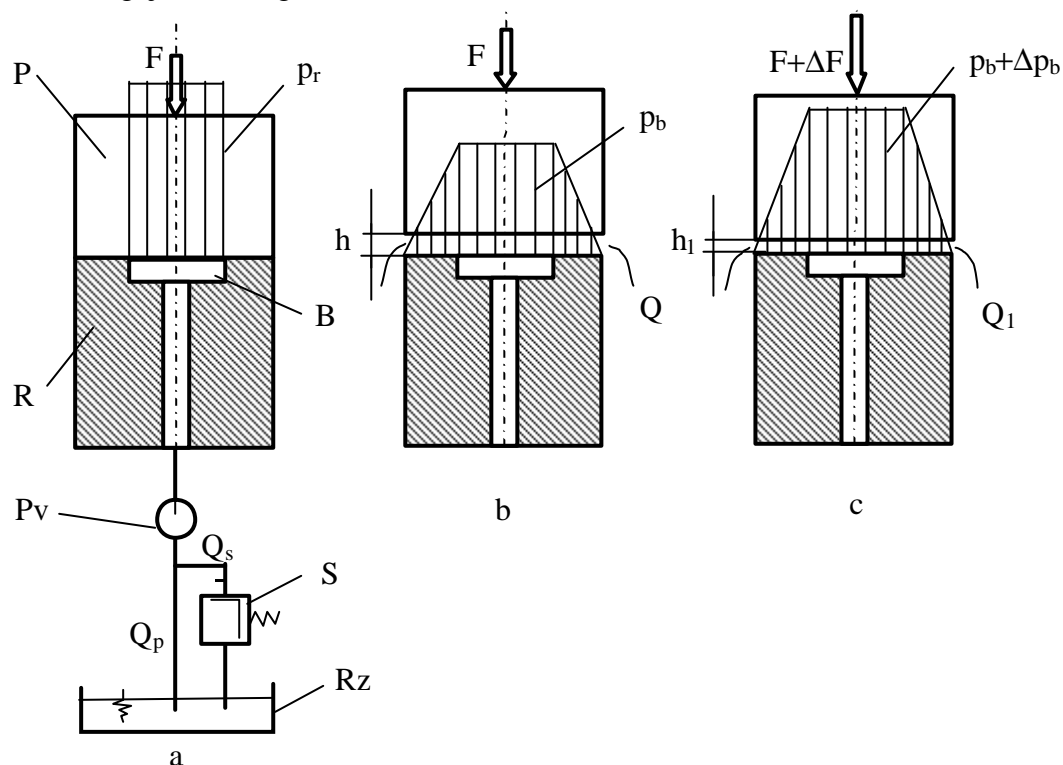


Figura 5.12

În figura 5.12. este prezentat un reazem hidrostatic, schema instalatiei hidraulice de alimentare si fazele caracteristice de funcționare.

La ridicare pivotul  $P$  este asezat pe reazemul  $R$ , datorita sarcinii exterioare  $F$ . Pompa volumica  $P_v$  furnizeaza debitul  $Q_p$  care trece în întregime prin supapa de presiune  $S$  catre

rezervorul Rz. Concomitent, în buzunarul B se generează presiunea de ridicare  $p_r$  cu distribuția din figura 5.12.a. La funcționarea în regim stabil (figura 5.12.b), pivotul se ridică cu distanța  $h$  față de reazem, debitul furnizat  $Q_p$  este împărțit în două: debitul  $Q$  prin reazem și debitul  $Q_s$  prin supapă ( $Q_p = Q + Q_s$ ). Presiunea  $p_b$  din buzunar ( $p_b < p_r$ ) are mărimea și forma din figura (descrescătoare către ieșire). La creșterea sarcinii cu  $\Delta F$ , grosimea filmului scade la o valoare  $h_1$ , implicit debitul scade la valoarea  $Q_1$ , iar presiunea din buzunar crește corespunzător cu o valoare  $\Delta p_b$ . La scăderea sarcinii fenomenele decurg în sens invers.

În figura 5.13 este prezentat cazul unui lagar radial hidrostatic. Se observă varianta cu șase buzunare (figura 5.13.a) la care alimentarea cu debitul  $Q_a$  se face prin intermediul restrictorilor R. Distribuția radială de presiuni este aratăată în figura 5.13.b pentru lagarul neîncărcat cu patru buzunare și în figura 5.13.c, pentru cazul arborelui sub sarcină și cu turația  $n$ . Se observă modificarea corespunzătoare a distribuției de presiuni.

