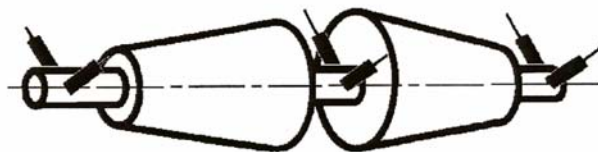


Mircea Radeş

Dinamica maşinilor

III



MIRCEA RADEȘ

**DINAMICA
MAȘINILOR**

III

Copyright © Printech, 2008
Editura acreditată de Consiliul Național al Cercetării Științifice
din Învățământul Superior - Cod CNC SIS 54

TIPAR:

Editura PRINTECH (S.C. ANDOR TIPO S.R.L.)
Str.TUNARI nr.11, sector 2, BUCUREȘTI
Tel/Fax : 211.37.12



Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României

MIRCEA RADEȘ

DYNAMICS OF MACHINERY / Mircea Radeș

București, Printech, 2008

Bibliogr.

ISBN 978-606-521-027-1

© Copyright 2008

Toate drepturile prezentei ediții sunt rezervate editurii și autorului.
Nici o parte din această lucrare nu poate fi reprodusă, stocată sau transmisă indiferent prin ce formă, fără acordul prealabil scris al autorului.

Prefață

Lucrarea este o traducere a părții a treia a cursului *Dynamics of Machinery* predat din 1993 studenților Filiei Engleze a Facultății de Inginerie în Limbi Străine (F.I.L.S.) la Universitatea Politehnica București. Conținutul cursului s-a lărgit în timp, pornind de la un curs postuniversitar organizat între 1985 și 1990 la Catedra de Rezistența materialelor și continuat până în 2007 la cursurile de masterat în specialitatea Siguranța și Integritatea Mașinilor. Capitole din curs au fost predate din 1995 la cursurile de studii aprofundate și masterat organizate la Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică.

Dinamica mașinilor a fost introdusă în planul de învățământ al F.I.L.S. în 1993. Pentru a susține cursul, am publicat *Dynamics of Machinery* la U. P. B. în 1995, urmată de *Dinamica sistemelor rotor-lagăre* în 1996 și *Rotating Machinery* în 2005, ultima conținând materialul ilustrativ utilizat în cadrul cursului.

Cursul are un loc bine definit în planul de învățământ, urmărind: a) descrierea fenomenelor dinamice specifice mașinilor; b) modelarea sistemelor rotor-lagăre și analiza acestora cu metoda elementelor finite; c) înarmarea studenților cu baza fizică necesară în rezolvarea problemelor de vibrații ale mașinilor; și d) familiarizarea cu metodele de monitorizare a stării mașinilor și diagnosticare a defectelor.

Fiind predat unor studenți a căror limbă maternă nu este limba engleză, în curs au fost reproduse expresii și fraze din lucrări scrise de vorbitori nativi ai acestei limbi. Pentru studenții F.I.L.S. s-a definit și ilustrat terminologia specifică limbii engleze. Traducerea a urmărit textul original fără o uniformizare stilistică pentru a ajuta studenții în identificarea corespondenței între termenii specifici.

În prima parte se descriu fenomenele de bază din dinamica rotoarelor, răspunsul dinamic al rotoarelor simple în lagăre rigide și lagăre elastice, și principalele etape ale unei analize de dinamica rotoarelor. În partea a doua se prezintă modelarea cu elemente finite a sistemelor rotor-lagăre, lagărele hidrodinamice, etanșările cu lichid și gaz, și instabilitatea precesiei rotoarelor. În această a treia parte se tratează lagărele cu rulmenți, echilibrarea rotoarelor, măsurarea vibrațiilor pentru monitorizarea funcționării mașinilor și diagnosticarea defectelor, standarde și recomandări privind limitele admisibile ale vibrațiilor mașinilor, precum și elemente de dinamica mașinilor cu mecanism bielă-manivelă și vibrațiile conductelor aferente. Nu se tratează vibrațiile paletelor, discurilor paletate și ale roților centrifuge.

Cuprins

Prefață	i
Cuprins	iii
8. Lagăre cu rulmenți	1
8.1 Lagăre radiale cu rulmenți	1
8.2 Cinematica rulmenților	3
8.2.1 Ipoteze de bază	3
8.2.2 Relații cinematice pentru rulmenți radial-axiali	4
8.2.3 Frecvențele caracteristice de bază ale unui rulment	6
8.2.4 Relații cinematice pentru rulmenți cu role conice	7
8.2.5 Relații cinematice generale	8
8.3 Vibrațiile elementelor rulmenților	9
8.4 “Semnătura mecanică” a rulmenților	10
8.5 Deteriorarea rulmenților	13
8.5.1 Deteriorările primare	14
8.5.2 Deteriorările secundare	14
8.5.3 Alte deteriorări	15
8.6 Metode de diagnoză în domeniul timp	16
8.6.1 Indicii formei de undă a semnalului de timp	16
8.6.2 Factorul de vârf	17
8.6.3 Densitatea de probabilitate a amplitudinii	18
8.6.4 Momentele statistice	21
8.6.5 Factorul kurtosis	22
8.7 Metode de diagnoză în domeniul frecvențelor	23
8.7.1 Analiza cu filtre trece-bandă	24
8.7.2 Energia vârfulilor de înaltă frecvență	25
8.7.3 Analiza anvelopei	28
8.7.4 Metoda impulsurilor de șoc	30
8.8 Analiza cepstrum	35

Bibliografie	36
9. Transmisii cu roți dințate	39
9.1 Tipuri de angrenaje	39
9.2 Angrenarea roților dințate	40
9.3 Vibrațiile angrenajelor	45
9.3.1 Angrenarea dinților	45
9.3.2 Efectul deformării elastice a dinților	46
9.3.3 Efectul uzurii dinților	47
9.3.4 Frecvențe fantomă	48
9.3.5 Efecte de modulare	48
9.3.6 Rezonanțe	53
9.4 Erorile roților dințate	54
9.5 Defectele roților dințate	55
9.5.1 Efectele uzurii	55
9.5.2 Efectele oboselii (de contact superficial)	56
9.5.3 Ruperea dinților prin oboseală	58
9.6 Supravegherea stării angrenajelor	58
9.6.1 Prelucrarea semnalelor de vibrații	59
9.6.2 Indicatori ai condiției	61
9.6.3 Analiza particulelor din ulei	67
9.7 Analiza cepstrum	69
9.8 Analiza în timp și frecvență	72
Bibliografie	72
10. Măsurarea vibrațiilor mașinilor	75
10.1 Considerații generale	75
10.2 Amplasarea punctelor de măsurare	76
10.2.1 Criterii generale	76
10.2.2 Precesia arborelui	77
10.2.3 Vibrațiile carcaselor	78
10.3 Parametrii mășurați	79
10.3.1 Măsurarea precesiei rotorului	80
10.3.2 Măsurarea vibrațiilor lagărelor	81
10.3.3 Măsurarea deplasării, vitezei sau accelerației	81

10.3.4 Măsurarea valorii vârf-vârf sau a valorii eficace	82
10.4 Traductoare și captori de vibrații	85
10.4.1 Alegerea traductoarelor	85
10.4.2 Traductoare fără contact cu curenți turbionari	88
10.4.3 Captori de viteze	91
10.4.4 Accelerometre piezoelectrice	94
10.4.5 Comparație a traductoarelor și captorilor de vibrații	96
10.4.6 Amplasarea traductoarelor și captorilor de vibrații	98
10.4.7 Aparare pentru măsurarea vibrațiilor	100
10.5 Prezentarea rezultatelor măsurărilor de vibrații	101
10.5.1 Vibrații în regim permanent	101
10.5.2 Vibrații în regim tranzitoriu	108
Bibliografie	112
11 Monitorizarea și vibrodiagnoza mașinilor	115
11.1 Deteriorarea mașinii	115
11.2 Monitorizarea stării de funcționare a mașinii	116
11.2.1 Considerații generale	116
11.2.2 Strategii de mentenanță	117
11.2.3 Factorii care influențează strategiile de mentenanță	119
11.3 Procesul de diagnosticare	120
11.4 Diagnosticarea defectelor	121
11.4.1 Dezechilibrul	121
11.4.2 Descentrarea cuplajelor și dezaxarea lagărelor	123
11.4.3 Instabilități produse de uleiul din lagăre	127
11.4.4 Contactul cu frecare între rotor și stator	130
11.4.5 Strângerea insuficientă și jocurile mecanice	135
11.4.6 Arbori fisurați	138
11.5 Defecțiuni tipice ale mașinilor	141
11.5.1 Mașini centrifuge	141
11.5.2 Mașini axiale	145
11.5.3 Mașini electrice și angrenaje	151
11.5.4 Compresoare cu piston	152
Anexa 11.1 Alinierea arborilor	155
Bibliografie	159

12	Limitele vibrațiilor mașinilor	163
12.1	Standarde și norme pentru nivelul global al vibrațiilor	163
12.2	Diagramele severității vibrațiilor	164
12.3	Limitele vibrațiilor pentru părțile nerotative	168
12.3.1	Directive generale	168
12.3.2	Turbine cu abur	169
12.3.3	Mașini industriale cu arbori cuplați mecanic	170
12.3.4	Turbine cu gaze	172
12.3.5	Mașini hidraulice	172
12.3.6	Mașini cu mișcare alternativă	174
12.4	Limitele vibrațiilor pentru părțile în rotație	176
12.4.1	Directive generale	176
12.4.2	Turbine cu abur	177
12.4.3	Mașini industriale cu arbori cuplați mecanic	178
12.4.4	Turbine cu gaze	180
12.4.5	Mașini hidraulice	181
12.4.6	Alegerea tipului măsurătorii	183
12.5	Angrenaje cu roți dințate	185
12.6	Standarde API	186
12.7	Clădiri industriale	187
12.7.1	Intensitatea vibrației	188
12.7.2	Limite bazate pe viteza vibrației	190
	Anexe	192
	Bibliografie	199
13	Echilibrarea rotoarelor	203
13.1	Dezechilibrul masic	204
13.1.1	Definiții	204
13.1.2	Dezechilibrul static	205
13.1.3	Dezechilibrul de cuplu	205
13.1.4	Dezechilibrul cvasistatic	206
13.1.5	Dezechilibrul dinamic	207
13.1.6	Echilibrarea statică și echilibrarea dinamică	207
13.2	Echilibrarea într-un singur plan	208
13.2.1	Metoda vectorială de echilibrare	208
13.2.2	Metoda coeficienților de influență	209

13.2.3	Metoda cu trei mase de probă	215
13.3	Echilibrarea în două planuri	217
13.3.1	Metoda coeficienților de influență	217
13.3.2	Descompunerea în dezechilibre static și de cuplu	223
13.4	Toleranțele de echilibrare	225
13.4.1	Dezechilibrul rezidual admisibil	225
13.4.2	Gradele de calitate a echilibrării	225
13.4.3	Clasificarea rotoarelor rigide	226
13.5	Echilibrarea în mai multe planuri a rotoarelor elastice	229
13.5.1	Echilibrarea în $N+2$ planuri	230
13.5.2	Echilibrarea modală	232
13.5.3	Considerații generale	234
	Bibliografie	235
14	Mașini cu mișcare alternativă	237
14.1	Motoare monocilindrice	237
14.1.1	Excitația produsă de combustie	237
14.1.2	Excitația produsă de forțele de inerție	239
14.1.3	Cinematica mecanismului bielă-manivelă	241
14.1.4	Masele reduse ale bielei	242
14.1.5	Dezechilibrul motorului monocilindric	243
14.2	Motoare policilindrice în linie	246
14.2.1	Forțele și momentele neechilibrate	246
14.2.2	Excitații care nu provin din mecanismul rotor	250
14.2.3	Diagnosticarea defectelor unui motor diesel	251
14.3	Compresoare cu piston și sisteme de conducte	256
14.3.1	Sistemul cilindru de compresor – vas colector	256
14.3.2	Forțele excitatoare	258
14.3.3	Analiza pulsațiilor	261
14.3.4	Vibrațiile conductelor	274
	Bibliografie	284
	Index	287

8.

LAGĂRE CU RULMENȚI

Acest capitol prezintă caracteristicile vibrațiilor produse de lagărele cu rulmenți și metode pentru detectarea deteriorării rulmenților bazate pe analiza vibrațiilor.

8.1 Lagăre radiale cu rulmenți

Cele patru elemente constructive de bază ale unui rulment radial sunt arătate în fig. 8.1: inelul interior, inelul exterior, corpurile de rostogolire și colivia.

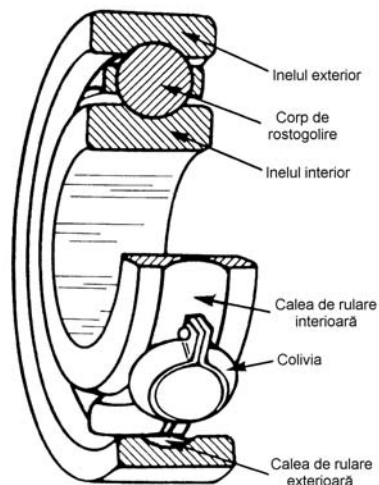


Fig. 8.1 [8.1]

Inelul interior este montat pe arbore și se rotește împreună cu acesta. În majoritatea aplicațiilor, inelul exterior este montat fix într-o carcasă. Uneori ambele inele se rotesc. Pe inele sunt prelucrate căile de rulare. Colivia ghidează și menține

corpurile de rostogolire echidistante. Acestea se mișcă împreună cu colivia între căile de rulare. La rulmenții radial-axiali cu bile pe un singur rând (fig. 8.2, *a*) căile de rulare nu sunt simetrice. Punctele de contact teoretic ale bilei cu căile de rulare se află pe o dreaptă înclinată față de direcția radială cu unghiul de contact β .

În general, corpurile de rostogolire se rotesc în jurul axei proprii și simultan, împreună cu colivia, în jurul axei rulmentului. Dacă se consideră o mișcare de rostogolire pură, atunci mișcarea absolută poate fi privită ca suma mișcării de transport împreună cu colivia și a mișcării relative de rotație în jurul axei proprii, față de colivie. În plus, mai apare o patinare (alunecare) a corpurilor de rostogolire pe căile de rulare, numită *skidding*. La rulmenții radiali cu bile, cu unghiul de contact zero, bila poate avea o patinare de rotație față de normala la suprafața de contact. În același timp, dacă axa bilei nu coincide cu axa de rostogolire, bila mai poate avea un alt tip de mișcare datorită momentelor giroscopice. Alte mișcări mai pot apare datorită nealinierei celor două căi de rulare.

Cinematica rulmenților este influențată de parametrii structurali, condițiile de funcționare, ungere și precizia de fabricație. Jocurile mari și încărcarea redusă pot produce alunecări interne. Rulmenții utilizați în motoarele avioanelor sunt montați uneori cu inelele exterioare ovalizate pentru a crea o preîncărcare radială în vederea reducerii *skidding*-ului.

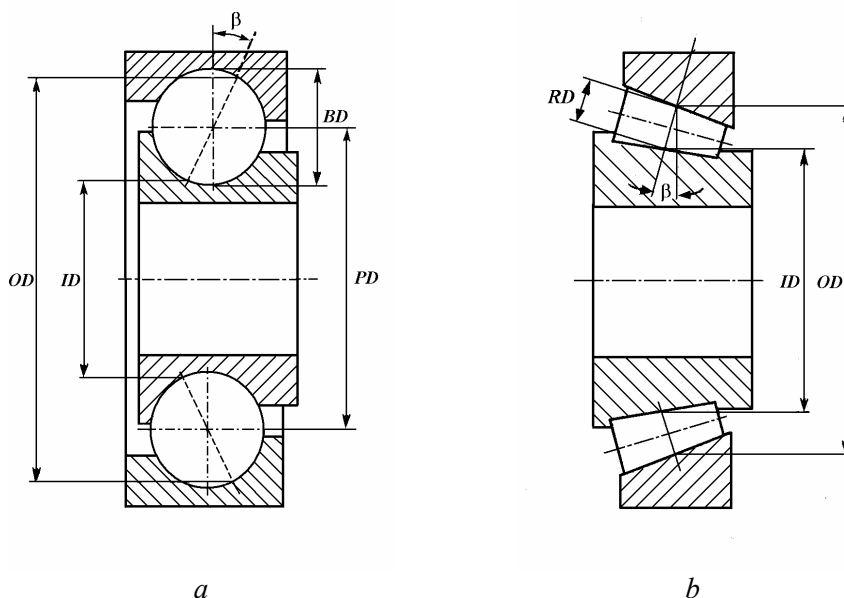


Fig. 8.2 [8.2]

În funcție de forma corpurilor de rostogolire există rulmenți cu bile și rulmenți cu role. În figura 8.2, *a* se arată un rulment radial-axial cu bile pe un rând. În fig. 8.2, *b* se arată un rulment cu role conice, la care calea de rulare interioară are umeri de ghidare.

8.2 Cinematica rulmenților

Elementele constructive de bază ale unui rulment au frecvențe de rotație caracteristice la care, prin impactul periodic cu un defect, se produc vibrații. Valori teoretice ale acestor frecvențe pot fi estimate considerând o geometrie perfectă, adică: a) căile de rulare sunt perfect circulare; b) toate bilele sunt perfect sferice și au același diametru; c) inelul interior și inelul exterior sunt perfect aliniate. Aceste condiții sunt rar îndeplinite în practică unde se întâlnesc și alte frecvențe generate de ovalizarea inelelor, abaterea de la sfericitate și diametrul diferit al bilelor.

8.2.1 Ipoteze de bază

Pentru calculul vitezelor unghiulare ale componentelor unui rulment se fac următoarele presupuneri: a) elementele rulmentului sunt rigide (se neglijează deformațiile de contact); b) corpurile de rostogolire au mișcări de rostogolire pură pe căile de rulare (se neglijează alunecarea) astfel că vitezele liniare în punctul de contact al unui corp de rostogolire cu calea de rulare sunt identice; c) se neglijează jocurile radiale și d) se neglijează efectul lubrificației [8.3].

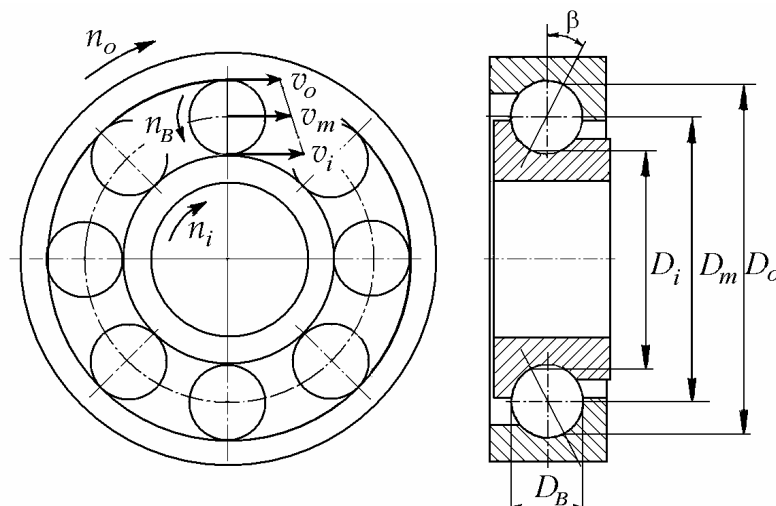


Fig. 8.3

În figura 8.3 se arată un rulment radial-axial la care se rotesc ambele inele. Indicele i este pentru inelul interior, o – pentru inelul exterior, B – pentru bilă și m – pentru colivie. D_m este diametrul cercului centrelor bilelor, D_B este diametrul bilelor, D_i este diametrul cercului de contact interior, D_o este diametrul cercului de contact exterior, β este unghiul de contact. Simbolurile n_i , n_o și n_B

reprezintă turațiile inelului interior, inelului exterior și bilei. Se consideră pozitive rotațiile în sens orar.

8.2.2 Relații cinematice pentru rulmenți radial-axiali

Viteza liniară a inelului exterior în punctele de contact este

$$v_o = \omega_o \frac{D_o}{2} = \frac{\pi n_o}{30} \left(\frac{D_m}{2} + \frac{D_B}{2} \cos\beta \right) = \frac{\pi}{60} n_o D_m \left(1 + \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right). \quad (8.1)$$

Viteza periferică a inelului interior în punctele de contact este

$$v_i = \omega_i \frac{D_i}{2} = \frac{\pi n_i}{30} \left(\frac{D_m}{2} - \frac{D_B}{2} \cos\beta \right) = \frac{\pi}{60} n_i D_m \left(1 - \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right). \quad (8.2)$$

Viteza liniară a centrelor bilelor este egală cu media vitezelor inelelor exterior și interior în punctele de contact (fig. 8.3)

$$v_m = \frac{v_o + v_i}{2} = \frac{\pi}{120} n_o D_m \left(1 + \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right) + \frac{\pi}{120} n_i D_m \left(1 - \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right). \quad (8.3)$$

Viteza liniară a coliviei la periferia cercului centrelor bilelor este

$$v_m = \frac{\pi}{60} n_m D_m. \quad (8.4)$$

Egalând cele două expresii, rezultă turația coliviei

$$n_m = \frac{1}{2} \left[n_o \left(1 + \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right) + n_i \left(1 - \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right) \right]. \quad (8.5)$$

Turația relativă a coliviei față de inelul interior este egală cu diferența între turația absolută a coliviei și cea a inelului interior

$$n_{mi} = |n_m - n_i| = \frac{n_r}{2} \left(1 + \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right), \quad (8.6)$$

unde n_r este turația relativă a inelului exterior față de inelul interior

$$n_r = n_o - n_i. \quad (8.7)$$

Turația relativă a inelului exterior față de colivie este

$$n_{om} = |n_o - n_m| = \frac{n_r}{2} \left(1 - \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right). \quad (8.8)$$

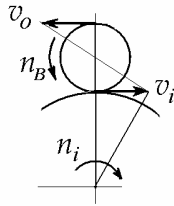


Fig. 8.4

Turația bilei față de propria axă de rotație se poate calcula blocând colivia ($n_m = 0$). Dacă $v_m = 0$, atunci

$$n_{mi} = -n_i, \quad n_{om} = n_o. \quad (8.9)$$

Egalând vitezele liniare $v_i = v_o$ (fig. 8.4) rezultă

$$v_i = \frac{\pi}{60} n_i D_i = v_o = -\frac{\pi}{60} n_B D_B,$$

deci

$$n_{mi} D_i = n_B D_B$$

și

$$n_B = \frac{D_i}{D_B} n_{mi}. \quad (8.10)$$

Similar

$$n_B = \frac{D_o}{D_B} n_{om}. \quad (8.11)$$

Turația absolută a bilei este

$$n_B = \frac{1}{2} n_r \frac{D_m}{D_B} \left(1 - \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right) \left(1 + \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right),$$

$$n_B = \frac{n_r}{2} \frac{D_m}{D_B} \left[1 - \left(\frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right)^2 \right]. \quad (8.12)$$

8.2.3 Frecvențele caracteristice de bază ale unui rulment

Fie Z numărul bilelor unui rulment.

Cadența de impact cu un defect pe inelul interior este egală cu $Z n_{mi}$, numărul corpurilor de rulare care trec, pe minut, peste un anumit punct de pe inelul interior

$$Z n_{mi} = \frac{Z}{2} n_r \left(1 + \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right). \quad (8.13)$$

Cadența de impact cu un defect pe inelul exterior este egală cu $Z n_{om}$, numărul corpurilor de rulare care trec, pe minut, peste un anumit punct de pe inelul exterior

$$Z n_{om} = \frac{Z}{2} n_r \left(1 - \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right). \quad (8.14)$$

Cadența de impact (pe minut) cu un defect pe bilă este $2n_B$, deoarece defectul de pe bilă vine în contact cu două căi de rulare (pe inelul interior și cel exterior) într-o rotație. Dacă inelul exterior este fix, cadența de impact cu un defect pe colivie este n_{om} .

Exprimând cadențele de impact ca frecvențe, $f = n/60$ [Hz], se obțin:

frecvența de trecere a bilelor peste un defect pe inelul exterior

$$f_o = \frac{Z}{2} f_r \left(1 - \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right); \quad (8.15)$$

frecvența de trecere a bilelor peste un defect pe inelul interior

$$f_i = \frac{Z}{2} f_r \left(1 + \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right); \quad (8.16)$$

frecvența unui defect pe bilă

$$f_B = f_r \frac{D_m}{D_B} \left[1 - \left(\frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right)^2 \right]; \quad (8.17)$$

frecvența unui defect pe colivie

$$f_c = \frac{1}{2} \left[\frac{n_o}{60} \left(1 + \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right) + \frac{n_i}{60} \left(1 - \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right) \right]. \quad (8.18)$$

De remarcat că expresiile de mai sus sunt aproximative, presupunând rostogolire pură fără alunecare. La turații obișnuite, frecvențele defectelor sunt sub 500 Hz. Modulația în amplitudine, în special la frecvența de rotație a arborelui, poate produce benzi laterale la sume și diferențe ale acestor frecvențe.

Exemplul 8.1

Un rulment radial-axial tip 46305 GOST 831-54, montat pe un arbore cu turația $n_i = 1000$ rot/min, are următoarele caracteristici: diametrul bilelor $D_B = 14,3$ mm, diametrul mediu al coliviei $D_m = 77,5$ mm, unghiul de contact $\beta = 26^\circ$, numărul bilelor $Z = 10$ [8.4]. Se cer frecvențele caracteristice ale rulmentului.

Din formulele (8.15)-(8.18) rezultă:

$$f_c = 6,99 \text{ Hz}, f_B = 30,72 \text{ Hz}, f_o = 69,9 \text{ Hz}, f_i = 97,1 \text{ Hz}.$$

Exemplul 8.2

Un rulment radial tip SKF 6211, montat pe un arbore cu turația $n_i = 3000$ rot/min, are următoarele caracteristici: diametrul bilelor $D_B = 25$ mm, diametrul cercului centrelor bilelor $D_m = 62$ mm, unghiul de contact $\beta = 0$, numărul bilelor $Z = 10$. Se cer frecvențele caracteristice ale rulmentului.

Din expresiile (8.15)-(8.18) se obține:

$$f_c = 20 \text{ Hz}, f_B = 260 \text{ Hz}, f_o = 205 \text{ Hz}, f_i = 295 \text{ Hz}.$$

8.2.4 Relații cinematice pentru rulmenți cu role conice

Fie α unghiul de conicitate și β unghiul de contact. Se notează

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{1}{2} [\operatorname{tg}(\beta - \alpha) - \operatorname{tg} \alpha] \operatorname{tg}^{-1}(\beta - \alpha), \\ K_2 &= \frac{1}{2} [\operatorname{tg}(\beta - \alpha) + \operatorname{tg} \alpha] \operatorname{tg}^{-1}(\beta - \alpha), \end{aligned} \quad (8.19)$$

D_m - diametrul mediu al coliviei și D_R - diametrul rolor.

Când inelul interior și inelul exterior se rotesc în același sens, se obțin următoarele turații caracteristice

$$\text{turația coliviei} \quad n_m = n_i K_1 + n_o K_2, \quad (8.20)$$

$$\text{turația relativă a coliviei față de inelul interior} \quad n_{mi} = (n_o - n_i) K_2, \quad (8.21)$$

$$\text{turația relativă a inelului exterior față de colivie} \quad n_{om} = (n_o - n_i) K_1, \quad (8.22)$$

$$\text{turația rolei în jurul axei proprii} \quad n_R = (n_o - n_i) \frac{2D_m}{D_R} K_1 K_2. \quad (8.23)$$

Expresiile pentru rulmenți radial-axiali cu un rând de bile se pot obține din (8.20)-(8.23) înlocuind $D_R = D_B$ și

$$K_1 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right), \quad K_2 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{D_B}{D_m} \cos\beta \right). \quad (8.24)$$

8.2.5 Relații cinematice generale

Relații cinematice mai precise se pot obține ținând cont de deformațiile de contact hertzian, de alunecările de rotație și translație ale bilelor, de jocurile radiale și de lubrificația elastohidrodinamică [8.5]. Rulmenții sunt sisteme elastice neliniare, static nedeterminate, ale căror mișcări sunt influențate de parametrii structurali, mediul ambiant de lucru, condițiile de ungere și precizia de fabricație.

Pentru analiza mișcării bilelor s-au dezvoltat modele matematice cu trei sau cinci grade de libertate [8.6]. Dacă unghiul de contact nu este zero, bilele pot avea o alunecare de rotație față de normala la suprafața de contact, numită *spinning*. În același timp, bilele mai pot avea un alt tip de mișcare datorită momentelor giroscopice. La rulmenții radiali cu role, rolele pot avea o mică oblicitate, adică axa rolei poate să nu coincidă cu axa de rostogolire. Alunecările interne sunt mai mari în rulmenți cu jocuri mari și sarcini exterioare relativ mici. Patinarea (*skidding*) este uneori redusă prin preîncărcarea radială a rulmentului, realizată utilizând căi de rulare cu abateri de la forma cilindrică.

Primele analize cvasistatice ale rulmenților nelubrificați s-au bazat pe ipoteza frecării coulombiene la contactul bilelor cu căile de rulare [8.7], [8.8]. Forțele de frecare produse de alunecarea la interfața de contact bilă - cale de rulare au fost incluse în analiza dinamică a rulmenților constrânși elastic. Efectele lubrificației elastohidrodinamice au fost considerate mai târziu [8.9] și introduse în analize dinamice mai precise [8.10].

Modele mai elaborate au fost dezvoltate pentru a simula defecte distribuite cum sunt corpurile de rostogolire cu dimensiuni diferite și componentele nealiniat sau cu abateri de la forma rotundă [8.11]. Descrierea acestora depășește scopul acestei prezentări.

8.3 Vibrațiile elementelor rulmenților

Frecvențele proprii ale elementelor “nerezemate” ale rulmenților pot fi calculate teoretic după cum urmează [8.12]:

frecvența proprie a unui inel

$$f_n = \frac{k(k^2 - 1)}{2\pi\sqrt{k^2 + 1}} \frac{1}{a^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad [\text{Hz}], \quad (8.25)$$

unde k este numărul lungimilor de undă în lungul circumferinței ($k = 2, 3, 4$), a este raza axei neutre, I este momentul de inerție axial al secțiunii transversale, E este modulul de elasticitate longitudinal și m este masa pe unitatea de lungime;

frecvența proprie a bilei

$$f_{Bn} = \frac{0,848}{D_B} \sqrt{\frac{E}{2\rho}} \quad [\text{Hz}], \quad (8.26)$$

unde D_B este diametrul bilei și ρ este densitatea materialului bilei.

Acestea sunt frecvențele proprii ale elementelor individuale “libere”. Este dificil de estimat cum sunt afectate aceste frecvențe de asamblarea într-un rulment și montarea într-o carcasă. Totuși se apreciază că rezonanțele nu sunt modificate semnificativ. Rezonanța bilei este de obicei mult în afara domeniului de vibrații analizat și poate fi neglijată.

Rezonanța inelului exterior poate fi excitată de bilele (rolele) în contact. Acestea deformează calea de rulare într-un mod de încovoiere (cu un număr de lungimi de undă egal cu numărul corpurilor de rostogolire) care se rotește cu frecvența de trecere a bilelor. Ea mai poate fi produsă de mișcarea ondulatorie a bilelor față de traiectoria lor circumferențială teoretică.

Sarcina exterioară a rulmenților este preluată de un număr finit de corpuri de rostogolire. Numărul elementelor încărcate variază cu poziția unghiulară a coliviei. Deformația elastică produsă de contactul hertzian sub sarcină variază cu poziția corpului de rostogolire față de direcția forței. Aceasta produce o variație puternică a rigidității totale a ansamblului lagărului și generează *vibrații parametrice* (axiale și radiale) ale rotorului [8.13] chiar dacă rulmenții sunt geometric și elastic perfecți.

Frecvența fundamentală a acestor vibrații este egală cu frecvența de trecere a bilelor (rolelor) peste inelul exterior. Datorită deviațiilor componentelor rulmenților de la forma geometrică perfectă, se excită și armonici superioare cu amplitudini care descresc cu ordinul acestora. Amplitudinea mișcării arborelui este funcție de sarcina exterioară, numărul corpurilor de rostogolire, jocul radial și

rigiditatea locală a zonei de contact între corpul de rostogolire și calea de rulare, conform teoriei lui Hertz asupra contactului elastic (H. Hertz, 1881).

Vibrațiile excitate parametric ale sistemului rotor-lagăre, cu componente verticale și orizontale cuplate puternic, sunt descrise de ecuații de mișcare neliniare, cu coeficienți variabili în timp. Vibrațiile produse de rigidități de contact variabile sunt importante doar la frecvențe în vecinătatea frecvenței de rotație arborelui și au amplitudini apreciabile doar în cazul sarcinilor radiale relativ mari.

Rezonanțele structurale pot fi excitate și de alte defecte distribuite, produse în procesul de fabricație, cum sunt nealinierea sau excentricitatea căilor de rulare, abaterea de la forma cilindrică, ondularea suprafețelor de rulare și inegalitatea diametrelor bilelor. Aceste defecte “distribuite” produc adesea forțe de contact excesiv de mari, care la rândul lor provoacă uzură prin oboseală superficială prematură și fisurarea finală.

Ondularea (waviness) definește neregularități relativ depărtate ale suprafeței. În principiu, *rugozitatea suprafeței* este o imperfecțiune geometrică de același tip cu ondularea. Diferența constă în distanța relativă între neregularități, care este mai mică în cazul rugozității suprafeței. Ondularea implică neregularități de ordinul a 200 lungimi de undă pe circumferință, în timp ce rugozitatea suprafeței conține mult mai multe lungimi de undă. Exemple tipice sunt următoarele: la o frecvență de 300 Hz, inelul interior are 16 - 17 lungimi de undă pe circumferință iar inelul exterior are de la 24 la 27. La o frecvență de 1800 Hz, inelul interior are între 94 și 101 unde pe circumferință iar inelul exterior are de la 147 la 166 [8.14].

Neregularitățile geometrice sub forma ondulării cu puține cicluri în lungul circumferinței produc vibrații de joasă frecvență. Vibrațiile lagărelor radiale cu inel exterior fix și jocuri radiale pozitive provin în principal de la ondularea căii de rulare interioare și variația diametrului rotelor, și mai rar de la alte erori geometrice. Vibrațiile datorite diametrelor diferite ale rotelor se produc la armonici ale frecvenței coliviei, în timp ce vibrațiile datorite ondulării căii de rulare interioare apar la armonici ale frecvenței de rotație a arborelui, cu o bandă laterală distanțată cu frecvența de trecere a rotelor, care apare la armonici mai înalte [8.15].

8.4 “Semnătura mecanică” a rulmenților

Semnalul de vibrații produs de un rulment, măsurat cu un accelerometru sau cu alte traductoare de mișcare, poate fi descompus electronic în componentele sale spectrale și nivelele lor de amplitudine. Această reprezentare grafică a spectrului de bandă îngustă al semnalului de vibrații se numește “semnătura mecanică” a (*amprenta*) rulmentului, deoarece identifică univoc rulmentul selectat.

Figurile 8.5 și 8.6 sunt exemple de semnături mecanice obținute de la doi rulmenți diferiți. Multe dintre frecvențele discrete conținute în semnătura mecanică

pot fi asociate cu defecte mecanice specifice ale rulmentului. Amplitudinile acestor vârfuri sunt o măsură a energiei transmise de impacturi și, deci, a uniformității funcționării rulmentului. Vârfurile produse de dezechilibru, dezaliniere și alte surse trebuie deosebite de vârfurile generate de rulmenți.

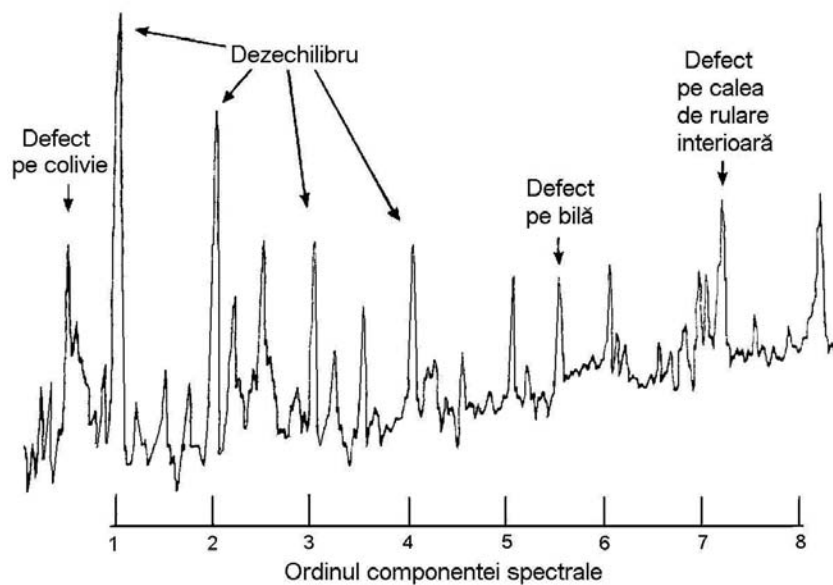


Fig. 8.5 [8.16]

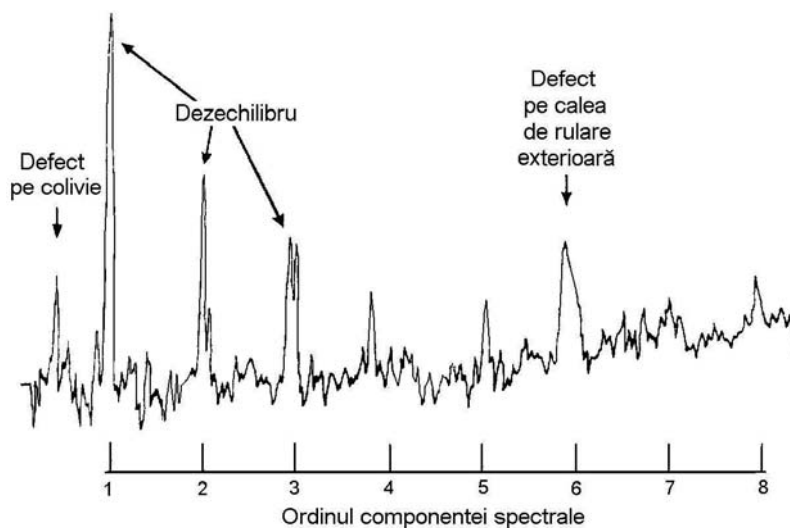


Fig. 8.6 [8.16]

O comparație a semnăturilor mecanice obținute de la doi rulmenți de același tip necesită date măsurate la aceeași turație, deoarece majoritatea frecvențelor vibrațiilor sunt proporționale cu frecvența de rotație. În locul menținerii constante a turației, este preferabil să se lucreze cu semnături mecanice independente de turație. Acestea se obțin înlocuind axa absciselor divizată în frecvențe printr-o axă care exprimă “ordinul” diferitelor componente spectrale, adică raportul între frecvența lor și frecvența fundamentală de rotație. Dacă inelul exterior este fix, frecvența fundamentală este cea a inelului interior. Spectrele din fig. 8.5 și 8.6 sunt reprezentate în funcție de ordinul componentelor spectrale.

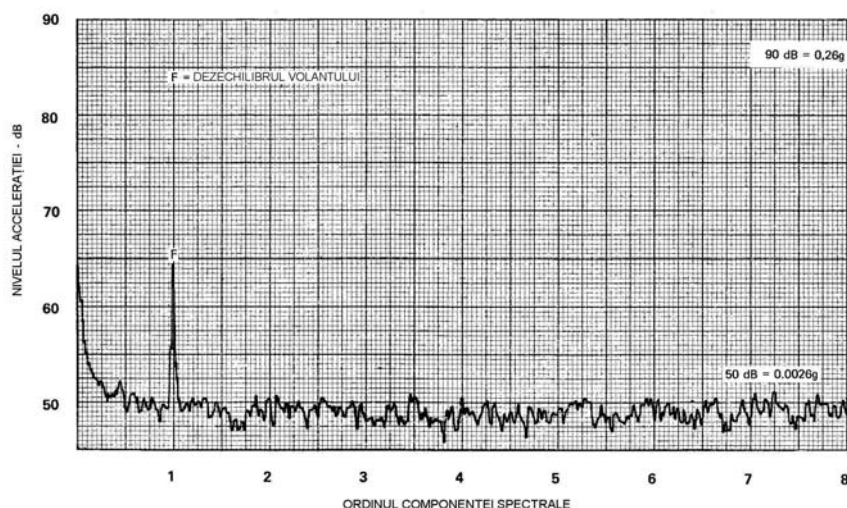


Fig. 8.7 [8.16]

În fig. 8.7 este prezentată semnătura mecanică a unui rulment în stare bună. Amplitudinea maximă, etalonată la 90dB, este egală cu 0,26 g. Zgomotul de fond are aproximativ 50dB sau 0,0026 g. Singura frecvență evidentă în acest spectru este cea de ordinul întâi. Amplitudinea spectrului este reprezentată pe o scară logaritmică pentru a obține amplificarea verticală maximă. Aceasta favorizează detectarea frecvențelor defectelor mici, într-o înregistrare care conține o componentă cu amplitudine relativ mare. În caz contrar, zgomotul aleator produs de frecare ar putea domina spectrul, făcând dificilă localizarea frecvențelor care pot fi asociate cu defectele rulmentului. Pentru a crește raportul semnal/zgomot al frecvențelor discrete generate de rulment se poate face o mediere a spectrelor.

În fig. 8.8 se arată semnătura mecanică a unui rulment cu o bilă defectă. Prezența a două ordine spectrale cu amplitudini mari (5,80 și 1,00) generează frecvențe sumă și diferență, care pot fi identificate la $5,80 \pm 1,00$ și $5,80 \pm 2,00$. Acest rulment prezintă ordine spectrale produse de defecte ale căii de rulare interioare, care pot fi explicate cu o teorie neliniară (N.L.) care ține cont de ondularea căii de rulare, excentricitate și variațiile mari ale diametrului bilelor.

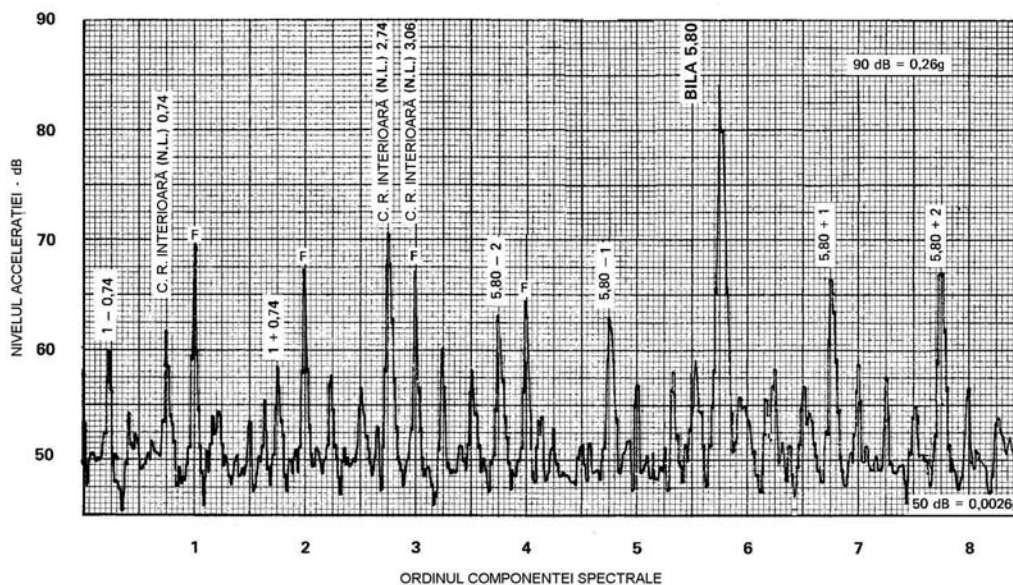


Fig. 8.8 [8.16]

În general, imperfecțiunile geometrice ale căii de rulare exterioare produc un spectru de vibrații cu vârfuri la armonicile frecvenței defectului căii de rulare exterioare, cu benzi laterale distanțate cu frecvența coliviei. Iregularitățile suprafeței căii de rulare interioare produc un spectru cu vârfuri la armonicile frecvenței defectului căii de rulare interioare. Benzile laterale sunt distanțate la un interval asociat cu frecvența coliviei și frecvența de rotație a arborelui.

8.5 Deteriorarea rulmenților

Fiecare din cauzele distrugerii unui rulment – ungerea necorespunzătoare, mânuirea neglijentă, etanșarea inefficientă, toleranțele incorecte, etc. – produce o deteriorare caracteristică. O *deteriorare primară* poate fi uzarea, indentarea, uzarea adevivă, avarierea suprafeței, corodarea sau erodarea electrică.

Deteriorarea primară produce *deteriorări secundare*, care duc la distrugere – exfoliere (cojire) și fisurare. Un rulment scos din uz prezintă de obicei o combinație de deteriorări primare și secundare. În continuare se prezintă definițiile firmei SKF [8.17]. Pentru identificarea corectă a unor deteriorări, s-au menținut termenii din limba engleză sau adaptări ale acestora.

Defectele locale, care includ fisuri, gropițe și exfolieri, produc impulsuri de contact între elementele unui rulment. Aceste impulsuri produc vibrații și zgomot, care pot fi monitorizate pentru detectarea prezenței unui defect în rulment.

8.5.1 Deteriorările primare

Uzarea

Uzarea poate apare datorită pătrunderii unor particule străine în rulment sau atunci când ungerea este necorespunzătoare. Ea poate apare și când rulmentul nu funcționează, deci când nu există lubrifiant între corpurile de rostogolire și căile de rulare, deteriorare cunoscută sub numele de *brinelare falsă*.

Indentarea

Indentările apar în corpurile de rostogolire și căile de rulare când rulmentul, fără să se rotească, este supus la suprasarcini sub formă de impacturi sau presiune. Distanța între adâncituri este egală cu distanța între corpurile de rostogolire. Indentările mai pot fi produse de particule străine în rulment.

Smearing

Când două suprafețe în contact lubrificate necorespunzător alunecă una față de alta sub sarcină, apare un transfer de material de la o suprafață la cealaltă. Acest fenomen se numește *smearing* iar suprafețele în cauză se încrețesc și arată "boțite". Când apare acest tip de *uzare adezivă*, materialul este de obicei încălzit la temperaturi atât de mari încât are loc o recălire. Aceasta produce o concentrare locală a tensiunilor care determină fisurarea sau exfolierea.

Surface distress

Dacă filmul de lubrifiant dintre căile de rulare și corpurile de rostogolire devine prea subțire, vârfulurile asperităților celor două suprafețe vin în contact. Aceasta duce la formarea unor microfisuri de suprafață, fenomen cunoscut sub numele de *surface distress*. Aceste fisuri nu trebuie confundate cu fisurile de oboseală care se formează sub suprafață și duc la exfoliere. Ele pot totuși grăbi formarea fisurilor de oboseală subsuperficiale și scurta durabilitatea rulmentului.

Corodarea

Dacă în rulment pătrunde apă sau agenți corozivi în cantitate atât de mare încât lubrifiantul nu poate proteja suprafața oțelului, se formează rugina. Procesul poate duce la rugină profundă care poate iniția exfolieri sau fisuri. Corodarea prin contact (*fretting corrosion*) apare când există mișcări relative între un inel al rulmentului și arbore sau carcasă, datorită ajustajului prea larg.

8.5.2 Deteriorările secundare

Exfolierea (flaking, spalling)

Durabilitatea unui rulment este determinată de oboseala materialului. Oboseala este rezultatul tensiunilor tangențiale ciclice care apar imediat sub suprafața care suportă sarcina. După un timp, aceste tensiuni produc fisuri care se

extind treptat până la suprafață. Când corpurile de rostogolire trec peste fisuri, se desprind fragmente de material. Acest fenomen este tradus *exfoliere* sau *cojire* (*flaking* sau *spalling*). Exfolierea se dezvoltă progresiv până face rulmentul neutilizabil. Durabilitatea unui rulment este definită prin numărul de rotații până la apariția primelor semne de exfoliere pe unul din inele sau pe corpurile de rulare.

Cauzele exfolierii premature pot fi încărcarea cu sarcini exterioare mai mari decât cele anticipate, preîncărcarea datorită ajustajelor incorecte sau forțarea pe un arbore sau într-un suport conic, ovalizarea datorită abaterii de la forma cilindrică a arborelui sau locașului din carcasă, comprimarea axială datorită dilatării termice, dezaxarea etc. Exfolierea poate fi produsă și de alte tipuri de deteriorări, cum sunt indentațiile, rugina profundă, erodarea electrică sau uzura adezivă de tip *smearing*.

Fisurarea

Fisurile pot apărea în inelele rulmenților din diferite motive. Cauza cea mai obișnuită este manipularea brutală la montare sau demontare (lovituri cu ciocanul, împingerea excesivă pe suprafețe de suport conice, încălzirea sau montajul pe arbori cu ajustaje prea strânse față de jocurile interioare). Exfolierea acționează ca un concentrator de tensiuni și poate conduce la fisurarea inelului rulmentului.

Deteriorarea coliviei

Distrugearea coliviei poate fi produsă de vibrații, turații prea mari, uzare și blocarea cu fragmente de material exfoliat pătrunse între colivie și un corp de rostogolire. Inelele nealiniat produc traiectorii ovale ale bilelor care deformează colivia ducând la fisuri de oboseală. Colivia este primul element afectat al unui rulment când lubrifierea devine necorespunzătoare. Fiind dintr-un material mai moale decât celelalte componente ale rulmentului, aceasta se uzează comparativ mai repede.

Studiul vibrațiilor și zgomotului rulmenților produse de defecte se face utilizând două metode diferite. Într-o primă metodă se monitorizează variațiile nivelului vibrațiilor și zgomotului produse de rulmenți rulați până cedează. Deteriorarea este accelerată prin suprasolicitare, supraturare sau funcționarea rulmentului fără lubrifiant. În a doua metodă se provoacă defecte intenționat prin metode ca atacul cu acizi, erodarea prin scântei, zgârierea sau indentarea mecanică. Vibrațiile rulmenților sunt măsurate și comparate cu cele ale rulmenților buni.

8.5.3 Alte deteriorări [8.14]

Denting este un defect în calea de rulare ca rezultat al pătrunderii unor particule străine care sunt presate între corpurile de rostogolire și inele.

Resturile externe sunt particule de material străin introduse în rulmenți de la o sursă exterioară.

Glazing este o formă de *smearing* la care zona afectată a căii de rulare are un aspect lucios, similar cu finisarea pe o bilă nouă. În timpul acestui mod de deteriorare are loc o curgere a metalului.

Grooving arată ca o indentare circumferențială continuă pe bile, produsă de deplasarea bilelor în adâncitura căii de rulare.

Brinelarea apare la rulmenți încărcăți static până la deformarea permanentă a căilor de rulare și corpurilor de rostogolire. Un rument brinelat are indentări în căile de rulare și adesea are porțiuni plate pe corpurile de rostogolire.

Frettingul este o formă de uzare corozivă produsă de microdeplasări relative între două suprafețe metalice sub o presiune de contact foarte mare. Uneori între cele două componente din oțel în *fretting* se formează o pastă de oxizi de fier. Frettingul se semnalează mai ales între inelul interior al unui rulment și arbore.

Creeping este o mișcare relativă între inelul interior și arbore, produsă de un ajustaj cu strângere necorespunzător pentru sarcina aplicată. Creepingul este evidențiat prin dăre circumferențiale pe alezajul rulmentului și arbore. El poate fi un stadiu avansat de fretting.

Spinning este un stadiu avansat de creeping. Deplasarea relativă între inelul interior și arbore este mult mai mare decât la creeping iar suprafețele în alunecare relativă pot deveni lustruite. Oxizii de fier formați în faza de fretting pot fi încă prezenți și pot contribui la progresarea uzării.

Decolorarea datorită temperaturii indică funcționarea elementelor rulmentului cu ungere insuficientă sau în condiții de suprasarcină.

8.6 Metode de diagnoză în domeniul timp

Detectarea defectelor rulmenților se poate face pe baza înregistrării desfășurării în timp a semnalului de vibrații.

8.6.1 Indicii formei de undă a semnalului de timp

Indicii formei de undă a desfășurării în timp a vibrației se calculează pe baza semnalului de vibrații brut (neprelucrat) fiind utilizați la comparații și pentru stabilirea tendințelor de evoluție în timp. Exemple sunt valoarea de vârf (amplitudinea maximă), amplitudinea vârf-vârf (măsurată între amplitudinea pozitivă maximă și cea negativă maximă), valoarea medie (amplitudinea medie a vibrațiilor) și valoarea eficace (rădăcina mediei pătratice) [8.12].

Pentru o înregistrare $x(t)$ de durată T , valoarea medie și valoarea eficace au următoarele expresii:

$$\text{valoarea medie} \quad \bar{x} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt ; \quad (8.27)$$

$$\text{valoarea eficace} \quad x_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} . \quad (8.28)$$

În practică se determină viteza eficace a nivelului global al vibrațiilor măsurate pe carcasa lagărului. Valorile măsurate se compară cu limitele admisibile din recomandări și standarde, sau cu valori limită de referință stabilite pentru fiecare lagăr. Reprezentând grafic evoluția în timp a rezultatelor măsurărilor, se poate urmări tendința (trendul) de variație și extrapola pentru predicția intervalului de timp după care rulmentul trebuie înlocuit. Totuși, deoarece de multe ori nivelul global al vibrațiilor crește doar în stadiile finale ale deteriorării, această metodă dă avertizări târzii asupra deteriorării.

În continuare se prezintă doi indici ai formei de undă a semnalului de timp utilizați pentru avertizarea timpurie a deteriorării unui rulment – *factorul de vârf* și *factorul kurtosis*.

8.6.2 Factorul de vârf

O avertizare asupra deteriorării incipiente a unui rulment se obține măsurând factorul de vârf (*Crest Factor*).

Factorul de vârf este definit ca raportul între valoarea de vârf și valoarea eficace ale unui semnal de timp [8.18]

$$\text{factorul de vârf} = \frac{\text{valoarea de vârf}}{\text{valoarea eficace}} . \quad (8.29)$$

Curba din fig. 8.9 arată variația în timp a factorului de vârf pe măsura deteriorării condiției de funcționare a unui rulment.

Inițial, pentru un rulment fără defecte, există un raport relativ constant, egal aproximativ cu 3,0. Pe măsură ce se dezvoltă defecte locale, impacturile produse cresc considerabil valoarea de vârf, dar au o mică influență asupra valorii eficace. Valoarea de vârf crește de obicei doar până la o anumită limită. Pe măsură ce condiția rulmentului se deteriorează, la trecerea bilelor se generează mai multe vârfuri, influențând în final valoarea eficace, chiar atunci când nivelurile vârfurilor individuale nu sunt mai mari. Spre sfârșitul duratei de viață a rulmentului, factorul de vârf descrește spre valoarea inițială, chiar dacă nivelurile valorii de vârf și valorii eficace au crescut considerabil.

Cel mai bun mod de urmărire a evoluției în timp este ilustrat în fig. 8.9, unde s-au reprezentat pe același grafic valoarea de vârf și valoarea eficace, factorul de vârf fiind egal cu diferența ordonatelor celor două curbe (scară logaritmică).

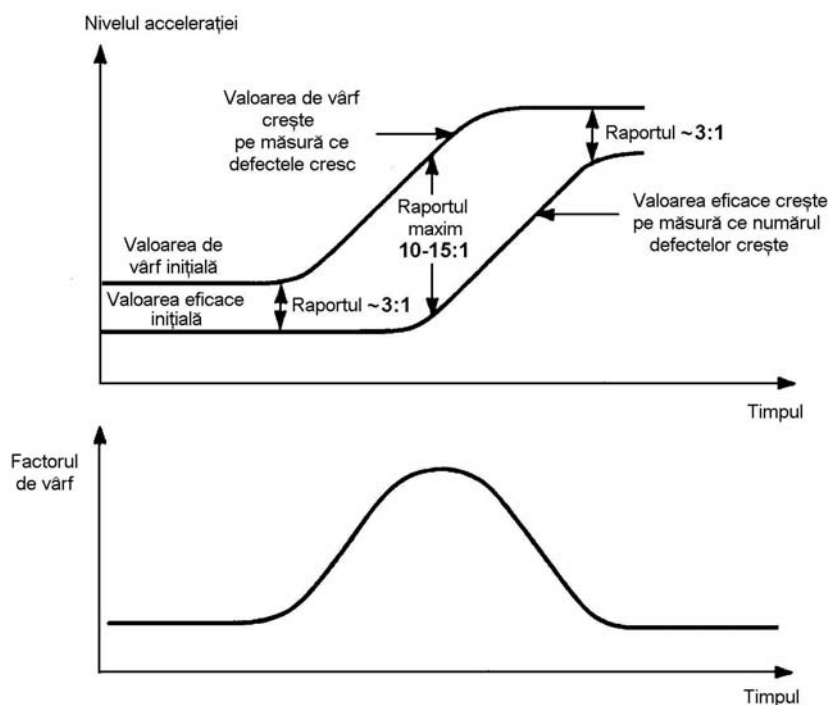


Fig. 8.9 [8.19]

Deoarece se măsoară nivelul global al vibrațiilor într-un domeniu larg de frecvențe (10 Hz - 10000 Hz), metoda este influențată de interferențe de la alte surse de vibrații.