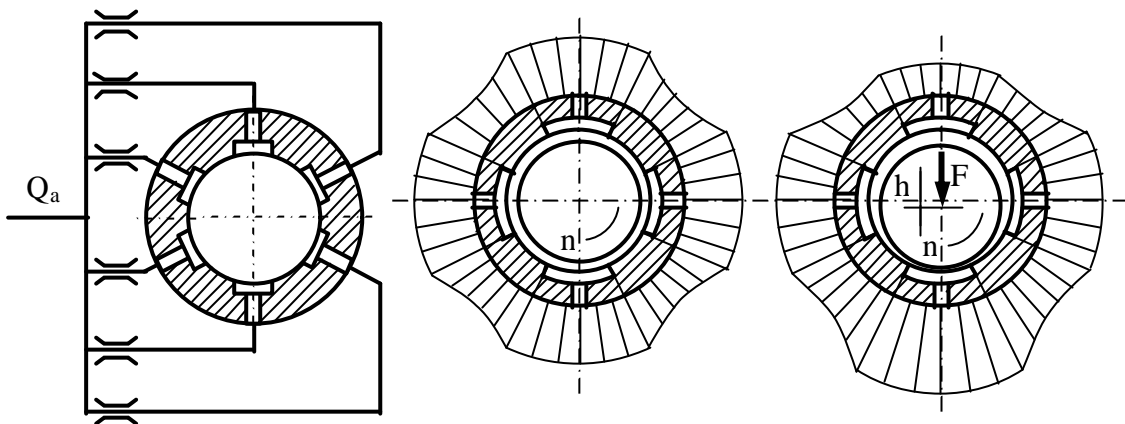


Figura 5.13.a

Figura 5.13.b

Figura 5.13.c

### 5.9.2 Ecuația lui Reynolds

O ecuație tip Reynolds se aplică și în cazul ungerii HS. Astfel, dacă lubrifianțul este ulei sau apă, cu  $\rho$  și  $\eta$  constante, curgere laminară ( $Re \ll Re_{cr}$ ) și pentru încărcare statică ( $\partial h / \partial t = 0$ ), ecuația diferențială a presiunilor are forma

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \right) = 0 \quad (5.41)$$

la care, comparativ cu (5.14), lipsește termenul din dreapta.

Distribuția de presiuni este prezentată în figura 5.12, rezultând că se admite o presiune constantă și o scădere liniară la  $p = 0$  pe pragurile lagarului.

În acest caz, dacă raza buzunarului este mică față de cea a lagarului, atunci distribuția de presiuni poate fi aproximată cu una liniară. Pentru ambele cazuri distribuția de viteze este parabolică, ca în cazul exprimat la lagarele HD prin aplicarea legii lui Newton, dar fără ultimul termen, deci cele două variante funcționale se pot asimila una cu cealaltă.

### 5.9.3 Elemente de calcul

Tinând seama de cele de mai sus, calculul la HS poate parcurge principalele etape de la lagarele HD. Pentru a simplifica, preferam a ne raporta la un lagar axial simplu, cu un singur buzunar, alimentat de o singura pompa (ca în schita din figura 5.12.b) care furnizeaza lubrifiant în buzunar la o presiune  $p_b$ .

#### 5.9.3.1 Presiunea si forta portanta

Dupa cum a rezultat, presiunea ce trebuie asigurata în interstitiu si buzunar, respectiv forta portanta trebuie sa echilibreze sarcina  $F$ . Deoarece grosimea filmului în buzunar  $h_b \approx 100 \cdot h$ , se admite ca presiunea  $p_b$  din buzunare este constanta. De asemenea, s-a admis o cadere de presiune liniara între buzunar si marginile lagarului. În general se admit doua faze: ridicarea fusului de pe lagar, la pornire si, apoi, functionarea.

În cazul simplificator din figura 5.12 au fost notate cu  $p_b$  si  $p_r$  presiunile din buzunar în functionare si, respectiv, la pornire ( $p_r > p_b$ ). La pornire, lubrifiantul va ocupa numai spatiul din dreptul buzunarului de arie  $A_b$ , iar în functionare, când se formeaza filmul, pe întreaga arie a lagarului  $A_t$ . Se cunosc sarcina  $F$  si geometria lagarului ( $A_t$  si  $A_b$ ) si rezulta relatiile

$$F = p_r \cdot A_b = p_b \cdot A_t \cdot a_f \quad (5.42)$$

unde  $a_f$  este un coeficient de portanta care depinde de geometria lagarului. Expresiile fortei  $F$  difera la pornire (ridicare) si functionare. În [2] s-a aratat ca (dupa H. Rippel – 1969) pentru fus si inelul circular  $a_f$  are expresia

$$a_f = \frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{1 - \left( \frac{D_b}{D} \right)^2}{\ln \frac{D_b}{D}} \right] \quad (5.43)$$

unde  $D$  si  $D_b$  sunt diametrul lagarului (respectiv al fusului pivot) si al buzunarului inelar.