8.6.3 Densitatea de probabilitate a amplitudinii

Un semnal de vibrații măsurat lângă un lagăr cu rulment poate fi analizat ca un semnal aleator staționar. Considerând o înregistrare $x(t)$ de durată T a unei vibrații (fig. 8.10) se poate determina probabilitatea ca semnalul să aibă valori cuprinse între x și $x + \Delta x$. Aceasta este egală cu timpul petrecut în fereastra Δx , egal cu suma intervalelor de timp $\Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$ împărțită la durata înregistrării T

$$P(x, x + \Delta x) = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta t_i}{T}. \quad (8.30)$$

Când $\Delta x \rightarrow 0$ și $T \rightarrow \infty$, se obține *densitatea de probabilitate a amplitudinii* $p(x)$, care exprimă probabilitatea de a avea o amplitudine x , reprezentată grafic în partea stângă a fig. 8.10. Curba în formă de clopot corespunde unei distribuții gaussiene (normale) care descrie cu suficientă precizie semnalele măsurate în practică.

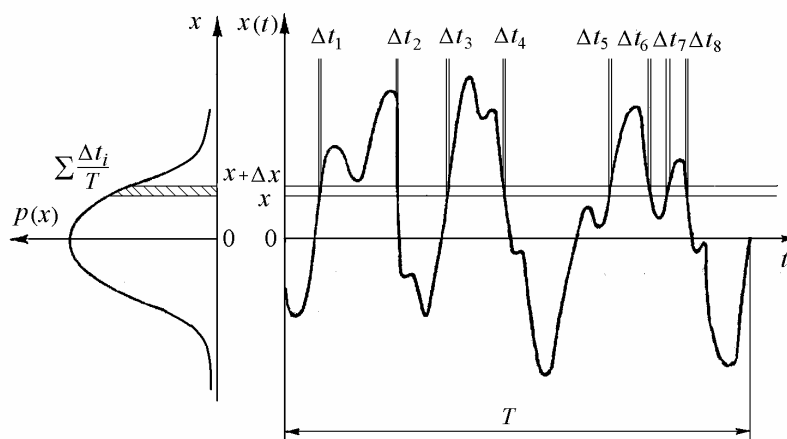


Fig. 8.10

În fig. 8.11 se prezintă densitatea de probabilitate normală (aria de sub curbă egală cu 1)

$$\int_{-\infty}^{\infty} p(x) dx = 1 \quad (8.31)$$

în funcție de variabila adimensională x/σ , în care σ este valoarea eficace când valoarea medie este zero.

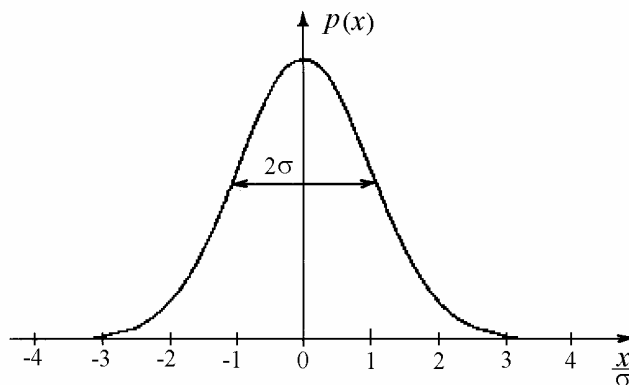


Fig. 8.11

Se observă că 99,8% din toate amplitudinile au valori în intervalul $\pm 3\sigma$. De aici rezultă că valoarea de vârf este aproximativ 3σ , care, împărțită la valoarea eficace σ , conduce la un factor de vârf (8.29) egal cu $\approx 3,0$.

Aprecierea stării unui rulment se face observând modificări ale densității de probabilitate la diferite niveluri ale amplitudinii, cele mai mari de 3σ oferind informația cea mai prețioasă.

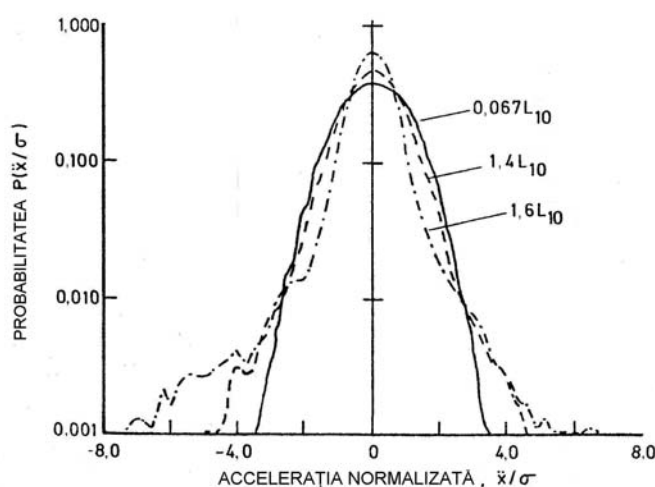


Fig. 8.12 [8.20]

Un rezultat tipic pentru un rulment este prezentat în fig. 8.12, unde s-a utilizat o scară verticală logaritmică pentru a amplifica modificările la probabilități mici, care sunt importante în detectarea deteriorării unui rulment. Pentru a accelera ruperea prin oboseală, testele de durabilitate au fost efectuate la turație constantă și la dublul sarcinii recomandate. S-a măsurat nivelul global al accelerației în domeniul de frecvențe 3Hz – 5kHz. Cele trei curbe corespund unor încercări de durate crescătoare, exprimate prin *durabilitatea nominală* $L_{10} = 50$ ore.

De observat că L_{10} este definită ca durabilitatea nominală a unui lot de rulmenți aparent identici, care funcționează la sarcini și turații identice, cu o fiabilitate de 90% până la apariția primelor semne de oboseală [8.21]. Ca reper se alege o desprindere de material de pe o suprafață dată (6 mm^2) (ISO 281, 2006).

În fazele incipiente ale încercării, adică la $0,067L_{10}$ (3,35 ore), când rulmentul nu este deteriorat, curba distribuției este o parabolă inversată care denotă o distribuție normală (gaussiană). Cu deteriorări incipiente la $1,4L_{10}$ (70 ore), apar modificări pronunțate ale “cozilor” curbilor de distribuție. Aceasta coincide cu observația legată de fig. 8.9 că valoarea de vârf a accelerației măsurate crește, dar

valoarea eficace rămâne nemodificată. Cu trecerea timpului, la $1,6L_{10}$ și dezvoltarea deteriorării, cozile curbei de distribuție încep să se lungescă.

8.6.4 Momentele statistice

În locul examinării în detaliu a funcției densității de probabilitate este adesea preferabilă examinarea *momentelor statistice* ale datelor [8.22] care oferă mai multe informații. Acestea sunt definite de integrala generală

$$M_n = \int_{-\infty}^{\infty} x^n p(x) dx, \quad (n = 1, 2, 3, \dots). \quad (8.32)$$

Primele două momente statistice sunt

$$\text{valoarea medie} \quad \bar{x} = \int_{-\infty}^{\infty} x p(x) dx, \quad (8.33)$$

$$\text{și valoarea medie pătratică} \quad \overline{x^2} = \int_{-\infty}^{\infty} x^2 p(x) dx. \quad (8.34)$$

Dispersia (varianța) este

$$\sigma^2 = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \bar{x})^2 p(x) dx, \quad (8.35)$$

unde σ este *deviația standard* (abaterea medie pătratică) și $p(x)$ este densitatea de probabilitate.

Momentele de ordin impar, $n = 1, 3, 5, \dots$, etc., stabilesc legături între informația despre poziția densității maxime și valoarea medie. Momentele de ordin par, $n = 2, 4, 6 \dots$, etc., indică împrăștierea distribuției.

Momentele de ordin superior ($n > 2$) se calculează de obicei față de valoarea medie și sunt normalizate prin împărțire la puteri ale erorii medii pătratice. Momentul de ordinul trei devine

$$\text{factorul skewness} \quad skew(x) = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} x^3 p(x) dx}{\sigma^3}, \quad (8.36)$$

iar momentul de ordinul patru

$$\text{factorul kurtosis} \quad kurt(x) = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} x^4 p(x) dx}{\sigma^4}. \quad (8.37)$$

Factorul skewness este un *coeficient de asimetrie*, fiind o măsură a asimetriei curbei densității de probabilitate (față de valoarea medie). La fenomene cu distribuție normală factorul skewness este zero.

8.6.5 Factorul kurtosis

Factorul kurtosis este egal cu raportul între momentul centrat de ordinul patru al distribuției amplitudinilor și pătratul momentului centrat de ordinul doi.

Kurtosis este un *coeficient de aplatizare*, caracterizând ascuțirea sau aplatizarea relativă a unei distribuții față de distribuția normală (Karl Pearson, *Biometrika*, 1905).

Distribuția normală, denumită *mesokurtică*, are factorul kurtosis egal cu 3.

Într-adevăr, pentru o distribuție gaussiană

$$p(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}\right], \quad (8.38)$$

momentul statistic de ordinul patru este

$$M_4 = \int_{-\infty}^{\infty} (x-\bar{x})^4 p(x) dx = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} (x-\bar{x})^4 \exp\left[-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}\right] dx.$$

Notând

$$y = \frac{x-\bar{x}}{\sigma\sqrt{2}}, \quad dx = \sigma\sqrt{2} dy,$$

se obține

$$M_4 = \frac{4\sigma^4}{\sqrt{\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} y^4 \exp(-y^2) dy = 3\sigma^4.$$

Momentul statistic de ordinul doi este

$$M_2 = \int_{-\infty}^{\infty} (x-\bar{x})^2 p(x) dx = \frac{2\sigma^2}{\sqrt{\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} y^2 \exp(-y^2) dy = \sigma^2.$$

Rezultă factorul kurtosis

$$kurt(x) = \frac{M_4}{(M_2)^2} = 3.$$

O distribuție aplatisată cu cozi scurte are o valoare kurtosis mai mică decât 3 și se numește *platykurtică*. O distribuție ascuțită cu cozi lungi are o valoare kurtosis mai mare decât 3 și se numește *leptokurtică*. Valori *kurtosis* mai mari indică faptul că o mare parte a dispersiei se datorește deviațiilor extreme mai puțin frecvente, spre deosebire de cazul deviațiilor frecvente de mărime medie.

Factorul kurtosis avertizează din timp asupra deteriorării superficiale (Dyer și Stewart, 1978). La un rulment bun acesta este egal cu 3. Deteriorarea rulmentului produce o creștere a componentelor impulsive ale semnalului de vibrații, datorită impacturilor. Semnalele devin mai neregulate și ascuțite. Un rulment deteriorat are o distribuție negaussiană a probabilității, cu cozi dominante care cresc valoarea factorului kurtosis până la valori mai mari ca 9.

Avantajul utilizării factorului kurtosis, ca un parametru pentru detectarea stării unui rulment, constă în faptul că rămâne apropiat de valoarea 3 ($\pm 8\%$) la un rulment nedeteriorat și este insensibil la variațiile sarcinii și turației rulmentului. Un dezavantaj constă în faptul că revine la valoarea corespunzătoare unui rulment nedeteriorat (adică 3) când deteriorarea a progresat mult. Ca urmare, s-a sugerat măsurarea factorului kurtosis în benzi de frecvență prestabilite [8.23].

Experiențele au arătat că deteriorarea inițială crește valoarea kurtosis în benzile de frecvențe joase. Pe măsura extinderii deteriorării, valoarea kurtosis începe să descrească în prima bandă de frecvențe (2,5 – 5 kHz), în timp ce crește în celelalte benzi. La sfârșitul durabilității rulmentului, cele mai mari valori kurtosis apar în banda frecvențelor cele mai înalte (40 – 80 kHz) [8.24].

8.7 Metode de diagnoză în domeniul frecvențelor

Semnalul de vibrații în domeniul timp, măsurat pe un lagăr, este procesat și transferat în domeniul frecvențelor aplicând algoritmul transformatei Fourier rapide (*Fast Fourier Transform - FFT*). Principalul avantaj al acestui format constă în evidențierea clară a caracterului repetitiv al semnalului de vibrații, prin vârfuri în spectru la frecvențele la care apar periodicități. Aceasta permite ca defectele, care de obicei produc răspunsuri în frecvență caracteristice specifice, să fie detectate în stadiul incipient, diagnosticate cu precizie și urmărite în timp, pe măsură ce condiția rulmentului se deteriorează. Totuși, dezavantajul analizei în domeniul frecvențelor este pierderea unei cantități importante de informație (răspunsul tranzitoriu, componentele nerepetitive ale semnalului) în timpul procesului de transformare.

O atenție deosebită se acordă modificărilor care apar în spectrul de frecvențe al semnalelor de vibrații. Pentru interpretarea acestora se utilizează metode de procesare ca *medierea sincronă în timp* și *analiza cepstrum* (v. Secțiunile 9.6.1 și 9.7).

8.7.1 Analiza cu filtre trece-bandă

Specetrele de frecvențe obținute prin măsurări pe lagăre, numite “semnături mecanice” în Secțiunea 8.4, sunt utilizate la detectarea și diagnosticarea defectelor. Pentru *detectarea defectelor*, spectrele curente sunt comparate cu cele obținute după o perioadă de timp, pentru a detecta modificări în spectru care denotă deteriorarea rulmentului [8.25]-[8.27].

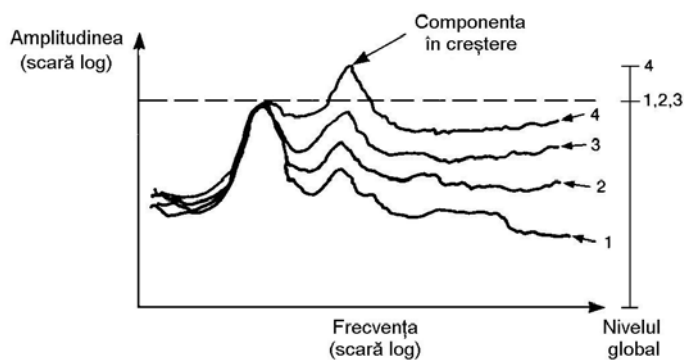


Fig. 8.13 [8.19]

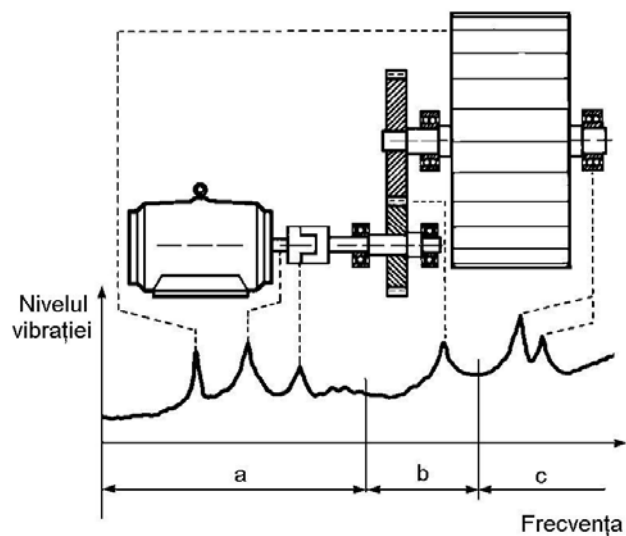


Fig. 8.14 [8.28]

În fig. 8.13 se arată modificarea în timp a unui spectru datorită unui defect în dezvoltare. Spectrul de frecvențe avertizează mai repede decât monitorizarea nivelului global al vibrațiilor. Acesta din urmă se modifică abia după ce o componentă în creștere devine vârful cel mai înalt al spectrului. Detectarea unei creșteri a nivelului de referință este urmată de o analiză pentru *diagnosticarea defectelor*. Banda de frecvențe în care nivelul maxim al unei componente crește dă o indicație asupra naturii defectelor.

Analiza cu filtre trece-bandă implică filtrarea semnalului de vibrații peste și/sau sub anumite frecvențe, pentru a extrage informația prezentă într-o bandă de frecvențe prestabilită. La aceste frecvențe se anticipează răspunsuri caracteristice pentru anumite defecte. Modificările semnalului de vibrații în afara benzii frecvențelor de interes sunt neglijate.

Vibrațiile produse de lagăre cu rulmenți sunt grupate în trei regiuni de frecvențe (fig. 8.14):

a) *regiunea legată de rotor*, în domeniul de la $1/4$ la de 3 ori frecvența de rotație a arborelui. În această regiune de frecvențe joase apar vârfuli izolate produse de dezechilibru, dezaliniere, îndoirea arborelui, jocurile mecanice, precesia datorită uleiului, precesia datorită frecării uscate, etc.

b) *prima regiune a energiei impulsurilor* (trecerea elementelor), în mod normal de la 1 la de 7 ori frecvența de trecere a corpurilor de rostogolire. În regiunea de frecvențe medii se găsesc indicații asupra uzării sau defectelor incipiente ale angrenajelor, despre excentricități, roți dințate nealiniat sau cu suprafețe de contact rugoase, etc.

c) *regiunea frecvențelor înalte* (impulsurile de șoc), de la 5 kHz la aproximativ 25 kHz. La frecvențe foarte înalte, de ordinul megahertzilor, datele măsurate pot conține informații asupra fisurării incipiente în rulmenți, frecării de contact, cavitației, zgomotului supapelor, etc.

Valori orientative pentru nivelul limită de alarmă sunt [8.1]:

- 7,7 mm/s valoare de vârf pentru regiunea *a*,
- 2,5 la 3,8 mm/s valori de vârf pentru regiunea *b*,
- 3 la 4g valori de vârf pentru regiunea *c*.

8.7.2 Energia vârfulor de înaltă frecvență

Energia vârfulor de înaltă frecvență din semnalul de vibrații (*spike energy*) este o măsură a intensității energiei generate de impulsurile repetate care apar datorită defectelor superficiale sau a ungerii insuficiente a rulmenților. Aceste impacturi tind să excite răspunsul la rezonanță al elementelor mașinii. Un semnal măsurat în apropierea unui rulment are aspectul unor vârfuli periodice cu energie de înaltă frecvență și poate fi măsurat cu ajutorul accelerometrelor [8.29].

În fig. 8.15 se arată semnalul produs de un defect pe calea de rulare fixă a unui rulment cu inelul exterior fix, inelul interior în rotație și sarcină constantă.

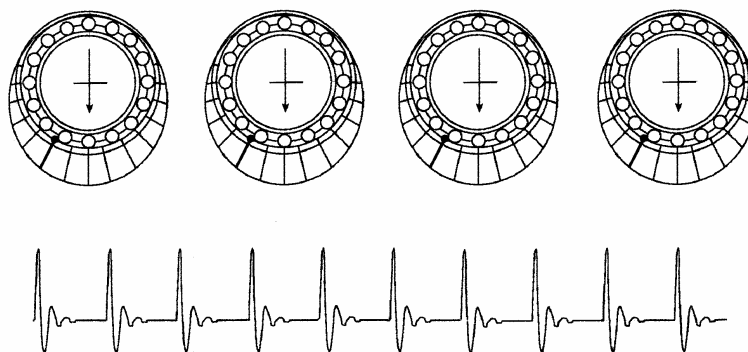


Fig. 8.15 [8.30]

Pentru un defect pe calea de rulare interioară în rotație este important să se țină cont de distribuția sarcinii în lungul circumferinței rulmentului. Aceasta produce o modulare în amplitudine prezentată în fig. 8.16.

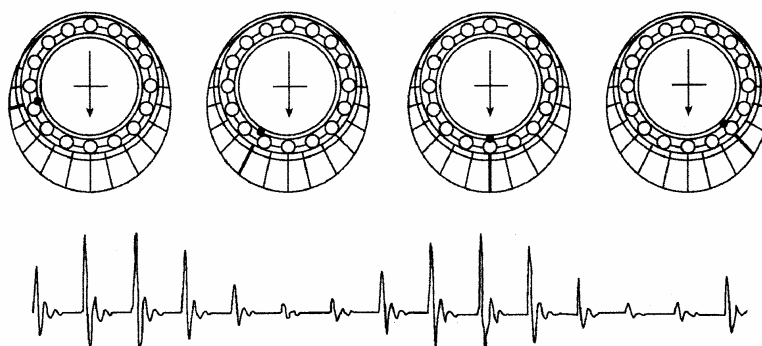


Fig. 8.16 [8.30]

Când sarcina nu are o direcție fixă în spațiu și se rotește ca o forță centrifugă, modulația se produce și datorită unui defect pe calea de rulare exterioară fixă.

Intensitatea energiei de impact este funcție de amplitudinea, frecvența și durata impulsurilor. Acest semnal este procesat cu un detector de Spike Energy™ (IRD Mechanalysis). O schemă bloc simplificată a prelucrării semnalului energiei vârfurilor de înaltă frecvență este arătată în fig. 8.17 [8.31].

Semnalul de vibrații de la un accelerometru este trecut printr-un filtru trece-bandă de frecvență înaltă. Scopul filtrării este eliminarea componentelor de

vibrații legate inerent de rotirea rulmentului, ca cele produse de dezechilibru și dezaliniere, și păstrarea vibrațiilor generate de impacturi. Frecvența de tăiere inferioară, f_c , se poate alege între 100 și 5000 Hz, iar frecvența de tăiere superioară, f_d , este 65 kHz.

Semnalul de vibrații filtrat trece printr-un detector al valorii vârf-vârf, cu o constantă de timp de ieșire aleasă corespunzător, care detectează și reține valorile vârf-vârf. Apoi semnalul descrește cu viteza impusă de constanta de timp până apare următorul impuls. Instrumentul repetă acest proces.

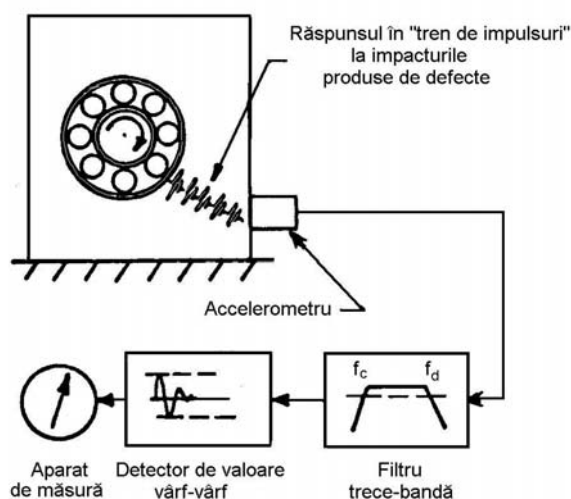


Fig. 8.17 [8.31]

Se obișnuiește să se măsoare accelerațiile în unități g ($1g = 9,81 \text{ m/s}^2$). Accelerația măsurată pentru a descrie energia produsă de defecte incipiente ale rulmenților se măsoară în unități “gSE” (unități ale accelerației de *spike energy*). Aceste defecte produc o purtătoare de înaltă frecvență și benzi laterale de modulare. Purtătoarea este frecvența proprie a elementului excitat al lagărului. Benzile laterale modulatorie sunt produse de variațiile sarcinii și turației. Valoarea gSE este determinată de intensitatea vârfurilor de înaltă frecvență ale semnalului de vibrații. Impulsuri cu amplitudine mare și cadență mare de repetiție produc valori globale gSE mari.

În afara măsurării nivelului global energiei vârfurilor de înaltă frecvență, se poate obține un spectru al acestei energii cu ajutorul transformatei Fourier rapide (FFT) a semnalului de la detectorul de *spike energy*. Acesta diferă de spectrul de frecvențe al accelerației. Componentele din spectrul gSE sunt frecvențe modulatorie corelate cu purtătoarea de înaltă frecvență, care este frecvența de rezonanță a elementului mașinii.

Valorile *spike energy* pot fi afectate de accelerometre și montajul acestora. Valorile gSE pot fi diferite dacă se utilizează traductoare diferite, în afara cazului când traductoarele utilizate au exact aceleași caracteristici de răspuns în frecvență. Pentru a asigura coerența valorilor gSE, este necesar să se utilizeze totdeauna același accelerometru și aceleași condiții de montaj. Montarea cu prezon din oțel este cea mai bună.

Valorile *spike energy* sunt dependente de gabaritul mașinii, configurația și detaliile constructive ale lagărelor. Utilizatorii trebuie să parcurgă un stagiu de instruire, făcând citiri periodice, observând tendințe, marcând rulmenții defecti și stabilind un istoric al deteriorării, înainte de a face aprecieri precise asupra stării rulmentului. Ca un ordin de mărime, într-o aplicație la cilindrii de uscare ai unei mașini de fabricat hârtie au fost utilizate niveluri de alarmă de 0,5gSE

8.7.3 Analiza anvelopei

Analiza anvelopei este esențial o metodă de prelucrare a semnalelor care utilizează preprocesarea cu un filtru și un redresor a semnalului de la un accelerometru standard, pentru a revela defectul unui rument la frecvența sa fundamentală [8.32]. Uneori procedeul este numit *metoda de rezonanță de înaltă frecvență* [8.33].

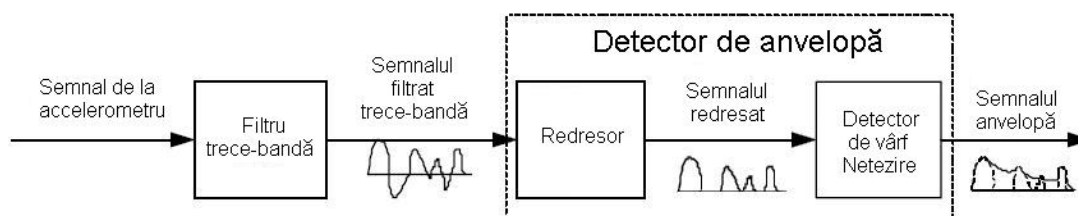


Fig. 8.18 [9.11]

Metoda tradițională utilizează un filtru trece-bandă analogic, un redresor și un circuit de netezire (fig. 8.18). Filtrul extrage din spectrul de frecvențe rezonanța excitată de defectul rulmentului iar detectorul extrage anvelopa.

În analizoarele de semnal moderne, partea utilă a spectrului de frecvențe se extrage printr-un *zoom* efectuat în jurul unei rezonanțe excitate de defectul rulmentului. Apoi anvelopa semnalului de timp este generată cu ajutorul transformatei Hilbert, după care se calculează spectrul anvelopei, pentru a arăta frecvența de repetare a impulsurilor generate de defect.

Detecția anvelopei sau *demodularea amplitudinii* este procedeul de extragere a semnalului modulator din semnalul modulat în amplitudine. Rezultatul este semnalul de timp modulator. Acesta poate fi studiat/interpretat ca atare, în

domeniul timp, sau poate fi supus unei analize în frecvență. Analiza anvelopei se face pe baza spectrului de frecvențe FFT al semnalului modulator.

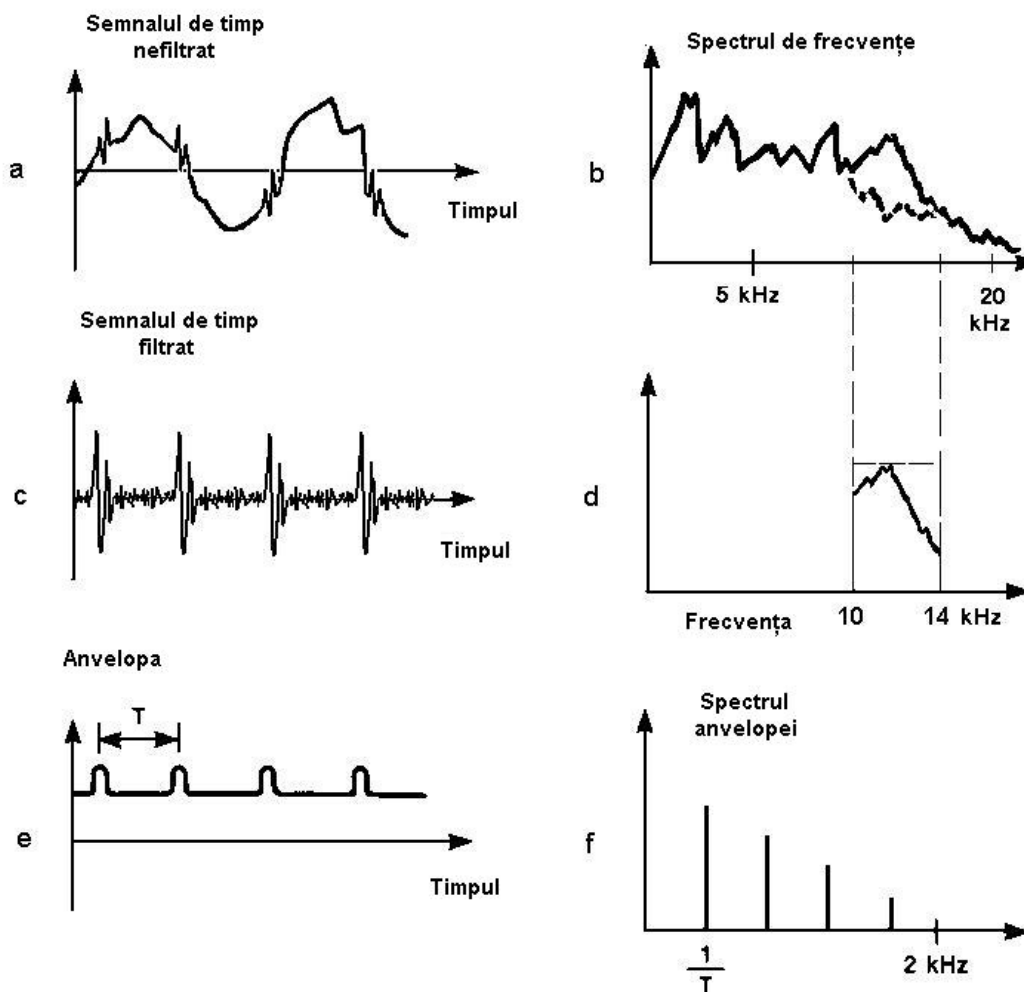


Fig. 8.19 [8.34]

Deteția anvelopei este detaliată în fig. 8.19. Semnalul de timp este filtrat în jurul benzii de frecvențe în care este detectată creșterea (în domeniul kilohertzilor). Aceasta captează semnalul de înaltă frecvență care conține vibrațiile excitate de impulsuri ale carcusei lagărilor, din care s-au eliminat majoritatea semnalelor "contaminante".

Semnalul este apoi redresat și filtrat trece-jos la o frecvență egală cu aproximativ jumătate din banda filtrului trece-bandă. Semnalul rezultat arată ca impulsurile originale emise de rulment, dar ceea ce este mai important este faptul că în acest mod s-a reconstituit frecvența impulsurilor.

Analizând acest semnal cu un analizor FFT se poate determina exact frecvența impulsurilor. Deoarece cadența impulsurilor poate fi calculată, v. relațiile (8.15)-(8.18), se poate localiza sursa defectului. De notat că datorită alunecărilor frecvența reală va fi puțin mai mică decât cea calculată.

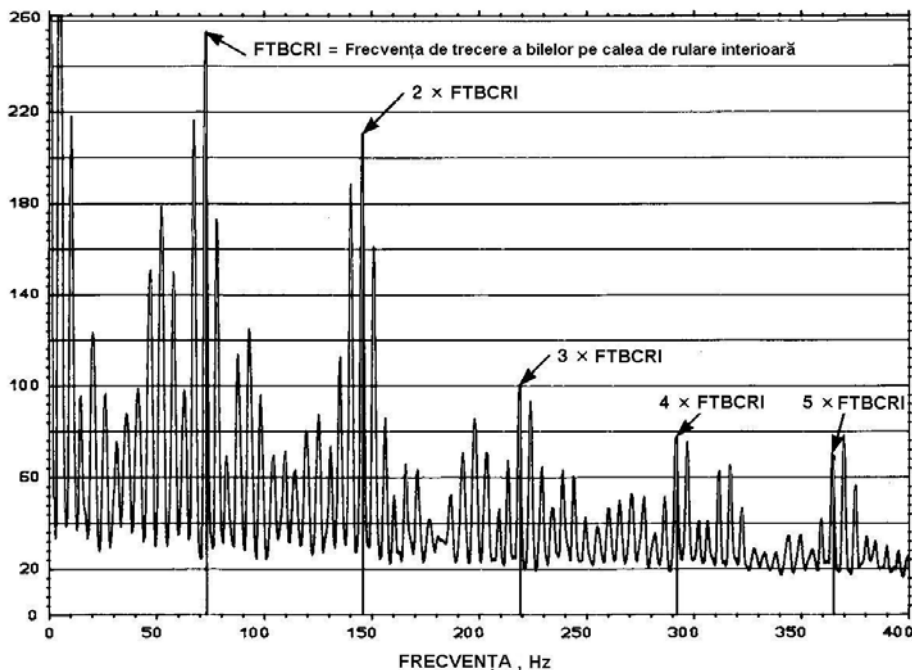


Fig. 8.20 [8.29]

Dacă defectul este pe calea de rulare în rotație, semnalul poate fi modulat în amplitudine datorită variației sarcinii care acționează asupra bilei care trece peste defect (fig. 8.16). Efectul de modulare se manifestă prin benzi laterale în jurul liniilor spectrale care corespund cadenței impulsurilor, distanțate între ele cu frecvența de rotație a arborelui (fig. 8.20).

8.7.4 Metoda impulsurilor de șoc

Metoda impulsurilor de șoc (*Shock Pulse Method – SPM*) a fost dezvoltată de firma SKF AB, Gothenburg, la începutul anilor 1970 [8.35], datorită dificultăților întâmpinate cu metodele bazate pe analiza componentelor repetitive ale semnalelor de vibrații ale rulmenților.

Metoda constă în analiza undelor de șoc de înaltă frecvență (ultrasonore) generate de impacturile metal-pe-metal dintr-un rulment care se rotește, în care se poate găsi informația esențială despre deteriorarea acestuia.

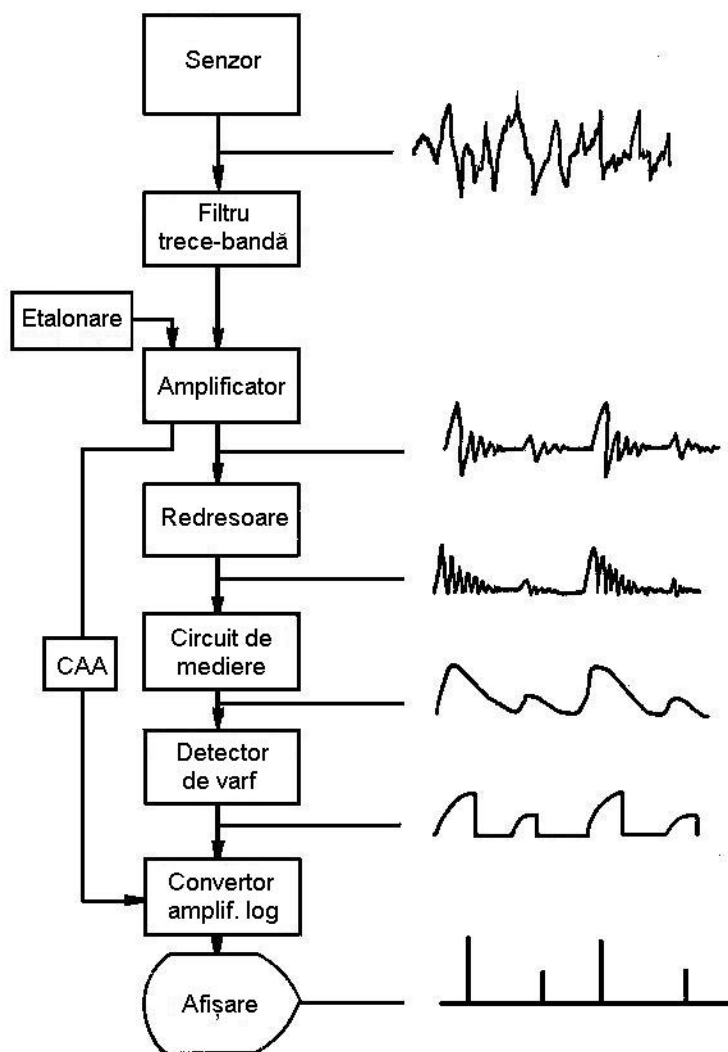


Fig. 8.21 [8.14]

Au fost stabilite relații empirice care să dea o măsură atât a grosimii teoretice a filmului de lubrifianț dintre suprafețele în contact ale unui rulment cât și a stării generale a suprafețelor elementelor acestuia.

Analizorul de impulsuri de șoc detectează impacturi de foarte scurtă durată produse de pitting și exfolieri. Spre deosebire de metodele convenționale de analiză a vibrațiilor, care monitorizează o bandă largă de vibrații cu scopul de a detecta frecvențe discrete, metoda impulsurilor de șoc măsoară și evaluează banda de frecvențe ultrasonore centrată în jurul valorii de 36 kHz.

Undele de șoc (sau de tensiune) produse de contactul metal-pe-metal sunt degajări de energie de scurtă durată care se propagă prin material cu viteza sunetului. Pe măsura propagării undelor, acestea disipează energie în structură, reducând astfel impulsul undelor. Metoda SPM este proiectată să detecteze semnale de la impulsuri de șoc slabe, utilizând un accelerometru cu frecvența proprie de aproximativ 36 kHz, amplasat foarte aproape de lagărul măsurat. De fapt se utilizează un traductor brevetat, numit Tandem-Piezo, care permite accelerometrului să măsoare atât impulsurile de șoc cât și vibrațiile. Pentru a separa impulsurile de șoc de vibrații, se folosește un filtru trece-bandă centrat pe frecvența de 36 kHz a semnalului impulsului de șoc. Aceasta ajută la izolarea impulsului de șoc de alte interferențe produse de vibrațiile mașinii.

Ultima etapă a procesării semnalului este conversia dintr-o formă de undă în impulsuri analogice. Acest proces produce un semnal care poate fi apoi prelucrat pentru determinarea stării rulmentului.

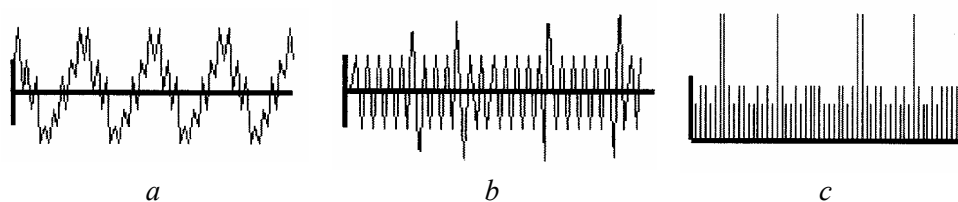


Fig. 8.22 [8.36]

În fig. 8.21 se arată schema bloc a unuia dintre primele aparate pentru măsurarea impulsurilor de șoc [8.14]. Semnalul de la un accelerometru (fig. 8.22, *a*) este trecut printr-un amplificator cu câștig mare, acordat pe frecvența de rezonanță a accelerometrului. Amplificatorul lucrează ca un filtru trece-bandă foarte îngust. Impulsul de șoc filtrat și amplificat este arătat în fig. 8.22, *b*.

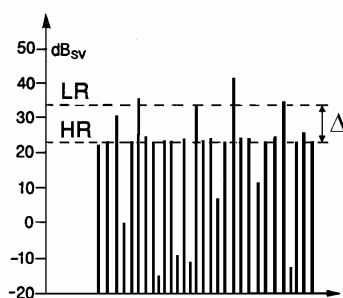


Fig. 8.23 [8.37]

Semnalul este redresat, mediat și trecut apoi printr-un circuit detector de vârf. Acesta măsoară informația și o afișează pe ecranul unui contor care

înregistrează numărul vârfurilor care depășesc o valoare de vârf prestabilită; în altă setare, acesta prezintă valoarea eficace a semnalului. Amplitudinile impulsurilor de șoc analogice sunt afișate în funcție de timp ca în fig. 8.22, c.

Starea rulmentului este definită de un tren de impulsuri de amplitudini diferite (fig. 8.23). Analizorul de impulsuri de șoc măsoară amplitudinea impulsului de șoc pe o scară decibelică, în dBsv (*decibel shock value*). El selectează o numărătoare eșantion a impulsurilor de șoc care apar într-o perioadă de timp și afișează: LR (*Low Rate of occurrence*), amplitudinea pentru numărul relativ mic de impulsuri mai puternice și HR (*High Rate of occurrence*), amplitudinea pentru numărul mare de impulsuri mai slabe. Diferența între LR și HR se numește valoarea “delta”, Δ .

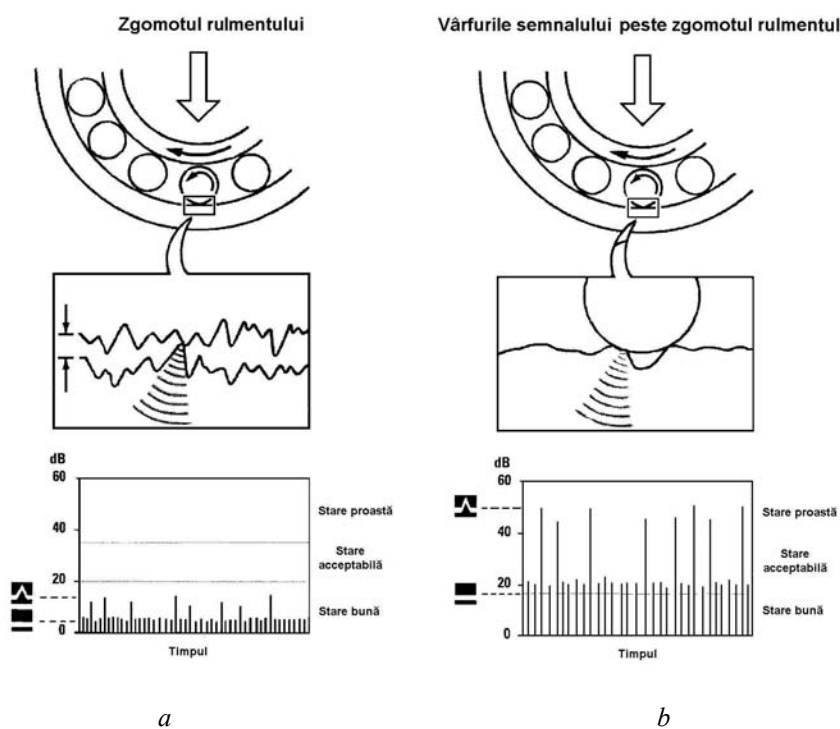


Fig. 8.24 [8.38]

Amplitudinile impulsurilor individuale și raportul între impulsurile puternice și cele slabe, calculate pentru un eșantion dat, furnizează datele de bază pentru analiza stării rulmentului. Mărimea acestor impulsuri depinde de starea suprafețelor rulmentului și de viteza periferică a acestuia.

La rulmenții nedeteriorați, nivelul impulsurilor de șoc variază cu grosimea filmului de lubrifianț dintre corpurile de rostogolire și căile de rulare. Raportul între amplitudinile semnalelor puternice și cele slabe este mai puțin afectat (fig. 8.24, a).

Deteriorarea suprafețelor de lucru produce o creștere de până la 1000 de ori (60 dB) a intensității impulsului de șoc, combinată cu o modificare distinctă a raportului între impulsurile mai puternice și cele mai slabe (fig. 8.24, b).

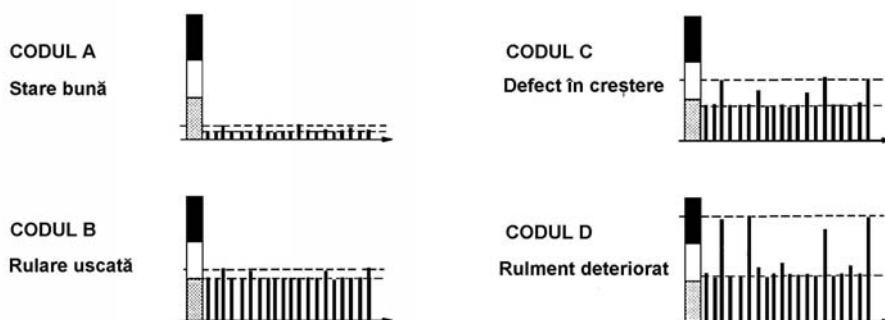


Fig. 8.25 [8.37]

Impulsurile de șoc sunt analizate iar rezultatele sunt afișate sub forma unor indici de stare care cuantifică starea mecanică a suprafeței și condițiile de ungere.

Codul A este pentru un rulment în stare bună de funcționare. Nu există deteriorări detectabile ale suprafețelor componentelor care preiau sarcini și nici film discontinuu de lubrifianț între suprafețele de rulare. În fig. 8.25, a se arată un exemplu tipic de impuls de șoc pentru un rulment bun: un nivel scăzut al șocurilor și o valoare “delta” normală.

Codul B indică rularea uscată care produce o valoare HR mare și o valoare “delta” mică (fig. 8.25, b). *Codul C* este pentru o stare mai puțin bună, definită de un nivel HR ridicat și o valoare “delta” mare (fig. 8.25, c). Aceasta indică deteriorarea incipientă a suprafeței sau impurificarea lubrifianțului cu particule solide. *Codul D* este pentru un rulment deteriorat, caracterizat de un nivel HR foarte mare și de o valoare “delta” relativ mare (fig. 8.25, d).

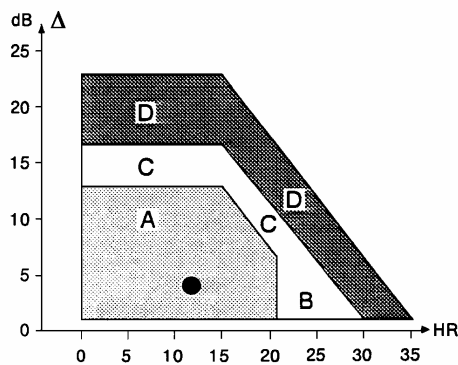


Fig. 8.26 [8.37]

Rezultatele sunt afișate pe un ecran ca în fig. 8.26. Valoarea “delta” $\Delta = LR - HR$ este reprezentată în funcție de HR. Câmpurile marcate A, B, C, D corespund cu indicii de stare. Punctul negru marchează valorile Δ și HR ale eșantionului măsurat. Pentru un rulment în stare bună acesta trebuie să fie în câmpul A.

Dezvoltarea deteriorărilor suprafețelor produce o creștere semnificativă a valorii “delta”, HR rămâne mic în timp ce LR crește. Punctul negru se deplasează în sus, din A prin câmpul C spre câmpul D.

În cazul lubrifierii necorespunzătoare, indicele de stare variază de la A la B apoi la D pe măsură ce defectul se dezvoltă. Punctul negru se deplasează spre dreapta.

Analiza impulsurilor de șoc nu este limitată la determinarea stării rulmenților. Orice element de mașină cu contact continuu metal-pe-metal produce impulsuri de șoc. Cutiile de viteze, compresoarele cu șurub (elicoidale) sau cu rotoare profilate și centrifugele pot fi monitorizate utilizând metoda SPM.

8.8 Analiza cepstrum

Analiza *cepstrum* este o metodă de postprocesare bazată pe transformarea Fourier a unui spectru de frecvențe logaritmice (v. definițiile în Secțiunea 9.7). Metoda este utilizată pentru detectarea și cuantificarea familiilor de armonici echidistante produse de impulsurile periodice generate de defectele rulmenților.

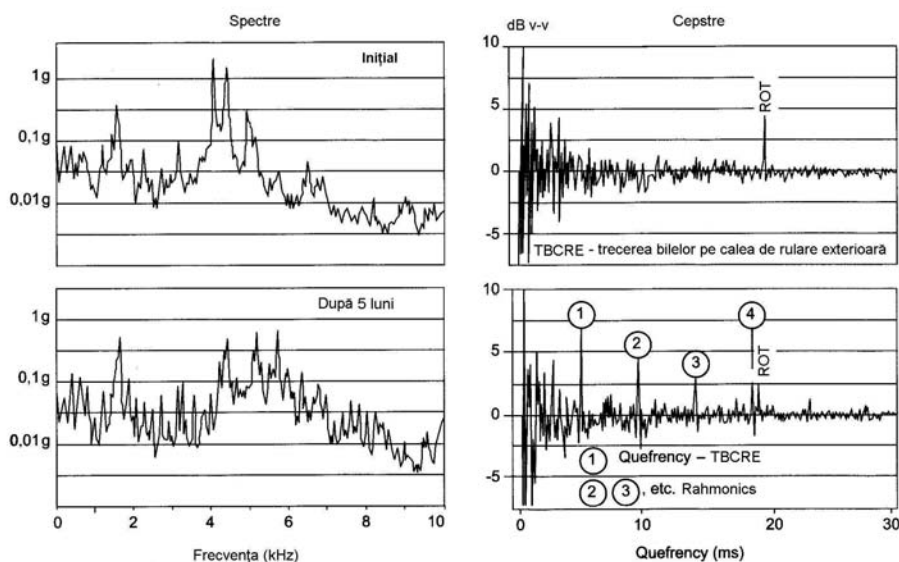


Fig. 8.27 [8.39]

Figurile 8.27 ilustrează dezvoltarea unui defect pe calea de rulare exterioară a unui rulment. La stânga sunt prezentate spectrele iar la dreapta – cepstrele [8.39].

Cepstrul inițial are un singur vârf la o venfrecță (*quefrecy*) egală cu perioada de rotație. Al doilea cepstru (după 5 luni) indică dezvoltarea unui defect prin apariția unei serii de noi ramonici (*rahmonics*). Venfrecța primei ramonici este de 4,1 ori mai mică decât venfrecța rotației arborelui (ROT). Aceasta înseamnă că frecvența corespunzătoare este de 4,1 ori mai mare ca frecvența de rotație. În acest caz s-a identificat imediat sursa – trecerea bilelor peste un defect de pe calea de rulare exterioară a unuia dintre rulmenții din cutia de viteze (care avea 10 bile și raportul între diametrul bilelor și diametrul mediu al coliviei egal cu 0,18).

Analiza cepstrum poate fi utilizată la diagnosticarea defectelor rulmenților doar atunci când defectul produce armonici discrete în spectru. Acesta este de obicei cazul mașinilor cu turații mari, la care rezonanțele excitate de defect reprezintă un ordin armonic relativ mic al frecvențelor de trecere a bilelor, dar nu este cazul mașinilor cu turații joase, la care acest ordin poate fi de sute sau mii, și aceste armonici înalte sunt adesea suprapuse. Trebuie arătat că *analiza anvelopei* (v. Secțiunea 8.7.3), prin care se face analiza în frecvență a anvelopei obținute prin demodularea în amplitudine a semnalului filtrat trece-bandă, poate fi utilizată în ambele cazuri.

Bibliografie

- 8.1 *** *Predictive maintenance through the monitoring and diagnostics of rolling element bearings*, Bently Nevada Application Note AN044, June 1988.
- 8.2 Li, C. J. and McKee, K., *Bearing diagnostics*, Encyclopedia of Vibration, Braun, S., Ewins, D. and Rao, S.S., eds., Academic Press, London, 2002, p.143-152.
- 8.3 Changsen, W., *Analysis of rolling element bearings*, Mechanical Engineering Publications, Ltd., London, 1991.
- 8.4 Scheithe, W., *Vibration measurement – a method for early detection of rolling element bearing failures*, Practice of Vibration Analysis 13, Schenck C 1213e.
- 8.5 Hamrock, B. J. and Anderson, W. J., *Rolling-Element Bearings*, NASA Reference Publication 1105, June 1983.
- 8.6 Jones, A. B., *The mathematical theory of rolling element bearings*, Mechanical Design and Systems Handbook, H.A.Rothbart, ed., McGraw Hill, New York, 1964, p.13-1 to 13-76.
- 8.7 Jones, A. B., *Ball motion and sliding friction in ball bearings*, Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, vol.81, March 1959, p.1-12.

- 8.8 Jones, A. B., *A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions*, Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, vol.82, June 1960, p.309-320.
- 8.9 Harris, T. A., *An analytical method to predict skidding in high speed roller bearings*, Trans. ASLE, vol.9, 1966, p.229-241.
- 8.10 Gupta, P. K., *Dynamics of rolling element bearings*, Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, vol.101, no.3, 1979, p.293-326.
- 8.11 Meyer, L. D., Ahlgren, F. F. and Weichbrodt, B., *An analytic model for ball bearing vibrations to predict vibration response to distributed defects*, Journal of Mechanical Design, Trans. ASME, vol.102, no.2, April 1980, p.205-210.
- 8.12 Tandon, N. and Nakra, B. C., *Vibration and acoustic monitoring techniques for the detection of defects in rolling element bearings – A review*, Shock and Vibration Digest, vol.24, no.3, March 1992, p.3-11.
- 8.13 Sunnersjö, C. S., *Varying compliance vibrations of rolling bearings*, Journal of Sound and Vibration, vol.58, no.3, 1978, p.363-373.
- 8.14 Collacott, R. A., *Mechanical Fault Diagnosis*, Chapman and Hall, London, 1977.
- 8.15 Su, Y.-T., Lin, M.-H. and Lee, M.-S., *The effects of surface irregularities on roller bearing vibrations*, Journal of Sound and Vibration, vol.165, no.3, 1993, p.455-466.
- 8.16 Babkin, A. S. and Anderson, J. J., *Mechanical signature analysis of ball bearings by real time spectrum analysis*, Nicolet Instruments Application Note 3, May 1972.
- 8.17 *** *Bearing failures and their causes*, SKF Repro 19208.
- 8.18 Roos, C. H., *Vibration signature analysis of bearings and electronic packages*, Paper SI-460, 41st Shock and Vibration Symposium, Colorado Springs, Oct 1970.
- 8.19 *** *Detecting faulty rolling-element bearings*, Brüel & Kjaer Application Note, BO 0210-11.
- 8.20 Dyer, D. and Stewart, R. M., *Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis*, Journal of Mechanical Design, Trans. ASME, vol.100, no.2, Apr 1978, p.229-235.
- 8.21 Lundberg, G. and Palmgren, A., *Dynamic capacity of rolling bearings*, Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, vol.1, no.3, Stockholm, 1947.
- 8.22 Martin, H. R., *Statistical moment analysis as a means of surface damage detection*, Proc. 7th International Modal Analysis Conference, Schenectady, New York, 1989, p.1016-1021.

- 8.23 Stewart, R. M., *Application of signal processing techniques to machinery health monitoring*, Stewart Hughes Ltd., Southampton, U.K., 1981.
- 8.24 Volker, E. and Martin, H. R., *Application of Kurtosis to damage mapping*, Proc. 4th International Modal Analysis Conf., Los Angeles, 1986, p.629-633.
- 8.25 Daadbin, A., and Wong, J. C. H., *Different vibration monitoring techniques and their application to rolling element bearings*, International Journal of Mechanical Engineering Education, vol.19, no.4, 1991, p.295-304.
- 8.26 Mathew, J. and Alfredson, R. J., *The condition monitoring of rolling element bearings using vibration analysis*, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Trans. ASME, vol.106, July 1984, p.447-453.
- 8.27 Taylor, J. I., *Identification of bearing defects by spectral analysis*, Journal of Mechanical Design, Trans. ASME, vol.102, no.2, April 1980, p.199-204.
- 8.28 Angelo, M., *Vibration monitoring of machines*, Brüel & Kjaer Technical Review, no.1, 1987.
- 8.29 Xu, M., *Spike Energy and its applications*, Shock and Vibration Digest, vol.27, no.3, May-June 1995, p.11-17.
- 8.30 Sidahmet, M. and Dalpiaz, G., *Signal generation models for diagnostics*, Encyclopedia of Vibration, Braun, S., Ewins, D. and Rao, S.S., eds., Academic Press, London, 2002, p.1184-1193.
- 8.31 Shea, J. M. and Taylor, J. K., *Using Spike Energy for fault analysis and machine-condition monitoring*, IRD Mechanical Technical Report 11, 1990.
- 8.32 Mignano, F., *Envelope detection*, Shock and Vibration Digest, vol.29, no.3, March 1997, p.18-23.
- 8.33 McFadden, P. D. and Smith, J. D., *Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique. A review*, Tribology International, vol.17, 1984, p.1-18.
- 8.34 Courrech, J. and Gaudet, M., *Envelope analysis – the key to rolling-element bearing diagnosis*, Brüel & Kjaer Application Note No. BO0187-11.
- 8.35 Butler, D. E., *The shock-pulse method for the detection of damaged roller bearings*, Non-Destructive Testing, April 1973, p.92-95.
- 8.36 Lee, G., *What is shock pulse method?*, www.reliabilityweb.com.
- 8.37 *** *Shock Pulse Analyzer A2011*, Instruction Manual, SPM Instrument AB, no.71416.B, Nov.1992.
- 8.38 Lundy, J., *Detecting lubrication problems using shock pulse*, Lubrication and Fluid Power, Jan-Feb.2006, p.57-62.
- 8.39 Randall, R. B., *Cepstrum analysis*, Encyclopedia of Vibration, Braun, S., Ewins, D. and Rao, S.S., eds., Academic Press, London, 2002, p.216-227.

9.

TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

Acest capitol este dedicat metodelor de vibrodiagnoză a transmisiilor cu roți dințate. Se prezintă defectele roților dințate și indicatorii de stare utilizați la detectarea acestora. Diferențele între diferitele abordări constau în alegerea frecvențelor caracteristice care sunt incluse, excluse sau utilizate ca referință.

9.1 Tipuri de angrenaje

În fig. 9.1 se arată patru tipuri de bază de angrenaje. *Roțile cilindrice* sunt utilizate pentru transmiterea mișcării de rotație între arbori paraleli. De obicei au dinți drepecți, paraleli cu axa de rotație (fig. 9.1, *a*).

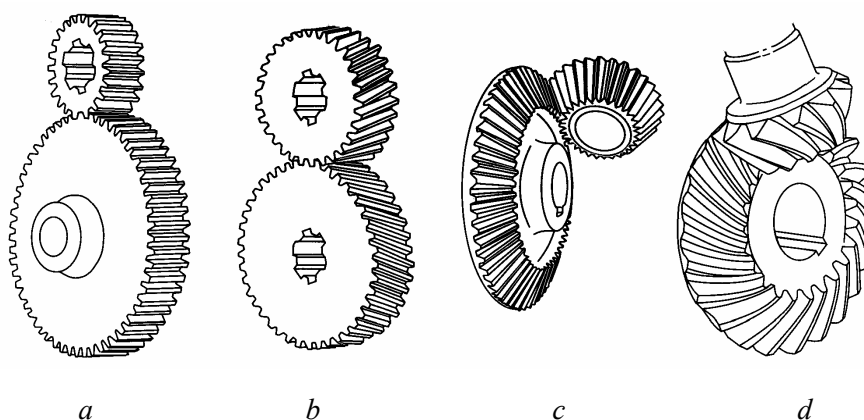


Fig. 9.1 [9.1]

Pentru transmiterea mișcării între arbori paraleli se mai utilizează *roți cilindrice cu dantură înclinată* (fig. 9.1, *b*). Linia de contact a dinților înclinați este diagonală pe fața dintelui, deci intrarea dinților în agrenare se face treptat și există un transfer progresiv al sarcinii. Roțile cu dantură înclinată sollicită arborele la

sarcini radiale și axiale. Pentru momente transmise mari, la turații înalte, se utilizează *angrenaje cilindrice cu dantură în V*, care nu introduc sarcini axiale.

Transmiterea puterii între arbori cu axe concurente se face cu ajutorul *angrenajelor conice cu dinți drepți* (fig. 9.1, *c*). Roțile *conice cu dinți curbi* (fig. 9.1, *d*) sunt varianta conică a roților cu dinți înclinați. Dinții acestora sunt curbi și oblici.

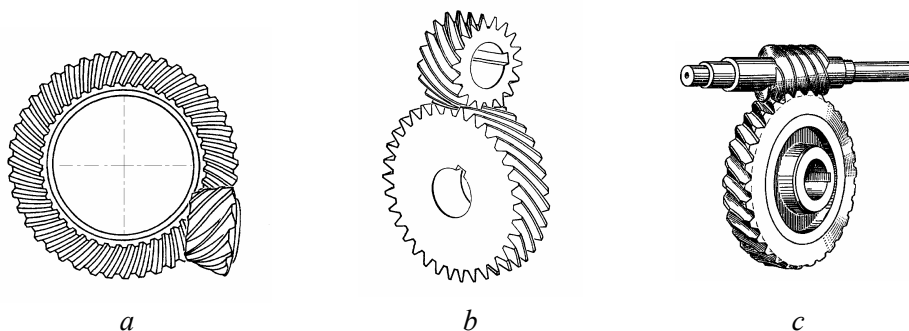


Fig. 9.2 [9.2]

Angrenajele hipoide (fig. 9.2, *a*) sunt ca cele conice cu dinți curbi, dar suprafețele cercurilor de diviziune sunt hiperboloizi în loc de conuri, iar axele lor nu se intersectează. Acestea funcționează mai uniform și liniștit, fiind mai robuste pentru un raport de transmitere dat. *Angrenajele elicoidale* (fig. 9.2, *b*), numite și *hiperboloizale* sau *spirale*, au roți obișnuite cu dinți înclinați însă cu arbori neparaleli.

Angrenajele melcate (fig. 9.2, *c*) constau dintr-un melc, care seamănă cu un șurub, și o roată melcată, care este o roată cilindrică cu dinți înclinați, arborii respectivi fiind decalajați 90^0 . Acestea sunt liniștite și fără vibrații, cu tensiuni de contact hertzian mai mici decât angrenajele elicoidale.

9.2 Angrenarea roților dințate

Pentru angrenaje cilindrice cu dinți drepți nedepasate, terminologia este dată în fig. 9.3. Textul este tradus din [9.3]. Calculul roților dințate se bazează pe *cercul de divizare* teoretic. *Cercul de divizare de lucru* ale unei perechi de roți dințate în angrenare sunt tangente. *Cercul jocului la piciorul dintelui* este tangent la *cercul de cap* al roții în contact.

Alți termeni sunt definiți în fig. 9.4. Aici *pinionul* se rotește în sens orar și conduce o *roată dințată* care se rotește în sens antiorar. *Linia centrelor* OP unește centrele de rotație ale roților dințate în angrenare. *Cercul de divizare* sunt tangente în P, *polul angrenării*.

Vectorul forței rezultante între doi dinți în contact acționează în lungul *liniei de angrenare (pressure line)*, numită și linia de acțiune sau linia generatoare. Dreapta de angrenare este tangentă în punctele *c* și *d* la *cerculile de bază*.

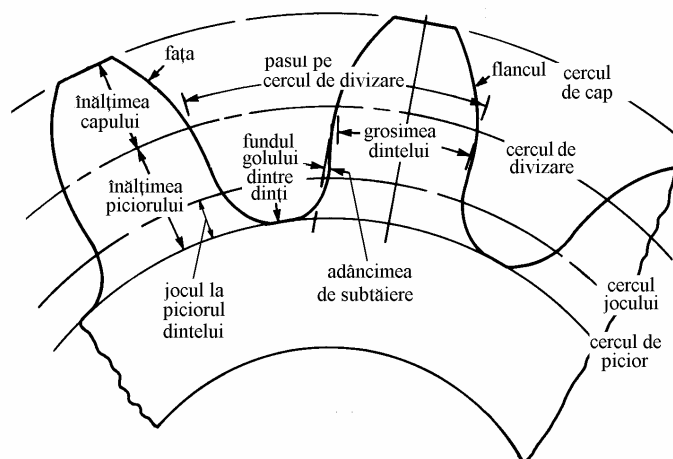


Fig. 9.3 [9.3]

Unghiul între dreapta de angrenare și tangenta comună la cercurile de divizare este *unghiul de angrenare (pressure angle)*, având valori de 20° sau 25° . Diametrele de lucru ale cercurilor de divizare depind de distanța între centre utilizată la montajul roților, însă diametrele cercurilor de bază sunt constante și depind doar de modul în care au fost generate flancurile dinților, deoarece ele formează *baza punctului de plecare pe profilul evolventic*.

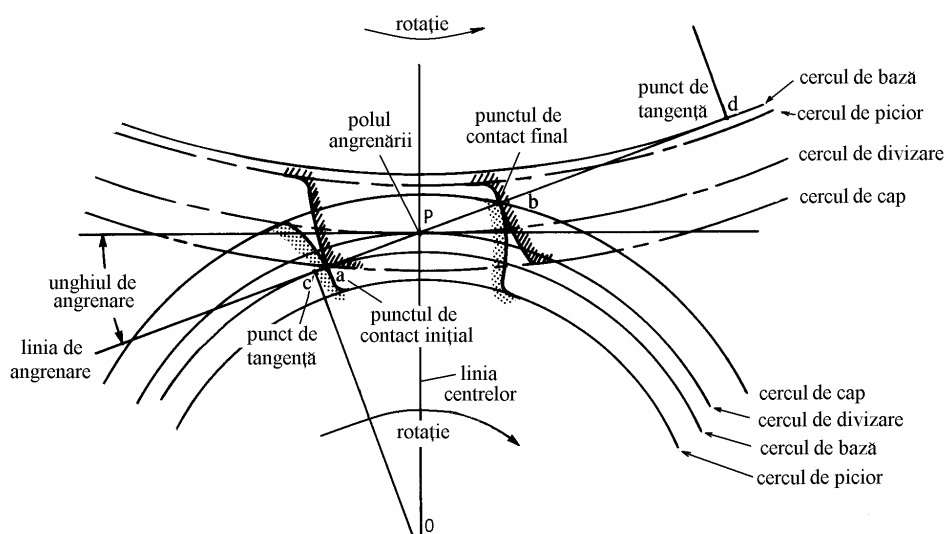


Fig. 9.4 [9.3]

Punctul a este *punctul de contact inițial*, în care flancul dintelui conducător al pinionului atinge vârful dintelui condus. Acest punct se află la intersecția cercului de cap al roții dințate cu linia de angrenare. Dacă punctul a ar fi de cealaltă parte a punctului c pe cercul de bază al pinionului, flancul pinionului ar fi subțaiat în timpul generării profilului.

Punctul b este *punctul de contact final*, în care vârful dintelui conducător părăsește flancul dintelui condus. El se află la intersecția cercului de cap al pinionului cu linia de angrenare. Dacă dintele roții nu este subțaiat, punctul b trebuie să fie între polul angrenării P și punctul de tangență d de pe cercul de bază al roții dințate.

Linia aP reprezintă faza de *intrare în angrenare* a contactului dintelui, iar linia Pb corespunde fazei de *ieșire din angrenare*. Contactul dinților în cadrul segmentului de angrenare ab este prin alunecare și rostogolire, cu excepția punctului P în care contactul este de rostogolire pură.

În timp ce dintele parcurge ciclul de angrenare, alunecarea produce forțe de frecare de mărime și direcție variabile. În timpul intrării în angrenare, flancul dintelui pinionului alunecă în jos pe fața dintelui roții dințate, producând o forță de frecare orientată în sus în fig. 9.4. În timpul ieșirii din angrenare, fața dintelui pinionului alunecă în sus pe flancul dintelui roții dințate, iar forța de frecare aplicată de pinion asupra roții dințate este orientată în sens contrar (în jos în fig. 9.4). Forțele de frecare produc un tip caracteristic de uzură a roților dințate.

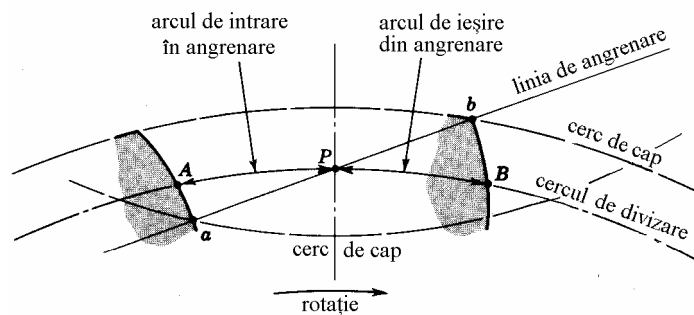


Fig. 9.5 [9.4]

Zona de acțiune a unei perechi de dinți în contact este arătată în fig. 9.5. *Arcul de angrenare AB* este suma *arcului de intrare în angrenare AP* și a *arcului de ieșire din angrenare PB*.

În cazul improbabil când arcul de angrenare este egal cu pasul pe cercul de divizare (*circular pitch*), când o pereche de dinți începe contactul în a , perechea precedentă va părăsi contactul în b . Astfel, în acest caz special, există o singură pereche de dinți în contact.

Dacă arcul de angrenare este mai mare decât pasul pe cercul de divizare (raportul acestora se numește *grad de acoperire*), însă mai mic decât dublul acestuia, atunci când o pereche de dinți intră în contact în a , o altă pereche de dinți va fi încă în contact undeva în lungul liniei de angrenare ab . Astfel, pentru o scurtă perioadă de timp, vor fi două perechi de dinți în angrenare, una în vecinătatea lui A și cealaltă lângă B . Pe măsură ce angrenarea progresează, perechea de lângă B va ieși din contact, lăsând doar o singură pereche de dinți în contact, până când secvența se repetă. Angrenajele nu se proiectează cu un grad de acoperire sub 1,2 deoarece impreciziile la montaj pot reduce gradul de acoperire, măbind posibilitatea impactului între dinți la intrarea în angrenare și creșterea nivelului zgomotului astfel generat. Un grad de acoperire de 1,2 înseamnă 80% din timp - o singură pereche în contact și 20% din timp - două perechi în contact.

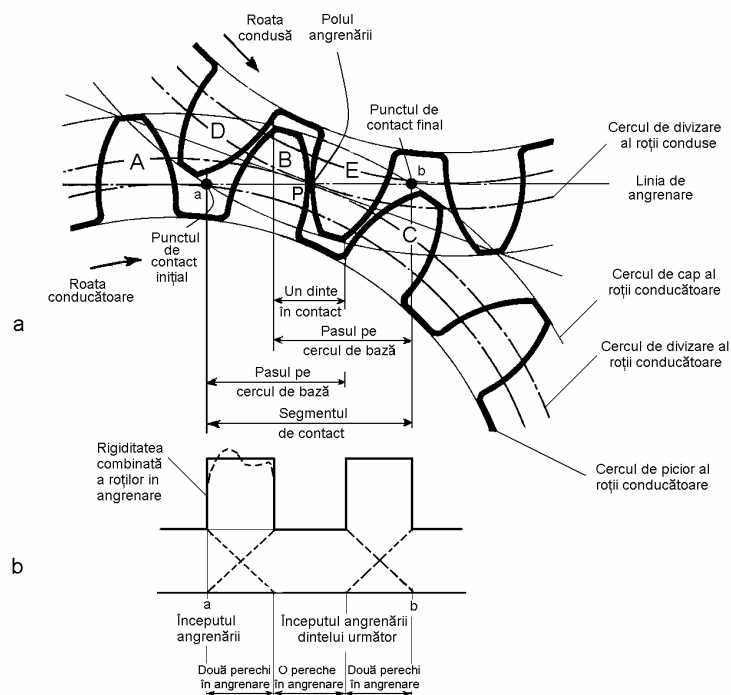


Fig. 9.6 [9.5]

Gradul de acoperire este egal cu raportul între lungimea segmentului de angrenare ab și pasul măsurat pe cercul de bază. Acesta din urmă este egal cu distanța, măsurată pe linia de angrenare, între două flancuri omoloage a doi dinți consecutivi. În fig. 9.6, a dinții în angrenare ai unui angrenaj cilindric sunt în contact în *polul angrenării*. Numărul perechilor de dinți în contact este arătat în fig. 9.6, b . Trecerea de la contactul simplu la contactul dublu produce variația rigidității de angrenare.

Profilele evolventice ale dinților sunt proiectate pentru a produce un raport constant al vitezelor unghiulare în timpul angrenării. Ideal, când două roți dințate sunt în angrenare, cercurile de divizare se rostogolesc unul peste celălalt fără alunecare. Notând razele cercurilor de divizare r_1 și r_2 , și vitezele unghiulare ω_1 și ω_2 , viteza periferică tangentă la cercurile de divizare este

$$v = |r_1 \omega_1| = r_2 \omega_2. \quad (9.1)$$

Astfel, raportul de transmitere este

$$i = \left| \frac{\omega_2}{\omega_1} \right| = \frac{r_1}{r_2}. \quad (9.2)$$

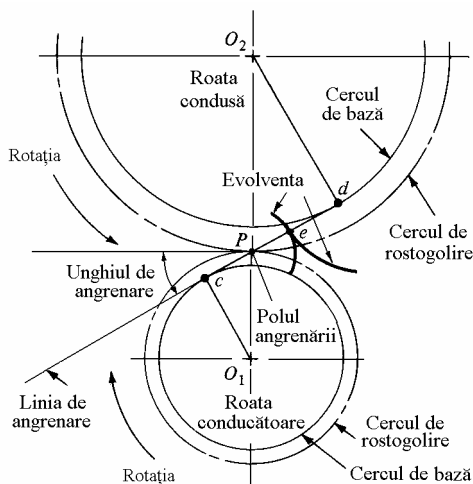


Fig. 9.7 [9.4]

Pentru a transmite mișcarea de rotație uniformă în timpul angrenării, o pereche de roți dințate trebuie să îndeplinească următoarele condiții (fig. 9.7):

- polul angrenării P trebuie să rămână fix pe linia centrelor O_1O_2 ;
- pentru fiecare punct instantaneu de contact e linia de angrenare trebuie să treacă prin același punct P ;
- linia de angrenare trebuie să fie totdeauna tangentă la cercurile de bază și perpendiculară pe profilele evolventice în punctul de contact e .

Abaterile de la condițiile de mai sus produc erori de transmitere, care dau naștere la vibrații [9.6].

Modificând distanța între centre, cerințele de mai sus sunt satisfăcute, deoarece aceasta nu afectează cercurile de bază utilizate la generarea profilelor dinților. Creșterea distanței între centre mărește unghiul de angrenare și micșorează lungimea segmentului de angrenare, însă dinții rămân conjugați iar raportul

vitezelor unghiulare este nemodificat. Această creștere crează două noi cercuri de divizare de lucru (cercurile de rostogolire), cu diametre de divizare diferite (de obicei mai mari), dar care rămân tangente în polul angrenării.

Porțiunile profilelor dinților care nu sunt conjugate pot produce *interferența*. Aceasta este eliminată prin *subțierea* (care slăbește dintele), utilizând un unghi de angrenare mai mare sau mărand numărul dinților, deci mărand viteza liniară tangentă la cercurile de divizare și făcând angrenajul mai zgomotos, ceea ce este o soluție neacceptabilă.

9.3 Vibrațiile angrenajelor

Roțile dințate rigide și fără erori geometrice nu produc vibrații. Abaterile de la profilul ideal al dintelui și de la geometria roții produc vibrații a căror măsurare și analiză poate ajuta la diagnosticarea defectelor. Principalele surse ale acestor deviații sunt deformația elastică a dinților sub sarcină, distorsionarea roții la tratamentul termic sau la asamblarea cutiei de viteze, și erorile geometrice ale profilului, rezultat al prelucrării roții dințate și al uzurii.

9.3.1 Angrenarea dinților

Presupunând că dinții au formă perfectă, sunt echidistanți, perfect netezi și absolut rigizi, frecvența de angrenare, f_m , este egală cu numărul dinților roții, N , înmulțit cu frecvența de rotație a arborelui pe care este montată roata, f_s :

$$f_m = N \cdot f_s. \quad (9.3)$$

Pentru o pereche de roți cilindrice cu dinți drepecți, dacă f_{s1} și f_{s2} sunt frecvențele de rotație ale celor doi arbori, iar N_1 și N_2 sunt numerele dinților, frecvența de angrenare fundamentală este aceeași pentru ambele roți în angrenare

$$f_m = N_1 \cdot f_{s1} = N_2 \cdot f_{s2}. \quad (9.4)$$

În fig. 9.8 se arată un angrenaj epicyclîc. Acesta este format din trei pinioane satelit (planetare) care sunt în angrenare cu roata dințată centrală (solară) și cu coroana inelară dințată la interior, și un portsatelit în care sunt montate pinioanele planetare. În majoritatea mecanismelor planetare unul dintre elemente este fixat de carcasă și are o viteză unghiulară nulă.

La un angrenaj planetar cu roți dințate cilindrice se utilizează următoarele relații:

frecvența de angrenare

$$f_m = N_s (f_s - f_c) = N_r (f_c - f_r), \quad (9.5)$$

frecvența portsatelitului

$$f_c = \frac{N_s f_s + N_r f_r}{N_s + N_r}, \quad (9.6)$$

unde f_r și N_r sunt frecvența de rotație și numărul dinților coroanei dințate, iar f_s și N_s sunt frecvența de rotație și numărul dinților roții dințate centrale.

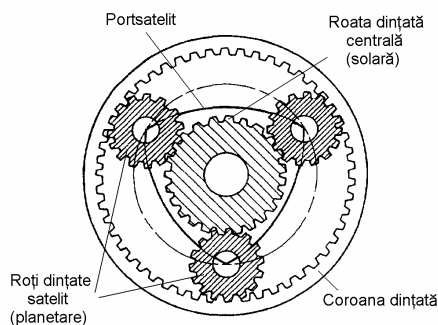


Fig. 9.8 [9.2]

Erori de profil identice pe fiecare dinte sau deformații similare la fiecare contact între dinți produc vibrații cu componente la frecvența de angrenare și armonicile acesteia (Randall, 1982).

9.3.2 Efectul deformării elastice a dinților

Se consideră o pereche de roți dințate ai căror dinți nu sunt rigizi, dar sunt echidistanți, cu formă perfectă și viteze unghiulare constante. Deoarece rigiditatea de contact variază periodic cu numărul de dinți în contact și cu poziția contactului pe suprafața dintelui, așa cum se arată în partea de jos a fig. 9.6, se produc vibrații cu frecvența de angrenare și armonicile acesteia. În fig. 9.9 se arată forma de undă tipică a vibrațiilor produse de deformarea dinților sub sarcină.

În fig. 9.6, segmentul ab de pe *linia de angrenare* definește segmentul de contact al unei perechi de roți dințate. În punctul a , unde flancul dintelui conducător A atinge vârful dintelui condus D, există două perechi de dinți în angrenare, fiecare preluând o parte a forței transmise. Dintele B va fi apoi descărcat de o parte din sarcină și va tinde să se deformeze spre poziția neîncărcată, transmițând o accelerație spre înainte dintelui E al roții conduse. La sfârșitul angrenării dinților B și E, doar dinții A și D sunt disponibili să transmită

încărcarea, ca urmare dintele A se deformează spre înapoi în continuare și dintele D rămâne momentan în urmă. Punctul de contact final b este la intersecția cercului de cap al roții conducătoare cu linia de angrenare.

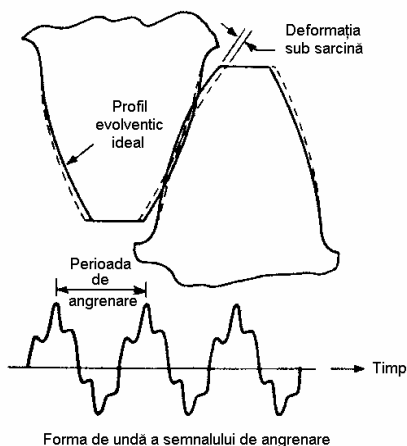


Fig. 9.9 [9.7]

Deformațiile elastice ale dinților depind mult de încărcare. Pentru supravegherea stării mașinii, măsurările trebuie efectuate la aceeași încărcare, iar aceasta trebuie să fie suficient de mare pentru a asigura contactul permanent al dinților și a împiedica deplasarea acestora înapoi în jocul dintre dinți.

9.3.3 Efectul uzării dinților

În timpul mișcării roților dințate angrenate, uzarea datorită alunecării relative tinde să producă tipul de deviație a profilului ilustrat în mod exagerat în fig. 9.10 (Randall, 1982).

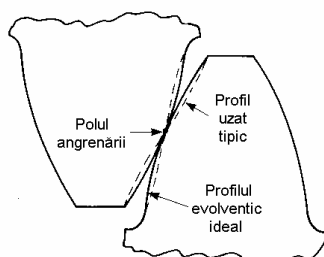


Fig. 9.10 [9.7]

Când punctul de contact al dinților în angrenare ajunge în polul angrenării, sensul alunecării se inversează, producând un șoc – uneori numit *impulsul pe cercul de rostogolire* – care este perpendicular pe axele de rotație ale

celor două roți dințate. Cei doi arbori sunt supuși la tensiuni alternante de încovoiere, cu o frecvență egală cu cea de rotație înmulțită cu numărul dinților.

Când o nouă pereche de dinți participă la transmiterea sarcinii, roata condusă compensează întârzierea printr-o nouă accelerare spre înainte. Ea este supusă la un *șoc de intrare în angrenare*, impulsul acționând în direcție tangențială, la o frecvență egală cu frecvența de rotație înmulțită cu numărul dinților. Aceste impulsuri produc fluctuații ale cuplului transmis, față de o valoare medie, însoțite de variații ale vitezei unghiulare, producând o *modulație în frecvență* a vibrației, cu frecvența de angrenare.

Impulsurile radiale de pe cercurile de rostogolire și șocurile tangențiale de angrenare sunt transmise prin arbore și lagăre, producând vibrațiile carcasei. Acestea pot fi măsurate cu accelerometre montate pe carcasă.

9.3.4 Frecvențe “fantomă”

Așa-numitele componente de frecvență *fantomă*, din semnalul vibrațiilor roților dințate, se datoresc defectelor periodice produse în roată în procesul de fabricație. Ele sunt un multiplu (întreg) al numărului dinților discului de divizare al mașinii de prelucrat roți dințate, deci un număr diferit de cel al roții prelucrate. Fiind rezultatul unei erori geometrice fixe, ele nu depind prea mult de sarcină și descresc ca urmare a uzării roții. Mai pot apărea excitații *ereditare* la frecvențe determinate de caracteristicile mașinii pe care s-au fabricat elemente ale mașinii cu care s-au prelucrat roțile dințate.

9.3.5 Efecte de modulare

La trecerea dinților prin angrenare, defectele alterează mărimea și faza rigidității de angrenare, producând modificări ale amplitudinii și fazei vibrațiilor la frecvența de angrenare și frecvențele armonicilor acesteia. În plus, aceste modificări produc efecte de modulație în amplitudine și fază, care crează benzi laterale în jurul frecvenței de angrenare și a armonicilor acesteia. Distanța între benzile laterale este egală cu frecvența de rotație a roții dințate (fig. 9.11).

Defectele care apar într-un angrenaj produc momente de răsucire variabile în timp. Acestea induc un efect multiplicativ și evident efecte de modulare. Defectele distribuite, care afectează toți dinții (profil imperfect al dinților, uzură, etc.) produc modulația la frecvența de angrenare f_m . Defectele localizate (exfolieri, fisuri și ruperi) generează impulsuri repetate la frecvențele de rotație ale arborilor f_{s1} și f_{s2} . Aceasta produce efecte de modulare în amplitudine și în fază la aceste frecvențe. Datorită imperfecțiunilor profilului și a calității suprafeței

dinților, spectrul vibrațiilor unei roți dințate constă din numeroase armonici, cu frecvențele

$$f(k, p, q) = k f_m \pm p f_{s1} \pm q f_{s2}, \quad k = 1, 2, \dots, \quad p, q = 0, 1, 2, \dots \quad (9.7)$$

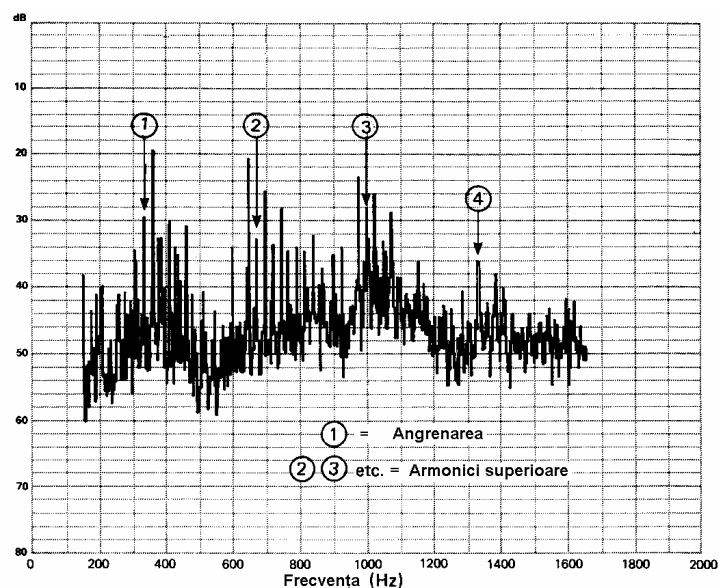


Fig. 9.11

Existența modulațiilor complexe în amplitudine și fază poate fi interpretată ca un fenomen ciclostacionar neliniar.

Modulația în amplitudine

Când excitația datorită angrenării dinților apare simultan cu excitația la o frecvență egală cu sau de două ori frecvența de rotație a roții dințate, se produc efecte (multiplicative) de *modulație în amplitudine* (fig. 9.12).

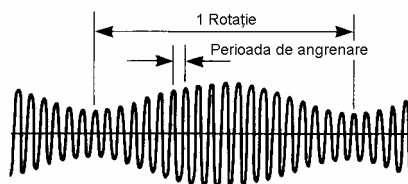


Fig. 9.12

Excitații tipice la frecvența de rotație sunt produse de: a) efectul cumulativ al erorii de divizare; b) o eroare izolată a formei dintelui; c) particule căzute între dinți; d) montarea excentrică a roților dințate; e) variația încărcării, și f) dezechilibrul masic. Excitații tipice la dublul frecvenței rotației sunt produse de dezaxarea arborilor și deformarea roților (ovalitatea).

Modulația în amplitudine a unui semnal cu frecvența purtătoare de către un semnal cu frecvență mai joasă produce în spectrul de frecvențe o pereche de benzi laterale, dispuse de o parte și de alta a frecvenței purtătoare, la distanțe egale cu frecvența modulatorie.

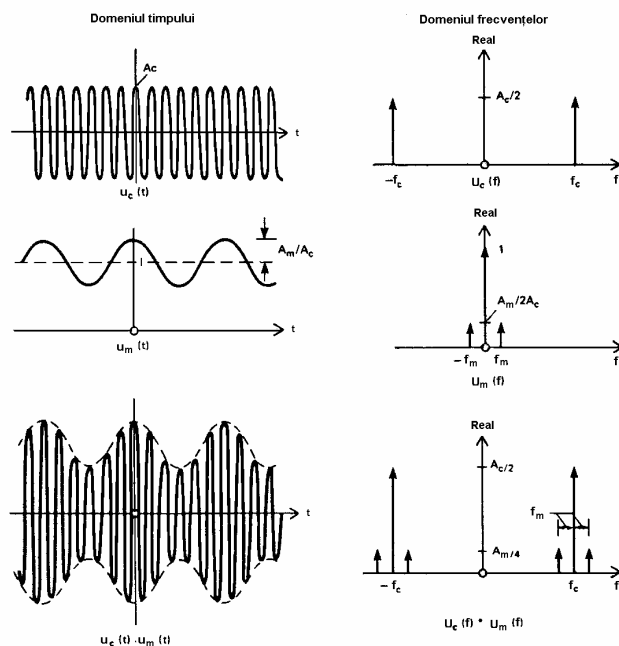


Fig. 9.13 [9.7]

În fig. 9.13 se arată cazul simplu al modurii unui semnal cosinusoidal, $u_c(t)$, de către un semnal cosinusoidal de joasă frecvență (plus componenta continuă), $u_m(t)$. Spectrele Fourier corespunzătoare $U_c(f)$ și $U_m(f)$ se obțin prin transformarea Fourier directă. Spectrul rezultat final constă dintr-o linie la frecvența purtătoare, plus două linii laterale la distanțe egale cu frecvența modulatorie. Prin transformarea produsului funcțiilor cosinus în sumă, rezultă

$$\cos \omega_c t \cos \omega_m t = \frac{1}{2} [\cos (\omega_c + \omega_m) t + \cos (\omega_c - \omega_m) t], \quad (9.8)$$

unde

$$\cos \omega_c t = \frac{1}{2} (e^{i\omega_c t} + e^{-i\omega_c t}),$$

și

$$\omega_c = 2\pi f_c, \quad \omega_m = 2\pi f_m.$$

Considerând doar efectele de modulație în amplitudine, în fig. 9.14 se arată efectul distribuției defectelor asupra benzilor laterale. Un defect localizat, de

exemplu pe un singur dinte, tinde să producă o modulație printr-un impuls scurt, de durată egală cu perioada de contact a dinților în angrenare, repetat o dată pe turăție. În fig. 9.14, *a* se arată cum această modulație produce un spectru cu un număr mare de linii laterale, cu amplitudini aproape constante.

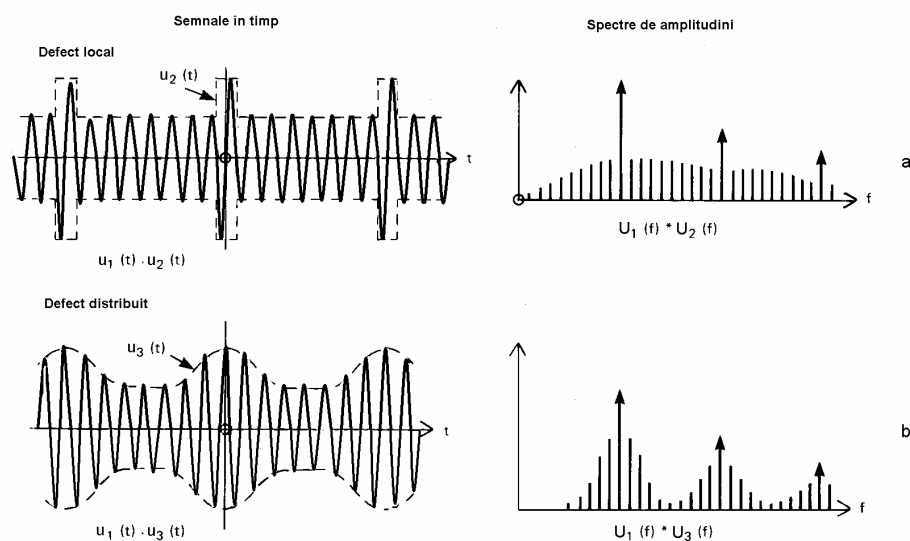


Fig. 9.14 9.7]

Efectul unui defect mai distribuit este arătat în fig. 9.14, *b*. Se observă că pe măsură ce anvelopa defectului în domeniul timp devine mai lată, anvelopa corespunzătoare în domeniul frecvențelor devine mai îngustă și mai înaltă. Spectrul semnalului modulat este format din componente laterale grupate în jurul armonicilor frecvenței de angrenare.

Modulația în frecvență

Când turația roților dințate nu este constantă și dinții nu sunt perfect echidistanți, apare o *modulație în frecvență* a semnalului cu frecvența de angrenare. De fapt, aceleași variații ale presiunii de contact a dinților, care produc modulația în amplitudine, aplică asupra roților un cuplu variabil, care produce variații ale vitezei unghiulare la aceeași frecvență.

Modulația în frecvență, chiar cu o singură frecvență f_1 , produce o întreagă familie de linii laterale distanțate între ele cu frecvența modulatorie, adică aceleași frecvențe ca cele produse de modulația în amplitudine de către un semnal periodic distorsionat (fig. 9.15). Deoarece, la roți dințate, cele două efecte sunt practic neseperabile, spectrul rezultat este o combinație de benzi laterale produse atât de modulația în amplitudine cât și de cea în frecvență.

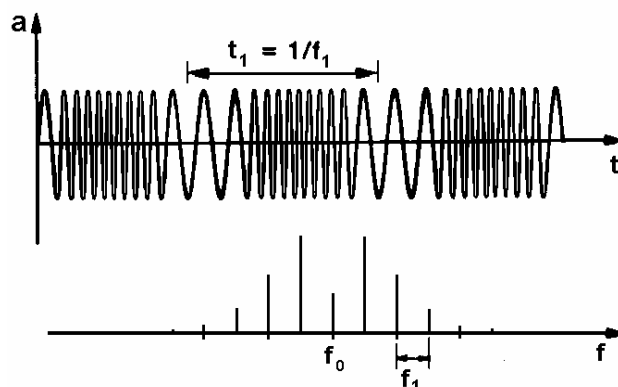


Fig. 9.15

Amplitudinea instantanee a unui semnal modulat în frecvență poate fi scrisă sub forma [9.7]

$$a = A \cos(\omega_0 t + \beta \sin \omega_1 t), \quad (9.9)$$

unde $\beta = \Delta\omega/\omega_1$ este *indicele de modulație* în frecvență. Acesta reprezintă deviația maximă a fazei semnalului modulat față de faza purtătoarei nemodulate.

Prin descompunerea în componente cosinusoidale, urmată de descompunerea fiecărui cosinus în componente cu pulsații pozitive și negative, rezultă (dând detalii numai asupra componentelor cu pulsații pozitive)

$$a = \frac{A}{2} \{ C_0(\beta) e^{i\omega_0 t} + C_1(\beta) [e^{i(\omega_0 + \omega_1)t} - e^{-i(\omega_0 - \omega_1)t}] + \\ + C_2(\beta) [e^{i(\omega_0 + 2\omega_1)t} - e^{-i(\omega_0 - 2\omega_1)t}] + \dots \} + \text{termeni cu pulsații negative...} \quad (9.10)$$

Amplitudinea relativă a componentei cu pulsația purtătoarei este dată de $C_0(\beta)$ iar cea a componentelor laterale de ordinul n este dată de $C_n(\beta)$.

Presupunând că într-un angrenaj frecvența purtătoare f_0 este frecvența de angrenare și frecvența modulatorie f_1 este frecvența de rotație a roții dințate, rezultă

$$\beta = \frac{\Delta f}{f_1} = \frac{\Delta f}{f_0} \frac{f_0}{f_1} = \varepsilon N, \quad (9.11)$$

unde ε este fluctuația relativă a vitezei unghiulare a roții dințate și N este numărul dinților roții dințate.

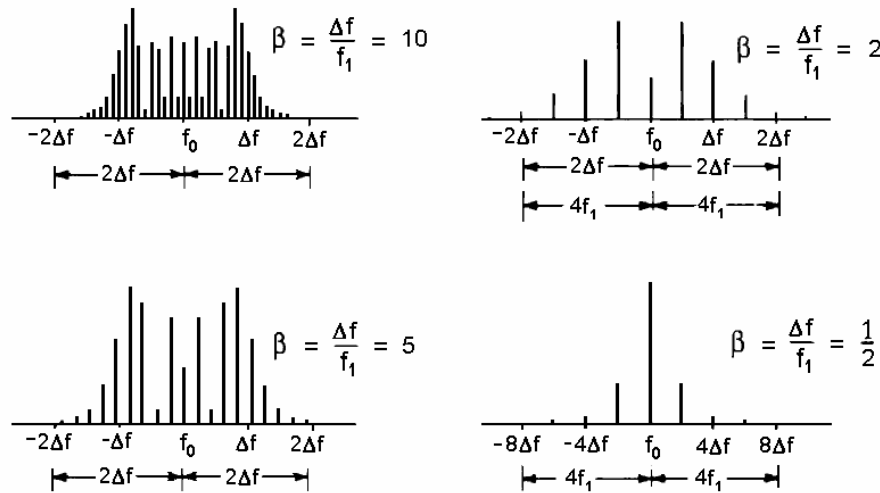


Fig. 9.16 [9.7]

Se poate arăta că pentru $\beta \ll 1$ este necesară doar o pereche de benzi laterale, în timp ce pentru $\beta < 1$ majoritatea informației este conținută în primele două perechi de benzi laterale (fig. 9.16).

Modulația în frecvență tinde să modifice amplitudinea relativă a benzilor laterale produse de modulația în amplitudine. În plus, aceasta crește puțin numărul benzilor laterale și face dispunerea acestora nesimetrică, datorită defazajelor diferite ale benzilor laterale.

9.3.6 Rezonanțe

Frecvența de excitație datorită angrenării dinților este o sursă potențială de vibrații la rezonanță, dacă ea coincide cu frecvența proprie a unei părți a structurii, cum ar fi pereții cutiilor de viteze, discurile roților dințate mari și paletetele unei turbine [9.8].

Roțile dințate sunt componente ale unor sisteme vibratoare torsionale (și axiale). Amplasarea și caracteristicile acestora au o influență importantă asupra răspunsului dinamic, în special în vecinătatea rezonanțelor.

Dacă momentul vibrator aplicat roților dințate este mai mare decât cuplul mediu transmis, apare o separare a dinților datorită ieșirii din angrenare și revenirii, iar aceasta poate produce sarcini de impact relativ mari asupra dinților roților la reangajare.

La transmisiile principale, dacă angrenajul este într-un nod al unui mod de vibrație și există erori ale roților dințate care tind să excite o mișcare vibratorie în acel punct, se produc sarcini dinamice foarte mari. Plasând angrenajul departe de punctul nodal, cuplul vibrator aplicat roților dințate va fi redus considerabil. La transmisiile auxiliare este preferabil să se extragă putere în dreptul unui nod al vibrațiilor torsionale libere, deoarece la nod amplitudinea vibrațiilor este mică și deci mai puțin susceptibilă să producă zgomot și uzură, sau să interfereze cu funcționarea unui sistem auxiliar cu încărcare mai mică.

La angrenaje cu încărcări mari se recomandă ascuțirea (teșirea) sau subțierea dinților pentru a diminua efectul deformației dinților sub sarcină.

La angrenajele cilindrice cu dinți înclinați, erorile dinților pot excita vibrații torsionale și axiale, sau o combinație a acestora. La angrenaje în V, tipul vibrațiilor excitate depinde de defazarea relativă a erorilor pe coroanele cu dinți înclinați în direcții diferite. Dacă erorile sunt în fază, tendința este să se excite vibrațiile torsionale. Dacă erorile sunt defazate la 180^0 , tendința este de a excita vibrațiile axiale.

În cazul rezonanțelor greu de eliminat, poate fi necesară modificarea numărului dinților tuturor roților dințate a căror angrenare contribuie la generarea frecvențelor excitatoare, sau modificarea elementelor structurale cu frecvențe proprii egale cu cele excitatoare.

9.4 Erorile roților dințate

Mișcarea relativă a dinților în angrenare poate avea abateri de la cea ideală, datorită variațiilor practice accentuate de forma profilului. Principalele erori ale roților dințate sunt enumerate mai jos.

Erorile de divizare. Între flancurile omoloage a doi dinți consecutivi apar variații de distanțare. Erorile de divizare produc accelerații unghiulare în mișcarea transmisă, cu momente și forțe rezultante, care au o contribuție considerabilă la zgomotul angrenajului.

Excentricitățile. Acestea sunt deplasări transversale față de cercurile de rostogolire teoretice, datorite montării incorecte a roții dințate pe arbore sau produse la prelucrarea roții dințate (erori “fantomă” și erori “ereditare”). Ele generează vibrații și zgomot la frecvența de rotație. Modulația în amplitudine a contactului dinților și armonicilor acestuia produce frecvențe laterale care se extind pe un domeniu larg de frecvențe.

Erorile de profil. Astfel de erori sunt deviații în plan transversal ale profilului real față de profilul teoretic corect al evolventei. Ele reprezintă principalul factor care contribuie la zgomotul și vibrațiile roților dințate.

Efecte similare se produc datorită variației rigidității de angrenare, influențate în plus de jocul din lagăre, de deformațiile arborelui și carcasei, și de erorile de fabricație.

Dinții cu erori de divizare sau de profil sunt susceptibili la separare, sarcini mari de impact și rupere. Acestea apar în special la roțile cu încărcare mică, la care tensiunile la baza dinților și vibrațiile pot fi excesive la turațiile critice.

9.5 Defectele roților dințate

Defectele roților dințate pot fi clasificate în funcție de efectele uzării, oboselii și ruperii danturii. Terminologia defectelor angrenajelor cu roți dințate (Collacott, 1975) este prezentată în continuare [9.5].

9.5.1 Efectele uzării

Brăzderea (scoring, scuffing) sau *uzarea adezivă* se manifestă prin linii de uzură radiale suprapuse peste un strat rugos subțire, din material topit. În unele lucrări este numită *gripare* (incipientă) sau uzare adezivă.

Griparea roților dințate este caracterizată prin transfer de material între flancurile conjugate ale dinților. Ea apare în cazul lubrifierii incorecte sau insuficiente, care permite contactul metal-pe-metal al dinților. În lipsa lubrifierii, contactul metalic direct îndepărtează stratul protector de oxizi de pe metalul roții dințate, iar creșterea locală a temperaturii datorită frecării produce microsuduri locale. La ieșirea dinților din contact, microsudurile se rup și particulele de metal sunt transferate între dinți.

Îndrumarul *ASM Handbook Vol.18* definește *scoring* ca brăzderea flancurilor dinților în direcția alunecărilor relative. Uzarea adezivă progresează continuu de la vârful pinionului spre baza dintelui și, corespunzător, pe profilele roților conduse.

Diminuarea uzării adezive se face prin tratamente cu fosfați sau acoperirea cu cupru a suprafețelor dinților. Lubrifianții aditivați EP (*extreme-pressure*) reduc griparea fără o modificare a gradului de vâscozitate al uleiului. Griparea incipientă poate fi numită *brăzdară* sau *zgâriere*. Ea apare cel mai probabil la angrenaje noi, în perioada de rodare, când dinții roții dințate nu au o durată de funcționare în exploatare suficientă pentru reducerea rugozității suprafeței dinților.

O formă asemănătoare de uzare, numită *galling*, apare la angrenaje cu turații mici și opriri/porniri repetate și se manifestă prin microsuduri de contact, urmate de transfer de material între roțile dințate în contact.

Glazurarea (frosting) se întâlnește la angrenaje cu dinți cementați, la care în stratul superficial apar adâncituri rotunde sau eliptice care, la mărimi puternice, arată ca microbrăzdări.

Uzarea abrazivă duce la modificarea formei evolventice a profilului dinților prin îndepărtarea unor particule fine de pe suprafețele flancurilor în contact. Ea produce o funcționare zgomotoasă, mișcări neuniforme și suprasolicitări prin șoc, care în final pot duce la ruperea dinților.

Uzarea corozivă apare în funcționarea de lungă durată, în prezența unor lubrifianți care conțin clor sau sodiu. Ea nu trebuie confundată cu *corodarea de oxidare*, care poate apare datorită conservării necorespunzătoare în perioade când angrenajul este oprit. Este greu de identificat când corозиunea este punctiformă.

Uzarea datorită interferenței este efectul contactului între vârful unui dinte și baza piciorului dintelui conjugat. Când apare contactul inițial, baza dintelui pinionului intră în contact cu vârful dintelui roții conduse. În punctul cu viteza maximă de alunecare relativă apare o deformare, astfel că vârful poate “săpa” și produce uzura rădăcinii dintelui pinionului. Invers, la revenire, vârful dintelui pinionului se deformează în timp ce iese din angrenarea cu dinte roții, producând uzura rădăcinii dintelui roții. Pentru a evita aceasta, vârfurile dinților pinionului și roții trebuie teșite.

Supraîncălzirea (burning) indică revenirea sau înmuierea superficială a dintelui, cel mai probabil însoțită de o pierdere totală a lubrifianțului. Este o stare avansată de “decolorare”.

Decolorarea (discoloration) este un termen utilizat pentru a localiza existența colorării de revenire a suprafeței profilului activ al unui dinte. Ea indică o ușoară lipsă de lubrifianț sau funcționarea la sarcini prea mari.

Uzarea prin *dezaxare* apare datorită funcționării cu axe nealiniat.

9.5.2 Efectele oboselii (de contact superficial)

Oboseala de contact (pitting) se produce în roțile dințate datorită tensiunilor de contact mari. Ea apare pe flancurile active ale dinților când se desprind particule mici de material formând ciupituri (gropițe). Datorită efectului combinat al presiunii ciclice care acționează pe flancul dintelui și al frecării de alunecare între flancuri, în stratul superficial al dintelui sau imediat sub acesta, unde tensiunile tangențiale sunt maxime, apar microfisuri produse de contactul hertzian. Forțele de frecare antrenează materialul de la suprafața flancului activ, desprinzând particule. În plus, uleiul din fisurile superficiale acționează ca o pană și produce ruperi de material care lasă în urmă gropițe (fig. 9.17).

Pittingul mai poate fi produs de fragilizarea cu hidrogen a metalului datorită contaminării cu apă a lubrifianțului. Ciupiturile apar cu precădere la

picioarul dinților, fiind mai pronunțate la nivelul cilindrului de rostogolire. Apariția pittingului este proporțională cu rezistența la rupere a oțelului și crește cu vâscozitatea uleiului, fiind influențată negativ de rugozitatea suprafeței.

Micropittingul apare la roți cementate sau călite superficial și este caracterizat prin gropițe foarte mici, cu adâncimi de aproximativ $10\mu\text{m}$.

Exfolierea (spalling) este o oboseală de contact inițiată la suprafața dinților, care are originea în fisurile superficiale de întindere care conduc la eroziunea progresivă și exfolierea unor bucăți de mărime crescândă a materialului dintelui, pe măsură ce fisura se lărgeste pe direcția de alunecare. Când exfolierea ajunge la marginea capului dintelui, fisurile se dezvoltă pe toată adâncimea stratului cementat al dinților.



Fig. 9.17 [9.9]

Pittingul inhibat (arrested pitting) descrie gropițe superficiale foarte mici, care nu se propagă în zone mai mari de rupere. El a fost observat la angrenaje conice cu dinți curbi și este asociat frecvent cu ondularea numită “barber pole”. Adesea acest pitting este considerat corectiv, deoarece el se dezvoltă repede și determină reducerea tensiunilor locale de compresiune datorite suprasolicității.

Pittingul pe cilindrul de rostogolire (pitch line pitting) aparține familiei oboselii prin contact de rostogolire și are originea sub suprafața dintelui. În general acesta nu este legat de o lubrifiere insuficientă și apare la un număr relativ mare de cicluri de încărcare. În roțile dințate cementate și proiectate corect este rar întâlnit sub 100 000 cicluri de funcționare.

Pittingul de cap și pittingul de picior sunt termeni care sugerează mai degrabă originea unuia din tipurile precedente de oboseală de contact sau exfoliere.

Sfărâmarea stratului de cementare înseamnă ruperea prin forfecare a interfeței metal de bază – strat de cementare. Ea indică o adâncime de cementare insuficientă pentru mărimea sarcinii. Pe flancul dintelui se observă fisuri multiple, atât transversale cât și longitudinale.

Tensiunile tangențiale hertziene cresc de la zero – la suprafața dintelui, la valoarea maximă – la o adâncime care depinde de: a) concentrarea sarcinii distribuite la suprafață, b) lungimea de contact, și c) curbura relativă a suprafețelor în contact. *Adâncimea de cementare* este distanța de la suprafață până la nivelul unde duritatea stratului cementat devine egală cu cea a materialului de bază. La roți dințate, distanța de la suprafața flacului dintelui la tensiunea tangențială maximă trebuie să fie mai mică decât adâncimea de cementare.

9.5.3 Ruperea dinților prin oboseală

Tensiunile de încovoiere datorite sarcinilor ciclice mari produc o fisură de oboseală în zona de racordare a dintelui la corpul roții dințate, care duce la ruperea dintelui (fig. 9.18). Fisura se propagă spre interior și oblic în jos, apoi revine la un traseu orizontal până ajunge la racordarea de pe celălalt flanc al dintelui. Altă cauză care produce concentrarea puternică a tensiunilor și oboseala sunt razele de racordare incorecte.

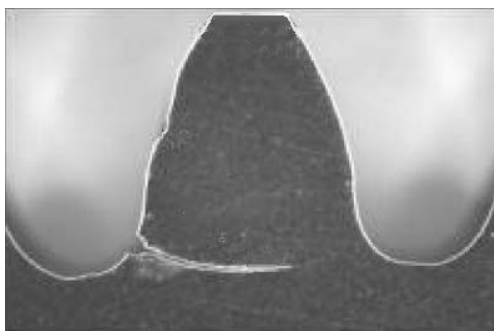


Fig. 9.18 [9.10]

Temperaturile locale ridicate care apar la rectificarea cu lichid de răcire neadecvat a dinților durificați lasă straturile superficiale într-o stare de întindere. În cazuri grave, în zona de racordare a dintelui pot apare fisuri de rectificare. Acestea acționează ca nuclee pentru ruperea dinților.

9.6 Supravegherea stării angrenajelor

Deteriorarea roților dințate produce modificări ale *semnăturilor de vibrații* ale angrenajelor, măsurate cu accelerometre instalate pe cutiile de viteză. Compararea directă a semnăturii curente cu semnături anterioare nu este concludentă, datorită variațiilor mari. Se recurge la metode mai utile care implică extracția unor *caracteristici* din semnăturile (amprentele) de vibrații înregistrate, bazate pe măsurarea unor parametri statistici ai energiei vibrației.

Extracția caracteristicilor (feature extraction) este procesul de extragere a unor *indicatori de condiție* a (măsurii ale stării) sistemului care oferă mai multe informații decât simpla evaluare a datelor brute. El este un proces de parametrizare, care adesea reduce volumul datelor. Extractorii de caracteristici selectează doar informația relevantă pentru detectarea modurilor de deteriorare la care sunt susceptibile anumite componente.

Tradițional, pentru monitorizarea vibrațiilor s-au dezvoltat metode de detecție a deteriorărilor bazate pe Transformarea Fourier Discretă (*Discrete Fourier Transform - DFT*). Valoarea absolută a DFT conține o estimare a spectrului de putere al semnalului, care este diferit pentru semnale înregistrate în starea “sănătoasă” și cea deteriorată. Totuși, valoarea absolută a DFT este insensibilă la variații ale fazei arborelui, care este aleatoare și deci o sursă nedorită de variație a caracteristicilor semnalului.

În cazul rulmenților, pentru o geometrie dată, s-a putut prezice care frecvențe (deci care coeficienți DFT) sunt afectate de diferite moduri de deteriorare. La angrenaje însă, anumite caracteristici ale semnalelor care indică defecte nu sunt identificate de DFT și sunt mai bine accentuate de alte transformate. Pentru detectarea defectelor localizate ale roților dințate au fost introduși *indicatori de stare* (cifre de performanță) [9.11-9.13]. Ideal, aceste caracteristici sunt mai stabile și se comportă mai bine decât semnalul brut neprocesat.

9.6.1 Prelucrarea semnalelor de vibrații

Înainte de calculării oricărei caracteristici pe baza datelor de vibrații brute, acestea trebuie condiționate și preprocesate. Condiționarea poate merge de la corectarea semnalelor cu ajutorul echipamentului de achiziție a datelor și a amplificatoarelor și eliminarea valorii medii, până la *medierea sincronă în timp* (*time-synchronous averaging*) și filtrare. În funcție de indicatorul de stare implementat, se utilizează diferite metode de prelucrare a semnalelor (fig. 9.19).

Simpla *condiționare a semnalului brut* este utilizată pentru a calcula *valoarea efecă* (*r.m.s.*), coeficientul *kurtosis*, coeficientul *delta r.m.s.*, *factorul de vârf* (*crest factor*) și a face *analiza anvelopei* și *demodularea*, la fel ca la rulmenți (v. Capitolul 8). Singura preprocesare constă în eliminarea valorii medii din semnal. Condiționarea constă în simpla multiplicare a tuturor eșantioanelor de semnal cu o constantă de etalonare care depinde de accelerometrul sau amplificatorul utilizat.

Medierea sincronă în timp (MST) este utilizată pentru a extrage semnale repetitive din zgomotul aditiv. Acest proces necesită o cunoaștere exactă a frecvenței de repetiție a semnalului dorit sau a unui semnal de la un tahometru care este sincron cu semnalul dorit. Datele brute sunt apoi împărțite în segmente cu

lungimea egală cu perioada de rotație a arborelui conducător și mediate pentru un număr de rotații ale arborelui condus. Când se fac suficiente medieri, zgomotul aleator este anulat, lăsând o estimare îmbunătățită a semnalului dorit. Semnalul MST este utilizat pentru calculul indicatorului $FM0$ (Stewart, 1977).

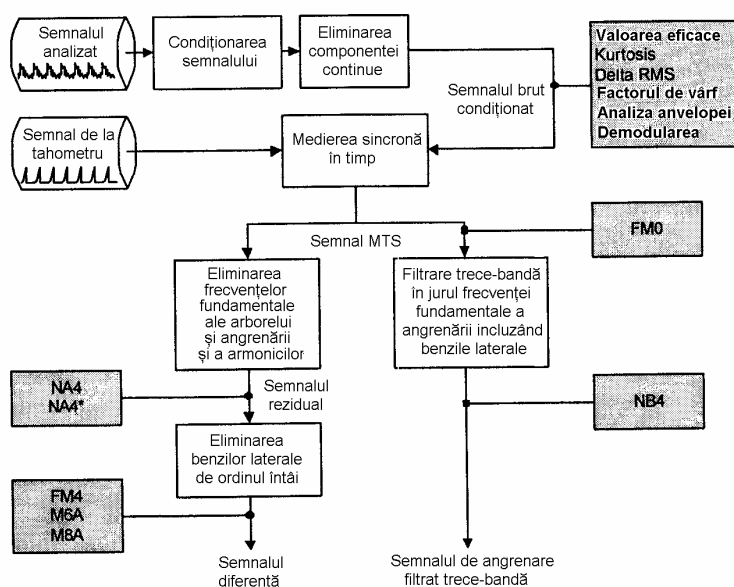


Fig. 9.19 [9.11]

Prin prelucrarea ulterioară se obține *semnalul rezidual*, care constă din semnalul MST din care s-au eliminat componenta fundamentală a angrenării, frecvența de rotație și armonicile acestora. Rezultate bune se obțin cu ajutorul unui filtru trece-sus cu care se elimină componenta la frecvența de angrenare și armonicile acesteia. Frecvența de tăiere a filtrului trece-sus depinde de sistem și este aleasă între zero și frecvența fundamentală de angrenare. Indicatorii de stare $NA4$ (Zakrajsek, 1993) și $NA4^*$ (Decker, 1994) se determină pe baza semnalului rezidual.

Indicatorii de stare $FM4$ (Stewart, 1977), $M6A$ și $M8A$ (Martin, 1989) se bazează pe un *semnal diferență*, calculat eliminând componentele de angrenare normală (AN) din semnalul MST. Componentele AN constau din frecvența de rotație și armonicile sale, frecvența fundamentală de angrenare și armonicile sale, precum și benzile laterale de ordinul întâi. Rezultă că semnalul diferență se poate obține eliminând benzile laterale ale frecvenței fundamentale de angrenare din semnalul rezidual.

Indicatorul de stare $NB4$ (Zakrajsek, 1994) se obține din semnalul filtrat în jurul frecvenței de angrenare, incluzând cât mai multe benzi laterale. Apoi

semnalului filtrat i se aplică transformarea Hilbert pentru a produce o serie de timp complexă. Partea reală este semnalul filtrat iar partea imaginară este transformata Hilbert a semnalului. Anvelopa este amplitudinea acestui semnal complex de timp și reprezintă o estimare a modulației în amplitudine prezentă în semnal prin benzile laterale.

Factorul kurtosis și *valoarea eficace (r.m.s.)* pot fi calculate la diferite etape ale procesării, în timp ce *demodularea* și *analiza anvelopei* pot returna parametri multipli.

9.6.2 Indicatori de stare

În continuare se prezintă câțiva dintre cei mai utilizați indicatori de stare (*condition indicators*). Definițiile presupun că semnalul de intrare are lungime finită. Principalele diferențe între diferiții indicatori de stare constau în semnalul pe baza căruia se fac calculele: semnalul brut, semnalul rezidual sau semnalul diferență, și în semnalul utilizat ca referință.