*Observatii.* Daca o pompa volumetrica alimenteaza doua sau mai multe buzunare care apartin unor lagare diferite, este necesar sa se intercaleze restrictori (duze) care realizeaza rezistente hidraulice de acelasi ordin de marime cu interstitiul lagarelor. Restrictorii trebuie sa realizeze presiunile necesare ridicarii acestor lagare si pot fi tub capilar, orificiu calibrat, cu membrana, din material poros [1] etc. La instalatiile pretentioase, pentru îmbunatatirea performantelor lagarului HS (rigiditate, portanta), în locul restrictorilor se mai pot folosi regulatoare de debit.

#### 5.9.3.2 Debitul de lubrifiant

Pentru cazul simplu considerat, cu  $v = 0$  si o curgere sub gradient de presiune (tip Poisseuille), expresia debitului  $Q$  de lubrifiant este

$$Q = a_q \cdot \left( \frac{F}{A_t} \right) \frac{h^3}{\eta} \quad (5.44)$$

unde  $a_q$  – coeficient de debit.

Pentru cazul considerat este indicata expresia [2]

$$a_q = \frac{\pi}{3} \cdot \left[ 1 - \frac{1}{1 - \left( \frac{D_b}{D} \right)} \right] \quad (5.45)$$

### 5.9.3.3 Puterea consumata prin frecare

Pentru alegerea pompei si proiectarea instalatiei hidraulice, trebuie sa se cunoasca puterea pierduta prin frecare. Pentru acelasi caz, puterea necesara este

$$P_p = p_b \cdot Q = a_p \cdot \left( \frac{F}{A_t} \right)^2 \cdot \frac{h^3}{\eta} \quad (5.46)$$

unde coeficientii  $a_f$ ,  $a_q$ ,  $a_p$  se gasesc tabelati sau reprezentati grafic [10] sau se determina experimental. În lucrarea [2] se arata ca

$$a_p = \frac{a_q}{a_f} \quad (5.47)$$

În cazul în care fusul (arborele) executa si o miscare de rotatie cu viteza unghiulara  $\omega$ , curgerea fiind de tip Couette si  $\eta = ct.$ , puterea consumata prin frecare este data de [2, 3, 10]

$$P_f = \frac{\pi}{64} \cdot \eta \cdot \frac{\omega^2}{h_m} \cdot (D^2 - D_b^2) \cdot (D + D_b)^2 \quad (5.48)$$

În acest caz puterea totala necesara pomparii se obtine însumând (5.46) cu (5.48)

$$P_t = P_p + P_f \quad (5.49)$$

### 5.9.3.4 Elemente de calcul termic

Se remarca faptul ca, în cazul HS, se produce o încălzire redusa (frecarea fiind mica), debitul de lubrifiant (prin pompare) fiind mare si considerând ca lubrifiantul evacueaza integral caldura care se formeaza, putem considera  $P_f \approx P_1$  si

$$P \approx P_f = Q \cdot \rho_e \cdot c_e (t_e - t_i) \quad (5.50)$$

### 5.9.4 Alte cazuri

De remarcat ca pentru situatii normale sau mai complicate, proiectarea trebuie sa se faca apel si aici la lucrari de specialitate. Astfel, pentru situatia în care este necesar sa fie alimentate cu lubrifiant doua lagare HS care suporta sarcini diferite ( $F_1 > F_2$ ), se apeleaza la restrictori. Astfel, pentru a se putea alimenta corespunzator si lagarul cu sarcina mai mare este necesar ca între pompa si cele doua lagare sa se intercaleze si o anumita rezistenta hidraulica (restrictor) care poate avea forma unui tub capilar sau alte forme bine determinate. Tipul

restrictorului si geometria lui impun introducerea în calcul a unor constante proprii care se pot gasi în literatura de specialitate.

Asigurarea regimului HS la lagarele radiale, necesita prezenta mai multor buzunare (4 – 6, ca în figura 5.14) pentru realizarea unei rigiditati sporite, în conditiile functionarii excentrice a axului.

Adeseori, în aceeasi instalatie, arborele poate avea atât lagar radial HS cât si lagar axial HS, cum este cazul arborelui port-scula pentru masini-unelte de înalta precizie prezentat în figura 5.14 [11].