Valoarea eficace

Valoarea eficace (*root mean square - r.m.s.*) este o măsură a puterii conținute în semnalul de vibrații. Ea este un indicator de defecte general, care nu oferă informații despre elementul structural care se rupe și care nu are variații semnificative în stadiile incipiente ale deteriorării roților dințate. Utilizată singură, aceasta poate fi eficientă doar în detectarea unui dezechilibru major. Valoarea eficace a unui semnal numeric definit de o serie de timp x_n cu lungimea N este definită ca

$$x_{ef} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n^2} . \quad (9.12)$$

Delta r.m.s. este prin definiție diferența între valoarea eficace curentă și cea precedentă. Acest parametru indică tendința semnalului de vibrații, fiind sensibil la variația acestuia. Teoretic el permite stabilirea unui nivel de alarmă care nu este sensibil la încărcare, dar în practică s-a constatat că acesta este totuși sensibil la variația încărcării.

Factorul kurtosis

Factorul *kurtosis* este definit ca momentul statistic centrat (față de valoarea medie) de ordinul patru al distribuției normalizat cu pătratul dispersiei. El măsoară ascuțirea sau aplatisarea relativă a unei distribuții în comparație cu distribuția normală (gaussiană). Kurtosis dă o măsură a dimensiunii “cozilor” distribuției și este utilizat ca un indicator al vârfurilor pronunțate dintr-un set de

date. Pe măsură ce roata dințată se uzează și eventual un dinte se rupe, această caracteristică va semnaliza un defect datorită creșterii nivelului vibrațiilor.

Expresia factorului kurtosis este

$$kurt = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x_n - \bar{x})^4}{\sigma^4}, \quad (9.13)$$

unde \bar{x} este valoarea medie și σ^2 este dispersia.

O prezentare mai detaliată a factorului kurtosis este dată în Capitolul 8 în legătură cu supravegherea condiției rulmenților.

Factorul de vârf

Factorul de vârf (*Crest Factor*) este definit ca raportul între valoarea de vârf și valoarea eficace ale unui semnal [9.14]. În stadiile incipiente ale deteriorării nu apar modificări ale valorii eficace, în timp ce valoarea de vârf crește, deci factorul de vârf crește. Pe măsură ce deteriorarea progresează, valoarea eficace crește iar factorul de vârf descrește. Acesta este utilizat pentru a detecta variații ale formei semnalului produse de ruperea dinților, dar nu este considerat un indicator foarte sensibil. O prezentare a factorului de vârf se face în Capitolul 8.

Operatorul energetic

Operatorul energetic (*Energy Operator*) este definit ca factorul kurtosis normalizat al unui semnal a cărui valoare discretă este calculată ca diferența între pătratele valorilor discrete consecutive ale semnalului original

$$EO = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (\Delta s_n - \Delta \bar{s})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (\Delta s_n - \Delta \bar{s})^2 \right]^2}, \quad (9.14)$$

unde $\Delta \bar{s}$ este valoarea medie a semnalului Δs , $\Delta s_n = x_{n+1}^2 - x_n^2$, iar N este numărul de valori discrete în semnalul eșantionat x . Pentru calculul la extremități, capetele înregistrării se unesc într-o buclă [9.15]. Astfel, pentru calculul în primul punct se utilizează valorile din ultimul punct și vice-versa.

Analiza anvelopei

Analiza anvelopei unui semnal este utilizată la monitorizarea răspunsului de înaltă frecvență al unui angrenaj la impacturile periodice produse atunci când un dinte defect vine în contact cu dintele conjugat. De obicei aceste impacturi excită o rezonanță în sistem, la o frecvență mult mai înaltă decât frecvențele vibrațiilor

produse de alte componente. Energia de înaltă frecvență corespunzătoare este de obicei concentrată într-o bandă de frecvențe îngustă. Uzura și ruperea dinților măresc amplitudinea benzilor laterale în vecinătatea frecvențelor critice, cum este frecvența de rotație a arborelui. Analiza anvelopei, prezentată în Capitolul 8 pentru rulmenți [9.11], constă în prelucrarea energiei la rezonanță a structurii cu un detector de anvelopă (fig. 8.17).

Demodularea

Când dinții se uzează, alunecarea relativă produce o modificare a amplitudinii vibrațiilor sau a modulației în amplitudine a vibrațiilor la frecvența de angrenare f_m și armonicile acesteia. *Demodularea* identifică periodicitatea în modularea purtătoarei.

Purtătoarele au frecvențele f_m și $2f_m$. Metodele de demodulare detectează componentele modulării în amplitudine produse de uzura roților dințate la aceste frecvențe. Acestea diferă de *analiza anvelopei* care detectează efectul combinat într-un domeniu dat de frecvențe. Datele brute sunt filtrate trece-sus la frecvența $0,85 f_m$ și trece-jos la frecvența $1,15 f_m$. Densitatea spectrală de putere a semnalului filtrat este cercetată pentru a obține frecvența purtătoarei reale f_m . Purtătoarea reală este utilizată pentru demodularea în amplitudine a semnalului purtătoarei filtrate. Densitatea spectrală de putere a semnalului astfel obținut este cercetată în limitele de $\pm 5\%$ din frecvența rotației arborelui. Indicatorii de condiție extrași prin această metodă sunt *frecvența vârfului* și *pătratul amplitudinii*.

Indicatorul FM0

Defectele majore ale dinților produc de obicei o creștere a valorii vârf-vârf a semnalului, însă nu modifică frecvența de angrenare. *Cifra de performanță de ordinul zero (zero-order figure of merit) FM0* este definită ca raportul între nivelul vârf-vârf al semnalului MST și suma amplitudinilor la frecvența de angrenare și armonicile acesteia [9.16]. În timp ce *factorul de vârf* compară valoarea de vârf a semnalului MST cu energia acestuia, indicatorul *FM0* compară valoarea de vârf a semnalului MST cu energia semnalului brut.

Expresia indicatorului *FM0* este

$$FM0 = \frac{PPA}{\sum_{k=1}^n a_k}, \quad (9.15)$$

unde *PPA (peak-to-peak amplitude)* este amplitudinea vârf-vârf a semnalului MST și a_k este amplitudinea armonicii de ordinul k a frecvenței de angrenare.

Indicatorul FM4

Indicatorul *FM4* a fost dezvoltat pentru a detecta modificări ale formei de undă a vibrațiilor rezultate prin deteriorarea unui număr limitat de dinți [9.16]. *FM4* se calculează ca raportul între momentul statistic centrat (față de valoarea medie) de ordinul patru al semnalului diferență și pătratul dispersiei acestuia

$$FM4 = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^2}, \quad (9.16)$$

unde d este semnalul diferență, \bar{d} este valoarea medie a semnalului diferență și N este numărul total de date discrete din înregistrarea în timp.

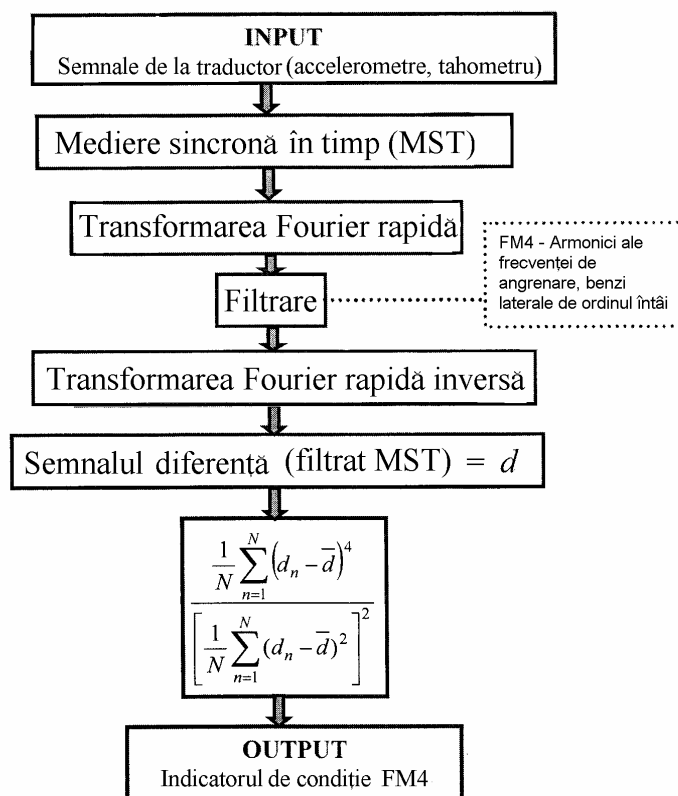


Fig. 9.20 [9.13]

Semnalul diferență se obține eliminând din semnalul original frecvența de angrenare, armonicile acesteia și benzile latele de ordinul întâi. O schemă bloc pentru calculul indicatorului $FM4$ este prezentată în fig. 9.20.

Se presupune că un semnal diferență de la un angrenaj în stare bună are o distribuție gaussiană a amplitudinilor, deci o valoare kurtosis normalizată egală cu 3,0. Pe măsură ce se dezvoltă un defect într-un dinte, cum ar fi o fisură sau piting, în semnalul diferență vor apare vârfuri care produc o aplatisare a curbei distribuției amplitudinilor cu o valoare kurtosis mai mare ca 3,0, de obicei mai mare decât 7,0. Dacă sunt deteriorați mai mulți dinți, distribuția amplitudinilor devine plată și valoarea kurtosis descrește.

Indicatorul $NA4$

Indicatorul $NA4$ a fost dezvoltat pentru a îmbunătăți comportarea indicatorului $FM4$ când sunt deteriorați mai mulți dinți [9.17]. El se calculează împărțind momentul statistic centrat de ordinul patru al semnalului rezidual la pătratul dispersiei medii a tuturor semnalelor reziduale până la momentul curent.

Expresia lui $NA4$ este

$$NA4 = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (r_n - \bar{r})^4}{\left[\frac{1}{M} \sum_{m=1}^M \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (r_{n,m} - \bar{r}_m)^2 \right]^2}, \quad (9.17)$$

unde r este semnalul rezidual, \bar{r} este valoarea medie a semnalului rezidual, N este numărul total de date discrete din înregistrarea în timp, m este indicele eșantionului curent în ansamblul eșantioanelor.

$NA4$ a fost dezvoltat pentru a detecta apariția deteriorării și a reacționa în continuare la extinderea acesteia și creșterea amplitudinii [9.18]. Dacă deteriorarea se extinde de la un dinte la altul, atunci $NA4$ crește, deoarece benzile laterale de ordinul întâi cresc și fiindcă valoarea dispersiei medii de la numitor crește mai lent decât numărătorul.

Indicatorul $NA4^*$

Indicatorul $NA4^*$ (sau $ENA4$) a fost dezvoltat ca o versiune îmbunătățită a lui $NA4$, preconizându-se să fie mai robust la apariția deteriorărilor progresive [9.19]. Această robustețe mărită se obține normalizând momentul statistic de ordinul patru cu dispersia semnalului rezidual al unei cutii de viteze în bună condiție. Aceasta compensează creșterea rapidă a dispersiei mediate de la numitorul expresiei (9.17) când deteriorarea angrenajului progresează.

Expresia lui $NA4^*$ este

$$NA4^* = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (r_n - \bar{r})^4}{(\tilde{M}_2)^2}, \quad (9.18)$$

unde \tilde{M}_2 este dispersia semnalului rezidual al unei cutii de viteze în stare bună.

Raportul energiilor

Uzura uniformă puternică poate fi detectată utilizând *raportul energiilor* (*Energy Ratio*) [9.14]. Acesta compară energia conținută în semnalul diferență, d , cu energia conținută în semnal la frecvența angrenării (RM)

$$ER = \frac{\sigma_d}{\sigma_{RM}}, \quad (9.19)$$

unde σ denotă eroarea medie pătratică.

Ideea de bază este că, pe măsură ce uzura progresează, există un transfer de energie din componenta la frecvența angrenării în restul semnalului.

Indicatorii $M6A$ și $M8A$

Baza teoretică a indicatorilor $M6A$ și $M8A$ este aceeași ca cea pentru $FM4$, dar se așteaptă ca $M6A$ și $M8A$ să fie mai sensibili la vârfuri în semnalul diferență. Indicatorul $M6A$ se calculează împărțind momentul statistic centrat de ordinul șase al semnalului diferență la cubul dispersiei semnalului diferență. Indicatorul $M8A$ se obține împărțind momentul statistic centrat de ordinul opt al semnalului diferență, la puterea a patra a semnalului diferență [9.20].

Expresiile indicatorilor $M6A$ și $M8A$ sunt următoarele:

$$M6A = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^6}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^3}, \quad M8A = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^8}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^4}. \quad (9.20)$$

Pentru un angrenaj în bună condiție $M6A=15$ și $M8A=105$. Pe măsură ce se dezvoltă un defect într-un dinte, $M6A$ crește peste 45 iar $M8A$ crește peste 300.

Indicatorul NB4

Indicatorul NB4 este similar cu NA4 cu excepția faptului că, în loc să folosească semnalul rezidual, NB4 utilizează anvelopa unui segment al semnalului MST trecut printr-un filtru trece-bandă [9.21].

Ideea de la baza acestei metode este faptul că doar puțini dinți deteriorați vor produce fluctuații tranzitorii ale încărcării care diferă de fluctuațiile încărcării dinților nedeteriorați. Teoria sugerează că aceste fluctuații vor apărea în anvelopa unui semnal care este filtrat trece-bandă în jurul frecvenței de angrenare dominante. Aceasta este frecvența de angrenare fundamentală sau una dintre armonicile sale, care dintre acestea produce cel mai robust grup de benzi laterale.

Anvelopa semnalului filtrat trece-bandă, $s(t)$, este amplitudinea semnalului complex (adică analitic), $a(t) + iH[a(t)]$, obținut aplicând transformata Hilbert

$$H[a(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} a(\tau) \frac{1}{t-\tau} d\tau \quad (9.21)$$

semnalului filtrat trece-bandă $a(t)$,

$$s(t) = \sqrt{(a(t))^2 + H[a(t)]^2}. \quad (9.22)$$

Indicatorul NB4 este calculat împărțind momentul statistic centrat de ordinul patru al acestui semnal anvelopă, la pătratul dispersiei medii a anvelopei tuturor semnalelor filtrate trece-bandă până în momentul curent, conform expresiei

$$NB4 = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (s_n - \bar{s})^4}{\left[\frac{1}{M} \sum_{m=1}^M \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (s_{n,m} - \bar{s}_m)^2 \right]^2}, \quad (9.23)$$

unde s este anvelopa semnalului filtrat trece-bandă și \bar{s} este valoarea medie a acestuia, N este numărul total de date discrete din înregistrarea în timp, m este indicele eșantionului curent în ansamblul eșantioanelor.

9.6.3 Analiza particulelor din ulei

Analiza particulelor solide din ulei este o metodă pentru detectarea deteriorării angrenajelor în stadiile incipiente, care permite și estimarea gradului de uzură [9.9]. În timpul funcționării cutiilor de viteze, suprafețele în contact ale roților dințate sunt supuse abraziunii. Mici particule de material se desprind de pe suprafețele în contact și sunt evacuate de uleiul lubrifiant. Detectând numărul și

dimensiunile particulelor din ulei, se poate identifica pittingul roților dințate într-un stadiu incipient, care nu este identificabil prin metode bazate pe analiza vibrațiilor.

Senzorii de particule din ulei se bazează de obicei pe un principiu magnetic sau optic. Senzorii magnetici măsoară variația câmpului magnetic produsă de particulele metalice dintr-o probă de ulei monitorizată. Un dezavantaj al analizei particulelor din ulei este că nu localizează defectul în cutii de viteze complicate.

Senzorul de particule înregistrează numărul de particule în grupe cu limite prestabilite ale dimensiunilor. Pentru fiecare grup se determină o dimensiune medie a particulelor. Apoi pentru particulele colectate din sistemul de ungere se aplică metode statistice care analizează distribuția dimensiunilor.

Dimensiunea medie a particulelor este calculată cu relația

$$E(\delta) = \sum_{i=1}^N \delta_i P[\delta_i], \quad (9.24)$$

unde δ_i este dimensiunea medie dintr-un grup, i – numărul de grupe de particule, și $P[\delta_i]$ este densitatea de probabilitate (ca o particulă să fie într-un grup cu o anumită dimensiune medie).

Dispersia este

$$Variance = \sum_{i=1}^N [\delta_i - E(\delta)]^2 P[\delta_i]. \quad (9.25)$$

Factorul kurtosis este

$$Kurtosis = \sum_{i=1}^N [\delta_i - E(\delta)]^4 P[\delta_i]. \quad (9.26)$$

Factorul kurtosis relativ se calculează cu relația

$$Relative\ Kurtosis = \frac{Kurtosis}{(Variance)^2}. \quad (9.27)$$

Experiențe în laborator au arătat că analiza particulelor din ulei este mai sigură decât analiza vibrațiilor la detectarea ruperii prin oboseală produsă de pitting la angrenaje cilindrice cu dinți drepți. Creșterea masei particulelor solide din ulei este legată de avansarea deteriorării, care nu este detectată de unii indicatori de stare bazați pe măsurarea vibrațiilor.

Pentru a extrage o caracteristică “inteligentă” din masa acumulată măsurată de senzorul de particule din ulei, se face o analiză bazată pe logica fuzzy. Prin

integrarea analizei particulelor din ulei cu măsurarea vibrațiilor se realizează un sistem de monitorizare cu capabilități sporite de detecție a deteriorărilor și luare a deciziilor.

9.7 Analiza cepstrum

Spectrul de frecvențe al semnalului în timp măsurat pe o cutie de viteze este prea complex pentru a putea fi interpretat vizual direct. Analiza *cepstrum* este utilizată ca o metodă de postprocesare pentru a detecta periodicități într-un spectru, adică existența familiilor de benzi laterale.

Cepstrum este *spectrul unui spectru logaritmice*, deci o transformare inversă spre domeniul timp. El mai este o metodă de reducere a datelor, reducând efectiv o întreagă familie de benzi laterale la o singură linie și ușurând observarea modificărilor în condiția cutiei de viteze. În fig. 9.21, *b* se arată un cepstrum tipic pentru o cutie de viteze, determinat pe baza spectrului de frecvențe din fig. 9.21, *a*.

Cepstrum este transformata Fourier inversă a unui spectru logaritmice

$$C(\tau) = F^{-1} \{ \log [G(f)] \}, \quad (9.28)$$

unde $G(f)$ este un spectru de frecvențe.

Astfel, cepstrum este “spectrul unui spectru” și din acest motiv numele *cepstrum* a fost format din *spectrum* inversând prima silabă. Alți termeni sunt formați în mod asemănător, *quefreny* din *frequency*, *rahmonic* din *harmonic*, *gamnitude* din *magnitude*, *saphe* din *phase*, *quefreny alanysis* din *frequency analysis*, etc. [9.23].

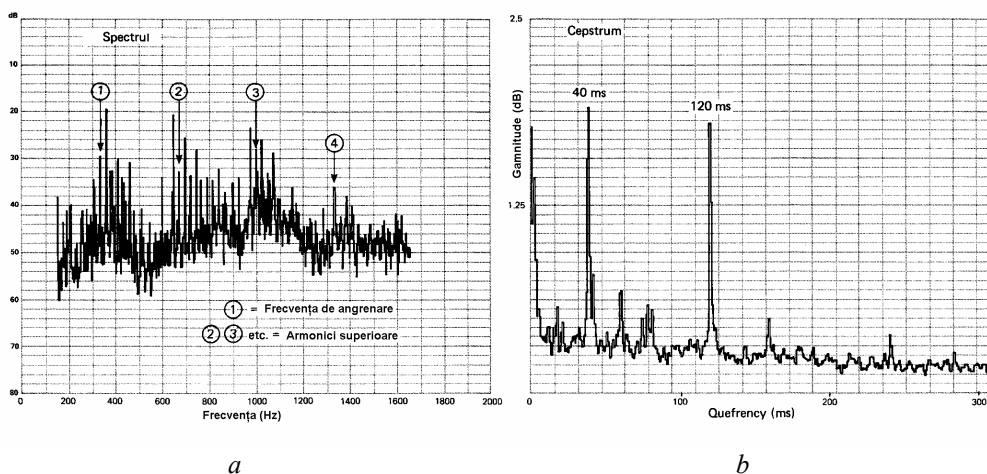


Fig. 9.21 [9.22]

Dacă în expresia (9.28) $G(f)$ este un spectru de putere $G_{xx}(f)$ al semnalului în timp $g_x(t)$, adică $G_{xx}(f) = |F\{g_x(t)\}|^2$ iar $F\{\}$ reprezintă transformata Fourier directă a cantității din paranteze, atunci cepstrum rezultat se numește un “cepstrum de putere” [9.24], definit prin expresia

$$C(\tau) = F^{-1} \{ \log [G_{xx}(f)] \}. \quad (9.29)$$

Dacă în expresia (9.28) $G(f)$ este un spectru complex, adică transformata Fourier directă a unui semnal de timp $g(t)$, atunci cepstrum rezultat se numește un “cepstrum complex”, definit de expresia (9.28) în care însă

$$G(f) = A(f) e^{i\phi(f)}, \quad (9.30)$$

și

$$\ln [G(f)] = \ln [A(f)] + i\phi(f). \quad (9.31)$$

Variabila independentă, τ , din cepstrum are dimensiuni de timp, dar se numește “quefreny”. O “quefreny înaltă” denotă fluctuații rapide în spectru (distanțe mici între componentele de frecvență) iar o “quefreny joasă” reprezintă variații lente în frecvență (distanțe mari între componentele de frecvență).

Atunci când în cepstrum apar vârfuri produse de familii de benzi laterale, *quefreny* a vârfului reprezintă perioada de timp a modulației. Inversul acesteia este frecvența modulatorie. *Quefreny* nu spune nimic despre valoarea absolută a frecvenței, ci numai despre distanțarea relativă a frecvențelor.

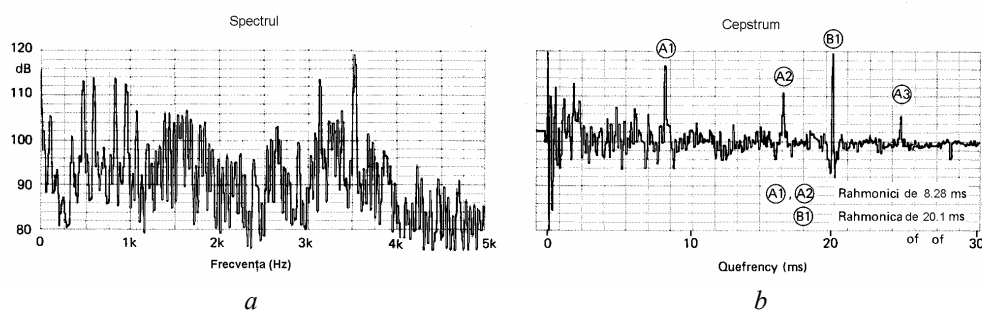


Fig. 9.22 [9.22]

În fig. 9.22 se prezintă rezultatul acestui tip de analiză pentru o cutie de viteze. Spectrul (fig. 9.22, a) conține un număr mare de benzi laterale, dar distanțarea acestora este greu de determinat. În domeniul de reprezentare al cepstrum-ului (0-30 ms) sunt prezente doar primele trei rahmonici ale componentei de 8,28 ms (120,75 Hz) și numai prima rahmonică a componentei de 20,1 ms (49,75 Hz) (fig. 9.22, b). Periodicitatea nu este evidentă în spectrul de frecvențe deoarece suprapunerea celor două periodicități crează o structură cvasiperiodică.

În fig. 9.23, *a* se arată spectrul de 400 linii al semnalului de vibrații de la o cutie de viteze în domeniul 0-20 kHz, care conține cel puțin primele trei armonici ale frecvenței de angrenare a dinților (4,3 kHz).

În fig. 9.23, *b* se arată spectrul compozit de 2000 linii care se extinde de sub frecvența de angrenare până peste armonica a treia a acesteia (3,5-13,5 kHz). Au fost excluse armonicele joase ale celor două frecvențe de rotație ale arborilor. Acest grad de rezoluție este necesar pentru a separa benzile laterale individuale, distanțate cu frecvențele de rotație ale arborilor, însă detaliile spectrului nu se pot distinge vizual.

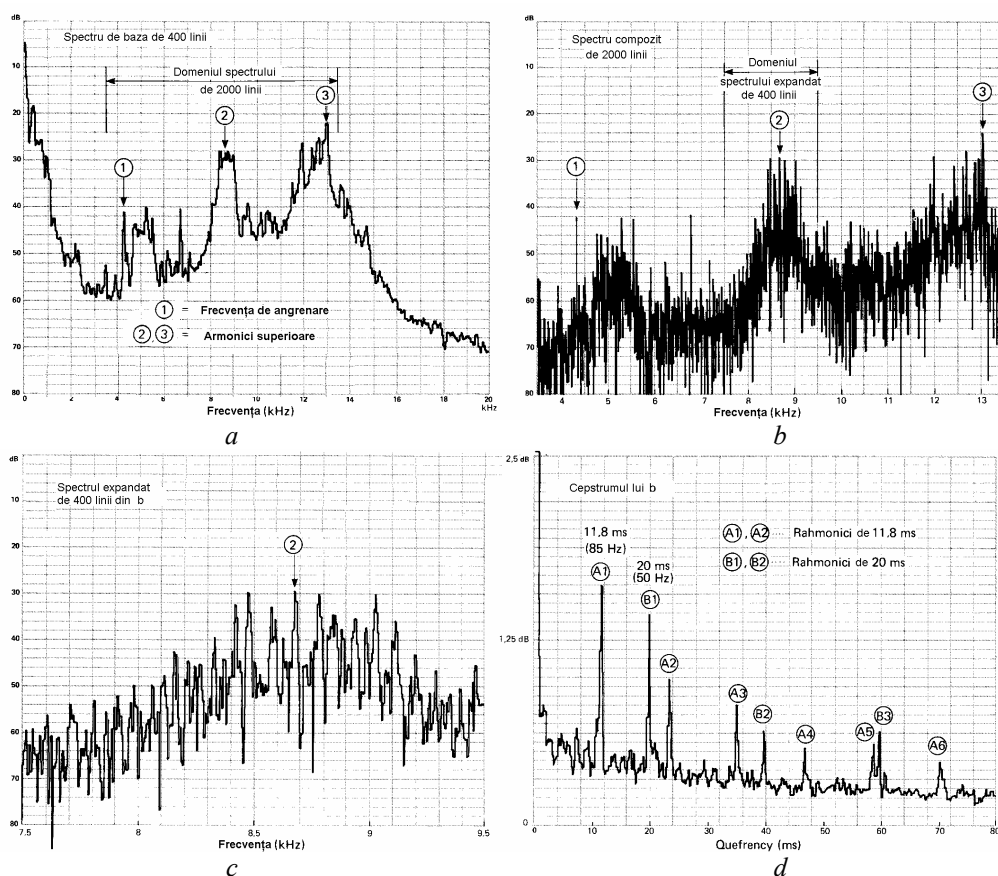


Fig. 9.23 [9.22]

Porțiunea de 400 linii între 7500 și 9500 Hz este prezentată expandată în fig. 9.23, *c*. Familiile de benzi laterale încă nu se pot distinge vizual ușor, datorită amestecului de diferite distanțări. Cepstrumul din fig. 9.23, *d* al spectrului din fig. 9.23, *a* arată că toate rahmonicile provin de la una din cele două familii, care corespund cu frecvențele de rotație ale celor două roți dințate din această cutie de viteze (50 Hz și 85 Hz).

Cepstrum este considerat a fi un instrument extrem de util pentru două activități în supravegherea și analiza vibrațiilor [9.25]:

În *detectarea defectelor*: a) este o măsură sensibilă a creșterii familiilor de armonici/benzi laterale; b) datele pentru o familie sunt reduse la o singură linie; c) nu este sensibil la amplasarea punctului de măsurare, la combinațiile de fază ale amplitudinii și frecvenței, și la încărcarea cutiei de viteze.

În *diagnosticarea defectelor*: a) este o măsură precisă a distanțării relative a componentelor de frecvență; b) poate fi calculat pe baza oricărei porțiuni a unui spectru; c) poate fi utilizat pentru separarea diferitelor familii de benzi laterale; și d) este sensibil la modificări ale dinților sau paletelor, dar nu la uzura uniformă.

9.8 Analiza în timp și frecvență

Defectele locale ale roților dințate produc impacturi, deci modificări tranzitorii ale semnalelor de vibrații. De aceea, semnalele de vibrații de la angrenaje sunt nestaționare. Cu toate acestea, majoritatea celor mai utilizate metode de prelucrare a semnalelor se bazează pe ipoteza staționarității. Astfel, ele nu sunt total adecvate pentru detectarea fenomenelor dinamice de scurtă durată și pentru localizarea în timp a fenomenelor tranzitorii.

Aplicarea metodelor de *distribuție în timp și frecvență* este adecvată pentru detecția și localizarea fisurilor în roți dințate. Acestea arată cum se modifică în timp distribuția energiei pe frecvențe. Exemple de astfel de distribuții sunt transformatele wavelet (J. Morlet, 1982), transformarea Fourier de scurtă durată (S. Gade și H. Herlufsen, 1987), distribuțiile Wigner-Ville (E. Wigner, 1932, și J. Ville, 1948) și distribuția exponențială (H. I. Choi și W. J. Williams, 1989) [9.26-9.30]. Studiul acestora depășește cadrul acestui curs.

Bibliografie

- 9.1 Sidahmed, M. and Dalpiaz, G., *Signal generation models for diagnostics*, Encyclopedia of Vibration, Braun, S., Ewins, D. and Rao, S.S., eds., Academic Press, London, 2002, p.1184-1193.
- 9.2 Coy, J. J., Townsend, D. P. and Zaretsky, E. V., *Gearing*, NASA/RP-1152, 1985.
- 9.3 Shigley, J. E. and Mischke, C. R., *Gearing. A Mechanical Designers' Handbook*, McGraw-Hill, New York, 1990.
- 9.4 Shigley, J. E., *Mechanical Engineering Design*, 2nd ed., McGraw-Hill Kogakusha Ltd., Tokyo, 1972.

- 9.5 Collacott, R. A., *Gear faults diagnostics*, U.K. Mechanical Health Monitoring Group, Leicester Polytechnic, Nov. 1975.
- 9.6 Mark, W., *Analysis of the vibratory excitation of gear systems: basic theory*, Journal of the Acoustical Society of America, vol.65, 1978, p.1409-1430.
- 9.7 Randall, R. B., *A new method of modeling gear faults*, Journal of Mechanical Design, Trans. ASME, vol.104, April 1982, p.259-267.
- 9.8 Wilson, W. Ker, *Practical Solution of Torsional Vibration Problems*, Chapman & Hall, London, 1956.
- 9.9 Dempsey, P. J., *Integrating oil debris and vibration measurements for intelligent machine health monitoring*, NASA/TM-2003-211307.
- 9.10 Choi, S. and Li, C. J., *Estimate gear tooth transverse crack size from vibration by fusing selected gear condition indices*, Measurement Science and Technology, vol.17, 2006, p.1-6.
- 9.11 Lebold, M., McClintic, K., Campbell, R., Byington, C. and Maynard, K., *Review of vibration analysis methods for gearbox diagnostics and prognostics*, Proc. 54th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology, Virginia Beach, VA, May 1-4, 2000, p.623-634.
- 9.12 Mosher, M. Pryor, A.H. and Huff, E.M., *Evaluation of standard gear metrics in helicopter flight operation*, 56th Mechanical Failure Prevention Technology Conference, Virginia Beach, VA, April 15-19, 2002.
- 9.13 Dempsey, P., Lewicki, D. G. and Le, Dy D., *Investigation of current methods to identify helicopter gear health*, NASA/TM-2007-214664.
- 9.14 Swansson, N. S., *Applications of vibration signal analysis techniques to signal monitoring*, Conf. on Friction and Wear in Engineering, Barton, Australia, 1980.
- 9.15 Ma, J., *Energy operator and other demodulation approaches to gear defect detection*, Proc. 49th Meeting of Soc. for Mechanical Failure Prevention Technology, Virginia Beach, VA, April 1995.
- 9.16 Stewart, R. M., *Some useful data analysis techniques for gearbox diagnostics*, Report MHM/R/10/77, Machine Health Monitoring Group, I.S.V.R., Univ. of Southampton, July 1977.
- 9.17 Zakrajsek, J. J., *An investigation of gear mesh failure prediction techniques*, NASA TM-102340, Nov.1989.
- 9.18 Zakrajsek, J. J., Townsend, D. P. and Decker, H. J., *An analysis of gear fault detection methods as applied to pitting fatigue failure data*, NASA TM-105950, April 1993.
- 9.19 Decker, H. J., Handschuh, R. F. and Zakrajsek, J. J., *An enhancement to the N44 gear vibration diagnostic parameter*, NASA TM-106553, June 1994.

- 9.20 Martin, H. R., *Statistical moment analysis as a means of surface damage detection*, Proc. 7th International Modal Analysis Conference, Schenectady, New York, Jan 1989, p.1016-1021.
- 9.21 Zakrajsek, J. J., Handschuh, R. F. and Decker, H. J., *Application of fault detection techniques to spiral bevel gear fatigue data*, Proc. 48th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology, Wakefield, MA, April 1994.
- 9.22 Randall, R. B., *Cepstrum analysis and gearbox fault diagnosis*, Brüel&Kjaer Application Note No. 233-80.
- 9.23 Bogert, B. P., Healy, M. J. R. and Tukey, J. W., *The quefreny alanalysis of time series for echoes: cepstrum, pseudo-autocovariance, cross-cepstrum, and saphe cracking*, Proc. Symp. Time Series Analysis, Rosenblatt, M., ed., Wiley, New York, 1963, p.209-243.
- 9.24 Randall, R. B., *Advanced machine diagnostics*, Shock and Vibration Digest, vol.29, no.6, 1997, p.6-26.
- 9.25 *** *Primer for Cepstrum analysis – a powerful tool for simpler diagnosis of REB and gear vibrations*, Brüel & Kjaer Application Note No. BAN0026 -EN-11.
- 9.26 Cohen, L., *The Time-Frequency Analysis*, Prentice-Hall, New Jersey, 1995.
- 9.27 Kaiser, G., *A Friendly Guide to Wavelets*, Birkhäuser, Boston, 1994.
- 9.28 Wang, W. J. and McFadden, P. D., *Early detection of gear failure by vibration analysis. Calculation of the time-frequency distribution*, Mechanical Systems and Signal Processing, vol.17, 1993, p.193-203.
- 9.29 Dalpiaz, G., Rivola, A. and Rubini, R., *Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears*, Mechanical Systems and Signal Processing, vol.14, no.3, 2000, p.387-412.
- 9.30 Gade, S. and Gram-Hansen, K., *Non-stationary signal analysis using Wavelet Transform, Short-time Fourier Transform and Wigner-Ville distribution*, Brüel & Kjaer Technical Review, no.2, 1996.

10.

MĂSURAREA VIBRAȚIILOR MAȘINILOR

În acest capitol se descriu metodele și aparatura de măsurare și analiză a vibrațiilor mașinilor, utilizate la monitorizarea stării de funcționare și diagnosticarea defectelor.

10.1 Considerații generale

Etapele principale în evaluarea stării de funcționare a unei mașini sunt: a) determinarea celor mai probabile defecțiuni, b) determinarea parametrilor cinematici care exprimă cel mai bine modul în care se manifestă aceste defecțiuni, și c) măsurarea acelei mișcări care este atât un indicator de bază al performanței normale a mașinii, cât și răspunsul cel mai sensibil la principalele mecanisme de deteriorare.

Cele mai probabile defecțiuni ale unei mașini depind de construcția mașinii și de funcția acesteia într-o instalație. Mașini constructiv identice pot avea defecțiuni primare diferite când sunt utilizate în procese de fabricație diferite. De exemplu, defecțiunea principală a unui compresor poate fi dezechilibrul datorită eroziunii sau depunerilor, în timp ce alt compresor cu construcție identică poate avea ca defecțiune principală variația împingerii axiale și fluctuația poziției axiale a rotorului datorită debitului variabil al gazului de proces.

La mașinile care au lagăre cu film fluid, defecțiunile legate de rotor, cum sunt dezechilibrul, dezaxarea, distrugerea lagărului axial și instabilitatea precesiei, apar mai des decât cele legate de carcasă sau problemele produse de fundație. La aceste mașini, se măsoară deplasarea relativă a fusului față de cuzinetul lagărelor, cu traductoare fără contact. La mașinile cu structuri de suport flexibile se măsoară deplasarea absolută a arborelui.

La mașinile care au lagăre cu rulmenți se măsoară viteza corpului sau carcasa lagărelor cu accelerometre sau captori de viteze.

10.2 Amplasarea punctelor de măsurare

În continuare se prezintă criteriile pentru selectarea tipului de măsurare potrivit pentru o anumită mașină sau într-un anumit scop.

10.2.1 Criterii generale

La mașinile mari care au lagăre cu film fluid, cu rotoare flexibile și carcase relativ rigide, defecțiunile cele mai frecvente (dezechilibrul, dezaxarea și instabilitatea precesiei) se manifestă printr-o modificare a mișcării relative a arborelui față de carcasă. Deplasarea *relativă* a fusului față de corpul lagărului este un bun indicator al stării mașinii.

Măsurarea mișcării *absolute* a arborelui – fie cu un captor seismic atașat unui palpator în contact direct cu arborele, fie combinând măsurarea mișcării relative a arborelui față de lagăr cu măsurarea mișcării absolute a corpului lagărului – se recomandă la mașini cu structuri de suport flexibile și atunci când la aceeași mașină pot exista lagăre sau pedestaluri cu rigidități mult diferite. În general, locuri accesibile pentru măsurarea directă a deplasării absolute sunt greu de găsit.

La mașinile care au lagăre cu rulmenți se măsoară valoarea eficace a vitezei absolute a corpului lagărelor.

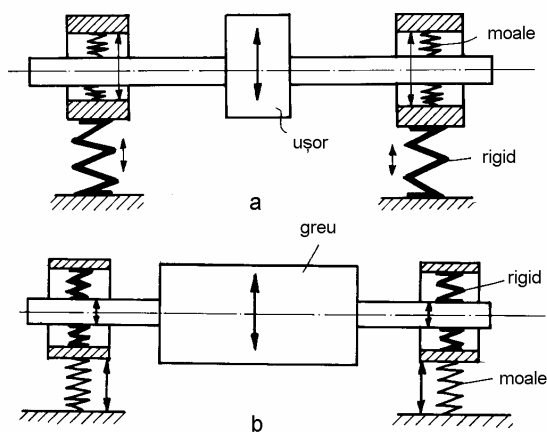


Fig. 10.1 [10.1]

Când mașina are un rotor relativ ușor și lagăre rezemate pe structuri de suport relativ rigide (fig. 10.1, a), cea mai mare parte a energiei rotorului este consumată în mișcarea relativă între arbore și lagăre. La aceste mașini (de ex. compresoare centrifuge de înaltă presiune) cu raport mare între greutatea carcasei și greutatea rotorului (de ordinul 30:1) cel mai bun indicator al stării mașinii este deplasarea relativă între arbore și lagăr, măsurată cu traductoare fără contact.

La mașini cu un rotor relativ greu în lagăre relativ rigide, rezemate pe piedestaluri sau carcase relativ flexibile (fig. 10.1, *b*), majoritatea energiei rotorului se transmite structurii de suport. La aceste mașini (de ex. ventilatoare, turbine cu gaze pentru avioane și mașini care au lagăre cu rulmenți) cea mai bună măsură a stării mașinii este viteza absolută a carcasei.

10.2.2 Precesia arborelui

Un sistem tipic de măsurare fără contact a deplasării arborelui constă din câte două traductoare dispuse în fiecare lagăr pe două direcții perpendiculare între ele (fig. 10.2).

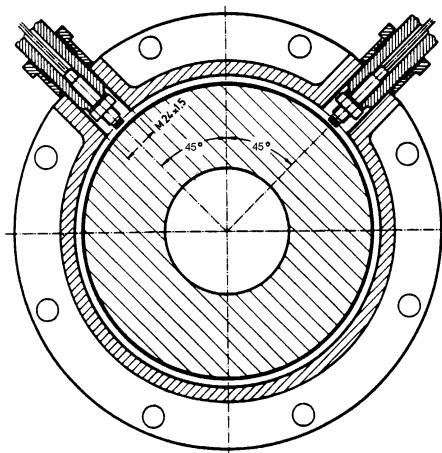


Fig. 10.2 [10.2]

Traductoarele de deplasări trebuie montate în același plan radial și orientate în aceleași direcții în toate lagărele unei linii de arbori. Deoarece de obicei traductoarele nu se pot monta în planul orizontal, datorită flanșelor de îmbinare a semicarcaselor, ambele traductoare se montează în jumătatea superioară a lagărului, la 45 grade față de verticală. În această configurație, traductorul din dreapta (privind dinspre capătul conducător) se numește traductorul orizontal și semnalul acestuia este aplicat plăcilor de deflexie orizontale ale unui osciloscop pentru a stabili sensul corect al mișcării de precesie. Traductorul din stânga se numește traductorul vertical. Trebuie avut în vedere că imaginea de pe osciloscop este rotită 45 grade față de orbita reală de precesie.

În afara traductoarelor pentru măsurarea deplasării radiale a fusului, la fiecare arbore se montează un traductor pentru marcarea referinței de fază. Acesta este un traductor de deplasări obișnuit, montat să sesizeze un marcaj de pe arbore, o dată pe turaj, care poate fi un canal de pană sau o gaură. Marcajul trebuie să aibă

o lățime cel puțin de două ori diametrul capătului traductorului și o adâncime de minimum 3 mm. Acest traductor trebuie montat mai aproape de arbore decât un traductor de deplasări obișnuit, pentru a produce un vârf pronunțat în semnalul de ieșire transmis aparatului oscilator/demodulator. Vârful poate fi apoi aplicat axei Z a unui osciloscop pentru a produce un punct de marcaj ca referință de fază în înregistrarea în timp sau pe orbita de precesie.

Semnalul cu marcaj de fază poate fi transmis unui tahometru pentru măsurarea turației. El este utilizat: a) ca o referință pentru axa orizontală a unui spectru de frecvențe reprezentat în funcție de *ordinul* componente spectrale, b) pentru măsurarea defazajelor la echilibrarea rotoarelor, sau c) pentru calculul corecțiilor în cazul arborilor excentrici.

10.2.3 Vibrațiile carcaselor

La multe mașini, măsurările efectuate pe părțile fixe sunt suficiente pentru caracterizarea corectă a stării de funcționare. Măsurările trebuie efectuate pe lagăre, pe carcasa de suport a lagărelor sau pe alte părți ale mașinii care au un răspuns măsurabil la acțiunea forțelor dinamice și caracterizează nivelul global al vibrațiilor mașinii. Puncte de măsurare tipice sunt prezentate în figurile 10.3 – 10.8.

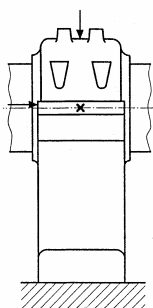


Fig. 10.3 [10.3]

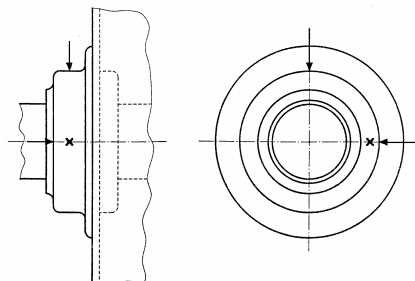
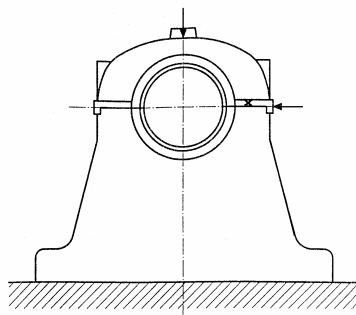


Fig. 10.4 [10.3]

În fig. 10.3 se arată punctele recomandate pentru măsurări pe lagăre cu piedestal, iar în fig. 10.4 – punctele de măsurare pe lagăre încorporate în carcasă.

Punctele de măsurare pe mașini electrice mici sunt prezentate în fig. 10.5. Amplasarea punctelor de măsurare pe motoare cu piston verticale cu cilindri în linie este arătată în fig. 10.6, în care L și R definesc partea stângă (*left-hand*) și partea dreaptă (*right-hand*) când privim dinspre flanșa de cuplare, 1 – extremitatea tălpii carterului mașinii, 2 – nivelul axei arborelui cotit, 3 – nivelul superior al chiulasei (la baza capacului), .1 – extremitatea dinspre cuplaj, .2 – mijlocul mașinii, și .3 – extremitatea opusă cuplajului [10.3].

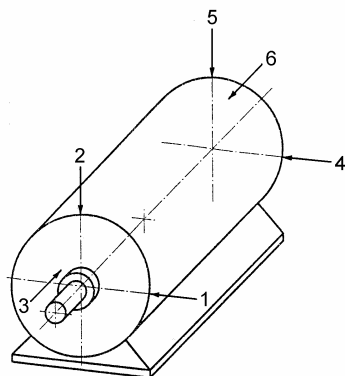


Fig. 10.5 [10.3]

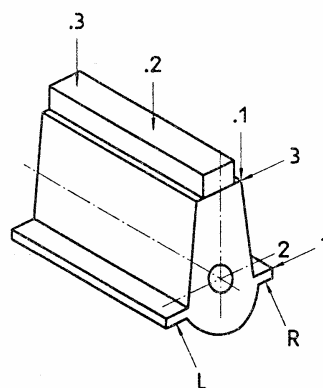


Fig. 10.6 [10.3]

Amplasarea punctelor recomandate pentru măsurări [10.4] este arătată în fig. 10.7 pentru motoare în V și în fig. 10.8 pentru o mașină orizontală cu cilindri opuși.

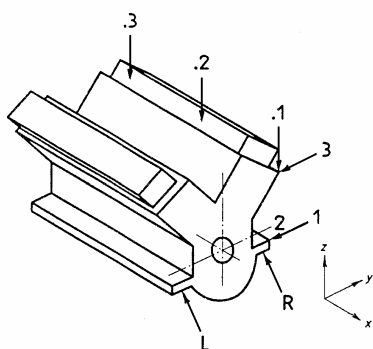


Fig. 10.7 [10.4]

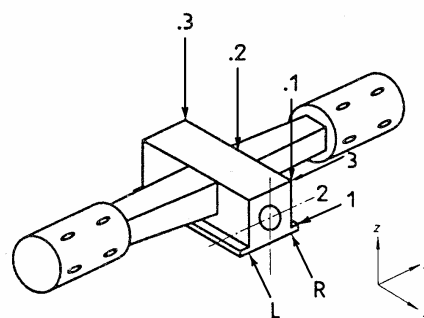


Fig. 10.8 [10.4]

Principala precauție care trebuie luată la măsurarea vibrațiilor carcaselor este montarea corectă a captorilor pe porțiuni cât mai rigide, pentru a evita eventuale rezonanțe locale. În general, trebuie evitate montarea în consolă, pe capace de vizitare sau pe porțiuni nerezemate ale capacelor lagărelor.

10.3 Parametrii mășurați

Variabila măsurată (deplasare, viteză sau accelerație), valoarea acesteia (zero-vârf, vârf-vârf sau valoarea eficace) ca și tipul de traductor utilizat sunt

determinate de construcția mașinii, scopul măsurărilor și domeniul frecvențelor de interes.

10.3.1 Măsurarea precesiei rotorului

În cazul măsurărilor efectuate pe părțile în rotație, dintre cele trei variabile care definesc mișcarea vibratorie – deplasarea, viteza sau accelerația – cea mai semnificativă este *deplasarea*.

Pentru determinarea completă a orbitei mișcării arborelui într-un plan radial, se montează două traductoare în acest plan, la 90^0 ca în fig. 10.2. Dacă mișcarea conține numai frecvența fundamentală, componentele $x(t)$ și $y(t)$ ale deplasării în lungul celor două direcții sunt armonice iar orbita precesiei este eliptică (fig. 10.9). Semiaxa mare a elipsei s_{max} este o măsură a severității vibrațiilor arborelui.

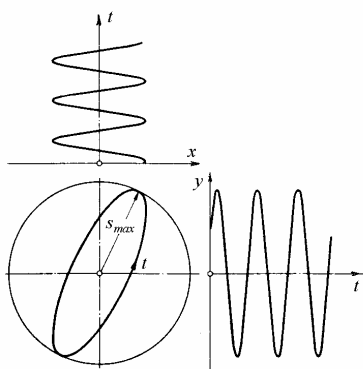


Fig. 10.9 [10.5]

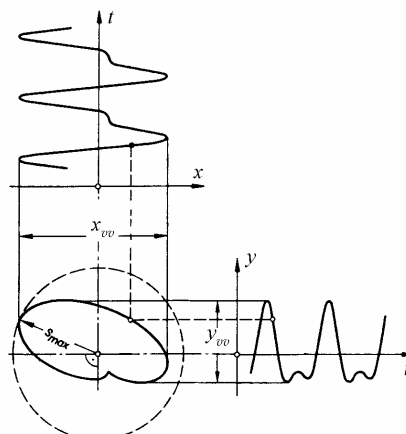


Fig. 10.10 [10.5]

Dacă mișcarea constă din frecvența fundamentală și prima armonică, atunci componentele $x(t)$ și $y(t)$ ale deplasării pe cele două direcții sunt periodice și orbita de precesie are forma din fig. 10.10. Raza de precesie maximă s_{max} este o măsură a severității vibrațiilor arborelui, conform definiției din recomandările VDI 2059 [10.5]. Când măsurările se fac pe lagăre, această valoare poate fi comparată cu jocul în lagăr.

În standardul ISO 7919 [10.6], elaborat pe baza VDI 2059, mărimea vibrației (*vibration magnitude*) arborelui este definită ca cea mai mare dintre deplasările vârf-vârf măsurate în două direcții perpendiculare între ele,

$\max [x_{vv}, y_{vv}]$. Măsurarea amplitudinii deplasării vârf-vârf permite calcularea procentului din jocul în lagăr sau etanșare, o corelație importantă la aproape toate mașinile rotative [10.7].

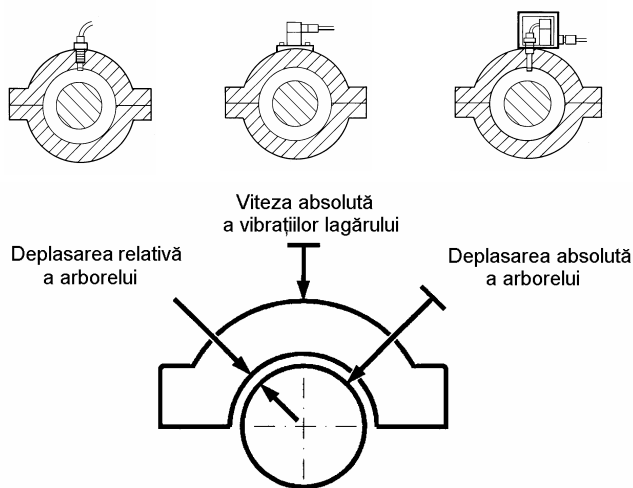


Fig. 10.11

Atunci când raportul între greutatea rotorului și greutatea carcasi este de ordinul 5:1 sau mai mare, se recomandă măsurarea deplasării absolute a arborelui. Aceasta se face în două moduri: a) însumând electronic semnalele de la un traductor cu curenți turbionari care măsoară deplasarea relativă a arborelui față de lagăr și de la un accelerometru care măsoară deplasarea absolută a carcasi (integrată de două ori) (fig. 10.11), și b) utilizând un palpator cu patină în contact cu arborele, la capătul căruia se montează un captor de viteze, al cărui semnal de ieșire este integrat electronic pentru a obține deplasarea absolută.

10.3.2 Măsurarea vibrațiilor lagărelor

În general, la măsurările efectuate pe părțile fixe ale mașinilor, se determină valoarea eficace a vitezei vibrațiilor (nivel global), deoarece aceasta este o măsură a energiei, deci a capacității distructive a acestora. S-a observat că la turații între 600–12000 rot/min valoarea eficace a vitezei este relativ independentă de frecvență, dând astfel o indicație asupra severității vibrațiilor în cazul unei mașini date în funcțiune.

În standardul ISO 10816 [10.3] severitatea vibrațiilor este definită ca valoarea maximă a vitezei eficace măsurate, în banda de frecvențe 10-1000 Hz, în anumite puncte pe structura mașinii, în condiții stabilite de funcționare și rezemare.

La majoritatea tipurilor de mașini, o singură valoare a severității vibrațiilor este suficientă pentru caracterizarea stării dinamice a mașinii. La unele mașini se impune totuși determinarea mai multor valori ale severității vibrațiilor în mai multe puncte de măsurare și considerarea independentă a acestor valori.

10.3.3 Măsurarea deplasării, vitezei sau accelerației

O valoare limită, utilizată de adepții măsurării vitezei pentru o mașină care funcționează cu vibrații de nivel admisibil, este 6,25 mm/s zero-vârf. La turația de 3000 rot/min aceasta corespunde unei deplasări vârf-vârf de 40 μm și unei accelerații zero-vârf de 0,2 g.

Să presupunem că peste vibrația inițială se suprapune o componentă la o frecvență egală cu 1/3 din frecvența de rotație, cu o deplasare vârf-vârf de 80 μm, dublă față de valoarea la frecvența de rotație. Componenta 1X se poate datori dezechilibrului, iar componenta (1/3)X poate fi rezultatul contactului cu frecare între rotor și stator, unor strângeri insuficiente (părți slăbite), precesiei rezonante induse de ulei, excitației unei rezonanțe sau altor defecțiuni.

O deplasare de 80 μm vârf-vârf la turația 1000 rot/min produce o viteză zero-vârf de 4,16 mm/s și o accelerație zero-vârf de 0,044 g. Dacă cele două componente ar fi în fază (ceea ce totuși se întâmplă rar) astfel ca amplitudinile lor să se însumeze direct, atunci creșterea nivelului vibrațiilor ar fi următoarea: deplasarea – de la 40 μm la 120 μm, deci 200%; viteza, de la 6,25 mm/s la 10,41 mm/s, deci 68%; accelerația de la 0,2 g la 0,244 g, deci 22% [10.8].

Dacă se măsoară mișcarea de precesie a arborelui, rezultă că aceasta este de 3 ori mai aproape de valoarea limită impusă deplasării decât era înainte de apariția vibrației subsincrone. La măsurarea vitezei, situația apare numai de $5/3 = 1,66$ ori mai rea, iar creșterea accelerației de $11/9 = 1,22$ ori poate scăpa neobservată unui operator neexperimentat.

Dacă măsurarea se face pe structura de suport a mașinii, evaluarea nivelului vibrațiilor este mai dificilă. În majoritatea cazurilor, creșterea procentuală a amplitudinii deplasării rotorului poate fi mai mare decât a vibrațiilor măsurate pe carcasa mașinii.

La diagnosticarea defectelor mașinilor care au lagăre cu film fluid, deplasarea este indicatorul cel mai direct al *severității relative* a vibrațiilor la diferite frecvențe. În exemplul de mai sus, analiza în frecvență ar da următorul rezultat: deplasarea ar arăta componenta (1/3)X ca fiind predominantă, cu amplitudinea de 2 ori mai mare decât a componentei 1X. Măsurarea vitezei ar arăta componenta 1X ca fiind predominantă, iar componenta (1/3)X cu o amplitudine de

$2/3$ din cea a componentei $1X$. Măsurarea accelerației va indica componenta $(1/3)X$ fiind doar $2/9$ din amplitudinea componentei $1X$ (fig. 10.12).

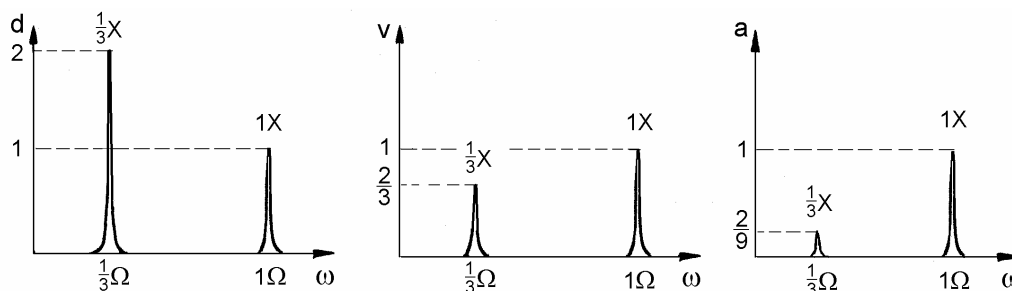


Fig. 10.12

Precesia arborelui generează de obicei componentele subsincrone caracteristice fenomenelor instabile periculoase pentru integritatea mașinii. Rezultă că deplasarea arborelui, comparată cu jocurile din lagăre și etanșări, este parametrul cel mai important de evaluat pentru a caracteriza severitatea vibrației și a evalua semnificația diferitelor componente spectrale.

10.3.4 Măsurarea valorii vârf-vârf sau a valorii eficace

Deplasarea arborelui este de obicei exprimată prin valoarea vârf-vârf în timp ce viteza vibrațiilor carcusei se exprimă prin valoarea eficace.

Valoarea eficace (*root-mean-square* - *r.m.s.*) este o medie a valorilor instantanee ale semnalului compozit. Pentru un semnal sinusoidal cu amplitudinea egală cu 1, valoarea eficace este 0,707. Dacă amplitudinea semnalului sinusoidal se dublează, valoarea eficace se dublează la 1,414. Dar creșterea valorii eficace este liniară numai în cazul semnalelor pur sinusoidale. Dacă la un semnal cu formă de undă complexă se adaugă o componentă spectrală astfel încât amplitudinea nivelului global să crească, atunci valoarea eficace poate să crească sau să scadă, în funcție de noua formă de undă a semnalului. De exemplu, valoarea eficace a unui semnal dreptunghiular este mai mică decât valoarea de vârf.