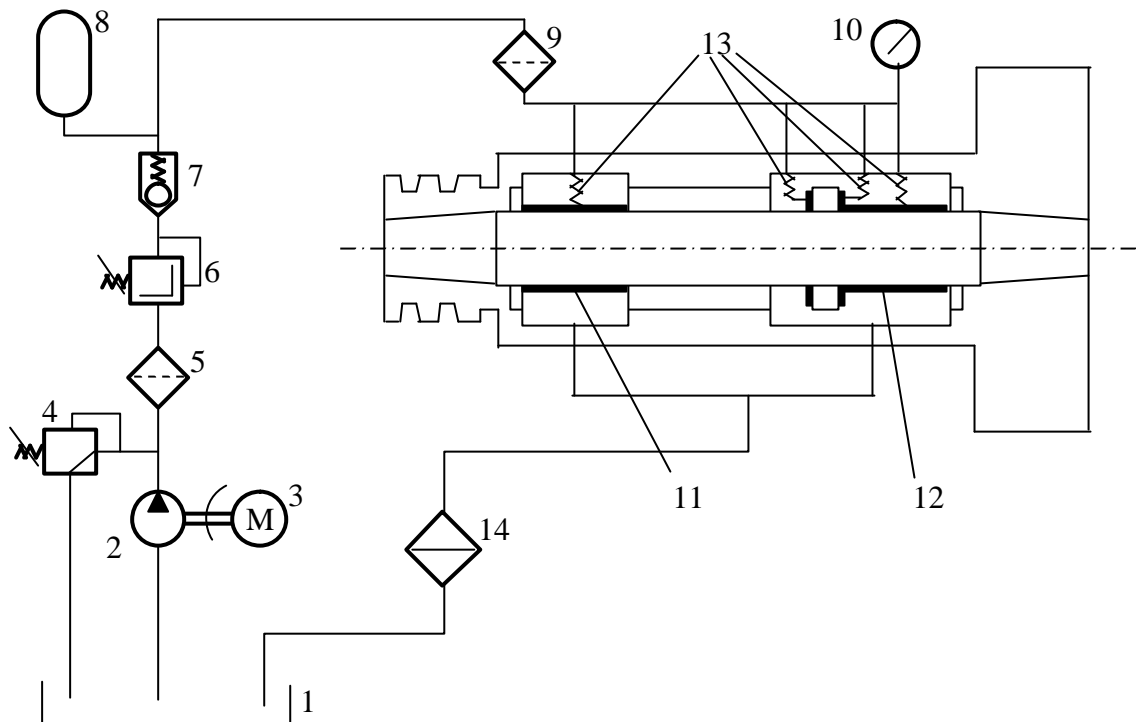


Figura 5.14.a

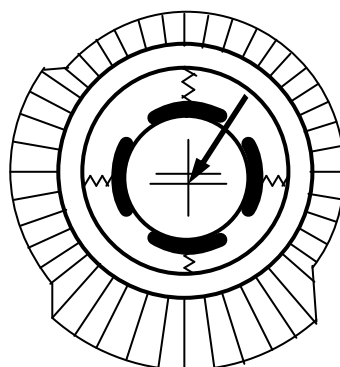


Figura 5.14.b

În figura 5.14.a s-au notat: 1 – rezervor de ulei; 2 – pompa volumetrica; 3 – motor electric; 4 – supapa de presiune; 5 – filtru; 6 – regulator de presiune; 7 – supapa de sens; 8 – acumulator; 9 – filtru fin; 10 – manometru; 11 – lagar HS radial; 12 – lagar HS radial-axial; 13 – restrictori; 14 – instalatie de termostatare. În figura 5.14.b s-a reprezentat distributia radiala de presiuni pentru unul dintre lagarele radiale (din figura 5.14.a).

Se remarca o mare varietate de tipuri constructive HS: ghidaje, lagare axiale, radiale, radial – axiale, conice si sferice.

### 5.10 Lagare cu alunecare în regim de ungere saraca

În constructia de masini exista situatii în care solicitarile sunt mai „blânde”, cu sarcini, viteze, cote de gabarit mai reduse. Pentru aceste situatii se pot utiliza lagare care functioneaza în regimuri limita, mixt si, uneori, chiar uscat. În astfel de cazuri întâlnim lagare cu cuzineti porosi, ghidaje (viteza redusa si cu schimbari de sens), anumite lagare de la masinile agricole, lagare ale unor aparate de masura etc.

Dupa cum s-a aratat, la unele lagare cu alunecare destinate regimurilor HD, la începutul functionarii si chiar în functionare (accidental) regimurile cu ungere ideala pot fi înlocuite si de regimuri de ungere L, M, U. Aceste situatii pot fi atestate si de curba Stribeck.

#### 5.10.1 Etape si ipoteze de calcul

Pentru a se face calculul unor astfel de lagare, este necesar sa se parcurga succesiv mai multe etape: calculul de rezistenta (la încovoiere) al fusului, calculul presiunii de contact (între suprafetele fus – cuzinet) si calculul termic (de încălzire prin frecare). Aceste etape sunt obligatorii si nu pot fi eliminate .

Se admit mai multe ipoteze:

- coeficientul de frecare se admite constant, derivând din legea Amontons – Coulomb;
- suprafata de frecare se considera neteda si nedeformabila, neglijându-se prezenta lubrifiantului;
- presiunea de contact fus – cuzinet se considera constanta, neglijându-se efectul jocului si al uzurii, care vor apare inerent;
- întreaga energie mecanica consumata prin frecare se considera a fi transformata în caldura care va fi evacuata numai prin corpul lagarului.