O vibrație armonică exprimată ca viteză $v(t) = v_o \cos \omega t$ este definită de amplitudinea v_o și pulsația ω (fig. 10.13, a). Amplitudinea (elongația maximă) este suficientă pentru caracterizarea severității vibrațiilor armonice.

În cazul vibrațiilor periodice (rezultate prin însumarea mai multor componente armonice), elongația maximă se numește valoarea de vârf, v_v (sau

valoarea zero-vârf). În majoritatea cazurilor este mai simplu să se măsoare valoarea vârf-vârf, v_{vv} .

Valoarea eficace v_{ef} (rădăcina mediei pătratice) este calculată ca

$$v_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt}, \quad (10.1)$$

unde $v(t)$ este valoarea instantanee iar T este timpul de eșantionare, care este mai lung decât perioada oricărei componente de frecvență semnificative.

Pentru vibrații staționare neperiodice, valoarea eficace este definită ca

$$v_{ef} = \sqrt{\lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} v^2(t) dt}, \quad (10.2)$$

unde Δt este intervalul de timp de observație.

La vibrații *armonice* de amplitudine v_0 , se stabilesc următoarele relații

$$v_{ef} = \frac{1}{\sqrt{2}} v_0 = 0,707 v_0, \quad v_v = v_0, \quad v_{vv} = 2 v_0. \quad (10.3)$$

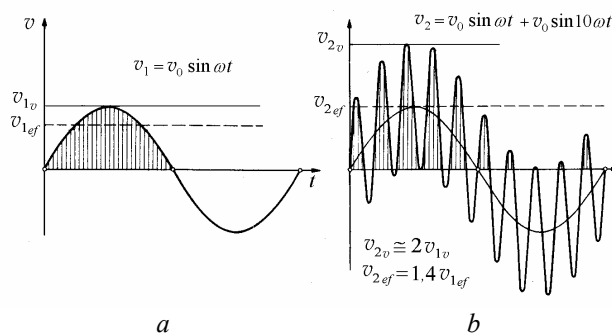


Fig. 10.13 [10.9]

În fig. 10.13, *b* se arată efectul adăugării unei componente cu aceeași amplitudine, dar de pulsație de 10 ori mai mare, la o vibrație armonică. Vibrația periodică rezultată are valoarea de vârf de aproximativ două ori mai mare ca sinusoida inițială, iar valoarea eficace numai de 1,4 ori mai mare.

În fig. 10.14 se prezintă influența defazajului asupra compunerii a două componente armonice. Armonica mai înaltă are jumătate din amplitudinea componenteii fundamentale și o frecvență de 3 ori mai mare.

Deși valorile de vârf diferă în cele două cazuri, $v_{2v} \cong 1,4v_{1v}$, valorile eficace sunt egale, $v_{2ef} = v_{1ef}$.

Rezultă că atunci când se alege valoarea eficace drept măsură a severității vibrațiilor se obțin rezultate mai bune în comparațiile cu limitele admisibile decât în detectarea dezvoltării defecțiunilor prin monitorizarea variației amplitudinii nivelului global (nefiltrat) al vibrațiilor.

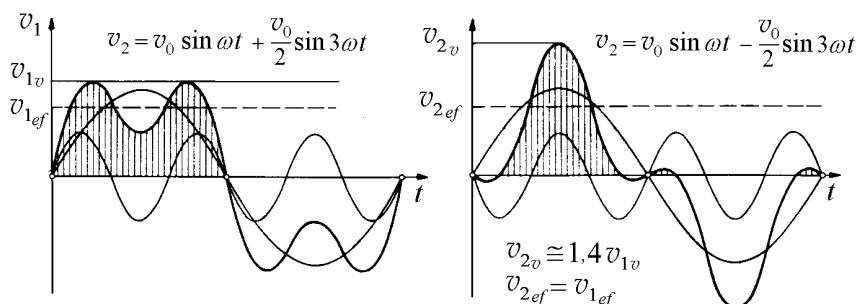


Fig. 10.14 [10.9]

În timp ce standardul ISO 7919, bazat pe VDI 2056, recomandă măsurarea vitezei eficace pe corpul lagărelor, unele standarde API (American Petroleum Institute) și cartea lui Jackson [10.10] recomandă măsurarea vitezei zero-vârf.

10.4 Traductoare și captori de vibrații

Selecția, amplasarea și utilizarea corectă a traductorului adecvat sunt etape importante în implementarea unui program de monitorizare a stării mașinii și diagnosticare a defectelor.

10.4.1 Alegerea traductoarelor

La măsurarea vibrațiilor, unul din factorii cei mai importanți în obținerea unor informații corecte este alegerea traductorului de vibrații adecvat. Considerațiile de bază includ: a) tipul mașinii măsurate; b) domeniul de frecvențe al măsurărilor; c) condițiile de mediu ambiant, și d) colectarea datelor cu aparate portabile sau cu echipament instalat permanent.

În fig. 10.15 se arată dependența de frecvență a amplitudinii deplasării, vitezei și accelerației, pentru semnale sinusoidale (în coordonate logaritmice). Dacă amplitudinea vitezei vibrațiilor este constantă în tot domeniul de frecvențe, un

traductor de deplasări este mai sensibil în regiunea frecvențelor joase, în timp ce un accelerometru este mai sensibil la frecvențe înalte.

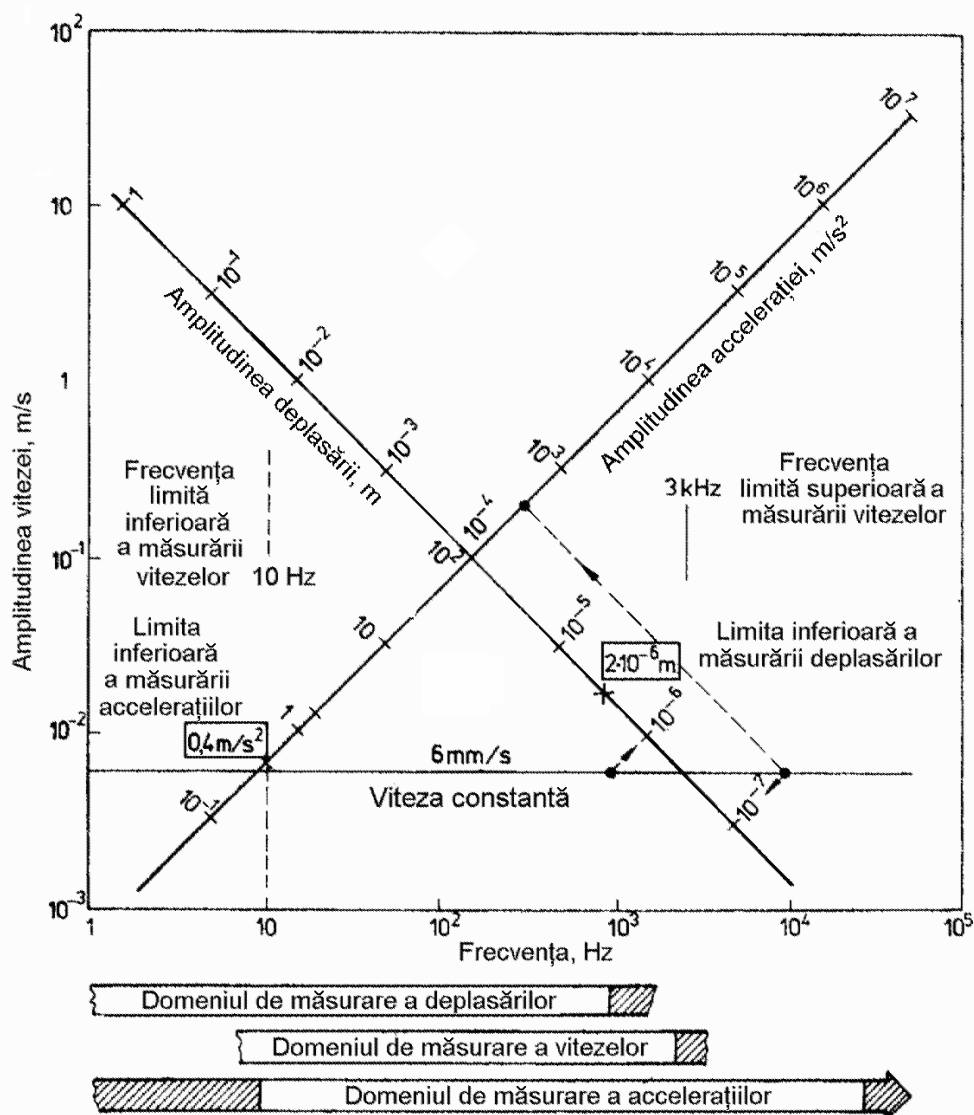


Fig. 10.15 [10.1]

În cazul unei viteze de 6 mm/s, la 1000 Hz amplitudinea deplasării este $1 \mu\text{m}$ și semnalul produs de captorii de deplasări dispăre în zgomotul de fond al majorității sistemelor de măsurare existente în comerț. Într-un caz extrem, viteza de 6 mm/s la frecvența de 10 kHz corespunde unei accelerații de 400 m/s^2 , deci la

aproximativ 40 g și unei deplasări de numai $0,1\mu\text{m}$. Deplasarea nu este o mărime potrivită pentru măsurarea vibrațiilor cu frecvențe înalte. Aceasta nu se datorește limitărilor răspunsului în frecvență al aparatelor de măsură, ci faptului că la aceste frecvențe sunt necesare forțe mari pentru a produce o deplasare măsurabilă. Pe de altă parte, sub 20 Hz amplitudinea deplasării necesare pentru a produce un semnal de accelerație ușor identificabil este atât de mare încât periclitează integritatea mecanică a captorilor.

Astfel se recomandă măsurarea cu captori de deplasări în domeniul de la 0 la aproximativ 1000 Hz, cu captori de viteze – de la 10 la 3000 Hz și cu accelerometre – de la 20 Hz până peste 20 kHz, stabilindu-se limita inferioară a măsurării amplitudinii accelerațiilor la $0,4\text{m/s}^2$, iar cea a deplasărilor la $2\mu\text{m}$ [10.1]. Tendința este extinderea măsurării accelerației și în domeniul frecvențelor joase.

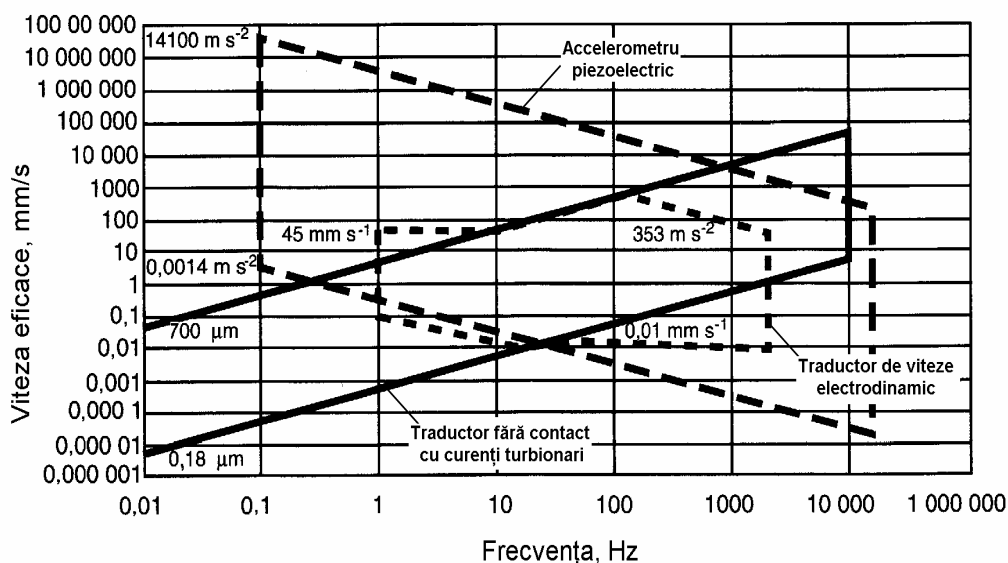


Fig. 10.16 [10.11]

La alegerea unui accelerometru pentru măsurarea vibrațiilor trebuie avut în vedere ca acesta să aibă un domeniu de frecvențe care să includă frecvențele defectelor posibile ale mașinii și să poată lucra în condițiile de mediu ambiant în care este instalat. Factorii care trebuie luați în considerație sunt: a) temperatura maximă admisibilă, b) umiditatea, c) expunerea chimică, d) interferențele electrice, e) câmpurile magnetice și radiațiile, și f) limita solicitării prin șoc.

Există trei tipuri de bază de senzori de vibrații: a) traductoare de deplasări fără contact, b) captori de viteze, și c) accelerometre piezoelectrice [10.12]. În fig.

10.16 se arată domeniile de lucru ale diferitelor traductoare [10.11], în coordonate viteză-frecvență. Recomandări generale sunt prezentate în lucrarea [10.10].

10.4.2 Traductoare fără contact cu curenți turbionari

Sistemele de măsurare cu traductoare de deplasări bazate pe măsurarea curenților turbionari sunt utilizate în sisteme de monitorizare fără contact a vibrațiilor și poziției axiale a rotorului [10.13, 10.14]. Ele constau dintr-un traductor cu curenți turbionari, un cablu și un *proximitor*, care conține un oscilator-demodulator și o sursă de alimentare (fig. 10.17).

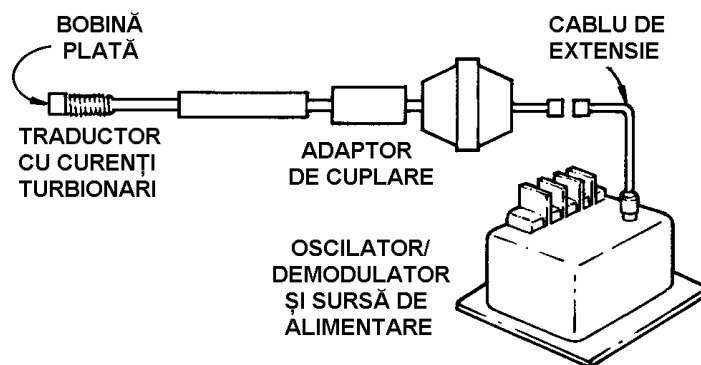


Fig. 10.17 [10.15]

Traductorul transformă o distanță (spațiu liber) într-o tensiune. El poate fi utilizat pentru a măsura deplasări dinamice și distanțe statice. Traductorul conține o bobină plată introdusă într-un corp cilindric, închis la un capăt cu un strat subțire din material nemetalic. De obicei diametrul capătului este 5 mm, diametrul corpului este 8 mm și lungimea 25 mm.

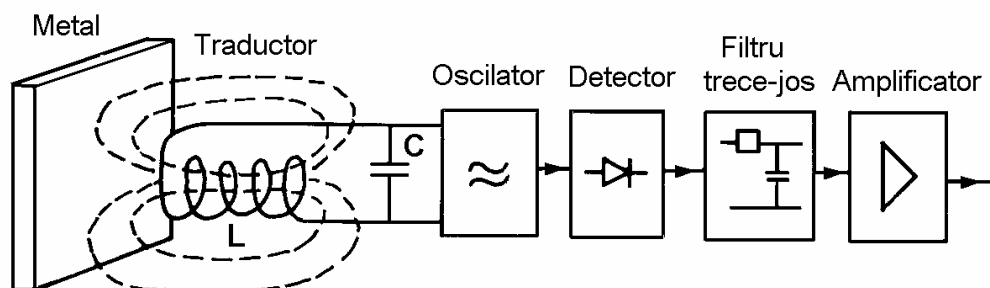


Fig. 10.18

Traductoarele moderne cu curenți turbionari conțin două bobine: o *bobină activă* și o *bobină de echilibrare*. Bobina activă sesizează prezența unui obiect conductor în apropiere, în timp ce bobina de echilibrare este utilizată pentru compensarea temperaturii și echilibrarea circuitului în punte. Cuplarea se face cu un cablu coaxial [10.16].

Datorită semnalului de înaltă frecvență (unda purtătoare) primit de la oscilator, la capătul traductorului se formează un câmp magnetic (fig. 10.18). În orice material conducător (feros sau neferos) care pătrunde în câmpul bobinei se induc curenți turbionari (Foucault). Datorită acestei sarcini, amplitudinea undei purtătoare scade proporțional cu micșorarea distanței dintre traductor și suprafața “țintă”, fiind apoi demodulată. Apropierea unui obiect metalic amortizează oscilațiile circuitului LC modificând tensiunea la bornele circuitului.

La ieșirea sistemului de măsurare se obține un semnal compus dintr-o componentă de curent continuu, a cărei tensiune este proporțională cu distanța medie între traductor și “țintă”, și o componentă de curent alternativ a cărei tensiune este proporțională cu variația acestei distanțe datorită mișcării relative între traductor și “țintă”.

O curbă de răspuns care ilustrează variația tensiunii de ieșire în curent continuu în funcție de distanța între traductor și “țintă” indică o sensibilitate de 200 mV/mil ($8\text{mV}/\mu\text{m}$) pe un domeniu de 100 mils ($2,5\text{mm}$) pentru o tensiune de alimentare de -24V curent continuu.

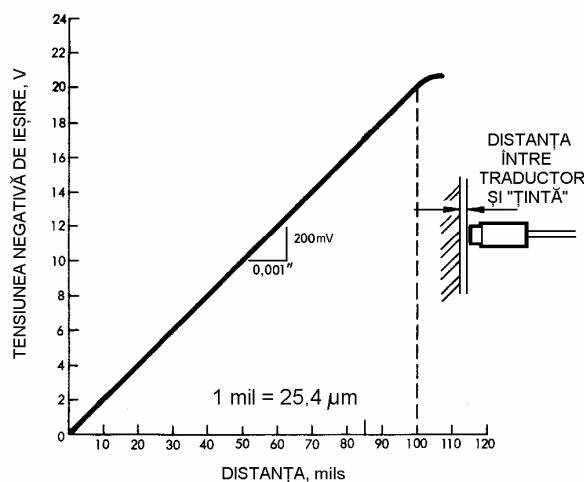


Fig. 10.19 [10.15]

Tensiunea de ieșire în curent continuu poate fi măsurată cu un voltmetru. Utilizând curba de etalonare a traductorului se poate determina exact distanța între traductor și “țintă”. Dacă suprafața observată se mișcă, semnalul variază cu amplitudinea mișcării.

Prin măsurarea componentei dinamice se obține nu numai amplitudinea vârf-vârf a vibrației, dar și frecvența și forma de undă a semnalului de timp. Aceste caracteristici sunt foarte importante în monitorizarea și vibrodiagnoza mașinilor.

Măsurarea cu curenți turbionari nu este viciată de prezența materialelor neconducătoare în spațiul dintre traductor și suprafața observată, deci uleiul, aburul și majoritatea gazelor nu afectează măsurările. Principalul dezavantaj al traductorilor de proximitate este sensibilitatea la excentricitățile mecanice și cele electrice (*glitch*). Excentricitatea electrică este denumirea pentru indicațiile false privind deplasarea relativă datorită magnetizării și tensiunilor interne din arbore, care nu se pot distinge de deplasările reale. Traductorul sesizează orice neregularitate a suprafeței arborelui: zgârieturi, porțiuni aplatisate, variații de duritate, incluziuni de carbon, regiuni magnetizate sau cu tratamente superficiale pe adâncime variabilă, acoperiri cu materiale cu conductivități diferite etc.

Un singur traductor montat radial într-un lagăr măsoară componenta vibrației într-un singur plan. Pentru a obține *orbita* de precesie a arborelui, trebuie montate două traductoare la 90° (fig. 10.20) la aceeași rază.

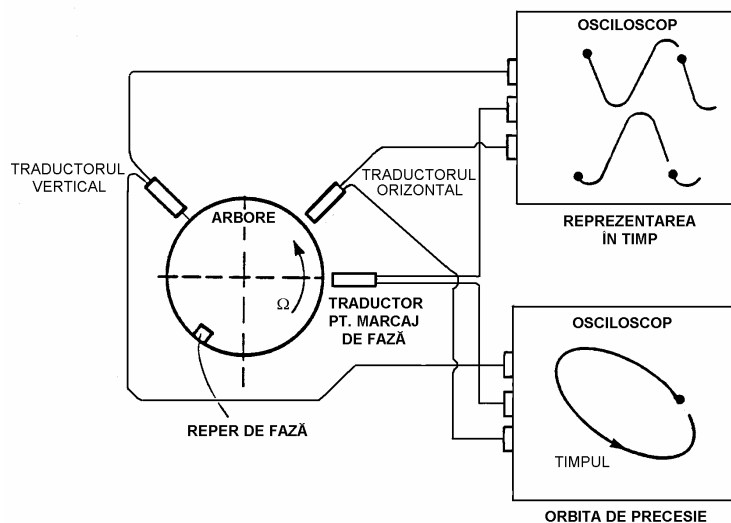


Fig. 10.20 [10.17]

Traductoarele cu curenți turbionari pot fi utilizate pentru măsurarea turației sau obținerea unui marcaj (reper) de fază, prin înregistrarea impulsurilor produse la trecerea prin dreptul acestuia a unei discontinuități (crestătură, canelură, gaură, știft, canal de pană).

Se utilizează un osciloscop cu două canale și ecran cu afișare în coordonate X-Y și controlul intensității luminoase a spotului prin intermediul unui semnal extern – axa Z. Instrumentul poate afișa forma de undă a tensiunii semnalului de la un traductor de vibrații sau figura Lissajous produsă prin compunerea a două

semnale pe două direcții perpendiculare între ele. Semnalul de la traductorul pentru marcaj de fază conectat la axa Z poate fi utilizat să declanșeze baza de timp și să producă un punct de referință față de care să se efectueze măsurarea defazajelor.

Traductorul “orizontal” este conectat la intrarea cu polaritate pozitivă a amplificatorului de deflexie orizontală al osciloscopului (fig. 10.20). Traductorul “vertical” este conectat la borna amplificatorului de deflexie verticală. Semnalul traductorului pentru marcaj de fază este conectat la borna declanșatorului de baleiere al osciloscopului pentru sincronizarea acestuia și la intrarea axei Z a tubului catodic. Această conexiune trebuie să fie de curent alternativ iar bara de conectare la masă trebuie îndepărtată. Dacă ecranul este cuplat în curent continuu în acest punct, trebuie legat un condensator în serie cu semnalul. Trebuie utilizate cabluri coaxiale ecranate și trebuie utilizată o singură conectare la masă pentru tot echipamentul.

Semnalul reper de fază este suprapus peste înregistrarea în timp și peste orbită producând un marcaj de fază strălucitor/blanc (sau blanc/strălucitor). Un reper de fază de tip adâncitură (crestătură) va produce un impuls de tensiune cu valori întâi negative apoi pozitive. Pe măsură ce adâncitura pătrunde în zona de la capătul traductorului (distanța liberă crește) se produce o întărire a tensiunii negative (cu pantă negativă). Când peretele posterior al adânciturii trece prin fața capătului traductorului (distanța liberă descrește) se produce o variație mai puțin negativă (cu pantă pozitivă) a tensiunii. Deoarece la trecerea părților anterioară și posterioară ale adânciturii distanța se modifică, forma de undă a variației în timp și traseul orbitei sunt întrerupte cu un blanc (stingere a spotului), urmat de un punct strălucitor [10.18].

Dacă arborele se rotește în sens orar, secvența *stingere/strălucire* de pe orbită trebuie să fie tot în sens orar dacă arborele are o precesie *directă*. Secvența inversă *strălucire/stingere* va indica o precesie *inversă*. Convenția uzuală este să privim mașina condusă din exterior, spre capătul conducător.

Echipamentele de măsurare cu traductoare de proximitate cu curenți turbionari pot fi utilizate pentru monitorizarea dilatării diferențiale rotor/stator și a poziției rotorului față de lagărul axial.

10.4.3 Captori de viteze

Captorii de viteze lucrează fie pe principiul aparatului *seismic*, fie pe al celui *cu punct fix*, fiind dotați cu traductoare *electrodinamice*. Traductorul electrodinamic are o bobină care se mișcă în câmpul magnetic produs de un magnet permanent sau electromagnet fix. Există traductoare la care un miez magnetic se mișcă în interiorul unei bobine fixe. Principiul de lucru este același.

Când magnetul se mișcă față de bobină, liniile câmpului creat de miezul magnetic intersectează înfășurările bobinei. Tensiunea electromotoare indusă în

spire este proporțională cu viteza miezului. Captorul produce un semnal de ieșire a cărui tensiune este proporțională cu viteza vibrației. Traductorul este de tip generator, nu necesită condiționarea semnalului și are o impedanță electrică de ieșire joasă, fiind puțin sensibil la interferențe. Tensiunea de ieșire este relativ mare, astfel că de multe ori nu mai necesită un amplificator, semnalul fiind introdus direct în aparatele de vizualizare sau înregistrare.

Un captor seismic de vibrații constă dintr-o masă montată între două arcuri sub formă de membrană decupată, în așa fel încât o parte a masei se află în întrefierul unui circuit magnetic. Captorul de viteze este un instrument seismic fixat pe o structură în vibrație. La frecvențe mai mari decât frecvența de rezonanță a sistemului masă-arc al captorului, deplasarea relativă între masă și carcasa sesizată de traductor este practic egală cu deplasarea absolută a structurii măsurate. Masa seismică și carcasa captorilor vibrează defazate cu 180^0 . Față de un sistem de referință fix (inerțial) masa rămâne aproape fixă (devine un punct fix) iar traductorul măsoară deplasarea relativă a carcasei față de masă. Amplitudinea tensiunii electromotoare induse în bobina traductorului este proporțională cu viteza mișcării relative, deci cu viteza vibrațiilor structurii măsurate.

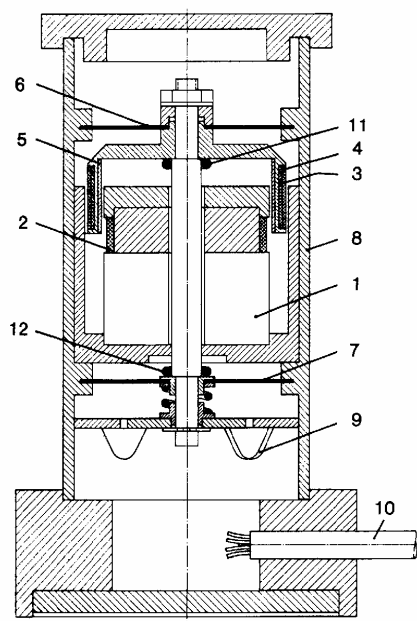


Fig. 10.21 [10.19]

Bobina principală, cilindrul amortizor din cupru și bobina adițională pentru amortizare suplimentară sunt dispuse în întrefier. Cilindrul amortizor reduce influența frecvenței proprii a traductorului asupra semnalului, aplatisând curba de

răspuns în frecvență. Bobina de amortizare suplimentară poate fi alimentată cu curent pentru a compensa eventuala micșorare a amortizării la temperaturi înalte și săgeata statică a masei mobile când traductorul este utilizat în poziție verticală.

O bobină de corecție, înfășurată în jurul magnetului permanent, elimină influența amortizării curenților turbionari asupra fluxului magnetic. Deplasările prea mari ale masei seismice sunt împiedicate cu limitatoare de cursă.

Captorul de viteze electrodinamic *PR 9266* fabricat de Philips este prezentat în fig. 10.21 unde: 1 – magnet permanent, 2 – bobină de corecție, 3 – bobina principală, 4 – bobina de amortizare adițională, 5 – cilindrul amortizor, 6 și 7 – arcuri membrană, 8 – carcasa, 9 – cabluri de conexiune, 10 – cablu ecranat, 11 și 12 – limitatoare de cursă. Domeniul de frecvențe este 10 la 1000 Hz, pentru amplitudini ale deplasării până la 1 mm și accelerații până la 10 g. Frecvența proprie neamortizată este 12 Hz. Masa fără cabluri este aproximativ 0,5 kg. Sensibilitatea este $30 \text{ mV}_{\text{v}}/\text{mm/s}$ la 110 Hz.

Un alt tip de traductor de viteze constă dintr-un accelerometru prevăzut cu un circuit de integrare înglobat. Acesta este denumit "velometru", fiind din toate punctele de vedere superior captorului de viteze seismic clasic.

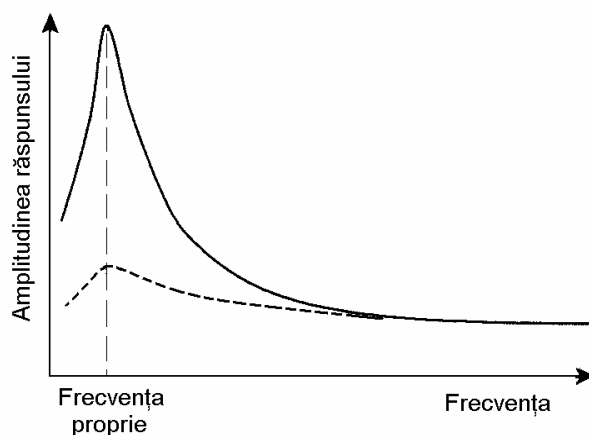


Fig. 10.22

În pofida acestor avantaje, captorul de viteze are multe dezavantaje care-l fac depășit moral pentru aplicații noi, deși în prezent există încă mii de captori în uz. Este relativ greu și complicat constructiv, deci relativ scump, și are un răspuns în frecvență limitat, între aproximativ 10 Hz și 1000 Hz. Arcurile membrană și magnetul mobil formează un sistem rezonant cu frecvența proprie joasă, de ordinul câtorva Hz (fig. 10.22). Pentru a aplatiza vârful ascuțit din curba răspunsului în frecvență, această rezonanță trebuie să fie puternic amortizată. Problema este că orice soluție practică de amortizare este dependentă de temperatură. Aceasta face ca răspunsul în frecvență și faza răspunsului să varieze cu temperatura.

10.4.4 Accelerometre piezoelectrice

Datorită unor calități deosebite – greutate mică, robustețe, domeniu larg de frecvențe, rezistență bună la temperatură și preț moderat – accelerometrele piezoelectrice au căpătat cea mai largă utilizare la măsurarea vibrațiilor mașinilor. Ele au diferite construcții, cu elemente piezoelectrice comprimate, forfecate sau îndoite. Cel cu discuri piezoelectrice comprimate (fig. 10.23) este utilizat aici la descrierea principiului de funcționare. Acest accelerometru este un captor seismic în care discurile ceramice formează elementul elastic al sistemului masă-arc.

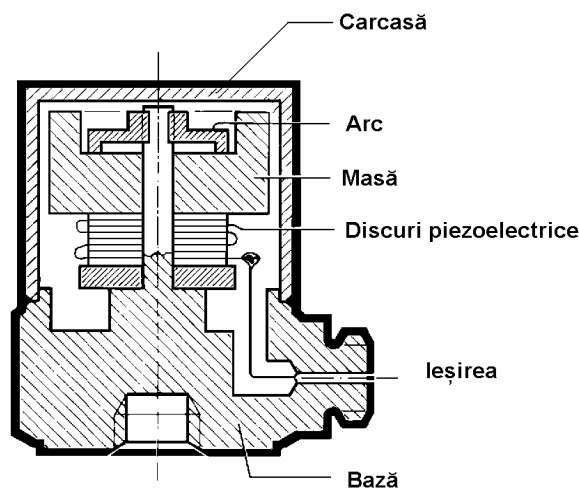


Fig. 10.23 [10.20]

Masa seismică este montată cu compresiune și prestrângere, cu un prezon central și un arc circular de pretensionare. Elementul piezoelectric este comprimat între masa seismică și baza captorului. Când accelerometrul este supus la vibrații, masa exercită o forță variabilă asupra discurilor piezoelectrice. Sarcina electrică generată la suprafața acestora este proporțională cu forța aplicată, care la rândul ei este proporțională cu accelerația masei. La frecvențe mult inferioare frecvenței de rezonanță a ansamblului accelerometrului, accelerația masei seismice este egală cu accelerația întregului captor, deci a structurii pe care este montat.

Accelerometrele au un domeniu dinamic foarte larg. Cele mai mari accelerații sunt limitate doar de distrugerea elementului piezoelectric, iar cele mai mici accelerații care pot fi sesizate sunt determinate numai de zgomotul electric (raportul semnal/zgomot trebuie să fie ≥ 10 dB). Raportul între accelerația maximă și cea minimă este de ordinul 10^8 , deci de 160 dB.

Domeniul de frecvențe al accelerometrului este foarte larg, de la câțiva hertzi la câteva zeci de kilohertzi. Răspunsul la frecvențe înalte este limitat de rezonanța masei seismice cuplată cu elasticitatea elementului piezoelectric. Această

rezonanță produce în curba de răspuns un vârf foarte ascuțit la frecvența proprie a captorului, de obicei la aproximativ 30 kHz pentru accelerometrele uzuale.

O regulă de bază stabilește că accelerometrul este utilizabil până la aproximativ $1/3$ din frecvența proprie. Peste această frecvență răspunsul este amplificat de rezonanță, dar poate fi utilizat dacă efectul este luat în considerație. Limita inferioară este determinată de lungimea cablurilor de conexiune și de impedanța de intrare a preamplificatorului. Curba răspunsului în frecvență al unui accelerometru este redată în fig. 10.24.

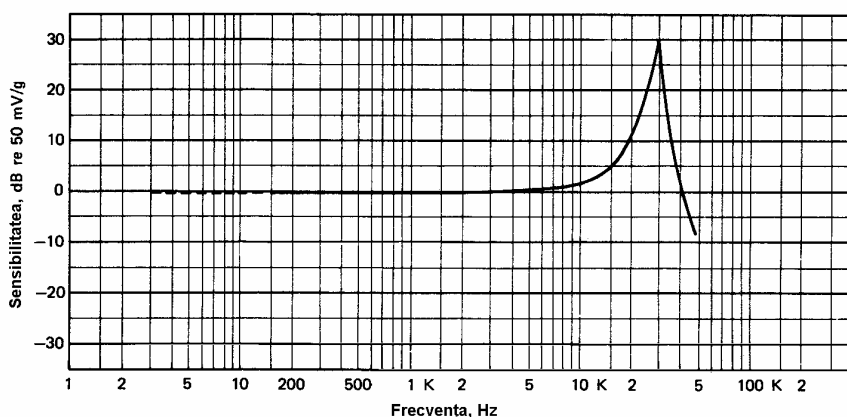


Fig. 10.24 [10.20]

Majoritatea accelerometrelor utilizate în prezent în aplicații industriale au un preamplificator integrat (*ICP - integrated circuit preamplifier*). Acesta este alimentat de un curent continuu de polarizare direct de la semnalul de ieșire, deci nu sunt necesare legături suplimentare. Rezultă că aparatul la care este conectat accelerometrul trebuie să aibă disponibilă această alimentare în curent continuu. Accelerometrul ICP are o scădere a răspunsului în frecvență la frecvențe joase datorită amplificatorului, de obicei la 1 Hz, pentru majoritatea captorilor disponibili. Există însă accelerometre proiectate să răspundă până la 0,1 Hz utilizate pentru măsurări la frecvențe foarte joase.

Frecvența de rezonanță a unui accelerometru este puternic dependentă de montaj. Cea mai bună metodă de montare este cu știft filetat; orice altă metodă reduce domeniul de frecvențe efectiv al captorului.

La montarea unui accelerometru, este important ca traseul de transmitere a vibrațiilor de la sursă la accelerometru să fie cât mai scurt posibil, în special la măsurarea vibrațiilor rulmenților. Dacă accelerometrul este montat pe o suprafață tensionată (îndoită) semnalul de ieșire este modificat. Pentru a minimiza acest efect se utilizează accelerometre cu baza groasă. Accelerometrele cu elemente piezoelectrice solicitate la forfecare sunt mai puțin sensibile deoarece aceste elemente sunt montate vertical pe un corp central și nu orizontal pe baza captorului.

10.4.5 Comparație a traductoarelor și captorilor de vibrații

În Tabelul 10.1 ([10.21] și Anexa A din [10.6]) se prezintă tipurile de traductoare și captori de vibrații recomandate pentru diferite mașini, precum și locul și direcția de amplasare a acestora.

Tabelul 10.1

Tipul mașinii	Parametrii măsurați	Tipul traductorului	Locul măsurării	Direcția
Turbine cu abur mari, pe lagăre cu film fluid	Deplasarea relativă sau deplasarea absolută	Traductor fără contact	Arbore, în fiecare lagăr	Radială $\pm 45^0$ sau X și Y
		Comparație de traductor fără contact și captor seismic		
Turbo-generatoare energetice	Viteza sau accelerația	Captor de viteze sau accelerometru	Corpul lagărelor	Radială X și Y
	Deplasarea axială a arborelui	Traductor fără contact sau senzor axial	Gulerul lagărului axial	Axială Z
	Referință de fază și turația	Traductor cu curenți turbionari/inductiv/optic	Arbore	Radială
Turbine cu abur industriale medii și mici, pe lagăre cu film fluid	Deplasarea relativă	Traductor fără contact	Arbore, în fiecare lagăr	Radială $\pm 45^0$ sau X și Y
	Viteza sau accelerația	Captor de viteze sau accelerometru	Corpul lagărelor și carcasa turbinei	Radială X și Y
Transmisii mecanice	Deplasarea axială a arborelui	Traductor fără contact sau senzor axial	Gulerul lagărului axial	Axială Z
	Referință de fază și turația	Traductor cu curenți turbionari/inductiv/optic	Arbore	Radială

O sinteză a caracteristicilor diferitelor tipuri de traductoare și captori de vibrații se face în următoarea comparație reprodusă din [10.8].

Traductoare de proximitate

Avantaje: a) măsoară direct mișcarea arborelui (originea majorității vibrațiilor mașinilor cu rotor); b) măsoară deplasarea (mărimea cea mai adecvată pentru măsurări pe lagăre cu film fluid); c) măsurarea se face fără contact (nu influențează prin contact mișcarea vibratorie măsurată); d) nu au componente în mișcare; e) un traductor măsoară simultan mișcarea și poziția (medie) a arborelui; f) sistemul este modular, partea cea mai ieftină, traductorul, fiind înlocuit doar ocazional (la deteriorare prin utilizare greșită); g) un traductor suplimentar poate fi folosit ca referință de fază sau pentru măsurarea turației; h) au răspuns în frecvență foarte bun; i) au dimensiuni reduse; j) pot lucra în medii ambiante diferite; k) sunt ușor de etalonat; l) dau informații corecte asupra amplitudinii și fazei mișcării la frecvențe joase; și m) au semnal puternic și impedanță joasă de ieșire.

Dezavantaje: a) necesită inspectarea suprafeței arborelui, fiind sensibile la rugozități; b) sunt sensibile la variația proprietăților materialului arborelui; c) necesită alimentare de la o sursă externă; și d) sunt uneori dificil de instalat.

Captori de viteze

Avantaje: a) sunt ușor de instalat datorită montării în exteriorul mașinii; b) au semnal puternic în banda frecvențelor medii; c) unii sunt adecvați pentru măsurări la temperaturi înalte; și d) au traductoare generatoare.

Dezavantaje: a) au gabarit și greutate relativ mare; b) defectarea unui traductor necesită înlocuirea întregului captor; c) sunt sensibili la frecvența semnalului (tind să accentueze componentele cu frecvențe înalte); d) au răspuns în frecvență relativ îngust, cu erori de amplitudine și fază la frecvențele joase; e) au părți în mișcare, deci se pot uza la utilizare îndelungată în condiții normale de lucru; f) sunt dificil de etalonat; g) măsoară numai deplasarea datorită mișcării (nu și poziția statică), și h) pot răspunde la mișcări perpendiculare pe direcția de sensibilitate maximă.

Accelerometre

Avantaje: a) amplasare facilă datorită montării la exteriorul mașinii; b) răspuns în frecvență bun (în special la frecvențe înalte), deși acesta poate fi un dezavantaj prin amplificarea nivelului zgomotului de la diverse surse externe; c) au gabarit și greutate reduse; d) unele sunt adecvate pentru măsurări la temperaturi relativ înalte; și e) produc un semnal puternic în domeniul frecvențelor înalte.

Dezavantaje: a) sunt foarte sensibile la semnale cu frecvență înaltă (deși acesta poate fi un avantaj în măsurările la frecvențe foarte înalte); b) sunt dificil de amplasat pe carcasa mașinii pentru o măsurare corectă; c) sunt foarte sensibile la metoda de montare; d) semnalul de ieșire trebuie amplificat; e) sunt foarte sensibile la vibrații parazite (producând alterarea datelor achiziționate și îngreunând amplasarea exactă); f) necesită adaptarea de impedanță (sau amplificator de

sarcină); și g) în cazul utilizării la monitorizarea vibrațiilor necesită filtrarea semnalului.

10.4.6 Amplasarea traductoarelor și captorilor de vibrații

În fig. 10.25 se arată schema unui sistem de protecție a mașinilor utilizat în combine petrochimice și rafinării, stații de pompare etc. Sistemul realizează monitorizarea vibrațiilor transversale, poziției axiale și turației arborilor, a vibrațiilor radiale și axiale ale carcaselor mașinilor și eventual ale conductelor și fundației.

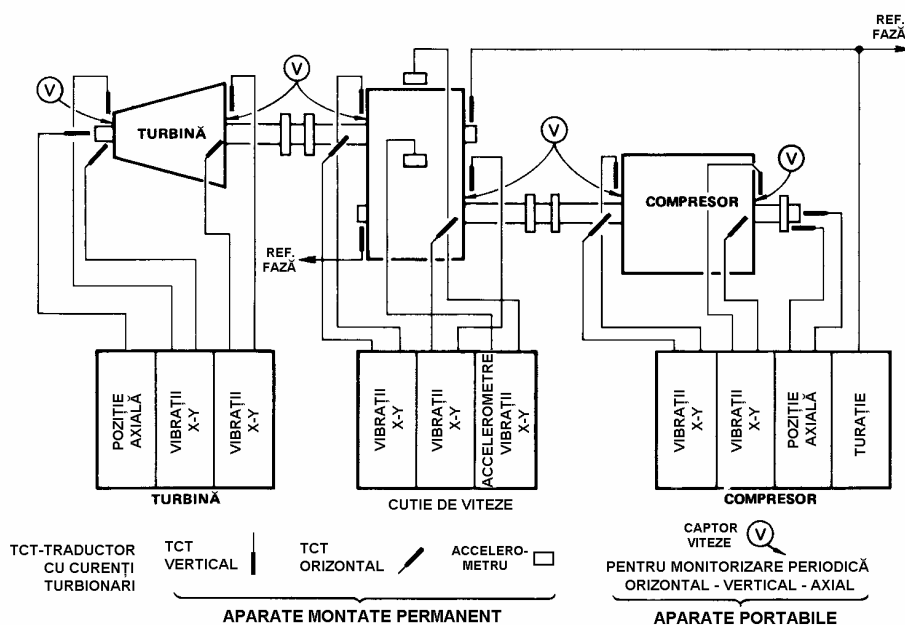


Fig. 10.25 [10.15]

Sistemul de supraveghere permanentă monitorizează: a) turația, b) vibrațiile arborelui în două planuri radiale în fiecare lagăr și pe fiecare arbore al unei transmisii cu roți dințate, precum și vibrațiile radiale ale carcasei acestor transmisii, și c) poziția axială a arborelui (cu unul sau două traductoare) la toate rotoarele (pentru protecție împotriva deplasării axiale excesive).

În plus, cu ajutorul traductoarelor montate permanent se pot face măsurări periodice pentru a determina: a) orbitele de precesie ale arborelui, b) orbitele punctelor carcasei transmisiei cu roți dințate, c) defazajele arborilor turbinei, transmisiei și compresorului, d) vibrațiile axiale, și e) excentricitatea, sau poziția medie a arborilor. Utilizând un captor de viteze montat pe rând în diferite puncte, pot fi monitorizate periodic vibrațiile carcaselor, fundației și conductelor.

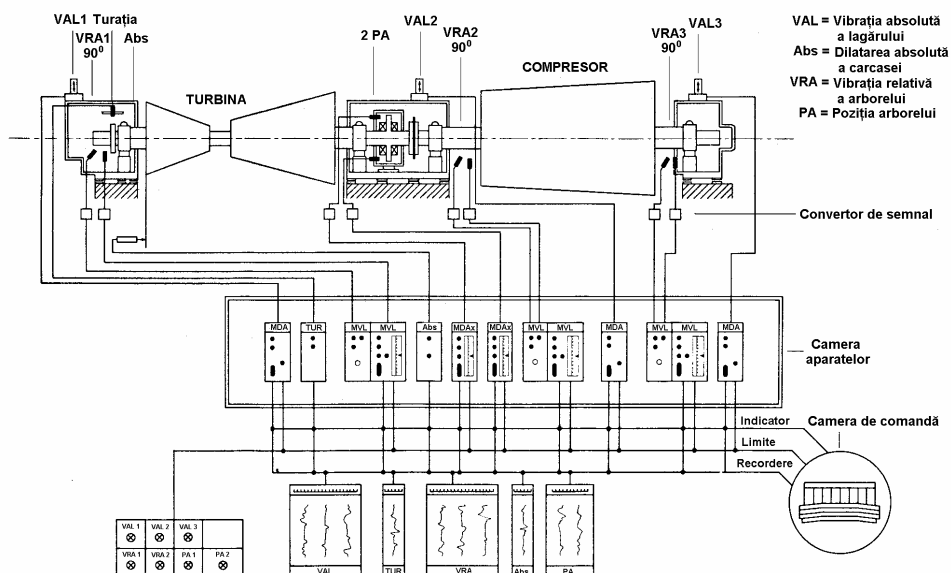


Fig. 10.26 [10.19]

În fig. 10.26 se prezintă schema unui sistem complex de monitorizare a unui compresor antrenat de o turbină.

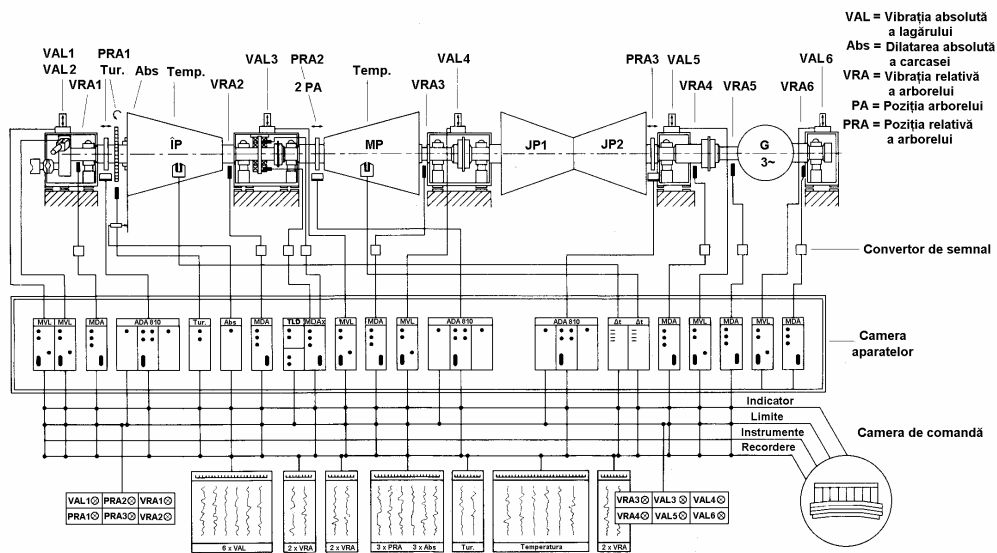


Fig. 10.27 [10.19]

În fig. 10.27 se arată sistemul de monitorizare a unui turbogenerator.

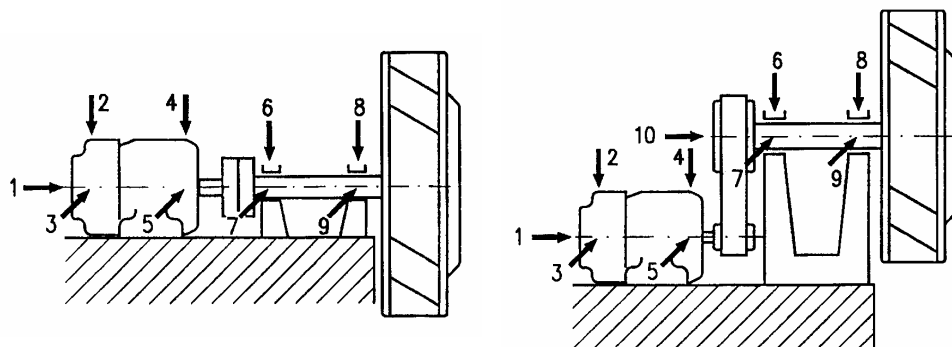


Fig. 10.28 [10.2]

În figurile 10.28 se arată amplasarea captorilor seismici utilizați pentru măsurări periodice pe un ventilator antrenat de un motor electric utilizând: a) un cuplaj elastic și un arbore la nivelul motorului (fig. 10.28, a), și b) un arbore antrenat prin curea, poziționat mai sus decât motorul (fig. 10.28, b).

10.4.7 Aparare pentru măsurarea vibrațiilor

Semnalele de la traductoare sunt procesate de o mare varietate de aparate electronice. Aparatele de condiționare a semnalelor includ filtre, integratoare analogice și amplificatoare. Înregistratoarele numerice, cele cu bandă magnetică și calculatoarele numerice sunt utilizate pentru înregistrarea datelor, în special a fenomenelor tranzitorii. Aparatele pentru colectarea datelor sunt utilizate pentru memorarea valorilor de vârf și a valorilor eficace, care pot fi transferate unui calculator numeric pentru a stabili tendințe de variație și a calcula indici de performanță.

Procesarea datelor se face cu analizoare acordabile sau cu baleiaj de frecvență, filtre urmăritoare și analizoare spectrale FFT. Analizoarele FFT achiziționează un bloc de date, într-un domeniu de frecvențe stabilit și o anumită durată de timp, fac conversia analog-numerică și apoi analiza în frecvență utilizând algoritmul FFT. Ele conțin circuite tampon care pot stoca mari cantități de date și pot produce spectre în cascadă, adică diagrame ale amplitudinii în funcție de frecvență la diferite momente de timp sau diferite turații. Aceste analizoare pot face integrări, analiza valorii eficace în benzi de frecvență și pot calcula densitatea spectrală de putere. Valorile eficace din benzile de frecvență pot fi reprezentate grafic în coordonate liniare sau logaritmice.

Aparatele pentru vizualizarea datelor includ monitoare, osciloscops, înregistratoare cu peniță, plotere analogice sau numerice. Instrumentele mai simple afișează valoarea eficace, valoarea de vârf sau valoarea medie a vibrațiilor măsurate.

În afara traductoarelor menționate se mai utilizează captori optici (sau magnetici) la măsurarea vibrațiilor torsionale și traductoare de turație sau fazmetre la măsurări pe arbori în rotație. Traductorul fotoelectric trimite un impuls de tensiune spre un osciloscop sau un analizor când primește impulsuri luminoase de la o bandă reflectoare (sau alte marcaje) lipită pe arbore.

10.5 Prezentarea rezultatelor măsurărilor de vibrații

Rezultatele măsurărilor de vibrații sunt prelucrate și prezentate în diagrame și grafice ușor interpretabile pentru a facilita identificarea defectelor [10.22].

10.5.1 Vibrații în regim permanent

Datele măsurărilor de vibrații efectuate în timpul funcționării de durată (regim staționar) pot fi prezentate în diferite formate utile.

10.5.1.1 Vibrograme și orbite de precesie

Înregistrările în funcție de timp și orbitele sunt utile pentru studiul amplitudinii, frecvenței, unghiului de fază și formei de undă a vibrațiilor globale și a componentelor de frecvență filtrate (fig. 10.29).

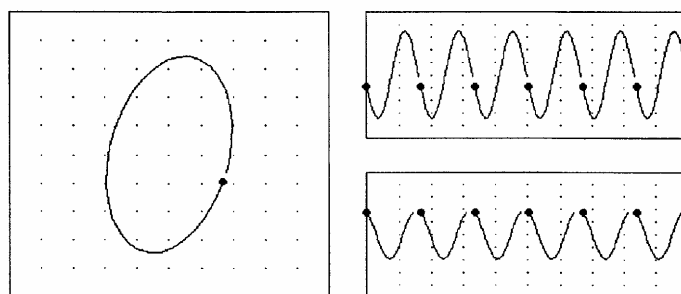


Fig. 10.29 [10.22]

Interpretarea acestora permite detectarea caracterului precesiei (directă sau inversă), depistarea preîncărcărilor pe lagăre (turtirea orbitelor), existența componentelor subarmonice sau supraarmonice.

Orbitele cele mai simple sunt elipse. Prin compunerea a *două* mișcări armonice perpendiculare între ele, cu *două* frecvențe diferite, se obțin figurile Lissajous.

În fig. 10.30 se arată orbita rezultată prin compunerea a două componente

$$x = A \cos \omega t, \quad y = \frac{3}{4} A \cos(2\omega t - 45^\circ).$$

Punctele care marchează diferite momente în timp sunt notate 1, 2, 3, ...etc., ceea ce facilitează determinarea sensului mișcării pe orbită.

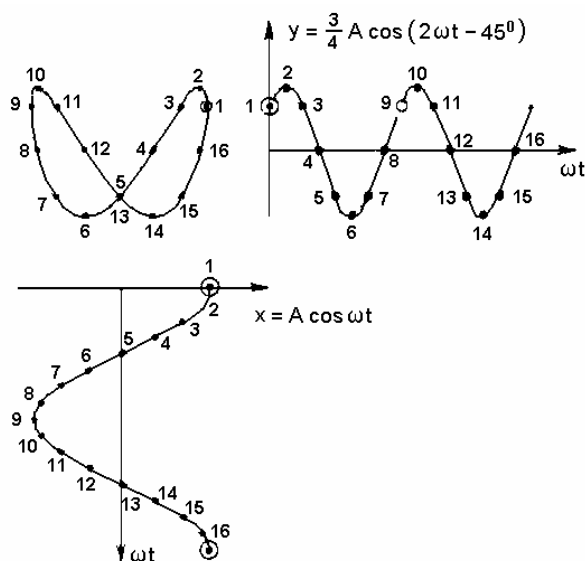


Fig. 10.30 [10.23]

În timp ce, în general, figurile Lissajous rezultă prin compunerea mișcărilor armonice cu frecvențe diferite, orbitele de precesie ale rotoarelor rezultă din două componente perpendiculare între ele care sunt mișcări *periodice* (sume de mișcări armonice) formate din componente cu aceleași frecvențe. Astfel, dacă “x” conține componentele 1X și 2X, atunci cel mai probabil că “y” va avea componentele 1X și 2X, dar cu amplitudini și faze diferite.

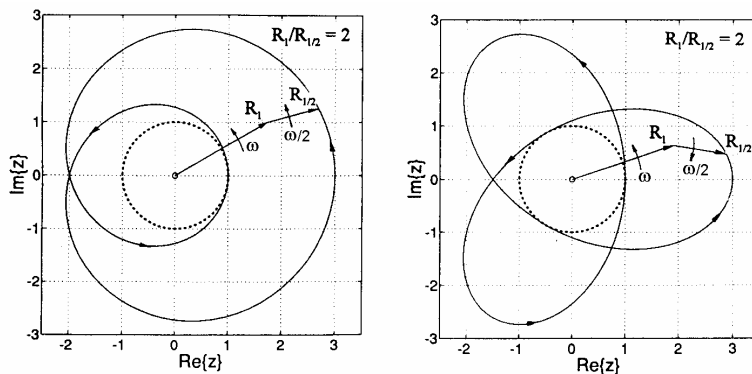


Fig. 10.31 [10.24]

Anumite defecte ale mașinilor generează vibrații periodice cu componente sub- sau supraarmonice.

Dacă vibrația unui rotor are o componentă subarmonică de ordinul $1/N$, vectorul complex al razei de precesie (pentru unghiuri de fază nule) are forma

$$z = R_1 e^{i\Omega t} + R_{1/N} e^{\pm i(\Omega/N)t}, \quad (10.4)$$

unde R_1 este amplitudinea componentei sincrone (datorită dezechilibrului) și $R_{1/N}$ este amplitudinea componentei subsincrone. Semnul “plus” este pentru precesie directă iar semnul “minus” este pentru precesie inversă.

Pentru $N = 2$ și $R_1/R_{1/2} = 2$ (componenta sincronă dominantă), orbita este prezentată în fig. 10.31, *a* în cazul unei componente subarmonice directe, și în fig. 10.31, *b* pentru o componentă subarmonică inversă. Când cele două componente au unghiuri de fază diferite, orbitele sunt nesimetrice.

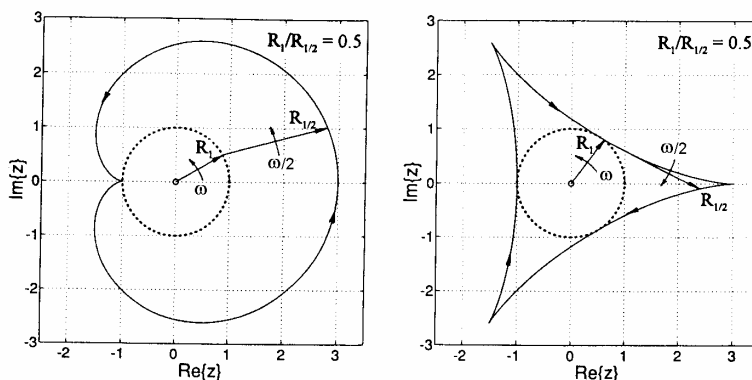


Fig. 10.32 [10.24]

Pentru $N = 2$ și $R_1/R_{1/2} = 1/2$ (componenta subsincronă dominantă) orbitele sunt arătate în fig. 10.32.

Concluzii similare rezultă din analiza vibrațiilor periodice cu componente supraarmonice, înlocuind N prin $1/N$ în relația (10.4).