#### 5.10.2 Lagare radiale de capat

Dupa cum rezulta din tratarile anterioare ale lagarelor radiale, cupla fus – cuzinet face parte din ansamblul pieselor lagarului care mai contine corp, capac, sisteme de asamblare si fixare, sisteme de ungere si de etansare. De regula, se începe cu calculul de rezistenta la încovoiere, fusul fiind considerat ca o grinda dreapta încastrata în arbore.

##### 5.10.2.1 Calculul de rezistenta al fusului

Conform ipotezei mentionate, fusul din figura 5.15 este solicitat la încovoiere de forta  $F_r$  în sectiunea periculoasa de încastrare în arbore.

În calculul simplificat ce urmeaza se presupune ca forta  $F_r$  este situata la distanta  $B/2$  de aceasta sectiune. Se mai admite lipsa jocului fus – cuzinet si deci  $d \approx D$ . rezulta astfel relatia

$$M_{i \max} = F_r \cdot \frac{B}{2} = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \cdot \sigma_{ai} \approx 0,1 \cdot d^3 \cdot \sigma_{ai} \quad (5.51)$$

Va rezulta, pentru fusul cu sectiune plina ( $B/D > 1,2$ )



$$d \approx \sqrt{\frac{F}{0,2 \cdot \sigma_{aiIII}} \cdot \frac{B}{D}} \quad (5.52)$$

sau pentru cazul în care sectiunea este inelara

$$d \approx \sqrt{\frac{F}{0,2 \cdot (1 - \beta^2)} \cdot \frac{B}{D}} \quad (5.53)$$

în care  $\beta = d_i/d_e$  iar valorile uzuale ale raportului  $B/D$  sunt  $0,3 \dots 1,5$ ; pentru valori mai mari  $B/D$  se va recurge la solutia cu lagar oscilant.

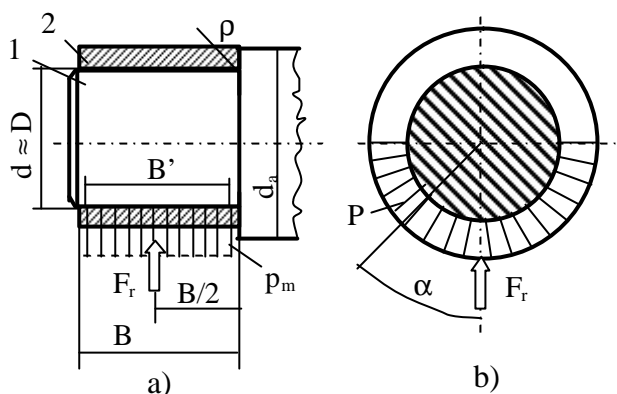


Figura 5.15

În cazul în care fusul transmite și un moment de răsucire (care produce și efecte de oboseală) se va efectua un calcul complet de verificare. Dacă ciclul de oboseală este alternant simetric ( $F_r$  și fus rotativ), coeficientul de siguranță va fi

$$c_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_m \cdot \gamma_c} \cdot \sigma_r} \geq c_a \quad (5.54)$$

cu simbolurile utilizate la capitolul de arbori.

Pentru fusul solicitat în principal la răsucire se recomandă un calcul de dimensionare cu expresia

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2 \cdot \tau_{at}}} \quad (5.55)$$

Acest caz este întâlnit la fusul intermediar al lagarelor paliere de la un arbore cotit al unui motor cu ardere internă.

De regulă, fusul se calculează la solicitare compusă

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,1 \cdot \sigma_{ai}}} \quad (5.56)$$

$\sigma_{ai}$  fiind marimea care ține cont de tipul și importanța solicitării.

### 5.10.2.2 Calculul presiunii de contact

Acest calcul este de fapt o verificare pentru a se evita strivirea (deformarea plastica) a suprafetei cuzinetului care este executat dintr-un material mai moale decât fusul. Pentru un fus nou, montat fara joc, se admite în cazul din figura 5.15 o distributie de presiuni  $p_m = \text{const.}$ , longitudinal si transversal. Se poate scrie

$$F_r = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} p_m \cdot B' \cdot \frac{D}{2} \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha \approx p_m \cdot B \cdot D \quad (5.57)$$

$$\text{si deci } p_m \approx \frac{F_r}{B \cdot D} \text{ fiind necesar ca } p_m \leq p_a \quad (5.57')$$

în care produsul  $B \cdot D$  este denumit aria diametrala – fiind proiectia fusului pe planul orizontal; s-a admis si egalitatea aproximativa dintre lungimea efectiva de contact  $B'$  si lungimea teoretica  $B$  ( $B \approx B'$ ). Pentru lagare uzate sau cu cuzinet din masa plastica moale, presiunea se admite ca are o distributie cosinusoidala  $p_a = p_{\max} \cdot \cos \alpha$ , asa ca rezulta

$$p_{\max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_r}{B \cdot D} \approx 1,27 \cdot p_m \quad (5.58)$$

### 5.10.2.3 Calculul termic

În ipoteza ca întreaga energie consumata prin frecare se transforma în caldura, exista doua metode de calcul termic.