În general, orbitele au bucle exterioare când componenta $2X$ este produsă în principal de dezaxarea arborilor (incluzând roțile dințate și roțile de curea), de descentrarea cuplajelor (fig. 10.33) și de preîncărcarea radială corespunzătoare. Orbitele cu bucle interioare sunt produse în principal de asimetria circulară a arborilor (ca cea produsă de o fisură) combinată cu preîncărcarea radială (produsă de dezaxare, greutatea proprie sau curgerea fluidului). În fig. 11.9 (Cap. 11) se arată efectul preîncărcării radiale asupra formei orbitelor de precesie. Când forța radială crește, orbita inițial eliptică capătă o formă de “banană” și apoi de “cifra opt”.

10.5.1.2 Spectre de frecvență unilaterale

Orbita nefiltrată și vibrogramele semnalelor de vibrații ale mașinilor au în general forme complexe. Orbita diferă mult de o elipsă iar vibrogramele sunt combinații de mai multe componente armonice (fig. 10.33, *a*). Spectrul unilateral trasat pentru frecvențe pozitive (fig. 10.33, *b*) este corespondentul în domeniul frecvențelor al înregistrării în timp pentru traductorul Y. Spectrul de frecvențe facilitează identificarea frecvenței și amplitudinii componentelor individuale.

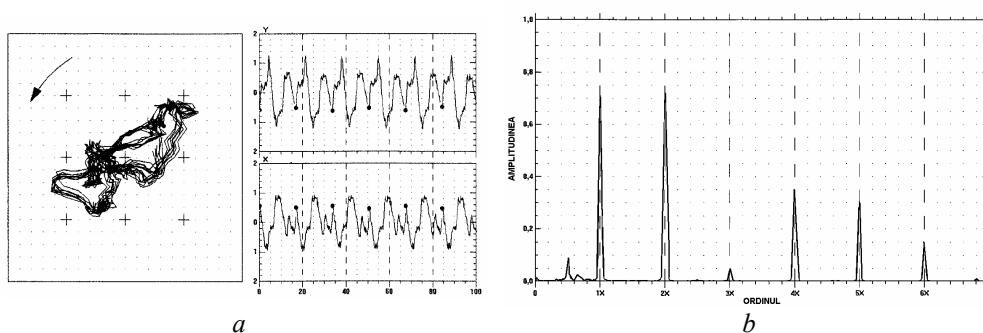


Fig. 10.33 [10.25]

Majoritatea analizelor de frecvență afișează doar jumătatea pozitivă a spectrului. Spectrul unui semnal înregistrat pe o mașină este simetric față de componenta continuă, deci informația privind frecvențele negative este în plus.

Când se face o măsurare pe o singură direcție, spectrul pozitiv este util, de exemplu, pentru urmărirea modificărilor care apar în conținutul spectral într-o anumită perioadă de timp, cu condiția să se dispună de înregistrări în timp prin care să se verifice calitatea semnalului de vibrații. Spectrele pozitive dezvăluie apariția unor noi componente de frecvență și variația amplitudinii datelor anterioare la o anumită frecvență. Informația privind faza se pierde.

Spectrul de frecvențe unilateral a fost utilizat intensiv ca o “semnătură (amprentă) a mașinii” pentru caracterizarea stării de funcționare a acesteia, corelând frecvența și mărimea vârfurilor cu defectele specifice ale mașinii.

10.5.1.3 Spectre de frecvență bilaterale

În general, în analiza spectrală, *spectrul bilateral* arată atât componentele pozitive cât și cele cu frecvențe negative ale unui semnal. În diagnosticarea mașinilor, spectrele bilaterale utilizează date de la două traductoare dispuse la 90^0 , convertite în informații asupra amplitudinii, frecvenței și fazei componentelor direcționale (directă și inversă) ale răspunsului. Componentele directe sunt reprezentate în jumătatea pozitivă a spectrului bilateral, iar componentele inverse sunt reprezentate în jumătatea negativă. Mărimea relativă a componentelor directă și inversă cu aceeași frecvență definește sensul precesiei.

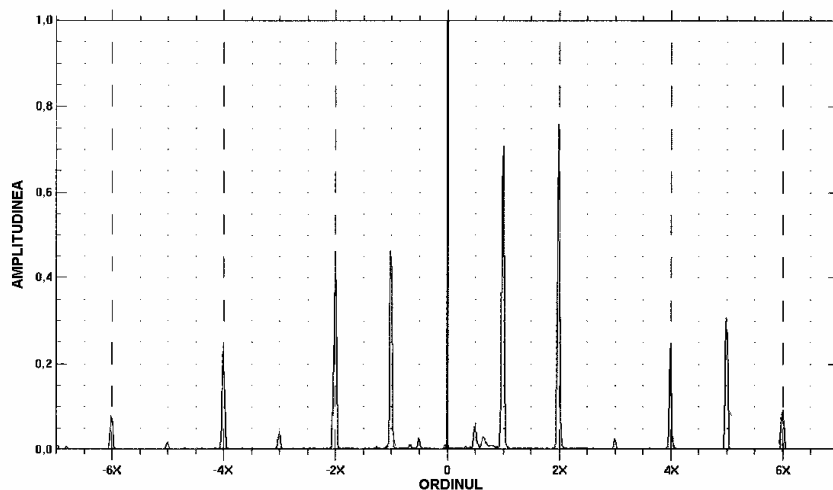


Fig. 10.34 [10.25]

În fig. 10.34 se arată spectrul bilateral pentru exemplul considerat în secțiunea anterioară. Deși s-ar părea că partea dreaptă a spectrului bilateral trebuie să fie la fel ca spectrul pozitiv al semnalului de la un singur traductor, acest lucru nu este adevărat. În partea pozitivă a spectrului bilateral se reprezintă doar componentele directe.

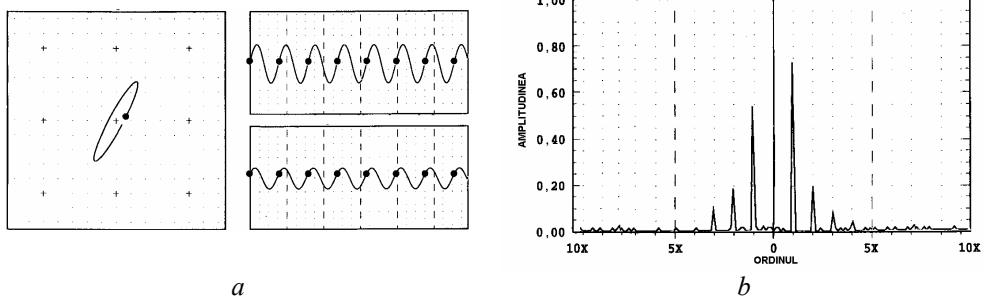


Fig. 10.35 [10.26]

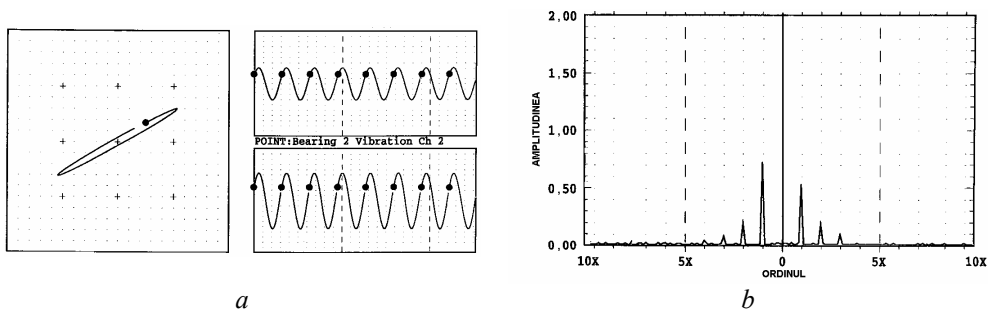


Fig. 10.36 [10.26]

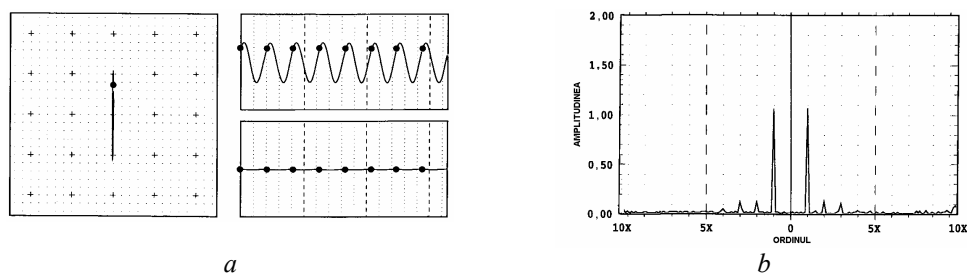


Fig. 10.37 [10.26]

Într-un spectru bilateral, o orbită circulară de precesie directă este reprezentată de o componentă spectrală prezentă doar în jumătatea din dreapta. O orbită circulară de precesie inversă are o componentă doar în jumătatea din stânga.

Când componentele din partea dreaptă și partea stângă sunt egale sau cu amplitudini diferite, la frecvența respectivă orbita este eliptică. Componenta cu amplitudine mai mare determină sensul mișcării în lungul orbitei. Când componenta directă este mai mare (fig. 10.35) precesia este directă. Când componenta inversă este mai mare (fig. 10.36) precesia este inversă. Când amplitudinile sunt egale (fig. 10.37) orbita degenerază într-o linie dreaptă.

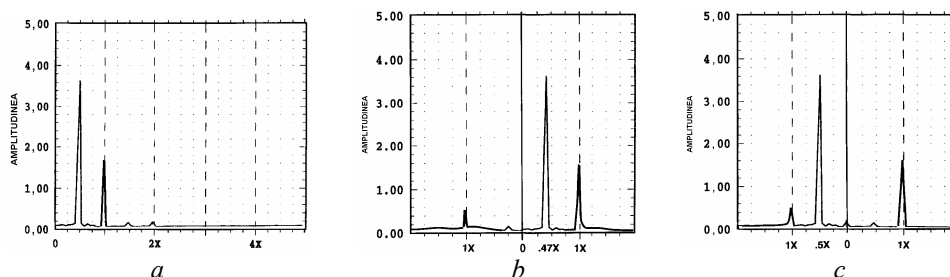


Fig. 10.38 [10.26]

Utilizarea unui spectru bilateral este relevantă atunci când două defecțiuni diferite ale mașinii produc același spectru unilateral (fig. 10.38, a). Spectrul bilateral pentru *oil whirl* și *oil whip* este arătat în fig. 10.38, b, iar cel pentru contact cu frecare rotor/stator este arătat în fig. 10.38, c. În ambele cazuri apare o componentă subarmonică $(1/2)X$, dar la *oil whirl/whip* este de precesie directă, în timp ce la contactul cu frecare este de precesie inversă.

10.5.1.4 Diagrame ale formelor de precesie

Diagramele formei de precesie a rotoarelor (fig. 10.39) prezintă orbitele de precesie în anumite secțiuni în lungul rotorului și forma modală sau deformata dinamică la un anumit moment (eventual cea statică). Ele dau informații asupra poziției punctelor nodale în lungul rotorului și a jocurilor dintre rotor și stator.

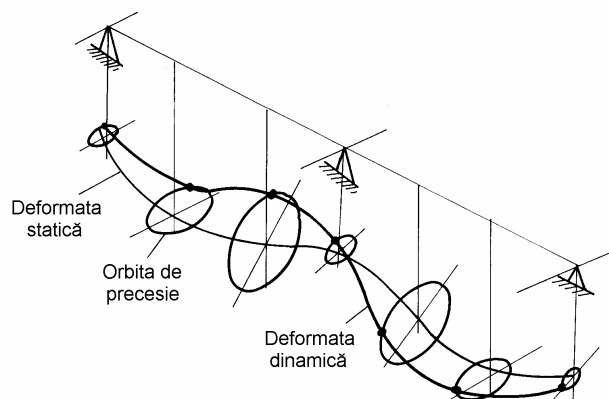


Fig. 10.39 [10.5]

10.5.1.5 Diagrame ale evoluției în timp

La monitorizarea mașinilor se utilizează grafice ale tendințelor de variație în timp a amplitudinii vibrațiilor, determinate de variația parametrilor de lucru ai mașinii, concomitent cu variația temperaturii (fig. 10.40). Se urmărește evoluția atât a nivelului global al vibrațiilor cât și a altor parametri monitorizați, utili în diagnosticarea stării de funcționare a mașinii.

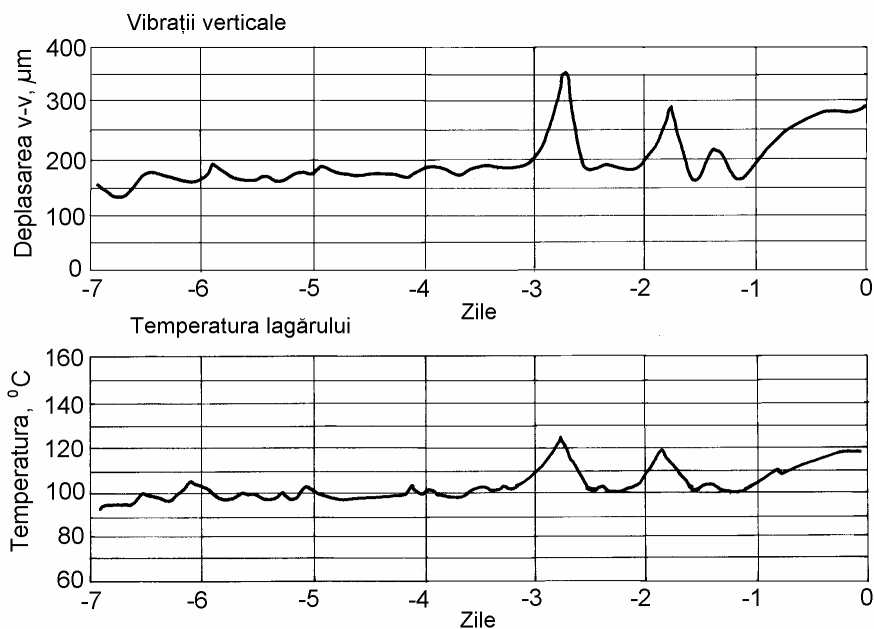


Fig. 10.40 [10.27]

10.5.2 Vibrații în regim tranzitoriu

Datele măsurărilor de vibrații efectuate la pornirea sau oprirea mașinii (în regim tranzitoriu) se pot prezenta sub diferite forme.

10.5.2.1 Diagrame Bodé și diagrame polare

Diagramele Bodé (fig. 10.41) și diagramele polare (fig. 10.42) indică turațiile critice, deformata dinamică și formele modale ale rotorului, precum și factorul de amplificare la frecvența de sincronism. Diagramele polare ale componentei sincrone 1X (filtrată) sunt utile la echilibrarea în instalație în mai multe plane și la diagnosticarea arborilor fisurați.

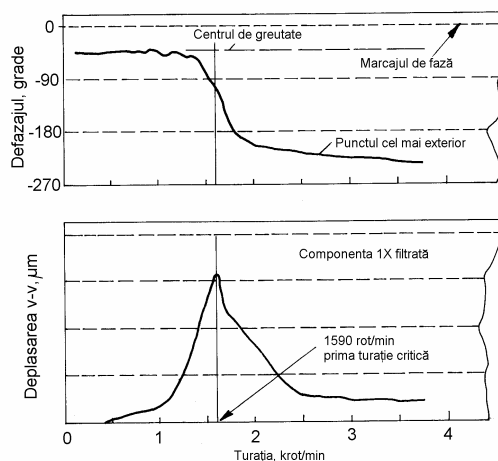


Fig. 10.41 [10.27]

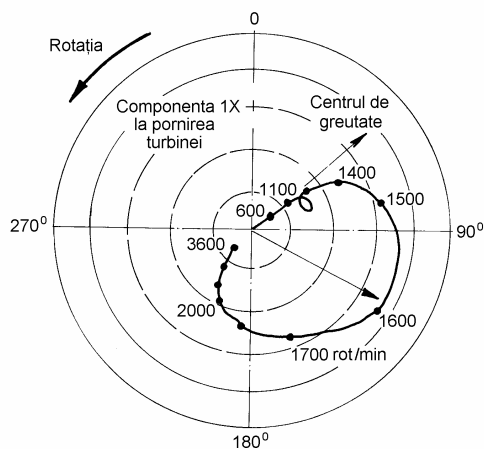


Fig. 10.42 [10.27]

10.5.2.2 Spectre pozitive în cascadă

Spectrele pozitive în cascadă prezintă variația cu turația a componentelor spectrale (sincrone, sub- și suprasincrone). Aceasta permite detectarea unor instabilități (precesia de semifrecvență și precesia rezonantă), a contactului rotor-stator și a arborilor fisurați. Spectrul din fig. 10.43 este pentru un arbore fisurat.

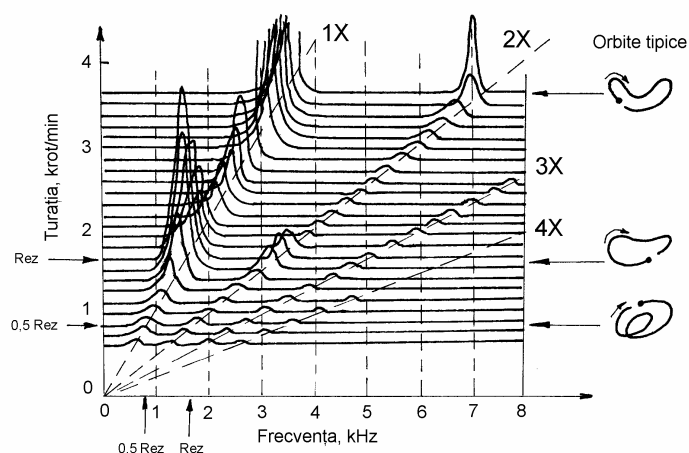


Fig. 10.43 [10.27]

10.5.2.3 Spectre bilaterale în cascadă

Spectrele bilaterale în cascadă prezintă variația cu turația a componentelor direcționale (directă și inversă) ale razei instantanee de precesie.

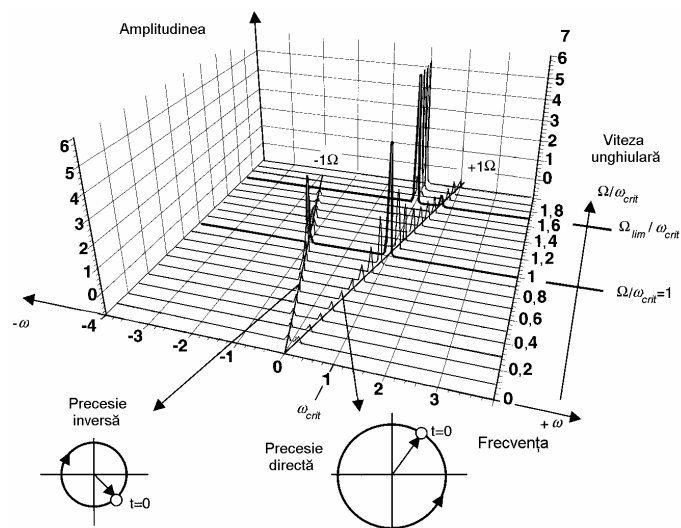


Fig. 10.44 [10.28]

În fig. 10.44 se prezintă spectrul bilateral normalizat pentru un rotor în lagăre cu film fluid. Vârful de rezonanță apar pe liniile $\pm 1\Omega$ (notate $\pm 1X$) la turația critică. Componenta inversă este produsă de anizotropia lagărelor. La rotoare care au lagăre cu rulmenți această componentă lipsește. La turații înalte, deasupra turației de apariție a instabilității Ω_{lim} , răspunsul la dezechilibru este dominat de componenta a cărei frecvență este egală cu frecvența proprie a vibrațiilor laterale ale sistemului rotor-lagăre.

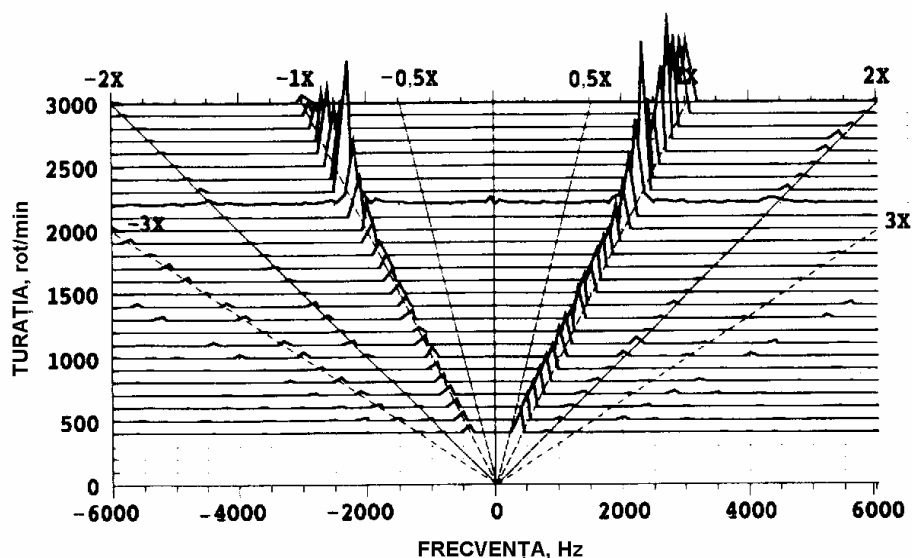


Fig. 10.45 [10.29]

Figura 10.45 este un spectru bilateral în cascadă al unui arbore cu preîncărcare radială. Acesta prezintă caracteristicile cunoscute: precesia directă, componente cu amplitudini diferite ale precesiei directe și inverse care produc orbite eliptice și componenta $1X$ dominantă pe toată durata pornirii mașinii.

Alte fenomene, ca frecări de contact produse de preîncărcare, arbori fisurați sau instabilități produse de fluid pot fi analizate convenabil utilizând acest tip de diagrame (v. Cap. 11).

10.5.2.4 Diagrame ale poziției centrului fusului

Diagramele poziției medii în lagăr a centrului fusului (fig. 10.46) permit urmărirea deplasării centrului fusului față de centrul geometric al lagărului și calculul unghiului de atitudine al fusului în lagăr (util în aprecierea tendinței spre mișcări instabile). Ele dau informații asupra uzurii lagărelor și modificărilor în alinierea liniei de arbori, indicând preîncărcarea rotorului datorită dezaxării sau efectelor termice. Aceste diagrame avertizează asupra funcționării unui fus aproape de sau deasupra centrului lagărului, o cauză uzuală de instabilitate.

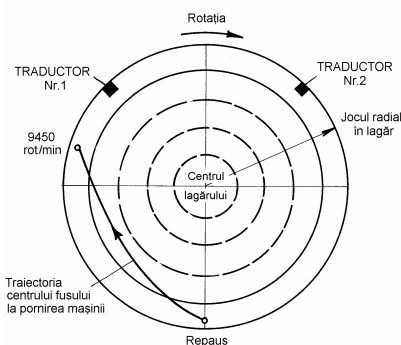


Fig. 10.46 [10.27]

10.5.2.5 Diagrame de variație în timp

Graficul variației în timp a amplitudinii nivelului global al vibrațiilor (fig. 10.47) permite evitarea îndoirii termice a arborelui la funcționarea cu viror sau la demaraj (datorită încălzirii neuniforme), depistarea unor regimuri de vibrații puternice produse de variații temporare rapide ale temperaturii aburului (datorită unei defecțiuni a cazanului) sau de admisia parțială care afectează poziția medie în lagăr a fusului, deci stabilitatea mișcării de precesie.

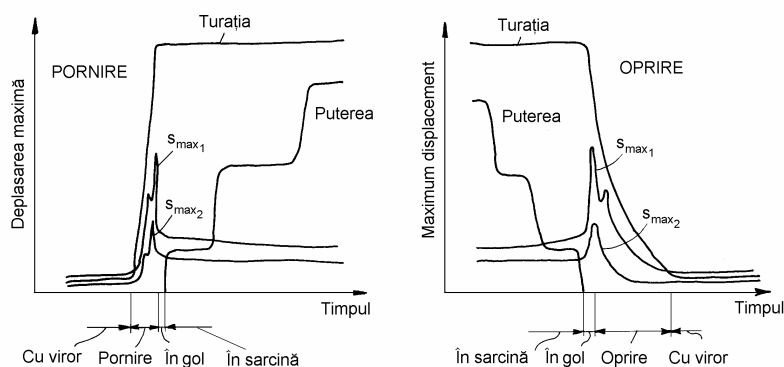


Fig. 10.47 [10.30]

10.5.2.6 Diagramele regiunilor de funcționare acceptate

Diagramele regiunilor de funcționare acceptate (fig. 10.48) sunt diagrame polare care indică poziția vârfului vectorului (amplitudine și fază) componentei filtrate 1X (sau 2X) față de regiunea de funcționare acceptată. Această regiune, definită de utilizator, marchează domeniul de funcționare normală. Deplasarea vârfului vectorului 1X în afara regiunii acceptate corespunzătoare poate constitui o avertizare vitală asupra fisurării unui arbore sau a altor defecțiuni ale rotorului.

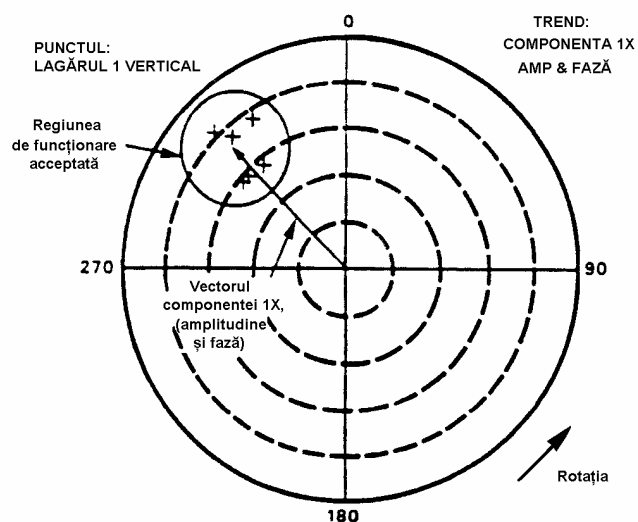


Fig. 10.48 [10.31]

Alte diagrame utile prezintă: a) tensiunea continuă transmisă de o sondă de proximitate, b) poziția axială a rotorului, c) variația în timp a turației și d) orbite multiple [10.32, 10.33].

Bibliografie

- 10.1 Mitchell, J. S., *An Introduction to Machinery Analysis and Monitoring*, Penn Well Books, Tulsa, 1993.
- 10.2 *** *Vorbeugende Maschineninstandhaltung*, Schenck Seminar C 50, Nov 1989, p.70.
- 10.3 ISO 10816-1, Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 1: *General guidelines*, 1995.
- 10.4 ISO 10816-6, Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 6: *Reciprocating machines with power ratings above 100 kW*, 1995.
- 10.5 VDI 2059 - Part 1, *Shaft vibrations of turbosets. Principles for measurement and evaluation*, Nov 1981.
- 10.6 ISO 7919-1, Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurement on rotating shafts and evaluation criteria, Part 1: *General guidelines*, 1996.

- 10.7 Bently, D. E., *Crude vibration amplitude measurements: Peak to peak versus s_{max}* , Orbit, vol.15, no.3, Sept 1994, p.3.
- 10.8 *** *Machinery protection systems for various types of rotating equipment, Part 2*, Bently Nevada Corporation, Application Note BNC-015, L0467-00, June 1980.
- 10.9 Federn, K., *Erfahrungswerte, Richtlinien und Gütemaßstäbe für die Beurteilung von Maschinenschwingungen*, Konstruktion, vol.10, no.8, 1958, p.289-298.
- 10.10 Jackson, Ch., *The Practical Vibration Primer*, Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1979.
- 10.11 ISO 13373-1, *Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 1: General procedures*, 2002.
- 10.12 Khazan, A. D., *Transducers and Their Elements: Design and Application*, Prentice Hall, 1994.
- 10.13 Bently, D. E., *Proximity measurement for engine system protection and malfunction diagnosis*, Bently Nevada Corp. Publication BNC-1, from Diesel and Gas Turbine Progress, March 1972.
- 10.14 Bently, D. E., *Shaft motion and position – Keys to planned machine maintenance*, Annual Meeting of the Technical Association of the Pulp and Industry, Miami Beach, FL, 14-16 Jan 1974.
- 10.15 *** *Machine protection systems*, Dymac Measurement and Control, Application Note Dymac MPS-1, Dec 1977.
- 10.16 Harker, R. G., *A new turbine supervisory instrumentation package*, Bently Nevada Corp. Publication BNC-3, Aug 1979.
- 10.17 *** *Bently Nevada Oscilloscope by Tektronix*, Technical/Ordering Information L6026, Jan 1990.
- 10.18 Jackson, Ch., *Balance rotors by orbit analysis*, Hydrocarbon Processing, vol.50, no.1, Jan 1971, p.73-79.
- 10.19 *** *Machine Monitoring Systems*, Equipment for electronic measurement of mechanical quantities, Philips Catalogue 79/80, p.49.
- 10.20 *** *Accelerometer calibration for accurate vibration measurements*, Brüel & Kjaer Application Note No. BR 0173.
- 10.21 Niemkiewicz, J., *Standards for vibrations of machines and measurement procedures*, Encyclopedia of Vibration, Braun, S., Ewins, D. and Rao, S.S., eds., Academic Press, London, 2002, p.1224-1238.
- 10.22 *** *Data presentation techniques for trend analysis and malfunction diagnosis*, Bently Nevada Corporation, Application Note R7/79, July 1979.

- 10.23 Muszynska, A., *Misalignment and shaft crack-related phase relationships for 1X and 2X vibration components of rotor responses*, Orbit, vol.10, no.2, Sept.1989, p.4-8.
- 10.24 Tondl, A. and Springer, H., *Ein Beitrag zur Klassifizierung von Rotorschwingungen und deren Ursachen*, Schwingungen in rotierenden Maschinen III, Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H., eds., Vieweg, Braunschweig, 1995, p.257-267.
- 10.25 Laws, B., *When you use spectrum, don't use it halfway*, Orbit, vol.19, no.2, June 1998, p.23-26.
- 10.26 Southwick, D., *Plus and minus spectrum*, Orbit, vol.14, no.2, June 1993, p.16-20.
- 10.27 Laws, W. C. and Muszynska, A., *Periodic and continuous vibration monitoring for preventive/predictive maintenance of rotating machinery*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.109, April 1987, p.159-167.
- 10.28 Gasch, R., Nordmann, R. and Pfützner, H., *Rotordynamik*, 2nd ed., Springer, Berlin, 2001.
- 10.29 Southwick, D., *Using full spectrum plots*, Orbit, vol.14, no.4, Dec 1993, p.19-21 and vol.15, no.2, June 1994, p.11-15.
- 10.30 VDI 2059 - Part 2, *Shaft vibrations of steam turbosets for power stations*, March 1983, p.6.
- 10.31 Bently, D. E. and Muszynska, A., *Detection of rotor cracks*, Proc. 15th Texas A&M Turbomachinery Symposium, Corpus Cristi, Texas, 10-13 Nov 1986, p.129-139.
- 10.32 *** *ADRE 3*, Bently Nevada Corporation, Technical/Ordering Information L6024, Jan 1990.
- 10.33 Eshleman, R. L., *Basic Machinery Vibration Analysis*, Vibration Institute Press, Clarendon Hills, IL, 1999.

11.

MONITORIZAREA ȘI VIBRODIAGNOZA MAȘINILOR

În acest capitol se prezintă metode de diagnosticare pentru determinarea performanțelor și predicția defecțiunilor mașinilor. Metodele se bazează pe monitorizarea stării de funcționare a mașinii prin măsurarea și analiza vibrațiilor.

11.1 Deteriorarea mașinii

În fig. 11.1 se arată curba de tip “cadă” care arată evoluția în timp a deteriorării unei mașini.

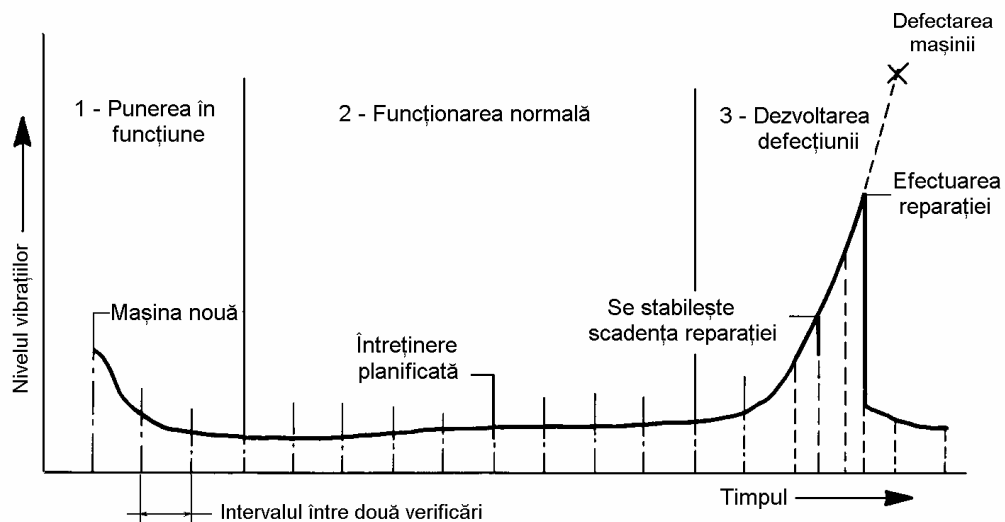


Fig. 11.1 [11.1]

Se pot distinge trei perioade: 1) punerea în funcțiune, 2) funcționarea normală, și 3) dezvoltarea defecțiunii [11.2].

Prima parte a duratei de viață a unei mașini este caracterizată printr-o incidență mai mare a defecțiunilor. Aceste defecțiuni “de rodaj” se datoresc erorilor de proiectare, defectelor de fabricație, greșelilor de asamblare, problemelor de instalare și erorilor de dare în exploatare. Pe măsură ce cauzele acestor defecțiuni sunt detectate și corectate, frecvența apariției defecțiunilor scade.

Mașinile parcurg apoi o perioadă relativ lungă de funcționare, în timpul căreia frecvența apariției defecțiunilor este relativ scăzută. Aceasta este perioada “uzării normale” și de obicei durează aproape toată viața mașinii.

Pe măsură ce mașina se apropie de sfârșitul duratei de viață proiectate, frecvența apariției defecțiunilor crește din nou. Aceasta se datorește oboselii metalelor, uzării părților în mișcare, coroziunii și îmbătrânirii. Panta porțiunii respective a curbei de deteriorare depinde de mașină.

11.2 Monitorizarea stării de funcționare a mașinii

Obiectivele monitorizării stării mașinilor includ: a) inspecția mașinilor, în special a celor de mare capacitate și funcționare cu risc, b) optimizarea disponibilității mașinilor prin evitarea întreruperilor neprevăzute, în special a mașinilor critice din instalații cu proces tehnologic continuu, și c) implementarea mentenanței bazate pe starea mașinii, în cadrul căreia operațiile sunt planificate în funcție de diferite constrângeri (costuri, producție, starea de defectare, etc.).

11.2.1 Considerații generale

Scopul final al monitorizării stării mașinilor este obținerea de informații despre starea echipamentului, utile pentru personalul care are nevoie de ele la timpul potrivit. Personalul include operatori, ingineri și tehnicieni de întreținere, manageri, agenți de vânzare și furnizori. Aceste grupuri au nevoie de informații diferite la momente de timp diferite. Sarcina persoanei sau grupului responsabil cu monitorizarea stării mașinii este să asigure colectarea datelor utile, transformarea acestora în informație într-un format cerut de alții și util acestora, și transmiterea acestei informații la timpul potrivit celor care au nevoie de ea. Referiri utile asupra acestui subiect se găsesc în monografiile [11.2] - [11.16].

Accentul acestui capitol este asupra datelor obținute prin măsurări de vibrații, dar există diferite alte metode utile pentru aprecierea stării mașinii. Acestea includ analiza lubrifiantului, monitorizarea și analiza particulelor rezultate prin uzare, termografia, măsurarea zgomotului, temperaturii, forțelor și performanțelor mașinii, controlul nedistructiv cu ultrasunete, inspecțiile vizuale.

11.2.2 Strategii de mentenanță

Strategiile de mentenanță pot fi împărțite în trei metode principale: a) funcționarea până la întreruperea capacității de funcționare, b) mentenanța preventivă, și c) mentenanța predictivă. Situații specifice ivite în fiecare instalație impun aplicarea unei strategii diferite. Prin urmare, nici o strategie nu trebuie considerată ca fiind totdeauna superioară sau inferioară celeilalte.

11.2.2.1 Mentenanța cu funcționare până la defectare

Mentenanța cu funcționare până la întreruperea capacității de funcționare este o strategie în cadrul căreia reparațiile sau înlocuirea pieselor defecte se fac abia când mașina s-a defectat. În general, metoda este adecvată în următoarele situații: a) există o mașină de rezervă, b) sunt disponibile piese de schimb ieftine, c) procesul de fabricație poate fi întrerupt sau piesa există în stocul de rezervă, d) nici una din defecțiunile cunoscute nu periclitează integritatea mașinii, e) timpul mediu până la defectare (TMPD) sau timpul mediu între două defectări succesive (TMÎD) sunt relativ lungi, f) costul unei defecțiuni secundare este scăzut, și g) este posibilă repararea sau înlocuirea rapidă a piesei defecte [11.17].

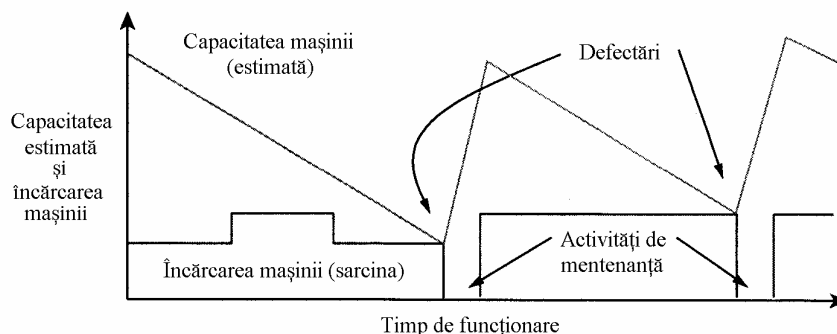


Fig. 11.2 [11.17]

În fig. 11.2 se arată relația între timpul de funcționare efectivă, încărcarea mașinii și capacitatea (reziduală) estimată a acesteia. Defecțiunile apar atunci când curba capacității estimate intersectează (sau trece sub) curba încărcării. În aceste momente trebuie efectuate reparațiile. Dacă situația existentă se încadrează în cele șapte *reguli* menționate mai sus, toate costurile legate de reparații și întreruperea funcționării vor fi minimizate prin această strategie de mentenanță.

11.2.2.2 Mentenanța preventivă

Când activitățile de mentenanță se fac la intervale regulate de timp (sau cicluri de producție) planificate pentru a menține o diferență semnificativă între

capacitatea mașinii și încărcarea reală, mentenanța se numește *preventivă* (sau planificată).

Mentenanța preventivă are eficiență maximă în următoarele situații: a) se dispune de date statistice asupra ratei de defectare a mașinii, b) distribuția defectărilor este îngustă, astfel încât TMÎD este predictibil cu acuratețe, c) mentenanța aduce condiția mașinii aproape de integritatea completă, d) există un singur mod dominant de defectare cunoscut, e) costul reparației capitale și al întreruperilor regulate este mic, f) întreruperea neprevăzută a producției este costisitoare, g) se dispune de piese de schimb ieftine, și h) defecțiunea poate produce deteriorări secundare costisitoare [11.17].

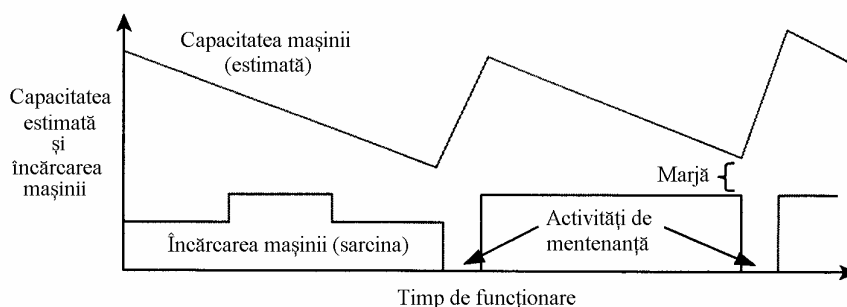


Fig. 11.3 [11.17]

În fig. 11.3 se prezintă relația între timpul de funcționare efectivă, încărcarea mașinii și capacitatea de funcționare estimată, în cazul mentenanței preventive. Activitățile de mentenanță sunt programate la intervale regulate pentru a restabili capacitatea mașinii înaintea apariției unei defecțiuni. În acest mod, există totdeauna o marjă între capacitatea estimată și încărcarea mașinii. Dacă această rezervă este menținută, teoretic nu mai există posibilitatea unei defecțiuni neprevăzute, ceea ce reprezintă scopul final al mentenanței preventive.

11.2.2.3 Mentenanța predictivă

Mentenanța *predictivă* (bazată pe starea mașinii) presupune existența unor mijloace de evaluare continuă a stării reale a mașinii, pentru planificarea optimă a mentenanței, în scopul realizării unei producții maxime și a evitării unor defecțiuni catastrofale neprevăzute.

Mentenanța bazată pe starea de funcționare a mașinii trebuie aplicată atunci când: a) mașina este costisitoare sau critică, b) este necesară o rezervă mare de timp pentru înlocuirea pieselor defecte (nu există piese de schimb disponibile), c) procesul de fabricație este continuu (nu poate fi întrerupt), d) revizia echipamentului este costisitoare și necesită personal de întreținere înalt calificat, e) defecțiunile pot fi periculoase, f) defecțiunile secundare pot fi costisitoare, și g)

defecțiunile nu sunt relevate de degenerarea răspunsului la funcționare normală [11.17].

Figura 11.4 ilustrează relația între timpul de funcționare efectivă, încărcarea mașinii și capacitatea de funcționare estimată în cazul mentenanței predictive. Se observă că marja între încărcare și capacitatea estimată este destul de mică, însă cele două curbe nu se ating niciodată. Aceasta duce la o perioadă de timp mai lungă între activitățile de întreținere decât în cazul mentenanței preventive. Activitățile de mentenanță sunt planificate puțin timp înaintea apariției probabile a unei defectări. Aceasta necesită stabilirea unui set de măsuri precise care pot fi utilizate pentru aprecierea integrității mașinii.

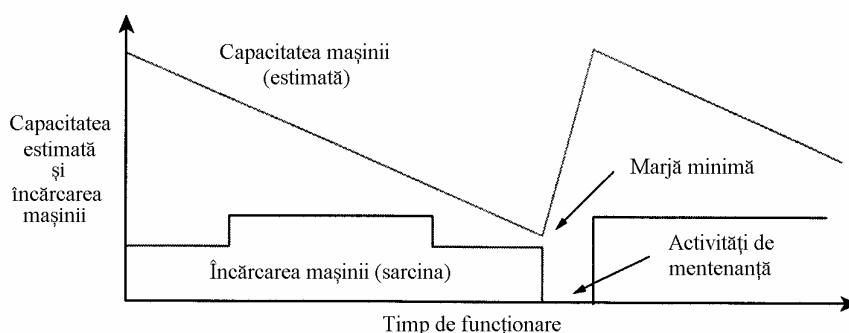


Fig. 11.4 [11.17]

Sunt cazuri când o anumită mașină impune utilizarea unor strategii de mentenanță diferite pe durata funcționării. Astfel, dacă se urmăresc doar defecțiunile neprevăzute, în primele stadii ale vieții mașinii se stabilește doar timpul maxim între revizii generale (sau reparații capitale) iar pe măsura îmbătrânirii mașinii se mărește frecvența acțiunilor de monitorizare.

11.2.3 Factorii care influențează strategiile de mentenanță

Deși există câteva recomandări generale pentru alegerea celei mai potrivite strategii de mentenanță, fiecare caz trebuie tratat separat. Considerațiile principale trebuie definite totdeauna în termeni economici. Uneori, o politică specifică unei companii, de exemplu siguranța în exploatare, poate prevala în fața tuturor celorlalte considerații.

La stabilirea celei mai bune strategii de mentenanță pentru o anumită mașină, trebuie luați în considerație următorii 11 factori: a) clasificarea (dimensiunile, tipul) mașinii, b) importanța mașinii în cadrul instalației, c) costul înlocuirii întregii mașini, d) timpul necesar până la scadența înlocuirii întregii mașini, e) recomandările fabricantului, f) istoria defecțiunilor, TMPD, TMÎD,

modurile de defectare, g) existența unei mașini de rezervă, h) siguranța (personalului, instalației, comunității, mediului ambiant), i) costul și disponibilitatea pieselor de schimb, j) costurile de personal, administrative și ale echipamentului de monitorizare, și k) costurile aplicării unui program de monitorizare [11.17].

11.3 Procesul de diagnosticare

Principalele etape ale unui proces de diagnosticare utilizat la monitorizarea stării mașinilor sunt prezentate în fig. 11.5.

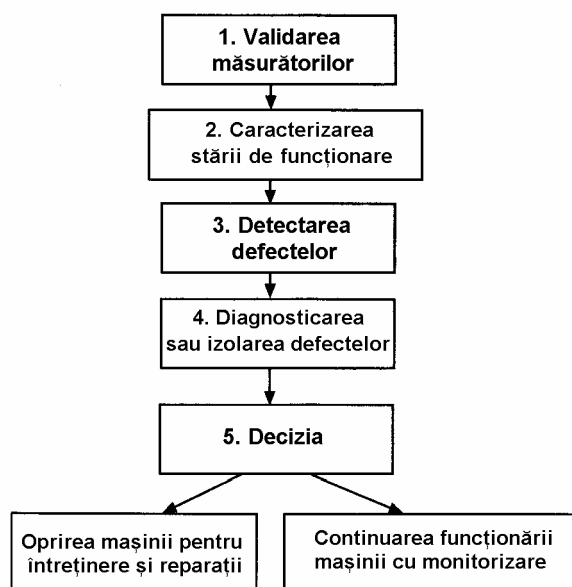


Fig. 11.5 [11.2]

1. Măsurarea și validarea datelor

Informațiile sunt obținute de la senzori și sisteme de măsurare, care trebuie să fie de încredere. Măsurători “proaste” conduc la o diagnosticare greșită, astfel că s-au dezvoltat diverse metode pentru detectarea măsurătorilor incorecte.

2. Caracterizarea stării de funcționare

În această etapă se definește o “semnătură (amprentă) de referință” capabilă să caracterizeze starea mașinii (cu sau fără defecte) și care poate fi corelată cu diferite tipuri de defecțiuni. Acesta este un pas preliminar important în procesul de diagnosticare în care, în funcție de caracteristicile mașinii, tipul

măsurărilor și efectele defecțiunilor se stabilesc simptomele. El implică evident “cunoașterea” defecțiunilor care pot apare în mașină și gravitatea acestora, pentru a putea defini semnătura cea mai relevantă.

3. Detectarea defectelor

Detectia cuprinde colectarea datelor, compararea acestora cu valori prescrise în standarde sau recomandări (v. Cap. 12), compararea cu limite stabilite pentru anumite echipamente din instalație, și urmărirea evoluției în timp. Semnătura (amprenta) extrasă din măsurătoarea curentă este comparată cu cea de referință, care caracterizează starea fără defecțiuni. Defectul încă nu este definit.

4. Diagnoza

Diagnosticarea implică recunoașterea tipului de defect în dezvoltare și determinarea “gravității” defectelor detectate și diagnosticate. Uneori acest proces se numește *izolarea defectelor*. Când o semnătură este corelată cu un defect specific, etapele 3 și 4 pot fi contopite într-un singur proces de detecție/diagnoză, ceea ce se întâmplă destul de des în monitorizarea stării prin măsurarea vibrațiilor.

5. Decizia

În această etapă, cunoscută ca “prognoza”, operatorul trebuie să decidă dacă oprește mașina imediat, pentru întreținere și reparații, sau o lasă să mai funcționeze o perioadă de timp, până când se impune intervenția. Prognoza implică estimarea timpului până la defectare, urmărirea în timp a stării echipamentului monitorizat și planificarea scadenței activităților de mentenanță. Ea poate include recomandări pentru modificarea parametrilor de funcționare, schimbarea strategiei de monitorizare (frecvența, tipul), reproiectarea procesului de fabricație sau chiar a echipamentului. Câteodată aceasta include analiza cauză-efect a defectării și necesită cercetări în laborator și/sau *in-situ*.

11.4 Diagnosticarea defectelor

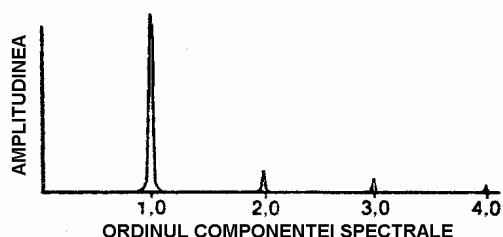
În continuare, se face o descriere sumară a principalelor categorii de probleme care pot provoca defectarea mașinilor și a modului în care acestea pot fi recunoscute. Se face o caracterizare a eficienței diferitelor metode de analiză și o prezentare a datelor referitoare la funcționarea mașinii.

11.4.1 Dezechilibrul

Dezechilibrul masic apare atunci când centrul de masă al componentei în rotație nu coincide cu centrul de rotație. Fabricarea unei componente perfect echilibrată este practic imposibilă și chiar după echilibrare (v. Cap. 13) există un

dezechilibru remanent în rotoare, volanți, ventilatoare, angrenaje, etc. Cauzele dezechilibrului pot fi masa în exces pe o parte a unui rotor (paletă desprinsă, părți erodate sau deteriorate), erorile dimensionale la fabricație (turnare, așchiere, asamblare), neomogenitățile materialelor (goluri, porozitate, incluziuni), formele constructive asimetrice, forțele aerodinamice și variațiile de temperatură.

Dezechilibrul produce un semnal de vibrații periodic, cu aceeași amplitudine la fiecare rotație a arborelui. Simptomul caracteristic de diagnosticare este o vibrație radială puternică la frecvența fundamentală, $1X$ ($1 \times$ frecvența de rotație). Dacă rotorul este în consolă, mai apare o vibrație axială puternică la $1X$. Spectrul pozitiv are vârful cel mai pronunțat la $1X$ (fig. 11.6, *a*), orbita este în general eliptică (fig. 11.6, *b*) și răspunsul în timp are un singur marcaj de fază pe o revoluție a arborelui (fig. 11.6, *c*).



a

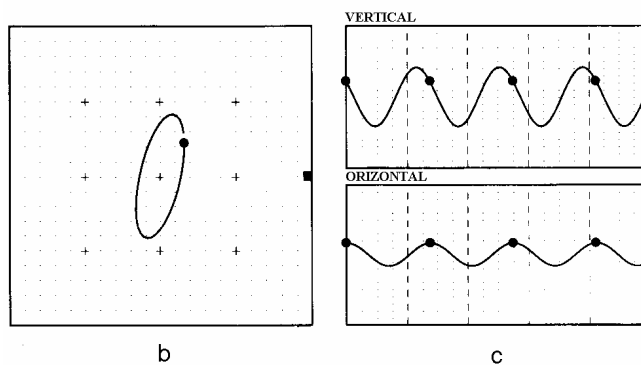


Fig. 11.6 [11.18]

Amplitudinea mare poate apărea atât pe orizontală cât și pe verticală, sau poate fi mai mare în una din direcții. Acest al doilea caz este produs de forțe radiale asimetrice, cum sunt cele produse de cupluri reacțiune, de lagăre cu treaptă de presiune și lagăre ortotrope (cu rigidități diferite pe orizontală și verticală). În fiecare caz, forța mai mare tinde să anuleze vibrația pe direcția respectivă.

O formă specială de dezechilibru este produsă de deformarea termică a rotorului. Aceasta apare la arbori forțați care se curbează când sunt încălziți la temperaturi ridicate. Îndoirea este funcție de temperatură și nu poate fi îndreptată

decât prin răcirea rotorului. Turbinele sunt mai afectate decât compresoarele și motoarele. Pentru măsurarea ei, arborele forjat al turbinei este rotit lent într-un cuptor, în timp ce temperatura este mărită și micșorată de câteva ori, măsurând excentricitatea în câteva secțiuni în lungul rotorului. Excentricitatea maximă admisibilă, la 50°C peste temperatura de funcționare, este de obicei $8\ \mu\text{m/m}$ deschidere între lagăre.

O altă formă de dezechilibru este produsă de rotoarele îndoite, în special rotoarele grele care au stat în repaus o lungă perioadă de timp. Astfel de rotoare sunt dificil de îndreptat, deci trebuie echilibrate adăugând contragreutăți. Pentru evitarea acestui dezechilibru rotorul trebuie rotit când mașina nu funcționează.

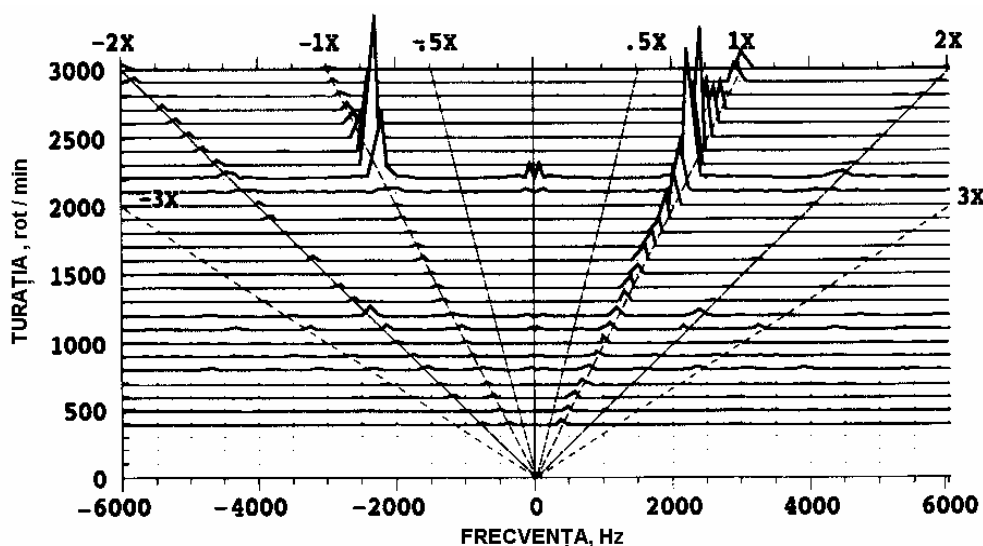


Fig. 11.7 [11.19]

În fig. 11.7 se prezintă spectrul bilateral în cascadă măsurat la pornirea unei mașini cu rotor dezechilibrat. Componentele cu frecvențe $1X$ și $-1X$ au vârfuri neegale la $3000\ \text{rot/min}$, ceea ce denotă orbite de precesie eliptice. Cele două vârfuri învecinate denotă o turație critică "dedublă" excitată de dezechilibru.

11.4.2 Descentrarea cuplajelor și dezaxarea lagărelor

După dezechilibru, dezalinierea rotoarelor unui tren de mașini este al doilea cel mai întâlnit defect al mașinilor rotative. Dezalinierea produce o preîncărcare radială constantă care împinge rotorul lateral. Exemple sunt preîncărcările produse de greutatea proprie în cazul rotoarelor orizontale, de

dilatările termice, de rulmenți forțați oblic în carcasă sau pe arbore, de forțele de contact ale dinților angrenajelor.

Dezalinierea între mașini cuplate poate fi produsă de dilatarea termică a structurii de suport a carcasei, de tasarea sau deformarea termică a fundației sau plăcii de bază, sau de forțele aplicate de conducte, care deformează carcasa și suportul acesteia. Ea poate fi produsă de o componentă radială puternică a curgerii fluidului, în special la pompe cu o singură volută sau la turbine în timpul admisiei parțiale a aburului în ajutajele primei trepte.

Datorită forței radiale, în lagăre și etanșări rotorul este deplasat din poziția inițială spre excentricități mai mari. El poate fi îndoit și rotit într-o configurație curbată. În aceste condiții se manifestă influența neliniarităților. Datorită acestora, răspunsul forțat al rotorului la dezechilibru va conține, în afara componentei sincrone 1X, armonici superioare 2X, 3X, etc.

Descentrarea unui cuplaj are două componente (fig. 11.8, *a*): *a*) dezaxarea paralelă, și *b*) dezaxarea unghiulară. Dezaxarea paralelă apare când axele arborilor sunt paralele însă deplasate una față de alta în direcție radială (fig. 11.8, *b*). Dezaxarea unghiulară apare atunci când axele arborilor se intersectează sub un anumit unghi (fig. 11.8, *c*). Intersecția poate fi la capătul conducător sau cel condus, între semicuple sau în spatele unei semicuple. Descentrarea unui cuplaj este ilustrată în fig. 11.8, *d*.

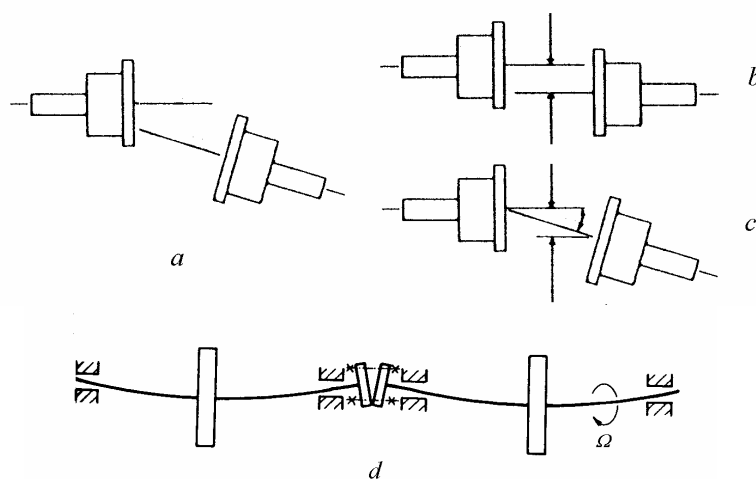


Fig. 11.8 [11.20]

Efectul tipic al unei dezalinieri este o vibrație cu frecvența predominantă 2X (fig. 11.9). Metodele de aliniere a arborilor sunt prezentate în Anexa 11.1.

În afara acesteia, spectrul pozitiv de frecvențe conține componenta 1X și armonicile acesteia (până la a treia, dar uneori până la a șasea). Armonicile permit

să se facă deosebirea între dezaliniere și dezechilibru. În plus, rapoarte mari ale amplitudinilor vibrațiilor orizontale față de cele radiale (mai mari decât 3:1) indică de asemenea dezaliniere.

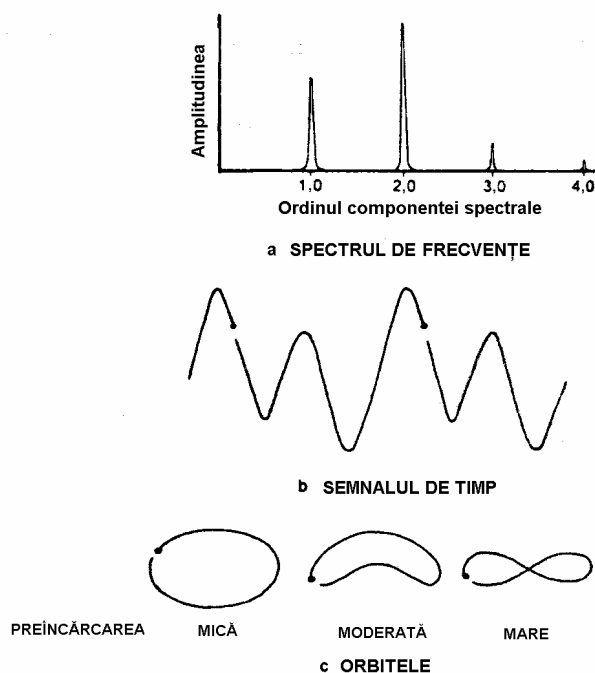


Fig. 11.9 [11.18]

Forțele de dezaliniere distorsionează orbitele de precesie ale rotoarelor (fig. 11.9, c). Pe măsura creșterii preîncărcării, orbita se modifică treptat de la forma eliptică la cea de “banană” și în final, în cazuri extreme, la forma semnului “infinit” (sau cifrei “opt”), când pe o porțiune apare și o inversare a sensului precesiei.

În cazuri de dezaliniere puternică, lagărul în poziție mai joasă (descărcat) poate deveni instabil, datorită deplasării orbitei fusului în jumătatea superioară a lagărului cu film fluid (fig. 11.10).

Analiza poziției axei unui arbore poate fi utilizată pentru diagnosticarea unor preîncărcări excesive. Reprezentarea simultană a poziției arborelui și a orbitei oferă o indicație clară a poziției fusului în fiecare lagăr. În fig. 11.10, preîncărcările forțează fusul în jos într-un lagăr și în sus, în celălalt lagăr. Se observă forma eliptică și de “banană” a orbitei ca rezultat al preîncărcării și constrângerii lagărelor. Punctele care indică marcajele de fază pe orbite arată că, deși lagărele sunt preîncărcate în direcții diferite, capetele arborelui vibrează în fază.

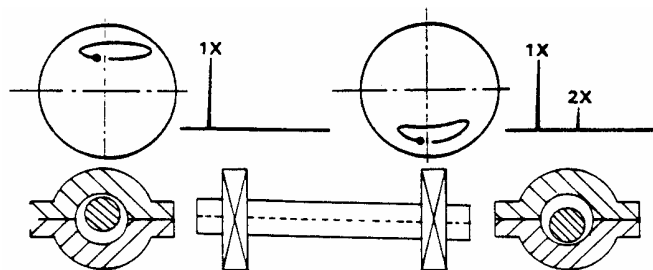


Fig. 11.10 [11.21]

Dezaxarea este deviația poziției relative a unui arbore față de o axă de rotație coliniară, măsurată în punctele de transmitere a puterii, când echipamentul funcționează în condiții normale de lucru. De exemplu, dacă punctele de transmitere a puterii sunt la distanța de 0,5 m și excentricitatea maximă a axei arborelui față de proiecția axei acestuia este 0,5 mm, deviația este 1 mm pe metru distanță de transmitere a puterii. La 3000 rot/min această deviație este acceptabilă. La 20000 rot/min deviația de la aliniere este inacceptabilă [11.20].

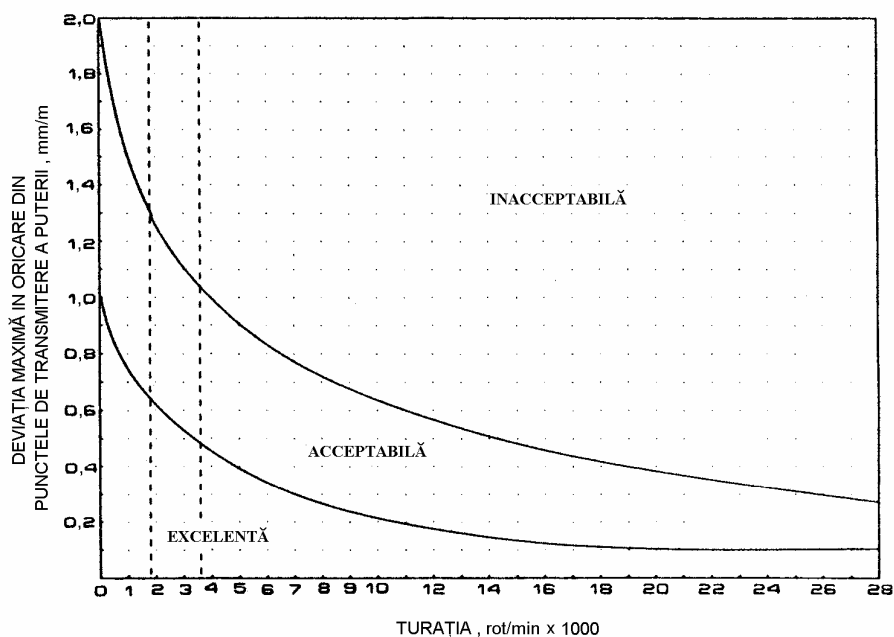


Fig. 11.11 [11.20]

O recomandare generală pentru toleranțele de aliniere este prezentată în fig. 11.11. Pentru fiecare tip de transmisie se poate stabili nivelul acceptabil al

dezalinierei. Cuplajele cu caneluri și cele cardanice trebuie să aibă dezalinerii mici, pentru a asigura o bună lubrificație. Aceasta se poate realiza dacă se funcționează în regiunea de dezașări *acceptabile*. Pe de altă parte, cuplajele cu diafragmă trebuie centrate în regiunea de dezașări *excelente*.

11.4.3 Instabilități produse de uleiul din lagăre

Instabilitatea, sau cel puțin tendința de instabilitate, este o problemă comună la mașinile cu turații mari, echipate cu lagăre cu film fluid. Fiind un fenomen autoexcitat, instabilitatea face ca arborele să aibă o mișcare de precesie la un submultiplu al frecvenței de rotație, fiind ușor de recunoscut, așa cum se arată în fig. 11.12.

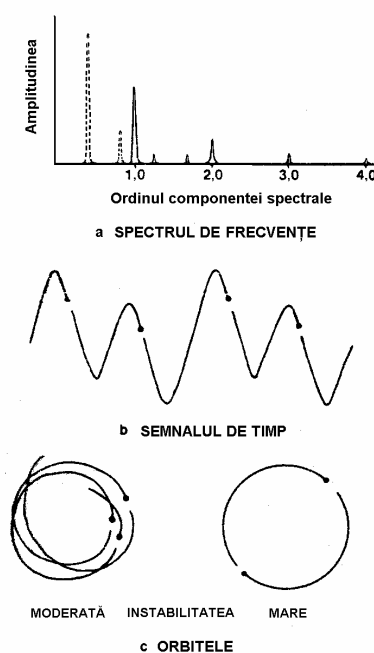


Fig. 11.12 [11.18]

Într-un spectru pozitiv de frecvențe (fig. 11.12, a), instabilitatea se manifestă printr-o componentă spectrală între 40% și 60% din frecvența de rotație. În stadiile incipiente, componenta subarmonică are o amplitudine cu fluctuație neregulată. Pe măsură ce instabilitatea progresează, amplitudinea componentei spectrale subarmonice crește și rămâne cu această amplitudine mare o perioadă lungă de timp până când domină total spectrul. La sfârșitul acestei perioade, fluctuațiile amplitudinii încetează și în spectru pot apărea componente la dublul subarmonicii sau multipli superiori.

Într-o înregistrare în funcție de timp (fig. 11.12, *b*), instabilitatea produce o formă de undă ca o sinusoidă care “șerpuiește în sus și-n jos”. Această mișcare se regăsește în orbita de precesie cu bucle neregulate suprapuse (fig. 11.12, *c*). În stadiile finale ale instabilității, indicatorul cel mai relevant este existența a două marcaje de timp pe circumferința unei orbite, ceea ce arată că arborele se rotește de două ori în timpul necesar parcurgerii orbitei de precesie.

Instabilitatea este produsă de diverși factori. Exemplul cel mai întâlnit este *precesia produsă de ulei (oil whirl)*, la care arborele este împins pe orbita de precesie de o undă de presiune din filmul de ulei, la o viteză unghiulară egală cu aproximativ jumătate din cea de rotație. Prezența precesiei de semifrecvență (*oil whirl*) aproape de o turație critică poate produce fenomenul de *precesie rezonantă (oil whip)*. Alte surse de instabilitate pot fi frecările interne și externe, dar toate au aceeași cauză, o forță perpendiculară pe forța stabilizatoare a rotorului, care produce o componentă tangențială în același sens cu rotația arborelui.

Măsurile de eliminare a instabilității pot varia între mici modificări ale lagărelor (micșorarea jocurilor, micșorarea suprafeței portante în jumătatea inferioară a lagărului, pentru a crește încărcarea) și creșterea rigidității (înlocuind lagărele circulare cu cuzinet complet prin lagăre cu treaptă de presiune sau lobi și lagăre cu segmenti oscilanți). Dacă acestea se dovedesc ineficiente, se recurge la modificarea rotorului, micșorând distanța între lagăre și/sau măbind diametrul.

În general, prin modificări în timpul funcționării, de exemplu variația temperaturii uleiului, nu se poate elimina instabilitatea, deși dezaxarea deliberată a fost utilizată pentru stabilizarea temporară a lagărelor, pentru a nu întrerupe procesul de fabricație.

Precesia produsă de filmul de ulei și precesia rezonantă sunt vibrații autoexcitate generate de forțele dinamice produse de fluide în lagăre și etanșări. Defecțiunea este caracterizată prin precesia sincronă directă a rotorului, adesea la nivele distructive, în special în cazul precesiei rezonante. Diagnosticarea acestor fenomene se face prin analiza simultană a spectrelor în cascadă și a orbitelor de precesie ale arborelui.

În fig. 11.13 se arată un spectru pozitiv (semispectru) în cascadă, împreună cu trei orbite de precesie, pentru un rotor dezechilibrat, rezemat în lagăre cu ulei. La limita de stabilitate, odată cu apropierea de prima turație critică, rotorul are o mișcare de *oil whirl*, semnalată de amplitudinea relativ mare a componentei spectrale cu frecvența puțin sub $(1/2)X$ (orbita *a*).

Când turația mașinii crește și trece prin prima rezonanță (orbita *b*), amplitudinea componentei $1X$ produsă de dezechilibru crește, producând o creștere a rigidității uleiului din lagăr. Precesia sincronă produce anularea *oil whirl*-ului. Rigiditatea lagărului crește semnificativ în cazul excentricităților mari ale fusului. Această caracteristică este larg folosită pentru eliminarea fenomenelor de *oil whirl* și *oil whip*. O preîncărcare radială moderată (de ex. produsă printr-o dezaxare),

care menține fusul într-o poziție excentrică, poate elimina efectiv instabilitatea în mașini rezemate pe lagăre autoportante circulare.

La turații mai mari, deasupra primei turații critice, când încărcarea arborelui este mică, amplitudinea componentei $1X$ scade și mișcarea de *oil whirl* apare din nou (fig. 11.13). Aceasta continuă la o frecvență puțin sub $(1/2)X$ și apoi tinde asimptotic spre prima frecvență proprie a rotorului (orbita *c*). *Oil whirl* este înlocuit de *oil whip*. Acesta din urmă este mult mai violent și mai periculos pentru integritatea mașinii deoarece arborele vibrează la rezonanță. În arbore apar tensiuni variabile de încovoiere care, dacă sunt suficient de mari, pot produce ruperea prin oboseală.

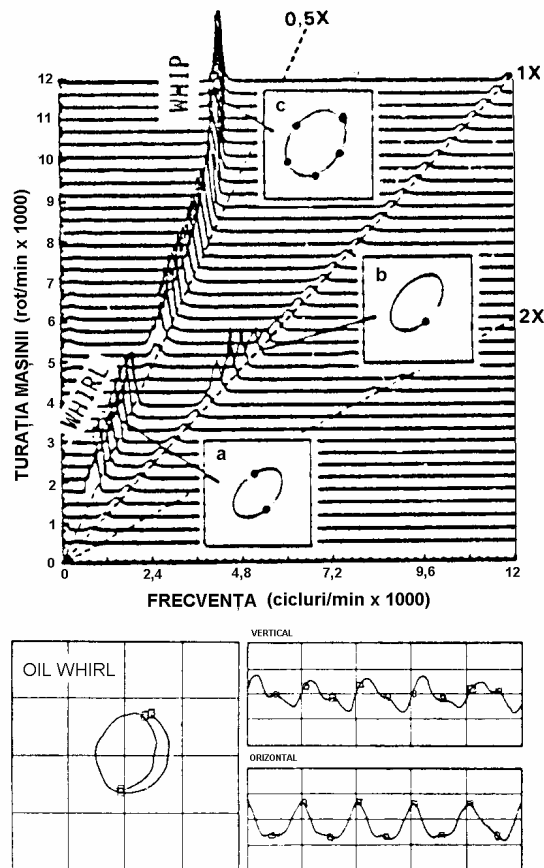


Fig. 11.13 [11.22]

Datele de vibrații colectate în timpul pornirii mașinii sunt prezentate convenabil sub formă de spectre în cascadă bilaterale. În fig. 11.14 se arată un astfel de spectru pentru o mașină cu o limită de stabilitate de aproximativ 2300 rot/min. La turații sub 4500 rot/min, vibrația se compune aproape în întregime

din componente pozitive cu amplitudine mare. Absența componentelor negative indică faptul că orbitele de precesie sunt circulare și precesia este directă.

Frecvența vibrațiilor instabile de *oil whirl* este aproximativ $0,45X$. Când turația se apropie de 5000 rot/min începe tranziția de la *oil whirl* la *oil whip*. La turații peste 4500 rot/min apar mici componente de vibrații cu frecvențe negative (de precesie inversă) iar orbita de *oil whip* este eliptică (fapt confirmat de măsurări).

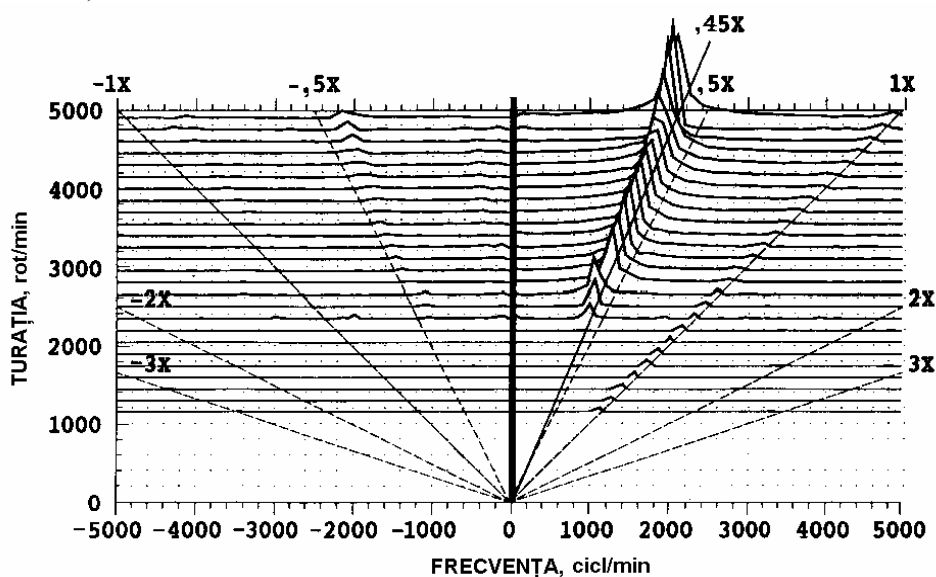


Fig. 11.14 [11.23]

Spectrele în cascadă bilaterale (cu frecvențe pozitive și negative) se folosesc împreună cu înregistrări în timp ale formei de undă și orbite de precesie [11.23]. Pentru concizie, acestea nu au fost reprezentate în figură.

11.4.4 Contactul cu frecare între rotor și stator

Contactul cu frecare (*rubbing*) între rotor și o parte fixă a mașinii este un defect serios care poate duce la o defecțiune catastrofală. El implică mai multe fenomene, cum sunt impactul, frecarea și efectul de rigidizare/cuplaj care pot afecta echilibrul solid / fluid / temperatură al mașinii. Contactul radial cu frecare apare totdeauna ca un efect secundar la defecțiuni primare ca dezechilibrul, dezalinierea sau vibrațiile autoexcitate generate de fluide, care produc vibrații transversale cu amplitudini mari și/sau modificarea poziției axei arborelui.

Există două cazuri extreme de contact radial cu frecare la un rotor: a) contactul continuu (*full annular rub*), când rotorul rămâne în contact cu un obstacol

radial (de ex. o etanșare) în timpul unei perioade complete (360°) a mișcării de precesie, și b) contactul intermitent (*partial rub*), când contactul are loc ocazional, într-o fracțiune a perioadei de precesie.

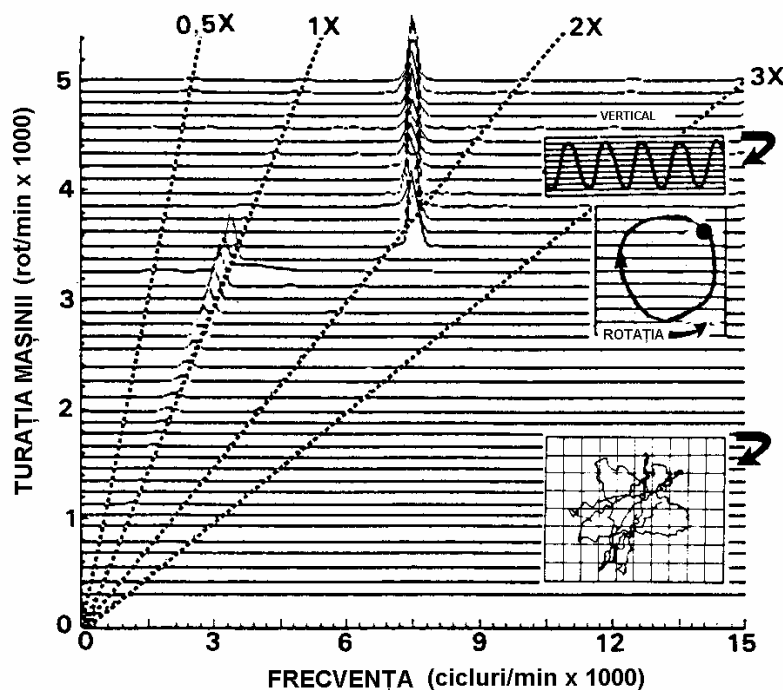


Fig. 11.15 [11.22]

În cazul contactului continuu, care apare mai ales în etanșări, forțele mari de frecare produc inversarea sensului precesiei de la directă la inversă (cunoscută ca “precesia uscată”). Spectrul pozitiv în cascadă al vibrațiilor verticale ale unui rotor în contact cu frecare într-o etanșare (fig. 11.15) arată că la turații mici rotorul “saltă și ricoșează” în interiorul etanșării, producând mai multe armonici superioare ale frecvenței de sincronism 1X, în timp ce la turații înalte apare frecarea cu contact continuu.

În cazul contactului rotor/stator de scurtă durată, sistemul devine “continuu pe porțiuni” și are rigiditate variabilă. Contactul cu frecare poate fi produs de etanșare sau altă parte fixă a mașinii care acționează ca un lagăr în timpul unei părți a revoluției arborelui.

Contactul periodic cu un obstacol (fig. 11.16, a) care crează efectul unui “al treilea lagăr”, produce o variație periodică a rigidității rotorului, care determină autoexcitarea răspunsului sincron și o creștere a rigidității medii (fig. 11.16, b). Aceasta tinde să crească turația critică a rotorului (fig. 11.16, c).

Sistemele cu variație periodică a rigidității au vibrații parametrice descrise de ecuații de mișcare de tip Mathieu. Soluțiile acestora sunt submultipli ai frecvenței de rotație. Dacă frecvența proprie a rotorului este mai mică decât $1/4$, $1/3$, $1/2$ etc. din frecvența de rotație și în plus rotorul este dezzechilibrat și slab amortizat, atunci contactul radial cu frecare va produce o creștere a frecvenței proprii a sistemului rotoric până aceasta va coincide cu următoarea fracțiune mai mare a frecvenței de rotație. Mișcarea rotorului se va “cala” pe acest submultiplu.

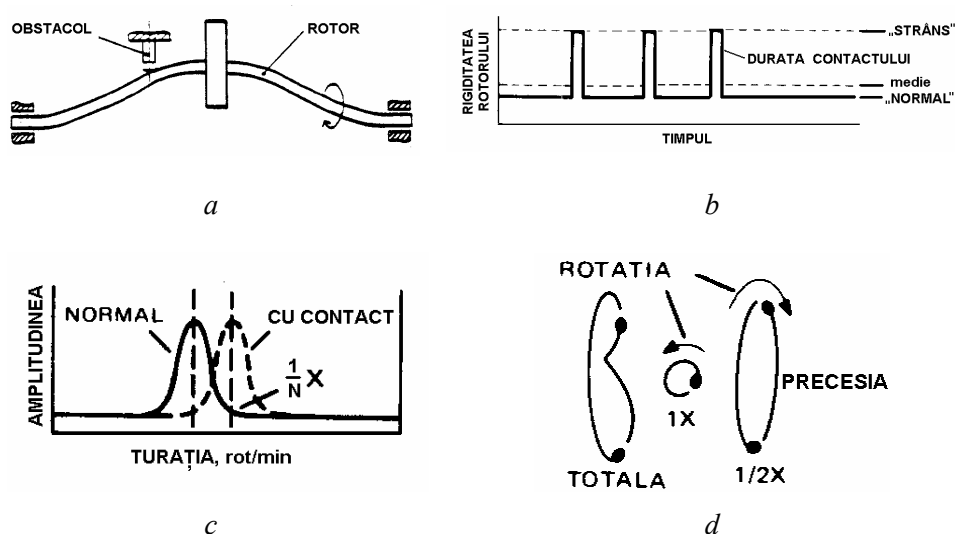
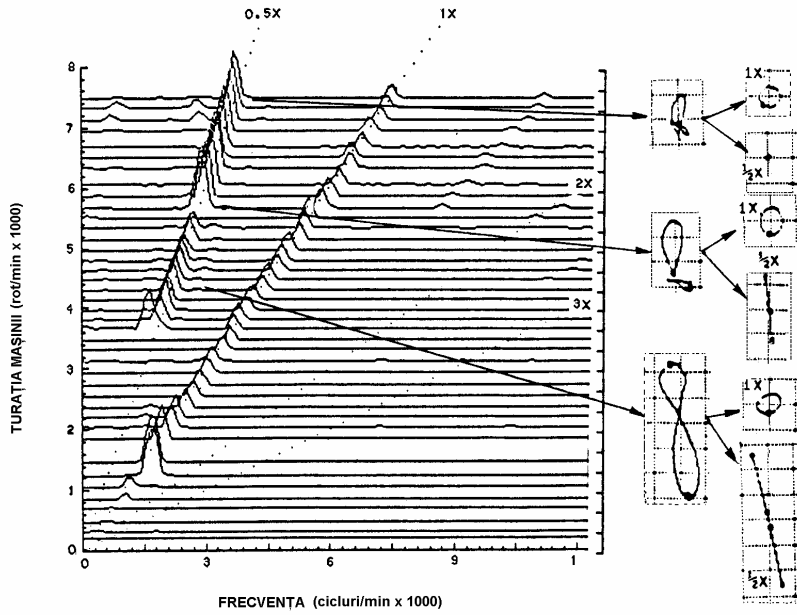


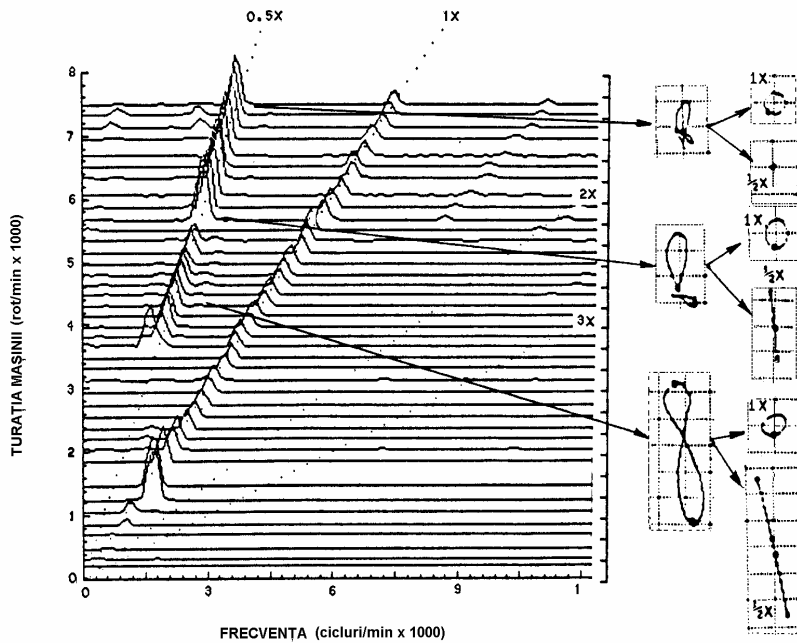
Fig. 11.16 [11.24]

Orbita totală a precesiei rotorului (fig. 11.16, *d*) are două marcaje de timp, deci rotorul face două rotații în timp ce parcurge orbita completă. Orbitele componentelor filtrate $1X$ și $(1/2)X$ indică sensuri inverse de precesie datorită “ricoșeurilor” arborelui ca rezultat al contactului cu frecare. În general, datorită neliniarității de tip normal/strâns a contactului intermitent, se produc și multipli ai componentei $(1/2)X$ [11.25].

Contactul intermitent rotor/stator în lagăre cu jocuri mari sau lubrificate insuficient produce vibrații staționare subarmonice la o frecvență egală cu exact jumătate din frecvența de rotație. Domeniul de frecvențe al vibrațiilor subarmonice posibile variază cu turația. Atunci când frecvența de rotație a rotorului este mai mare decât de 3 ori prima sa frecvență proprie, se produc vibrații subarmonice staționare cu frecvențe în jurul $(1/3)X$ (contact “ușor”) sau $(1/2)X$ (contact “puternic”). Această condiție poate fi generalizată. Dacă frecvența de rotație depășește valoarea de ‘*i*’ ori prima frecvență proprie a rotorului, atunci răspunsul rotorului va consta din componenta sincronă $1X$ și o componentă subsincronă cu o frecvență egală cu cea mai mică dintre valorile $(1/i)X$, sau $(1/(i-1))X, \dots$ sau $(1/3)X$, sau $(1/2)X$, pe măsura creșterii forței de contact [11.26].



a



b

Fig. 11.17 [11.26]

La spectrul pozitiv în cascadă din fig. 11.17, *a* se observă vibrațiile subarmonice în cazul unui contact “ușor”. Creșterea turației produce scăderea ordinului componentei subarmonice. În fig. 11.17, *b* se prezintă spectrul în cascadă în cazul unei forțe de contact mai mari. La creșterea forței de contact și a turației, vibrațiile subarmonice $(1/2)X$ se mențin la un nivel relativ constant. Orbitale de precesie din figură au fost înregistrate la viteze unghiulare de rotație $\Omega = 227, 404, 595$ și 790 rad/s. Răspunsul staționar al rotorului constă din două armonici principale: o componentă sincronă $1X$ datorită dezechilibrului și o componentă subarmonică $(1/2)X$, $(1/3)X$, $(1/4)X$ sau $(1/5)X$, câte una o singură dată. În spectrul de frecvențe mai apar armonici superioare minore. Orbitale componente sincrone sunt reduse la o linie dreaptă înclinată spre stânga, deci componentele subsincrone verticală și orizontală au un decalaj relativ de 180^0 [11.26].

La anumite turații, efectul termic al contactului cu frecare produce un dezechilibru variabil în timp datorită îndoirii termice a arborelui.

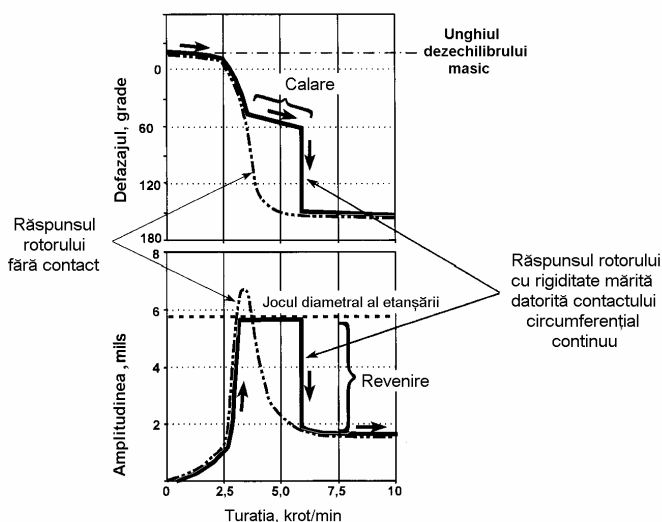


Fig. 11.18 [11.27]

O caracteristică interesantă a contactului circumferențial continuu este ilustrată în fig. 11.18. La creșterea turației rotorului, dezechilibrul produce o forță centrifugă suficient de mare pentru a face ca rotorul să atingă statorul înainte de a atinge turația critică (înainte de vârful de rezonanță). Rotorul rămâne blocat pe turația de rezonanță. Defazajul este între 80 și 100 grade. Pe măsura creșterii turației, contactul cu frecare crește, deci rigiditatea dinamică a sistemului crește. Aceasta mărește turația critică, stabilind blocajul pe rezonanță. Când turația este mult deasupra turației critice, un impact asupra arborelui poate elimina starea de contact continuu iar mașina revine la parametrii de funcționare fără contact cu frecare.

11.4.5 Strângerea insuficientă și jocurile mecanice

Fenomenele dinamice produse de jocuri și slăbirea strângerilor pot fi ușor identificate și eventual corectate, deoarece produc modificări caracteristice ale răspunsului normal al rotorului. În continuare se prezintă particularitățile răspunsului produs de componentele fixe și mobile slăbite ale mașinii, de jocuri prea mari și de lagăre insuficient lubrificate.

11.4.5.1 Slăbirea strângerii părților fixe

Un tip de vibrații des întâlnit este produs de slăbirea strângerii părților fixe ale mașinilor. Slăbirea buloanelor și prezoanelor de fixare (a fundației, a piedestalurilor lagărelor, a corpului lagărelor) produce vibrații la dublul frecvenței de rotație, cu componente axiale relativ mari. În schimb slăbirea lagărelor produce o precesie la o frecvență puțin sub jumătate din frecvența de rotație, care de multe ori a fost interpretată greșit ca precesie instabilă datorită filmului de ulei. În toate cazurile remediul este strângerea prezoanelor și buloanelor de fixare.

Simptome ale slăbirii strângerii unei carcase pe structura de suport pot fi observate ascultând zgomotul mașinii cu o tijă de ascultare sau simțind cu vârful degetelor vibrațiile de amplitudini diferite ale marginilor suprafețelor în contact. Slăbirea unui cuzinet în corpul lagărului, slăbirea suportului piedestalului sau așezarea piciorului fundației liber pe pământ, fără fixare, produc efecte similare. Pentru localizarea acestora se folosesc lamele calibrate (spioni).

Experiența a arătat că acest tip de problemă produce un spectru pozitiv cu o componentă de amplitudine mare la frecvența de rotație și o serie de componente la multipli și submultipli ai acesteia (fig. 11.19).

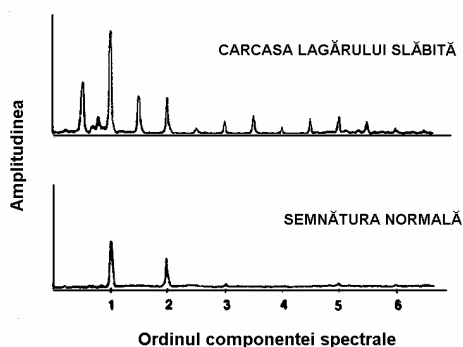


Fig. 11.19 [11.18]

Forța centrifugă produsă de dezechilibrul masic poate depăși uneori greutatea proprie sau alte forțe transversale aplicate rotorului sau piedestalului.

Aceasta produce o “ridicare” periodică a pedestalului, care micșorează rigiditatea sistemului și produce impacturi. Ca urmare, răspunsul sincron al rotorului se modifică și în unele domenii de turații apar vibrații subsincrone de ordine fracționare ($(1/2)X$, $(1/3)X$,...). Cea mai frecventă este componenta $(1/2)X$. Orbita mișcării de precesie la frecvența $(1/2)X$ (filtrată) indică o precesie directă, spre deosebire de precesia cu contact intermitent între rotor și stator, care este o precesie inversă. Neliniaritatea fenomenului produce vibrații de tip Mathieu, cu componente spectrale subsincrone dar și suprasincrone. Astfel, componenta $(1/2)X$ este însoțită de multiplii întregi $1X$, $(3/2)X$, $2X$, $(5/2)X$ cu amplitudini descrescătoare.

11.4.5.2 Jocuri prea mari între rotor și stator

Creșterea jocurilor în lagăre, de obicei datorită ungerii insuficiente, produce fenomene dinamice specifice. Jocurile prea mari între fusuri și cuzineții lagărelor circulare, ca și cele între rulmenți și carcasă, produc variații periodice ale rigidității sistemului rotor-lagăre (fig. 11.20), creând astfel condiții pentru excitația parametrică alimentată de dezechilibru care poate conduce la instabilitatea rotorului.

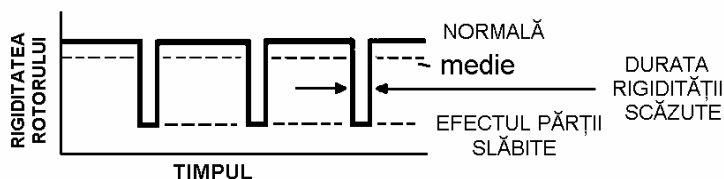


Fig. 11.20 [11.24]

Aceste fenomene sunt similare cu cele care apar în timpul contactului intermitent între rotor și stator, și anume rigiditatea variabilă periodic, impacturile și frecarea. Similaritatea este însă de tipul “imaginea în oglindă”. Sistemul cu contact radial cu frecare este caracterizat ca “normal-strâns”, în timp ce sistemul cu jocuri mărite este caracterizat ca “normal-slăbit” [11.25]. Rotorul în contact cu statorul devine periodic mai rigid (v. Secțiunea 11.4.4), ceea ce determină o creștere a rigidității medii. La sistemele rotor-lagăre cu jocuri prea mari, rigiditatea medie descrește. Aceasta tinde să reducă turația critică a rotorului. Dacă frecvența de rezonanță a rotorului normal este mai mare decât jumătatea frecvenței de rotație și sistemul este slab amortizat, frecvența proprie a rotorului va fi micșorată de rigiditatea efectivă mai mică până coincide cu cea mai apropiată fracțiune a frecvenței de rotație. Rotorul se va “boca” pe acest submultiplu [11.25].

Diagnosticarea jocului prea mare, și deosebirea acestuia de contactul cu frecare, trebuie bazate pe analiza poziției axei arborelui și a componentei $1X$, a spectrului de frecvențe și a orbitei de precesie. Deși au spectre de frecvențe similare, contactul fus/cuzinet se menține de obicei o parte mai lungă din perioada de vibrație decât contactul cu frecare rotor/stator, deci orbitele au forme diferite.

Astfel, fusul în contact alunecă pe suprafața cuzinetului și pe o parte din orbită urmărește cercul jocului din lagăr. Fusul rămâne în vecinătatea suprafeței cuzinetului chiar atunci când contactul este întrerupt. Aceasta diferă de contactul cu frecare la care apar impacturi și mișcări tranzitorii netaționare.

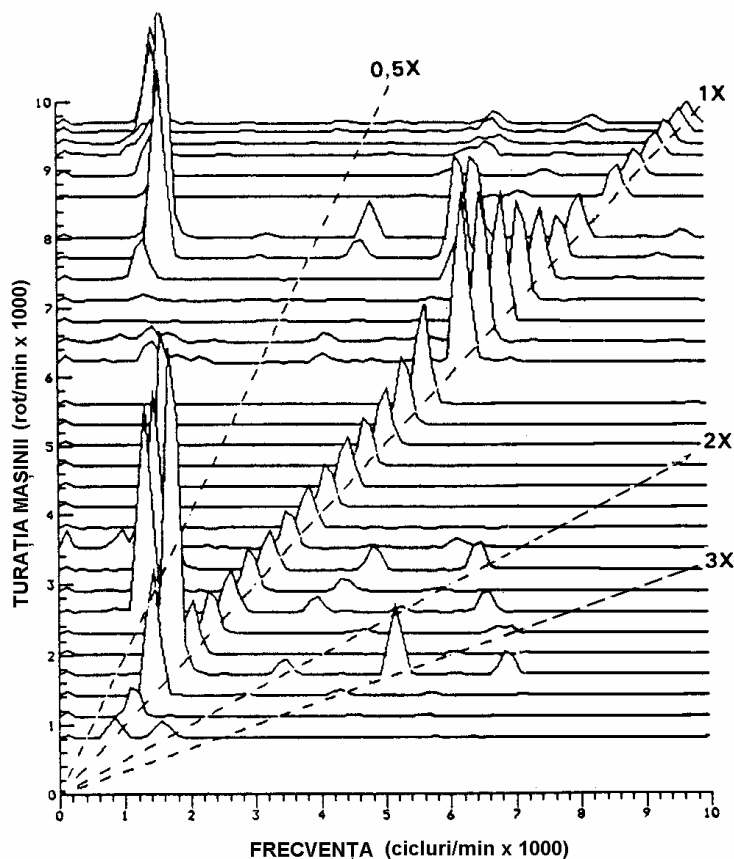


Fig. 11.21 [11.21]

În fig. 11.21 se prezintă spectrul pozitiv în cascadă înregistrat în timpul pornirii mașinii pentru un fus care se rotește într-un lagăr cu joc radial relativ mare, într-o bușă de alamă. Se observă prezența vibrațiilor subarmonice $(1/2)X$ și $(1/3)X$, și a vibrațiilor autoexcitate.

11.4.5.3 Slăbirea strângerii părților în rotație

Slăbirea strângerii poate apare la discuri paletate sau discurile lagărelor axiale, montate fără pană pe arbori în rotație sau în lagăre nefixate pe pedestaluri. Un disc slăbit se rotește, dar cu o turație diferită de cea a arborelui pe care este montat. Un lagăr slăbit poate începe să se rotească, antrenat în rotație de arbore.

Răspunsul acestora este funcție de jocuri, de ajustaje, de condițiile de frecare între arbore și elementul slăbit, precum și de forța tangențială exterioară aplicată elementului cu strângerea slăbită.

În funcție de fiecare mașină, forța de antrenare poate roti elementul slăbit la o frecvență mai mare sau mică decât frecvența de rotație. În regim staționar, forțele de frecare și cele de antrenare de către fluid se echilibrează reciproc, iar viteza unghiulară a elementului slăbit, ω_ℓ , rămâne constantă. Dacă aceasta nu diferă prea mult de viteza unghiulară de rotație, Ω , vibrațiile rezultate au caracterul unor băți (fig. 11.22).

Cel mai adesea, însă, slăbirea unui element în rotație generează mișcări tranzitorii. Vibrațiile produse de elemente slăbite au adesea o frecvență subsincronă care tinde spre frecvența proprie a rotorului. Aceste vibrații seamănă cu cele produse de *oil whirl/whip* și pot fi confundate cu acestea.

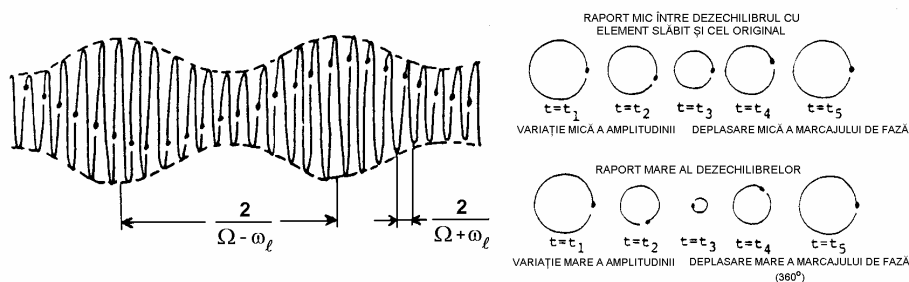


Fig. 11.22 [11.21]

Semnalul de timp de la un rulment slăbit pe arbore este trunchiat în amplitudine (cu maxime “retezate”). Mărimea și forma trunchierii depind de caracteristicile fizice (rigiditate, masă și amortizare) ale căii de transmisie între rotor și stator. Analiza în frecvență a unui semnal de timp trunchiat produce o serie de componente spectrale, sume și diferențe de frecvențe.

11.4.6 Arbori fisurați

Există două simptome de bază ale unui arbore fisurat: a) modificări ale amplitudinii și fazei componentei sincrone $1X$ a răspunsului și a rotației lente, și b) apariția unei componente spectrale $2X$ la dublul frecvenței de rotație, câteodată la turația de funcționare, însă mai ales la pornirea sau oprirea mașinii.

Primul simptom este produs de îndoirea arborelui (efectul “dezechilibrului elastic”) care interferează cu dezechilibrul masic inițial. Al doilea simptom este legat de asimetria arborelui. Componenta $2X$ se datorește combinației unei fisuri transversale cu o forță radială constantă. Componenta $2X$ este dominantă în special

atunci când viteza unghiulară de rotație este în regiunea jumătății oricărei pulsații proprii a sistemului.

Variația amplitudinii și fazei componentei sincrone $1X$, măsurate cu un traductor de proximitate, poate fi monitorizată în condiții normale de funcționare pentru a produce alarmarea și avertizarea timpurie asupra apariției unei fisuri în arbore. Diagrama polară cu regiuni de funcționare acceptabile (fig. 10.48) este un format excelent pentru prezentarea acestor variații. Deplasarea vârfului vectorului componentei $1X$ în afara unei regiuni de funcționare acceptabilă poate reprezenta o avertizare vitală asupra fisurării unui arbore.

Mult mai eficientă este detectarea fisurării unui arbore folosind date înregistrate în regim tranzitoriu. În fig. 10.43 se prezintă un spectru pozitiv în cascadă care arată evoluția componentelor $1X$, $2X$, $3X$, $4X$ în timpul creșterii turației mașinii de la rotirea lentă la turația maximă.

Un instrument foarte util pentru diagnosticare este spectrul bilateral în cascadă (fig. 11.23). Acesta arată rezonanța produsă de o forță excitatoare cu pulsația 2Ω când turația de funcționare este aproape de jumătatea primei turații critice.

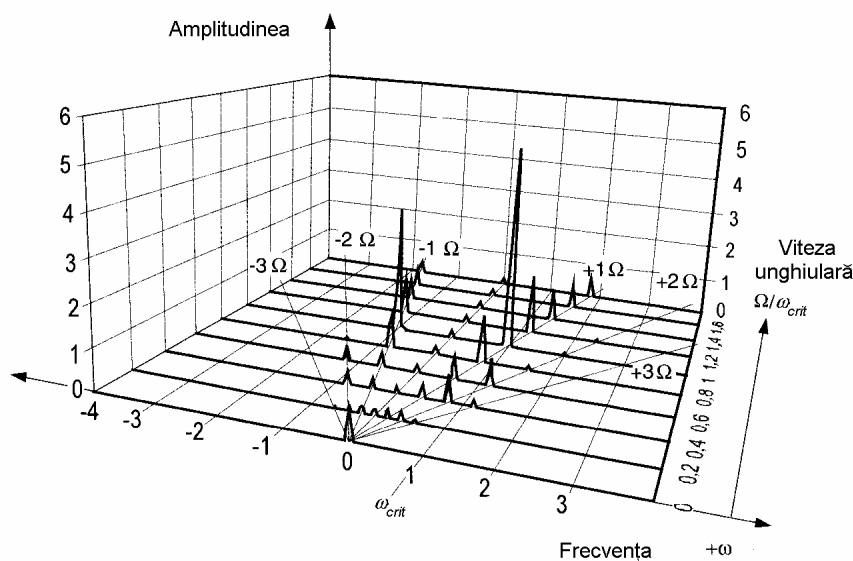


Fig. 11.23 [11.28]

Formatul uzual al unui spectru bilateral în cascadă este prezentat în fig. 11.24. Componentele $2X$ și $-2X$ au amplitudini maxime la aproximativ 1390 rot/min. Prima rezonanță de încovoiere apare la aproximativ 2700 rot/min. Se mai observă un vârf al amplitudinii componentei $3X$ la aproximativ 900 rot/min și un vârf al componentei $4X$ la aproximativ 700 rot/min.

La turația de 1390 rot/min, deci la aproximativ jumătate din prima turație critică, orbita fusului (fig. 11.25) are o buclă interioară. Aceasta este o caracteristică a semnalelor care conțin două componente de vibrații cu același sens al precesiei [11.29]. Un studiu mai detaliat (neprezentat aici) include analiza orbitelor și înregistrărilor în funcție de timp ale componentelor filtrate 1X și 2X. În cazul examinat [11.19] componenta 1X este directă și aproape eliptică. Componenta 2X este directă, ca o elipsă alungită, și mai mare decât componenta 1X.

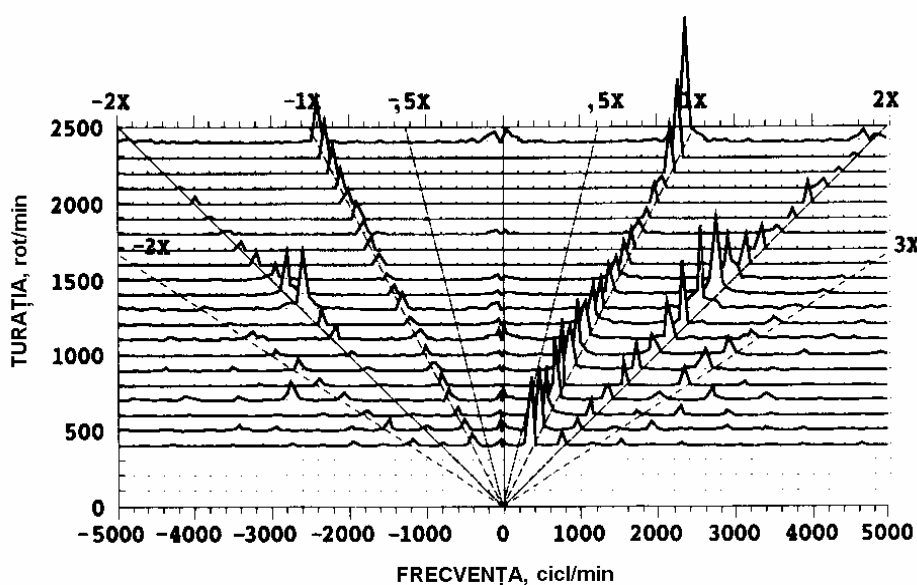


Fig. 11.24 [11.19]

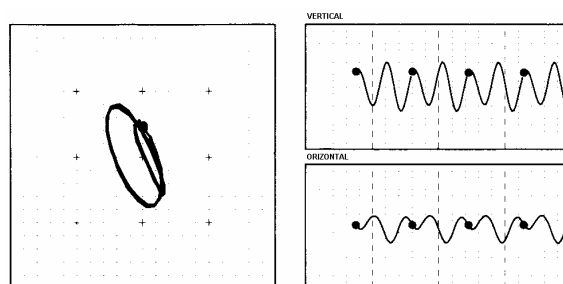


Fig. 11.25 [11.19]

Este importantă corelarea modificărilor vectorului 1X cu variațiile caracteristicilor sistemului și parametrilor procesului de lucru, precum și urmărirea evoluției vectorului 2X, pentru a determina dacă modificările vectorilor sunt produse de o fisură în arbore sau de alți factori ca sarcina, curentul de excitație, proprietățile aburului sau alți parametri de lucru.

11.5 Defecțiuni tipice ale mașinilor

Alegerea sistemului de protecție a unei mașini depinde de tipul și construcția acesteia, de structura de suport, întreținerea, condițiile de funcționare și răspunsul la defecțiuni probabile. În continuare se prezintă defecțiuni specifice diferitelor tipuri de mașini [11.35].

11.5.1 Mașini centrifuge

Mașinile centrifuge produc vibrații cu componente la frecvența de rotație și în vecinătatea acesteia. În plus, componente importante se mai produc la frecvența și frecvențele de trecere a paletelor (egale cu numărul de palete înmulțit cu frecvența rotației arborelui) însoțite de o serie de armonici. Amplitudinea acestora poate fi corelată cu cavitația din pompe sau cu pompajul din compresoare și ventilatoare. Monitorizarea acestora poate avertiza din timp asupra cavitației incipiente sau pompajului.

11.5.1.1 Pompe centrifuge

În general, lagărele pompelor centrifuge au carcase flexibile în consolă (fig. 11.26). Cu această soluție constructivă, o mare parte a forței dinamice dezvoltate de rotor se transmite prin lagăre structurii de suport, cu deplasări relative minime. Utilizând captori de vibrații montați pe carcasa lagărelor, în planul rigidității minime, se obține cel mai bun răspuns și indicații asupra stării mecanice a mașinii.

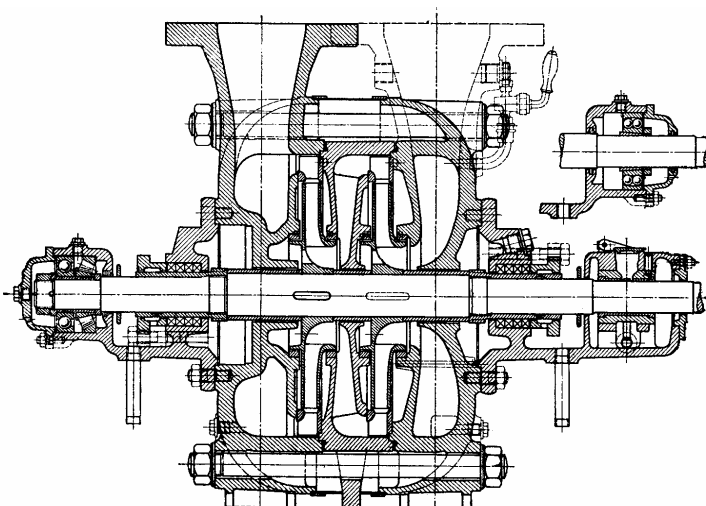


Fig. 11.26 [11.30]

Rezultate optime se obțin cu un sistem de monitorizare cu traductoare montate pe carcasa lagărelor (fig. 11.27). Semnalul obținut de la senzorul montat pe carcasă este descompus, în monitor, în componentele situate în benzi de frecvență corelate cu componentele mecanice specifice. În prima bandă, care cuprinde frecvențele din vecinătatea frecvenței de rotație, se măsoară viteza vibrației și se utilizează un filtru trece-jos pentru a elimina interferența cu frecvența de trecere a paletelor roții centrifuge. Dacă este posibilă apariția cavitației, se poate folosi un filtru trece-bandă care să includă frecvența de trecere a paletelor și unul sau doi din multiplii acesteia într-o a doua bandă monitorizată. La pompele centrifuge cu lagăre cu rulmenți, se folosesc traductoare rezonante pentru a capta impulsurile de energie de înaltă frecvență cu amplitudini mai mari decât un nivel prestabilit, pentru a produce o avertizare din timp asupra unei defecțiuni iminente.

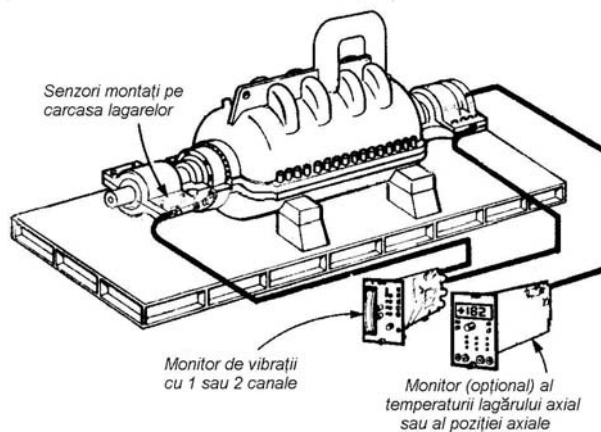


Fig. 11.27 [11.31]

În aplicații cu înălțimi de pompare mari, unde se pot produce forțe axiale mari dacă jocurile interioare sunt anulate, este recomandabilă includerea unui monitor al poziției axiale sau un indicator al temperaturii lagărului axial și o alarmă de avertizare.

11.5.1.2 Compressoare centrifuge

La compresoarele centrifuge moderne cu lagăre hidrodinamice raportul greutatea carcasei și rotorului are valori relativ mari iar structura de rezemare este rigidă (fig. 11.28).

Majoritatea energiei de joasă frecvență dezvoltată de rotor este disipată în mișcarea relativă a fusului față de cuzinet, în jocul din lagăr. Se recomandă utilizarea unui sistem de monitorizare a deplasării relative cu traductori fără contact, ca cel din fig. 11.29 (instalat pe un tip mai vechi de compresor), care are răspunsul cel mai rapid și sensibil la mici variații ale stării mecanice.

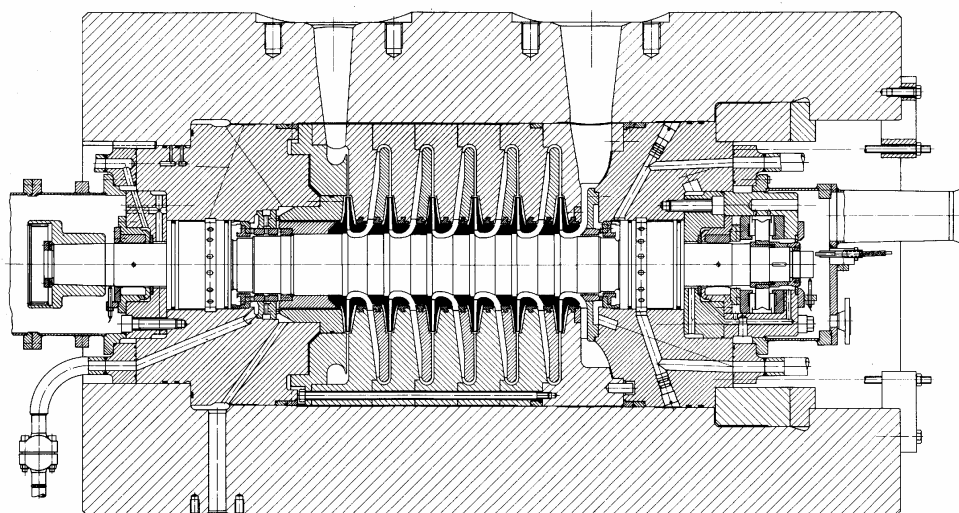


Fig. 11.28 [11.32]

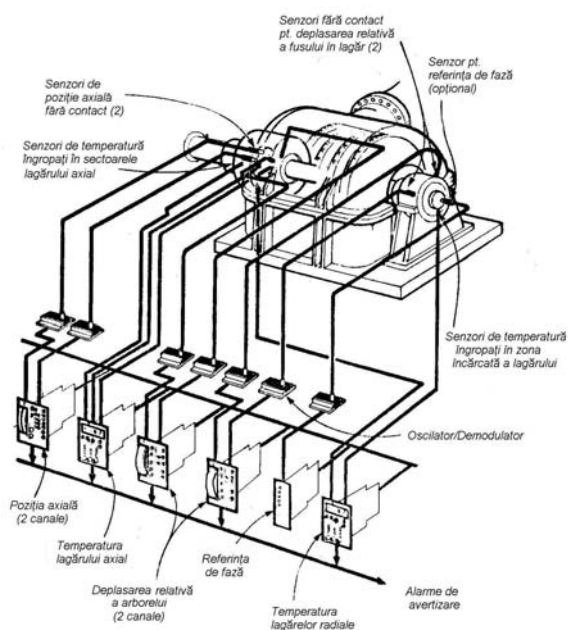


Fig. 11.29 [11.31]

La frecvențe mai înalte, de trecere a paletelor și mai mari, poate apare o excitație importantă produsă de turbulența aerodinamică sau de o rezonanță a roții centrifuge. Această excitație este relativ ușor de detectat măsurând accelerația, deoarece deplasarea va fi cel mai probabil sub amplitudinea minimă detectabilă a

unui sistem industrial tipic de monitorizare a deplasării. Din fericire, acest tip de probleme apar atât de rar încât nu este necesară instalarea permanentă a unor aparate suplimentare pentru asigurarea protecției.