Cea mai uzuala metoda este aceea de a compara produsul  $p_m \cdot v$  cu cel admisibil

$$p_m \cdot v \leq (p_m \cdot v)_{\text{adm}} \quad (5.59)$$

Acest produs constituie o simplificare a expresiei  $\mu_{ak} \cdot p_m \cdot v$  în ipoteza unui coeficient de frecare cinematic  $\mu_{ak}$  constant, deci independent de presiune si viteza.

Daca  $p_m = F_r / (B \cdot D)$ , iar puterea consumata prin frecare  $P_f = \mu_{ak} \cdot F_r \cdot v$ , unde  $v = (\pi \cdot D \cdot n) / 60$ , atunci raportarea acesteia la suprafata diametrala ne conduce tocmai la expresia puterii specifice consumata prin frecare

$$P_{\text{spf}} = \frac{\mu_{ak} \cdot F_r \cdot v}{B \cdot D} = \mu_{ak} \cdot p_m \cdot v \quad (5.60)$$

A doua metoda consta în calculul temperaturii medii a lagarului obtinuta din bilantul termic si compararea ei cu temperatura admisibila. Considerând ipotezele mentionate, inclusiv aceea a regimului stationar si a lipsei lubrifiantului, se poate scrie o ecuatie simplificata a bilantului termic

$$P_f = K \cdot A \cdot (t_m - t_0) \quad (5.61)$$

unde  $A$  este suprafata exterioara a lagarului;  $K$  este coeficientul global de transfer de caldura [ $W/m^2 \cdot \text{grad}$ ];  $t_m$  si  $t_0$  sunt temperatura medie a lagarului si, respectiv, temperatura mediului ambiant [ $^{\circ}C$ ]. în final se compara temperatura medie cu cea admisibila

$$t_m = \frac{P_f}{K \cdot A} + t_0 \leq (t_m)_{adm} \quad (5.62)$$

$(t_m)_{adm}$  urmând a fi obtinuta experimental.

### 5.10.3 Lagare axiale

Lagarele (pivoti) axiale pot functiona decât în regim de ungere – frecare mixt.

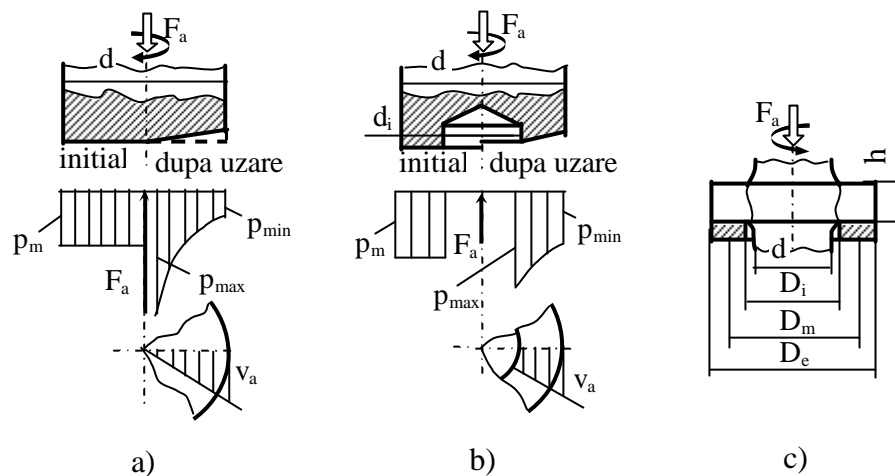


Figura 5.16

Deoarece pivotii cu sectiunea plina conduc repede, prin uzare, la variatia presiunii medii, vom aborda direct forma uzuala, mai corecta, a pivotului cu sectiune inelara. De mentionat ca pivotii multiinelari (canelati) pot mari capacitatea de încarcare, dar sunt folositi mai rar datorita neuniformitatii sarcinii pe inele si a gabaritului mare.

Un pivot inelar este prezentat în figura 5.16 unde se constata ca, distributia de viteze diametrale este mai apropiata de viteza medie. Uzarea va fi mai uniforma, deoarece vitezelor tangentiala mai mari le corespund presiuni mai scazute.

#### 5.10.3.1 Calculul de rezistenta

Se determina presiunea de contact si se compara (în functie de material) cu presiunea admisibila  $p_a$  care se alege redusa cu 10...30 % fata de cazul lagarelor radiale. Admitând o distributie uniforma a presiunii pe raza, se obtine

$$p_m = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)} \leq p_a \quad (5.63)$$

Pentru varianta prezentata în figura 5.16, c, se face si un calcul de încovoiere, considerând gulerul ca fiind o bara dreapta încastrata

$$\sigma_i = \frac{3 \cdot F_a \cdot (D_m - d)}{\pi \cdot d \cdot h^2} \leq \sigma_{iad} \quad (5.64)$$

unde  $D_m = (D_e + D_i) / 2$  este diametrul mediu.

## 5.11 Materiale pentru lagare

Datorita modului specific de functionare, o atentie deosebita trebuie acordata la alegerea cuplului de materiale pentru fus-cuzinet. Celelalte piese componente ale lagarului se executa din materiale obisnuite în practica industrială: fonte, oteluri.

### 5.11.1 Materiale pentru fusuri

Fusul se executa de regula din acelasi material identic cu al arborelui sau al osiei. Materialul trebuie sa satisfaca atât conditiile generale de rezistenta mecanica, cât si cele specifice: rezistenta ridicata la uzura, rugozitate mica. Se prefera ca, în cazul ungerii defectuoase, sa se uzeze cuzinetul care este mai ieftin si mai usor de înlocuit. De aceea, pentru fusuri, se foloseste otel carbon de cementare sau îmbunatatire (cu duritate de 3 ... 5 ori mai mare decât a cuzinetului). Fusul se rectifica ( $1 \dots 2 \mu\text{m}$ ) astfel ca rugozitatea sa fie mult mai mica decât grosimea minima a filmului de lubrifiant. La sarcini mari, fusurile se trateaza termic (durificare superficiala), dupa care se rectifica.

### 5.11.2 Materiale antifrietiune pentru cuzineti

Materialul trebuie sa satisfaca conditiile de buna functionare chiar si atunci când apar conditii nefavorabile de exploatare care pot duce la contactul direct fus-cuzinet:

- ungeria saraca de la pornirea sau oprirea masinilor;
- suprasarcini accidentale si/sau functionare cu socuri;
- prezenta impuritatilor în lubrifiant;
- folosirea unui lubrifiant necorespunzator.

La alegerea cuplului de materiale antifrietiune trebuie sa se tina cont si de solutia constructiva adoptata pentru lagar: cuzinet dintr-o bucata cu piesa de care apartine, cuzinet realizat cu strat de material de antifrietiune (turnat, placat sau asamblat), fus cu material de antifrietiune (placat sau turnat).

Materialele pentru cuzineti trebuie sa aiba calitati mecano-tribologice, termice, tehnologice si economice.

Principalele calitati mecano-tribologice ale materialelor cuzinetilor sunt:

- buna compatibilitate cu materialul fusului, pentru evitarea gripajului;
- materialul sa permita aderenta uleiului;
- conformitate buna cu materialul fusului (necesara în special la rodaj);
- coeficient redus de frecare cu fusul (chiar fara ungeri!);
- sa adere bine la corpul (suport) cuzinetului;
- rezistenta superioara la uzare;
- sa reziste la strivire si la socuri.

Calitatile termice sunt:

- conductivitate termica ridicata, pentru evacuarea eficienta a caldurii;
- coeficient de dilatare termica redus sau apropiat cu cel al fusului;
- rezistenta termica ridicata.

Calitatile tehnologice impun cuzinetilor sa poata fi fabricati usor, prin prelucrari uzuale: turnare, forjare, aschiere, rectificare.

Principala conditie economica este ca piesa finala sa fie ieftina.

Pricipalele materiale folosite la constructia cuzinetilor sunt:

- *Fonta cenusie* Fc15, Fc20. Fonta este ieftina, dar nu suporta socuri. Se foloseste la cuzineta masivi, nu se preteaza la turatii mari, necesita ungere bogata; utilizari minore (actionari manuale);

- *Fonta cenusie antifrictiune* Fc A - 1, - 2, - 3. Prezinta un coeficient de frecare redus cu otelul, dar cere ca fusul sa fie durificat.

- *Fonta cu grafit nodular antifrictiune* Fgn A - 1, - 2. Poate înlocui bronzul; are un coeficient de frecare redus si o buna rezistenta la uzare.

- *Fonta maleabila antifrictiune* Fm A - 1, - 2. În unele cazuri înlocuieste bronzul.

- *Bronzuri* Bz 14 T, Bz 6 Zn T, Bz Pb 25, Bz Sn Pb 5, Bz-Sn Pb 22, Bz Al10 T. Elementul de baza al aliajului este cuprul. Staniul, element traditional, este scump (deficitar).

Pentru cuzineta masinilor-unelte aliajul de baza este Cu-Sn.

Bonzurile pentru lagare se utilizeaza în constructia cuzinetilor masivi pentru sarcini si turatii ridicate. Acestea suporta bine socurile. Aliajele respective se utilizeaza pentru lagare de turbine, motoare lente etc.

Bronzul cu aluminiu se apropie de Cu-Sn dar nu îi atinge performantele.

- *Compozitia de lagar pe baza de Sn* - „metal alb”, „compozitie”, „babit” Y-Sn 83, Y-Sn 80. Este cel mai bun dar si foarte scump. Se foloseste la sarcini si viteze mari. Se ajusteaza usor pe fus. Nu rezista la socuri mari. Rezista foarte bine la coroziune. Se foloseste la cuzineta multistrat (cu grosimea de 0,08 ... 0,15 mm pentru stratul depus).

- *Compozitia de lagar pe baza de Pb* Y-Pb Sn 10, Y-Pb Sn 6 Sb 6. Se foloseste frecvent la motoarele clasice înlocuind compozitia de Sn care este scumpa. Rezista la socuri. Se utilizeaza pentru cuzineta vapoarelor.

- *Compozitie de lagare pe baza de Cadmiu* multistrat are durabilitate ridicata.

- *Aliaje pe baza de Al* Y-Al Sb 5, Y-Al Sn 6 Cu Ni. Sunt rezistente la uzura si se folosesc la cuzineta motoarelor. Se placheaza la rece (au grosimi de ordinul zecimilor de mm). Au o buna rezistenta la oboseala si la temperaturi sub 150°C.

- *Materialele sinterizate* au bune proprietati autolubrifiante si sunt folosite la masini textile si alimentare.

- *Poliamida* are prelucrabilitate buna; se poate utiliza în medii cu praf; are conductibilitate termica scazuta.

- *Teflonul* are un coeficient de frecare redus chiar fara ungere. Se poate folosi, eventual, la ungerea cu apa. Este rezistent la soc; se aplica în straturi subtiri.

- *Textolitul* este rezistent la coroziune (ungere cu apa); amortizeaza socurile; se pot realiza cuzineta masivi.

- *Lignofin sau lignoston* este lemn impregnat. Se foloseste la viteze mici, presiuni medii, ungere cu ulei sau apa. Este folosit în industria usoara (alimentara, textila) si metalurgica (laminoare).

- *Cauciucul* folosit la lagare pentru apa (pompe, elice de vapoare).

- *Sticla, pietrele pretioase* se folosesc în mecanica fina.

- *Metalele dure* se utilizeaza ca vârful de rezemare pentru viteze si presiuni mari la temperaturi ridicate.

- *Grafitul* se foloseste la cuzineta sinterizati. Se poate lubrifia cu apa. Este recomandat la temperaturi ridicate (180 ... 550°C).

## 5.12 Bibliografie

1. Constantinescu, V.N., Nica, Al., Pascovici, M. D. s. a., Lagare cu alunecare, Editura tehnica, Bucuresti, 1980.
2. Pavelescu, D. s. a., Organe de masini, Vol. I, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1985.
3. Gafitanu, M. s. a., Organe de masini, Vol. 1, Editura tehnica, Bucuresti, 1981.
4. Pascovici, M. D. s. a., Lagare radiale hidrodinamice. Îndrumar de proiectare, Institutul Politehnic Bucuresti, Bucuresti, 1984.
5. Pascovici, M. D. s. a., Metoda generala pentru calculul geometric, hidrodinamic si de rezistenta pentru lagarele de alunecare, I. P. B., Bucuresti, 1980.
6. Stanciu, St., Studiul efectului sistemului de alimentare – reglaj asupra caracteristicilor functionale ale lagarelor hidrostactice, îndeosebi asupra stabilitatii, Teza de doctorat, I. P. B., Bucuresti, 1979.
7. Stanciu St., Dumbrava, M., Mazilu, I., Sisteme hidrostactice portante, Editura tehnica, Bucuresti, 1985.
8. Voica, I., Comportarea EHD a lagarelor radiale de alunecare cu cuzineti din mase plastice, Constructia de masini, 32, 1980.
9. Ivancenco, S., Proiectarea lagarelor radiale portante echipate cu cuzineti sinterizati autolubrifianti, impregnati cu ulei, Constructia de masini, 32, 1980.
10. Stanciu, St., Proiectarea ghidajelor hidrostactice deschise, Constructia de masini, 32, 1980.
11. Pavelescu, D., Tribotehnica, Editura tehnica, Bucuresti, 1983.
12. Demian, T., Pascu, A., Lagare si ghidaje pentru aparate, Editura Academiei, Bucuresti, 1980
13. Chisiiu, Al., Matiesan, D. s. a., Organe de masini, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1981.
14. Constantinescu, V. N., Aplicatii industriale ale lagarelor cu aer, Editura tehnica, Bucuresti, 1968.
15. Manea, Gh., Organe de masini, Vol. I, Editura tehnica, Bucuresti, 1970.
16. \*\*\*, Organe de masini. Lagare. Cuzineti. Rulmenti, Vol. 1b, 1c, Colectie de standarde, Editura tehnica, Bucuresti, 1968.
17. Filipoiu, I. D., Raseev, M., Voica, I., Organe de masini, Vol. I, Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti, 1994.