Monitorizarea poziției axiale trebuie inclusă în orice sistem de supraveghere a unui compresor centrifug. Un sistem tipic de monitorizare a poziției constă dintr-un senzor de deplasări axiale și un monitor corespunzător. La compresoare critice sau la cele care produc diferențe mari de presiune se recomandă doi senzori. Monitorizarea temperaturii lagărului axial este obligatorie la compresoare cu raport de compresie total mare, la care deteriorarea etanșării pistonului de echilibrare poate suprasolicita lagărele până la distrugere.

11.5.1.3 Ventilatoare centrifuge

Ventilatoarele centrifuge cu curent de aer forțat sau curent de aer indus (de aspirație) și cele utilizate în circuite de aer primar au rotoare cu diametre mari, care funcționează la turații între 500 și 900 rot/min în lagăre *pillow-block* rezemate pe piedestaluri înalte din beton sau din oțel (fig. 11.30).

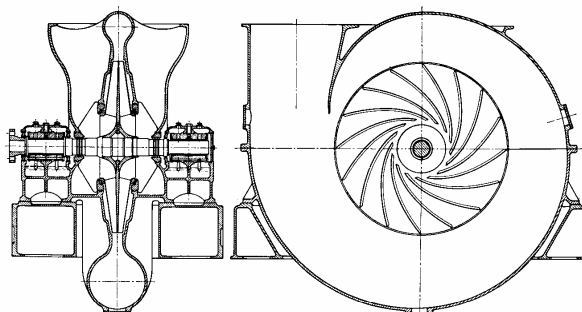


Fig. 11.30 [11.33]

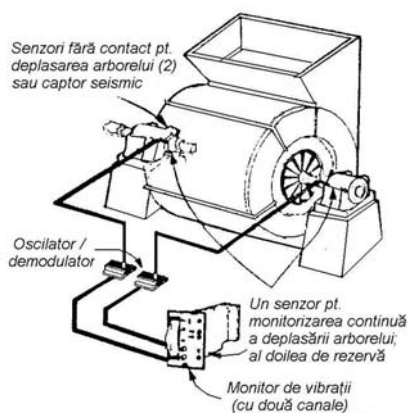


Fig. 11.31 [11.31]

Sursa principală de probleme a ventilatoarelor industriale este dezechilibrul produs de: a) desprinderea sau depunerea neuniformă a materialului antrenat în curentul de aer, și b) dezaxarea între arborele motorului electric și arborele ventilatorului. Acestea produc variații ale amplitudinii componentelor vibrațiilor la, și aproape de, frecvența de rotație, care pot fi monitorizate cu sisteme bazate pe măsurări pe carcasă sau între fus și cuzinet.

Alegerea tipului sistemului de monitorizare este dictată de construcția și rezemarea mașinii. Dacă lagărele sunt așezate pe pedestaluri rigide din beton armat, cea mai mare parte a forței dezvoltate de rotor se va transforma în mișcare relativă în jocul din lagăre. Un sistem de monitorizare a arborelui este cel mai potrivit pentru această construcție (fig. 11.31). Dacă lagărele sunt rezemate pe pedestaluri din oțel, forța dinamică va produce vibrații structurale. Cele mai bune rezultate se obțin cu un sistem de monitorizare a carcasei care utilizează captori seismici montați pe carcasa lagărelor. Caracteristicile neesențiale pentru condiția mecanică trebuie eliminate din semnalul de vibrații măsurat pe carcasa ventilatorului prin filtrarea într-o bandă de trecere care se extinde de la aproximativ 50% din frecvența rotației până la de trei sau patru ori aceasta.

11.5.2 Mașini axiale

Mașinile axiale cu palete individuale, cum sunt compresoarele axiale, turbinele cu abur și cu gaze, produc în general vibrații caracteristice mai complexe, mai ales la frecvențe înalte, decât cele produse de mașinile radiale, discutate în Secțiunea 11.5.1. Componentele spectrale la frecvențele de trecere a paletelor (egale cu numărul paletelor înmulțit cu frecvența rotației arborelui), la combinații de sume și diferențe, și la multipli ai acestora sunt de obicei identificabile.

Frecvențele caracteristice paletelor pot fi observate în semnăturile de vibrații obținute de la senzori montați pe corpul lagărelor. Frecvențele înalte sunt transmise în carcasă prin impulsuri de presiune care se măsoară mai ușor aproape de punctul de origine decât după trecerea printr-un film de ulei. Astfel, frecvențele produse de palete sunt mai puternice și mai ușor de recunoscut în semnalele de la accelerometrele amplasate la mijlocul carcasei mașinii.

11.5.2.1 Compresoare axiale

Compresoarele axiale au rotoare cilindrice sau conice care poartă coroane succesive de palete și au extensii la ambele capete (fig. 11.32). Mulți experți consideră că un sistem de monitorizare cu captori pe carcasă oferă o protecție acceptabilă atât față de problemele care apar la frecvențe joase cât și față de problemele legate de palete, care apar la frecvențe înalte. O soluție mai precaută combină monitorizarea cu accelerometre a frecvențelor de trecere a paletelor cu supravegherea deplasărilor relative între fus și lagăr cu senzori de proximitate. Dacă se anticipează probleme legate de palete, atunci spectrul de frecvențe este

monitorizat în trei benzi: a) banda frecvențelor joase, în jurul frecvenței de rotație, care semnaleză dezechilibrul și dezaxarea; b) o bandă care acoperă frecvențele de rezonanță fundamentale ale paletelor, și c) o bandă care cuprinde frecvențele de trecere a paletelor și armonicile acestora (până la multiplul de ordinul trei sau patru al celei mai mari frecvențe de trecere a paletelor).

Un sistem de monitorizare permanentă a deplasării axiale a rotorului, cu un singur senzor de poziție axială, asigură în general suficientă protecție.

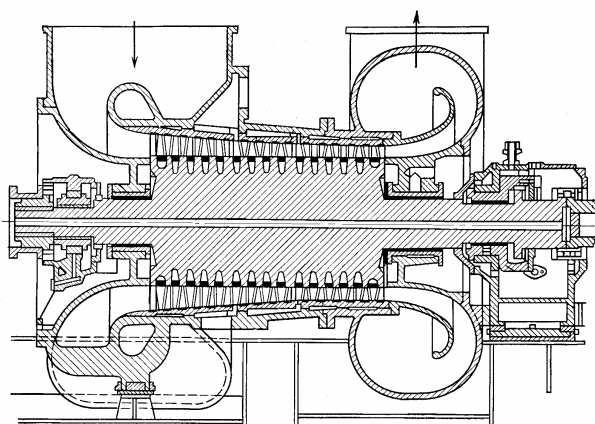


Fig. 11.32 [11.34]

Deoarece compresoarele axiale sunt de obicei antrenate de turbine cu gaze, sistemul de monitorizare trebuie proiectat astfel încât să aibă în vedere caracteristicile ambelor mașini.

11.5.2.2 Turbine cu abur

Răspunsul dinamic al turbinelor cu abur destinate antrenării echipamentelor de proces în combinate petrochimice sau a pompelor de alimentare a cazanelor cu abur diferă de cel al turbinelor utilizate pentru producerea energiei electrice. Primele au turații între 5000 și 12000 rot/min, puteri între 6000 și 30000 CP și presiuni de admisie a aburului până la 120 bar. Turbinele energetice sunt mai lente, funcționează la turația de sincronism sau semi-sincronism, au gabarit mai mare și pot utiliza abur la presiuni peste 250 bar.

La turbine industriale mari și la cele pentru antrenarea pompelor de alimentare a cazanelor se recomandă un sistem de monitorizare a deplasării relative între fus și cuzinet (fig. 11.33). Acestea sunt mașini cu valori medii până la mari ale raportului între greutatea carcasei și cea a rotorului, și cu structuri de suport relativ rigide. Sistemul furnizează date excelente la frecvențe joase, apropiate de frecvența de rotație, și la mașinile cu probleme de instabilitate. În plus, acesta este unicul mod de monitorizare a poziției radiale a arborelui.

La turbine cu turații mari și cu rol important în instalație, sistemul de supraveghere include accelerometre montate pe fiecare lagăr care monitorizează mișcarea absolută a arborelui. Acestea sunt utile pentru evitarea problemelor produse de amplasarea greșită, în punctele nodale, a senzorilor pentru măsurarea preciei arborelui, de mișcarea carcasi lagărului în fază cu fusul, de forțe produse de vibrații cu frecvențe înalte, sau de abateri mari de la forma circulară a fusului arborelui. În aceste situații, este posibil ca sistemele care măsoară deplasarea relativă între fus și lagăr să nu indice modificările anormale ale stării mașinii. Accelerometrele montate pe carcasă au un domeniu larg de frecvențe care le permite să sesizeze atât frecvențele joase legate de rotație, cât și frecvențele de trecere a paletelor și cele legate de curgerea fluidului de lucru.

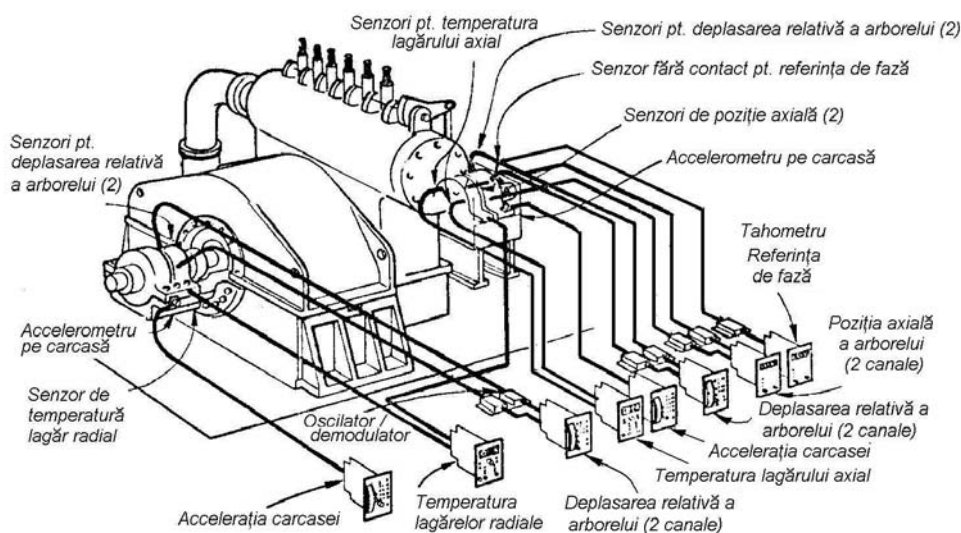


Fig. 11.33 11.35]

Pentru avertizarea unei supraîncărcări a lagărului axial se utilizează termocuple îngropate în sectoarele lagărului axial. Temperatura lagărelor radiale, măsurată cu senzori montați în aceste lagăre, este un indicator prețios al performanței lagărului. Pentru măsurarea poziției axiale și monitorizarea lagărului axial se instalează doi senzori, de obicei la raze diferite, deoarece anumite condiții de funcționare a turbinei, ca lovirea paletelor, pot suprasolicita lagărul axial. Oricum, turbinele cu abur sunt mai puțin susceptibile de probleme cu lagărul axial decât de probleme centrifuge, care depind de echilibrarea presiunilor pentru menținerea împingerii axiale în limite admisibile.

Natura unică a turbinelor energetice impune unele modificări față de măsurările discutate pentru turbine industriale și turbinele pompelor de alimentare a cazanelor. În general, sistemul de monitorizare al unei turbine dintr-o centrală

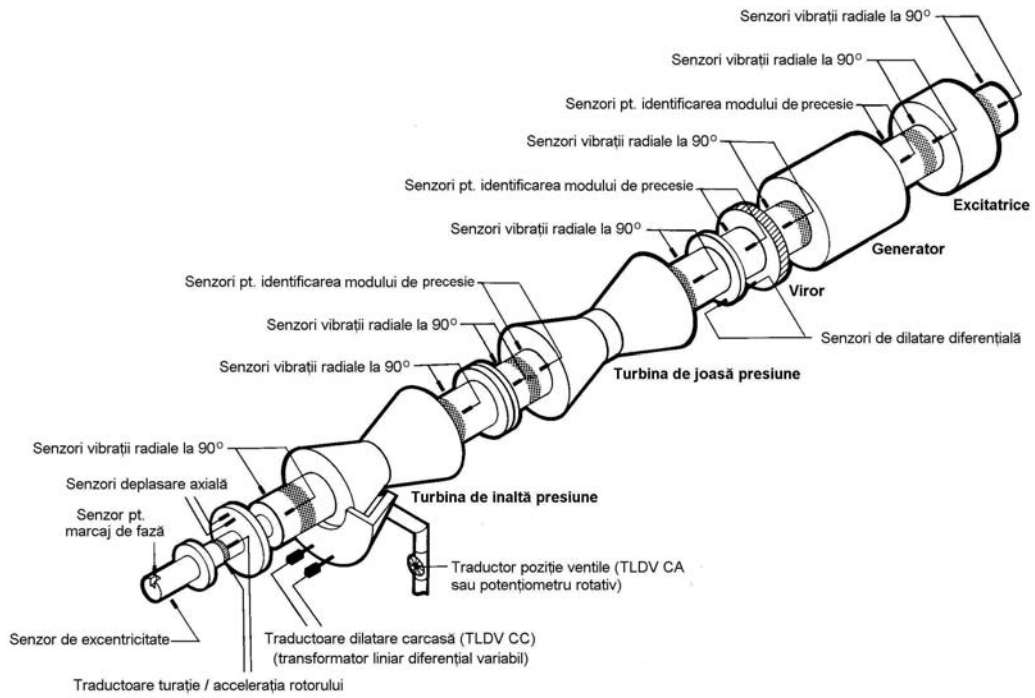


Fig. 11.35 [11.36]

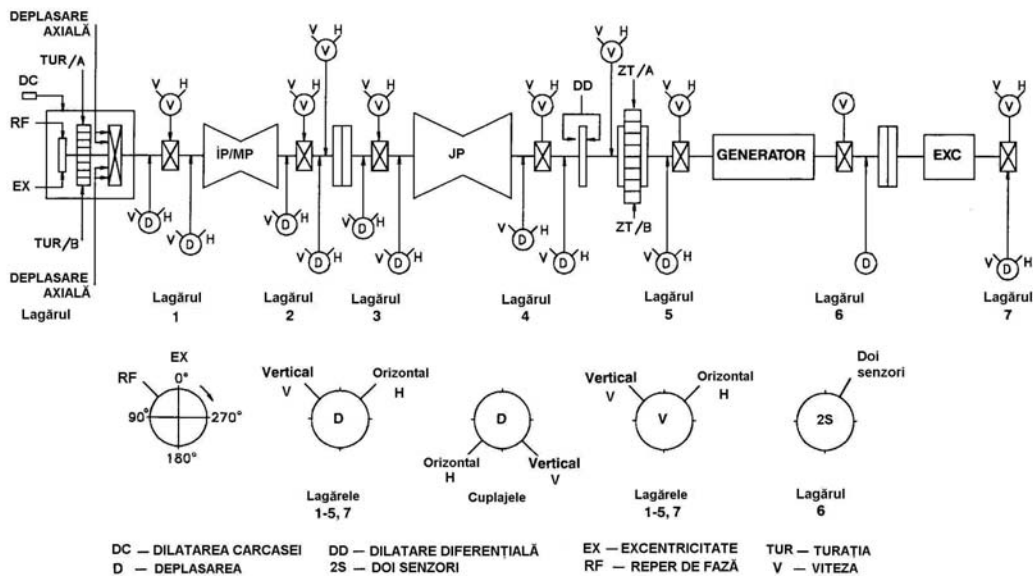


Fig. 11.36 [11.37]

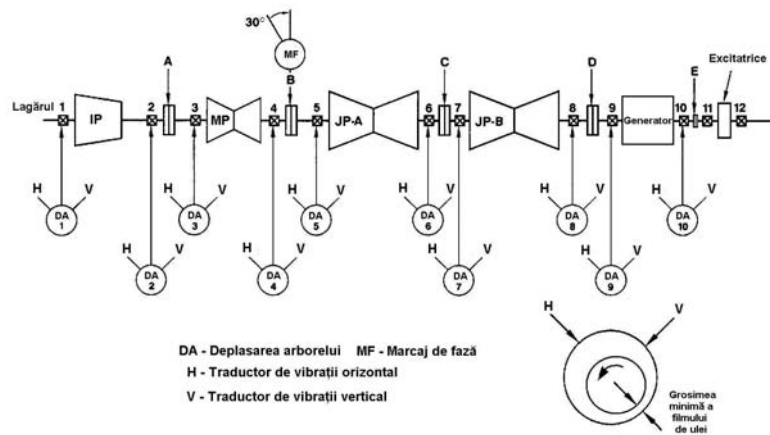


Fig. 11.37 [11.38]

11.5.2.3 Turbine cu gaze

În comparație cu alte tipuri de mașini rotative industriale, turbinele cu gaze au: a) raportul greutatea carcasă/rotor relativ mic; b) carcase ușoare și flexibile, și c) structuri de suport flexibile. Aceste mașini au turații medii până la înalte, cu domenii largi de variație. Turbinele pentru aviație nu sunt discutate aici.

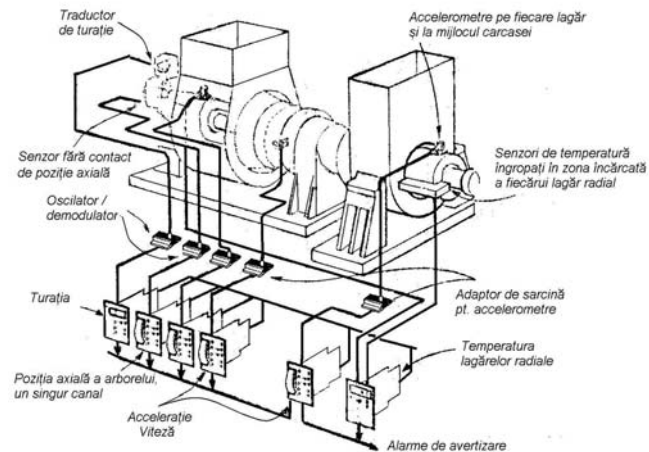


Fig. 11.38 [11.35]

Semnăturile de vibrații ale turbinelor cu gaze, în particular ale celor cu două sau mai multe rotoare independente, conțin un număr mare de componente spectrale, care acoperă un domeniu larg de frecvențe. În afara mai multor frecvențe de rotație, semnăturile mai pot conține componente generate de pornirea mașinii,

de transmisii cu roți dințate, de mașini auxiliare montate pe turbină sau pe placa de bază, de paletelile compresorului și turbinei, precum și numeroase armonici și combinații de sume și diferențe de frecvențe.

La turbinele cu gaze se recomandă un sistem de supraveghere cu accelerometre pe carcasă (fig. 11.38) datorită: a) abilității sale de monitorizare simultană a stării mecanice a mai multor componente; b) răspunsului rapid la diverse defecțiuni; c) rezistenței la temperaturi înalte, și d) ușurinței de instalare și înlocuire. Senzorii pentru măsurarea deplasării relative a arborelui nu sunt preferați deoarece aceștia nu pot colecta datele definiției pentru starea paletelor și a angrenajelor, fiind ineficienți la mașini care au lagăre cu rulmenți. Totuși, acești senzori pot fi necesari în cazuri speciale când precesia rotorului devine instabilă.

Accelerometrele trebuie montate pe fiecare lagăr și la mijlocul carcasei. Pentru protecție maximă, trebuie incluși senzori de poziție axială și pentru măsurarea temperaturii lagărelor radiale.

11.5.3 Mașini electrice și angrenaje

Mașinile electrice mari au un rotor relativ greu, în lagăre rezemate pe o structură flexibilă. Astfel, cea mai mare parte a energiei dezvoltate de rotor se transmite în vibrații structurale și mai puțin în mișcarea relativă între arbore și lagăre. În afara frecvenței (de trecere a) barelor rotorului (la motoare asincrone cu rotor în scurtcircuit), majoritatea caracteristicilor care definesc starea mecanică se găsesc în regiunea frecvențelor joase, până la aproximativ de patru sau cinci ori frecvența de rotație (incluzând frecvența de sincronism și frecvența polilor).

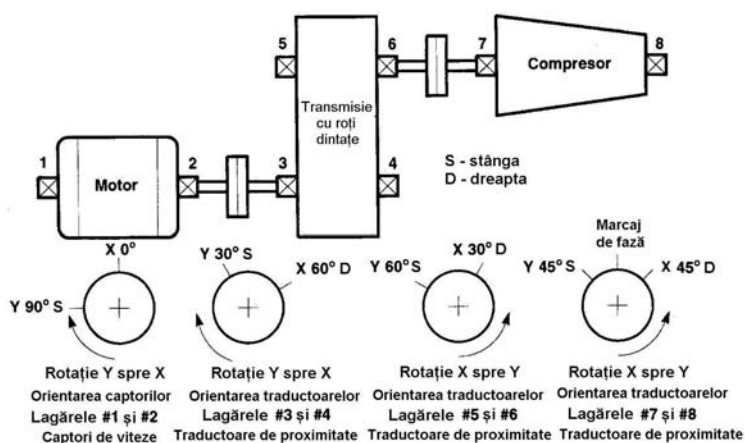


Fig. 11.39 [11.39]

Mașinile electrice mici au lagăre cu rulmenți și sunt monitorizate cu captori montați pe carcasă. Generatoarele electrice mari din centralele termoelectrice sunt

monitorizate cu traductoare de deplasări relative fără contact, de obicei aceleași ca cele utilizate la turbină.

Angrenajele industriale cu turații mari au lagăre cu preîncărcări moderate și carcase relativ flexibile, de aceea sunt preferate sistemele de monitorizare a vibrațiilor carcaselor. Un singur captor amplasat la capătul de cuplare al arborelui cu turație mai mare asigură o protecție adecvată la angrenaje mici. La angrenaje mari, se utilizează două accelerometre montate pe carcasa transmisiei sau în apropierea lagărelor de lângă capetele de cuplare ale celor doi arbori. În general, se utilizează filtre pentru a diviza spectrul de frecvențe al unui angrenaj în segmente care pot fi analizate mai ușor. Primul segment, care conține frecvențele de rotație ale celor doi arbori, începe de la aproximativ 50% din frecvența de rotație cea mai joasă și se extinde până la al patrulea sau cincilea multiplu al frecvenței de rotație a arborelui cu turația mai mare. Al doilea segment trebuie să includă frecvențele în jur de 1-2 kHz. Banda a treia trebuie să includă frecvența de intrare în angrenare și benzile laterale ale acesteia. Banda a patra (dacă este prevăzută) va acoperi frecvențele foarte înalte generate de pitting și exfolierea danturii.

În fig. 11.39 este prezentat sistemul de monitorizare al unui compresor antrenat de un motor electric, iar în fig. 10.25 – al unui compresor antrenat de o turbină.

11.5.4 Compressoare cu piston

Compressoarele cu piston sunt monitorizate pentru probleme legate de uzura inelelor de ghidare ale tijeii pistonului (benzile portante), supape cu scurgeri și vibrații excesive datorită șocurilor, montării/ancorării greșite, lubrifierii insuficiente, uzurii segmentilor de piston și uzurii excesive a lagărelor.

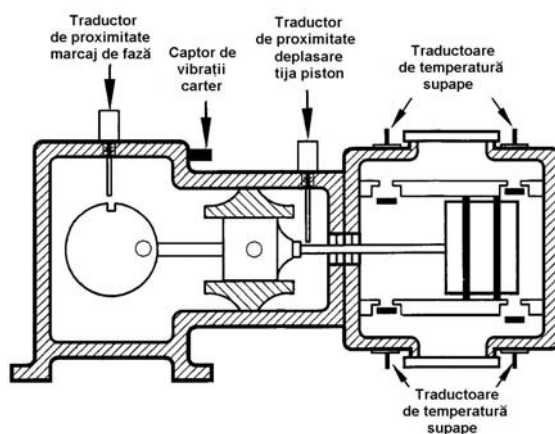


Fig. 11.40 [11.40]

Urmărirea evoluției în timp a deplasării radiale a tijeii pistonului (*rod drop*) oferă o indicație timpurie asupra distrugerii iminente a benzilor portante,

permițând programarea înlocuirii acestora la un moment potrivit. Pentru măsurarea deplasării radiale a tijei pistonului se recomandă utilizarea simultană a două traductoare de proximitate, unul vertical și unul orizontal.

Deoarece lagărele principale ale unui compresor cu piston sunt lagăre cu film fluid, folosirea a două traductoare de proximitate, decalate la 90° , în fiecare lagăr palier permite detectarea problemelor legate de uzura lagărelor, dezechilibrul arborelui cotit și dezaxare. Măsurarea temperaturii în lagărele paliere și glisierile capului de cruce oferă indicații asupra supraîncălzirii, distrugerii lagărelor sau ungerii insuficiente.

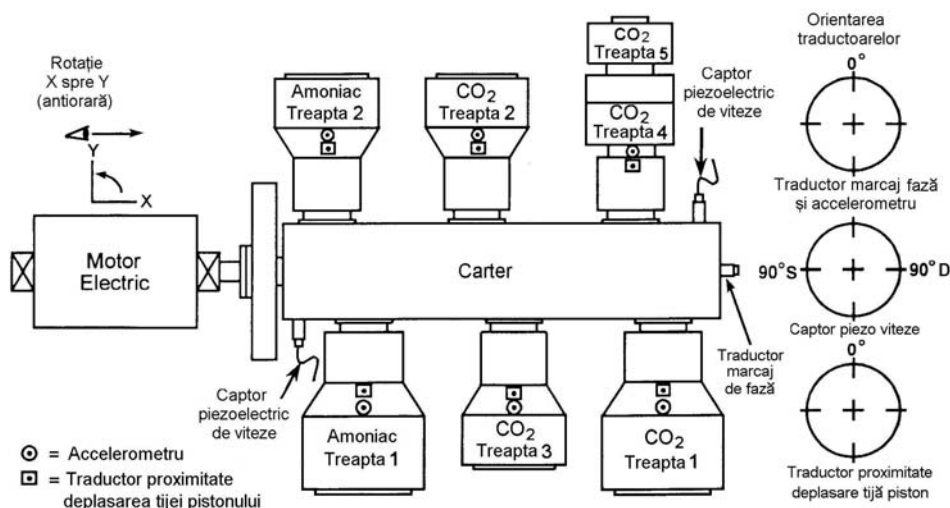


Fig. 11.41 [11.41]

Schema dispunerii traductoarelor utilizate pentru monitorizarea unui compresor orizontal cu piston este dată în fig. 11.40. Nu se arată traductoarele de proximitate pentru măsurarea deplasării radiale a arborelui cotit.

În fig. 11.41 se prezintă amplasarea traductoarelor pe un compresor de amoniac și bioxid de carbon de mare capacitate, cu șase cilindri și șapte trepte, cu turația 330 rot/min. La capetele carterului sunt montați orizontal doi captori piezoelectrice de viteze. În secțiunile de trecere dintre cilindri și ghidajele capetelor de cruce sunt montate vertical șase accelerometre. Acestea măsoară semnalele de înaltă frecvență generate de impacturile produse de jocul tijei și bătăile pistonului. Măsurarea deplasării radiale a tijei pistonului se face în toate treptele care au inel de ghidare. La fiecare cilindru monitorizat, se montează vertical un traductor de proximitate pe cutia de etanșare a capului de cruce, pentru măsurarea poziției relative a tijei pistonului. Un termocuplu sau termometru cu termorezistor montat pe fiecare chiulasă măsoară temperatura gazului.

În fig. 11.42 se arată poziționarea traductoarelor pe un compresor de polietilenă cu șase cilindri. Sistemul de monitorizare colectează și procesează următoarele date: a) temperatura supapei, pe 48 supape, utilizând termorezistoare; b) uzura inelului de ghidare (banda portantă), pe 6 tije de piston, cu traductoare de proximitate; c) viteza carterului, cu 4 captori piezoelectrice de viteze, și d) accelerația capului de cruce, cu 6 accelerometre.

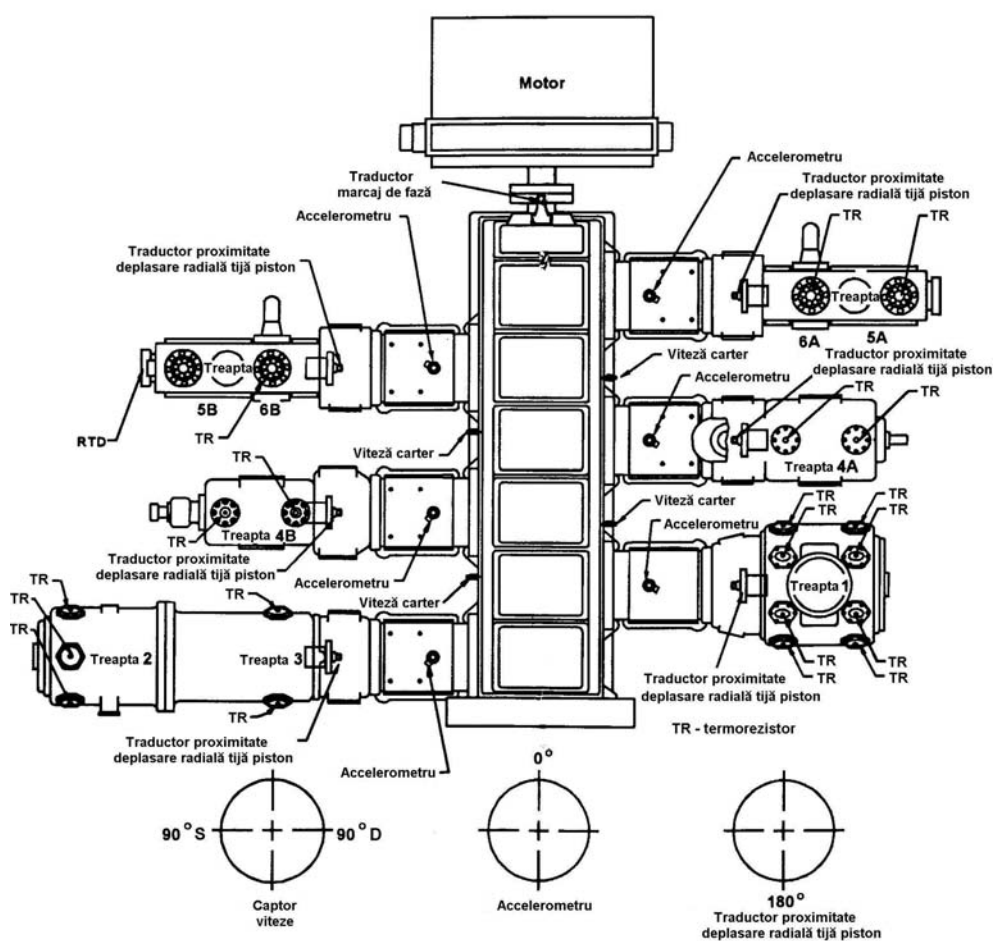


Fig. 11.42 [11.42]

Analiza vibrațiilor compresoarelor cu piston se face mai bine în domeniul timp [11.43], observând forma de undă a vibrației produse de defecte, raportată la cursa pistonului. Se utilizează captori de viteze montați pe carter în plan orizontal, la nivelul pistoanelor, pentru a detecta variații ale nivelului vibrațiilor la frecvența de rotație și variații ale deformării carcusei. Aceștia pot fi montați pe chiulasă sau pe capul de cruce, la un unghi de 45° în planul mișcării pistonului, pentru a detecta cu un singur traductor vibrațiile simultane verticale și “mișcarea de întindere” a

cilindrului. Defecțiunile sunt detectate analizând datele la frecvența de sincronism și dublul acesteia.

Traductoarele de proximitate (fără contact), care măsoară atât poziția cât și deplasarea tijei pistonului, detectează uzura inelelor de ghidare. Ele pot fi utilizate pentru măsurarea deplasării relative a arborelui cotit față de lagărele paliere care, în condiții normale, urmează o traiectorie eliptică.

Accelerometrele instalate pe capul de cruce sau pe piesa de distanțare a fiecărui cilindru detectează impacturile produse de jocul bolțului capului de cruce sau slăbirea piulițelor pistonului. Accelerometre instalate temporar pe chiulasă pot fi utilizate pentru a confirma probleme cu supapele. Scurgerile de gaz la supape pot fi detectate evaluând forma de undă în comparație cu o referință care definește pozițiile punctelor moarte superior și inferior. Porțiunea din cursa pistonului în care apar vibrații de înaltă frecvență (produse de scăpări de gaze prin supapă) poate localiza supapa de admisie sau de evacuare cu probleme.

Anexa 11.1

Alinierea arborilor

Prin aliniere (centrare), arborii sunt poziționați să aibă axele coliniare când mașina funcționează la sarcină normală.

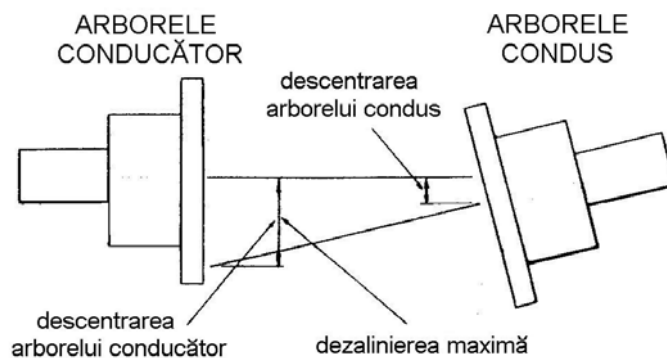


Fig. A11.1 [11.20]

Măsurările efectuate la alinierea cuplajelor colectează datele necesare pentru calcularea excentricităților relative ale axelor arborilor, în direcție verticală și orizontală, în dreptul semicuplelor. Dezalinierea maximă este valoarea cea mai mare dintre descentrarea arborelui conducător și descentrarea arborelui condus. Împreună cu turația mașinii, aceasta arată dacă este necesară realinierea (fig. 11.11).

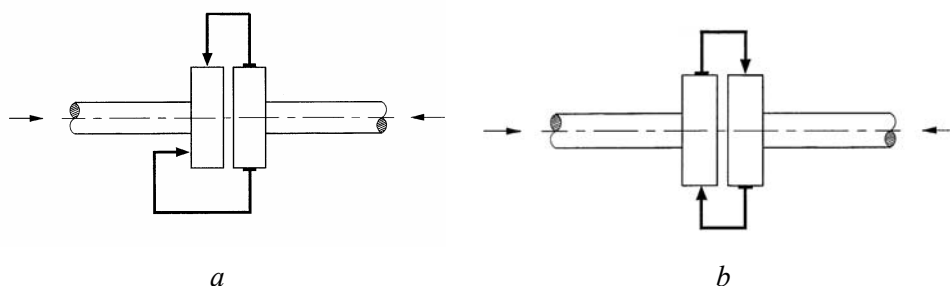


Fig. A11.2

Există două metode de bază pentru alinierea la rece: a) măsurarea deplasării axiale și radiale a unei semicuple față de cealaltă (fig. A11.2, a), și b) măsurarea deplasărilor radiale ale ambelor semicuple (fig. A11.2, b).

1. Măsurări pe o semicuplă

În prima metodă (*rim and face method*) se utilizează două comparatoare montate pe un suport în consolă fixat de mașina deplasată. Un comparator este montat radial, pe circumferința semicuplei mașinii fixe, pentru determinarea dezalinierei radiale, celălalt este montat orizontal, de obicei pe fața interioară a semicuplei, pentru determinarea dezalinierei unghiulare. Arborele mașinii deplasate este rotit pentru citiri în planul vertical și în planul orizontal (fig. A11.3). Cu datele astfel obținute se calculează corecțiile (grosimea plăcuțelor de reglaj sub “picioarele” mașinii deplasate).

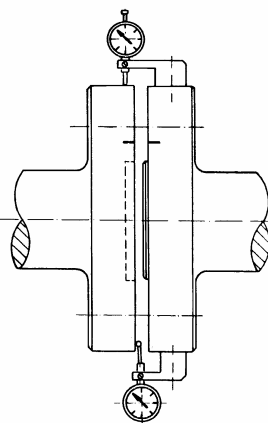


Fig. A11.3 [11.44]

Precizia metodei poate fi influențată de mai multe surse de erori (de ex. deformațiile dispozitivului de prindere a comparatoarelor, frecările palpatorului acestora, etc), fiind mai mică decât a metodelor de măsurare pe ambele semicuple,

deși în unele cazuri (de ex. când nu se pot face măsurări sub cuplaj) este singura metodă utilizabilă [11.45].

2. Măsurări pe ambele semicuple

A doua metodă implică folosirea a două comparatoare montate pe ambele semicuple, în sensuri opuse, în același plan axial (fig. A11.4), pentru măsurarea dezalinierei radiale a celeilalte semicuple (*reverse dial indicator method*).

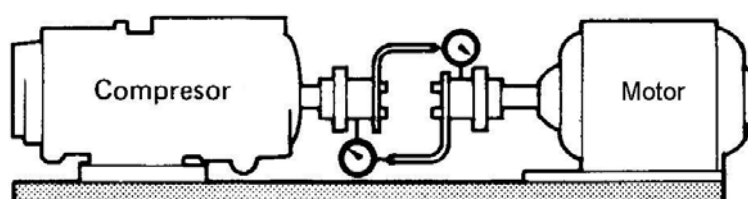


Fig. A11.4

Comparatoarele sunt fixate pe suporturi în consolă, cu bare de extensie reglabile (fig. A11.4). Arborii sunt roțiți împreună și se fac citiri la fiecare 90^0 (ora 12:00, 3:00, 6:00 și 9:00). Pe baza lor se calculează dezalinierea maximă (sau radială și unghiulară, în plan vertical și orizontal) care se compară cu toleranțele recomandate (fig. 11.11). Se consideră că aceasta este cea mai precisă dintre metodele bazate pe utilizarea comparatoarelor.

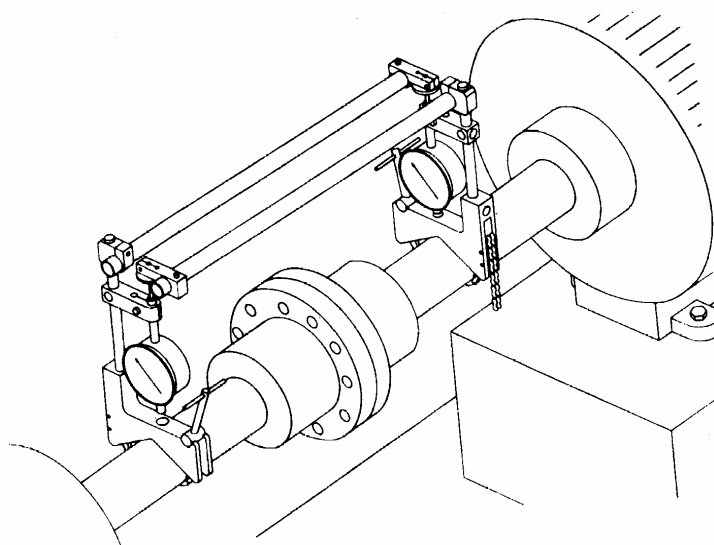


Fig. A11.4 [11.44]

Metoda este aplicată când nu se dispune de echipament pentru (sau nu se poate folosi) alinierea cu laser.

Sistemele de aliniere cu comparatoare opuse pe semicuple au fost îmbunătățite prin adăugarea unor bare speciale de aliniere care permit citirea indicațiilor comparatoarelor la orice unghi, când arborii se rotesc 360° .

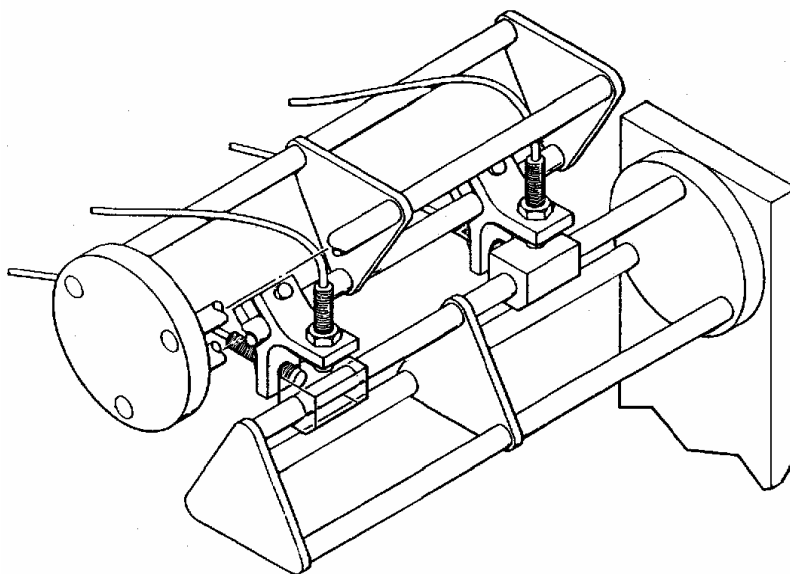


Fig. A11.5 [11.46]

Alinierea la cald se realizează înlocuind comparatoarele cu bare de aliniere și traductoare (fig. A11.5). Metoda bazată pe “bara Dodd” [11.47] utilizează traductoare de proximitate montate pe bare. Barele tubulare sunt dispuse în triunghi și distanțate cu plăcuțe de rigidizare. Pe una din bare sunt montate traductoarele care măsoară fără contact deplasarea unei bare din celălalt set. Mișcarea este măsurată prin variația distanțelor față de traductoare, pe baza cărora se calculează alinierea relativă a celor doi arbori.

Barele de aliniere, care poziționează axele arborilor, sunt fixate pe carcasa lagărului fiecărei mașini. Traductoarele fără contact măsoară deplasarea relativă a barelor, indicând și componenta produsă de dilatarea termică. Blocurile indicatoare sunt montate pe bara fixată de mașina condusă. Pe bara fixată de mașina conducătoare sunt atașate două dispozitive de prindere în consolă pe care sunt montate patru traductoare de proximitate.

Traductoarele și blocurile indicatoare sunt poziționate să măsoare deplasarea orizontală și verticală pe fiecare semicuplă. Traductoarele de proximitate măsoară distanța dintre traductor și blocul indicator. Semnalul electric

produs de traductor este condiționat și liniarizat într-un amplificator. Semnalul produs de proximitor este transmis la voltmetre de măsură etalonate să afișeze diferitele mișcări în unități de deplasare.

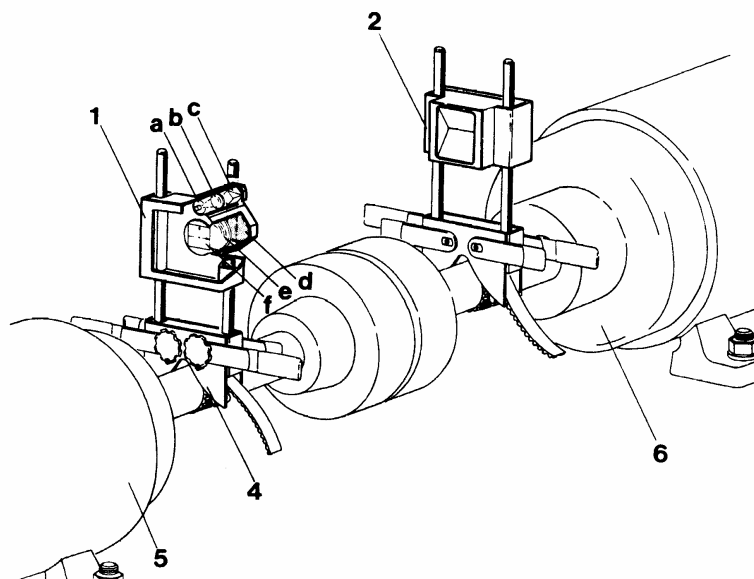


Fig. A11.6 [11.44]

3. Alinierea cu laser

Sistemele de aliniere cu laser pot utiliza o configurație cu un laser și detector, un laser și fascicul reflectat sau cu două lasere.

Sistemul cu un singur laser și rază reflectată are un emițător (sursa de raze laser) pe un arbore, în spatele semicuplei și o prismă fixată pe celălalt arbore, în spatele celeilalte semicuple. În fig. A11.6, se observă: 1 - suportul laserului, 2 - prisma, a - laser, b - lentilă, c - dispozitiv de focalizare, d - filtru, e - lentilă și f - detector, 4 - dispozitiv de prindere în V cu lanț, 5 - mașina conducătoare, 6 - mașina condusă.

Laserul și prisma sunt conectate la un calculator specializat. Pe măsură ce arborele este rotit, calculatorul înregistrează citirile de aliniere în mai multe poziții. Pe baza dimensiunilor mașinii, calculatorul determină dezalinierea fiecărei semicuple și corecțiile necesare la piciorul fiecărei mașini pentru obținerea unei alinieri statice la rece în toleranțele de aliniere recomandate.

La sistemele de aliniere cu două unități de măsurare, fiecare unitate emite o rază laser care este proiectată pe detectorul celeilalte unități, funcționând pe principiul măsurării pe ambele semicuple (*reverse dial indicator method*).

Bibliografie

- 11.1 *** *Notes on the use of vibration measurements for machinery condition monitoring*, Brüel & Kjaer Application Note, 14-227.
- 11.2 Sidahmed, M., *Diagnostics and condition monitoring, basic concepts*, Encyclopedia of Vibration, Braun, S., Ewins, D. and Rao, S.S., eds., Academic Press, London, 2002, p.376-380.
- 11.3 Collacott, R. A., *Vibration Monitoring and Diagnostic*, Wiley, New York, 1979.
- 11.4 Mitchell, J. S., *Machinery Analysis and Monitoring*, Penn Well Books, Tulsa, 1981.
- 11.5 Reeves, Ch., *Vibration Monitoring Handbook*, Coxmoor Publ. Comp., 1998.
- 11.6 Beebe, R. S., *Predictive Maintenance of Pumps Using Condition Monitoring*, Elsevier, Oxford, 2004.
- 11.7 Bloch, H. P., *Practical Machinery Management for Process Plants*, vol.1: *Improving Machinery Reliability*, 3rd ed., Gulf Professional Publ., Oxford, 1998.
- 11.8 Eisenmann, R. C. Sr. and Eisenmann, R. C. Jr., *Machinery Malfunction Diagnosis and Correction*, Hewlett Packard Professional Books, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 1997.
- 11.9 Bloch, H. P. and Gleitner, F. K., *Practical Machinery Management for Process Plants*, vol.4: *Major Process Equipment Maintenance and Repair*, 2nd ed., Gulf Publishing Comp., Houston, 1997.
- 11.10 Gleitner, F. K. and Bloch, H. P., *Practical Machinery Management for Process Plants*, vol.5: *Maximizing Machinery Uptime*, Gulf Professional Publ., Oxford, 2006.
- 11.11 Forsthoffer, W. E., *Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks*, vol.5 *Reliability Optimization through Component Condition Monitoring and Root Cause Analysis*, Elsevier, Amsterdam, 2005.
- 11.12 Macdonald, D., *Practical Machinery Safety*, Newness, Oxford, 2004.
- 11.13 Mobley, R. K., *An Introduction to Preventive Maintenance*, 2nd ed., Butterworth-Heinemann, Amsterdam, 2002.
- 11.14 Scheffer, C. and Girdhar, P., *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*, Newnes, Oxford, 2004.
- 11.15 Barron, R., *Engineering Condition Monitoring: Practice, Methods and Applications*, Addison Wesley Longman, London, 1996.

- 11.16 Adams, M. L., *Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting*, Marcel Dekker, New York, 2001.
- 11.17 Mechefske, C. K., *Machine condition monitoring and fault diagnostics*, Chap.25 of C.R.C. Handbook, Taylor and Francis, 2005.
- 11.18 Mitchell, J. S., *Bearing diagnostics: An overview*, ASME Winter Ann. Mtg., 10-15 Dec 1978, San Francisco, p.15-24, 1978.
- 11.19 Southwick, D., *Using full spectrum plots, Part 2*, Orbit, vol.15, no.2, June 1994, p.11-15.
- 11.20 Piotrowski, J., *Shaft Alignment Handbook*, 2nd ed., Marcel Dekker Inc., New York, 1995.
- 11.21 Muszynska, A., *Vibrational diagnostics of rotating machinery malfunctions*, Course on "Rotor Dynamics and Vibration in Turbomachinery", von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium, 21-25 Sept 1992.
- 11.22 Laws, W. C. and Muszynska, A., *Periodic and continuous vibration monitoring for preventive/predictive maintenance of rotating machinery*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.109, April 1987, p.159-167.
- 11.23 Southwick, D., *Using full spectrum plots*, Orbit, vol.14, no.4, Dec 1993, p.19-21.
- 11.24 *** *Machinery protection and diagnostics topics*, Bently Nevada Application Note 003, Feb 1977.
- 11.25 Bently, D. E., *Forced subrotative speed dynamic action of rotating machinery*, ASME Paper 74-Pet-16, Petroleum Mechanical Engineering Conference, Dallas, Texas, Sept 1974.
- 11.26 Muszynska, A., *Partial lateral rotor to stator rubs*, I. Mech. E. Conference Publication 1984-10, Proc. Third International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, Heslington, England, 11-13 Sept 1984, p.327-335.
- 11.27 Bently, D. E., *Basic rotor-to-stator thermal rubs which exhibit rotative speed (1X) symptom only*, Orbit, vol.17, no.3, Sept 1996, p.4-6.
- 11.28 Gasch, R., Nordmann, R. and Pfützner, H., *Rotordynamik*, 2nd ed., Springer, Berlin, 2001.
- 11.29 Muszynska, A., *Misalignment and shaft crack-related phase relationships for 1X and 2X vibration components of rotor responses*, Orbit, vol.10, no.2, Sept.1989, p.4-8.
- 11.30 Pfleiderer, C., Petermann, H., *Strömungsmaschinen*, 6th ed., Springer, 1990.
- 11.31 Mitchell, J. S., *Putting vibration and other operating variables to work in a monitoring system*, Power, May 1977, p.87-89.

- 11.32 *** *Centrifugal Compressor for Ultra-High Pressures*, Druckschrift MA 25.69 en/9.83, Mannesmann Demag, 1983.
- 11.33 Eck, B., *Ventilatoren*, Springer, Berlin, 1957.
- 11.34 Kostyuk, A. G. și Frolov, V. V., *Turbine cu abur și gaze (în l. rusă)*, Energoatomizdat, Moskow, 1985.
- 11.35 Mitchell, J. S., *Monitoring the complex vibration characteristics of bladed machinery*, Power, July 1977, p.38-42.
- 11.36 *** *Rotating Machinery Information Systems and Services*, Bently Nevada, Publ. L1001-00, April 1993.
- 11.37 Hayashida, B., *Advancement of Turbine Supervisory Instrumentation continues to help solve machinery problems*, Orbit, vol.13, no.1, Feb 1992, p.6-11.
- 11.38 Murray, G., Mucci, J. and Brier, S., *Analysis of generator rotor unbalance*, Orbit, vol.14, no.1, March 1993, p.25-29.
- 11.39 Swan, P., *Torsional vibration problems with asynchronous motor*, Orbit, vol.18, no.1, March 1997, p.22-24.
- 11.40 *** *Monitoring reciprocating compressors*, Orbit, vol.11, no.3, Dec 1990, p.20-23.
- 11.41 Silcock, D., *Reciprocating compressor instrumented for machinery management*, Orbit, vol.17, no.2, June 1996, p.10-12.
- 11.42 Smith, T., *Quantum Chemical uses reciprocating compressor monitor to improve reliability*, Orbit, vol.17, no.2, June 1996, p.14-16.
- 11.43 Schultheis, S. M., *Vibration analysis of reciprocating compressors*, Orbit, vol.17, no.2, June 1996, p.7-9.
- 10.44 *** *Vorbeugende Maschineninstandhaltung*, Schenck Seminar C 50, Nov 1989, p.70.
- 11.45 Bognatz, S. R., *Alignment of critical and noncritical machines*, Orbit, vol.16, no.1, March 1995, p.23-25.
- 11.46 Campbell, A. J., *Static and dynamic alignment of turbomachinery*, Orbit, vol.14, no.2, June 1993, p.24-29.
- 11.47 Dodd, V. R., *Shaft alignment monitoring cuts costs*, Oil and Gas Journal, Sept 1971.

12.

LIMITELE VIBRAȚIILOR MAȘINILOR

În acest capitol se prezintă norme și recomandări privind limitele admisibile ale vibrațiilor pentru mașini de diferite tipuri și mărimi.

12.1 Standarde și norme pentru nivelul global al vibrațiilor

Pentru aprecierea stării mecanice a unei mașini, nivelele vibrațiilor măsurate pe carcasa lagărelor sau între fusul și cuzinetul acestora se compară cu limitele acceptabile recomandate în normative și standarde.

La elaborarea standardelor s-a constatat că, în vederea măsurării și evaluării vibrațiilor, mașinile pot fi împărțite în patru categorii [12.1]:

1. *Mașini cu mecanism bielă-manivelă și arbore cotit* care au atât componente în mișcare de rotație cât și în mișcare alternativă, cum sunt motoarele diesel și anumite tipuri de compresoare și pompe. La acestea vibrațiile se măsoară uzual pe structura principală a mașinii, în domeniul frecvențelor joase.

Normativul VDI 2063-1985 [12.2], elaborat pentru măsurarea și evaluarea vibrațiilor mecanice ale motoarelor și compresoarelor cu piston, s-a dovedit util în practică deși s-au aplicat aceleași criterii tuturor mașinilor cu mișcare alternativă. Acest normativ a fost înlocuit de standardul ISO 10816-6 [12.3] care stabilește limite diferite ale vibrațiilor pentru mașini diferite.

2. *Mașini rotative cu rotoare rigide*, cum sunt anumite tipuri de motoare electrice, pompele monoetajate și pompele cu turație mică. Vibrațiile acestora se măsoară pe structura principală (pe corpul sau pedestalul lagărelor) unde nivelul vibrațiilor este o măsură a forțelor excitatoare generate de rotor datorită dezechilibrului, îndoirii termice, frecărilor și altor surse de excitație.

Severitatea vibrației a fost definită ca valoarea maximă a nivelului global al vitezei eficace în domeniul de frecvențe specificat (în mod normal între 10 și 1000 Hz), evaluată pe structură în puncte predeterminate.

Normativul VDI 2056-1964 [12.4] a constituit baza pentru standardele ISO 2372-1974 [12.5] și ISO 2373 [12.6], înlocuite în prezent de ISO 10816 [12.7]-[12.12]. Standardele ISO sunt utilizate ca referință pentru standardele naționale corespunzătoare. Standardele înlocuite conțin o serie de informații utile.

3. *Mașini rotative cu rotoare flexibile*, cum sunt turbogeneratoarele cu abur, pompele și compresoarele multietajate. Când sunt accelerate prin una sau mai multe turații critice rotorul acestora poate vibra în diferite moduri de vibrație până mașina ajunge la turația de lucru. La o astfel de mașină, amplitudinea vibrației măsurate pe un element de structură nu este o măsură a vibrației rotorului. De exemplu, un rotor poate avea deplasări cu amplitudini foarte mari, care să ducă la defectarea mașinii, în timp ce amplitudinea vibrațiilor măsurate pe corpul lagărului este foarte mică. De aceea se recomandă măsurarea vibrațiilor direct pe rotor.

Normativul VDI 2059-1981 (prima ediție în 1972) are 5 părți [12.13]-[12.17] care conțin considerații generale și valori limită admisibile pentru patru tipuri de turbine. Pe baza lui s-a elaborat standardul ISO 7919-1996 compus din aceleași 5 părți [12.18]-[12.22].

4. *Mașini rotative cu rotoare cvasirigide*, cum sunt turbinele cu abur de joasă presiune, compresoarele axiale și ventilatoarele. Aceste mașini au un tip special de rotor flexibil pentru care amplitudinea vibrațiilor măsurate pe corpurile lagărelor sunt relevante pentru vibrația rotorului.

În afara Organizației Internaționale de Standardizare (ISO), diferite alte organizații precum American Petroleum Institute (API), American Gear Manufacturers Association (AGMA) și American National Electrical Manufacturers Association (NEMA) au elaborat și publicat normative de vibrații larg acceptate și aplicate. În majoritatea cazurilor, aceste normative au fost elaborate în consens cu producătorii și beneficiarii, utilizarea lor fiind benevolă.

12.2 Diagramele severității vibrațiilor

Diagrama Rathbone (fig.12.1) a fost primul normativ elaborat pentru firmele de asigurări interesate în evaluarea și stabilirea corectă a stării mecanice a mașinii asigurate [12.23]. Acesta se aplică turbinelor cu fundații individuale, care lucrează la turații sub 6000 rot/min și la care vibrațiile rotorului sunt mici în comparație cu vibrațiile carcasei sau pedestalului lagărelor.

Diagrama conține șase curbe care delimitează zonele care caracterizează diferite regimuri de funcționare, de la “foarte lin” la “foarte neliniștit”. Aceste categorii definesc nivelul global (de bandă largă) al vibrațiilor măsurate pe carcasa lagărelor mașinii. La frecvențe peste 20 Hz, limitele sunt definite prin linii cu panta (-1) în coordonate log-log, care reprezintă amplitudinea deplasării vârf-vârf, în

mils, în funcție de frecvență (1 mil = $25,4\mu\text{m}$). Acestea sunt linii de viteză maximă constantă. În diagramă este inclusă și linia nivelului de percepere umană [12.24].

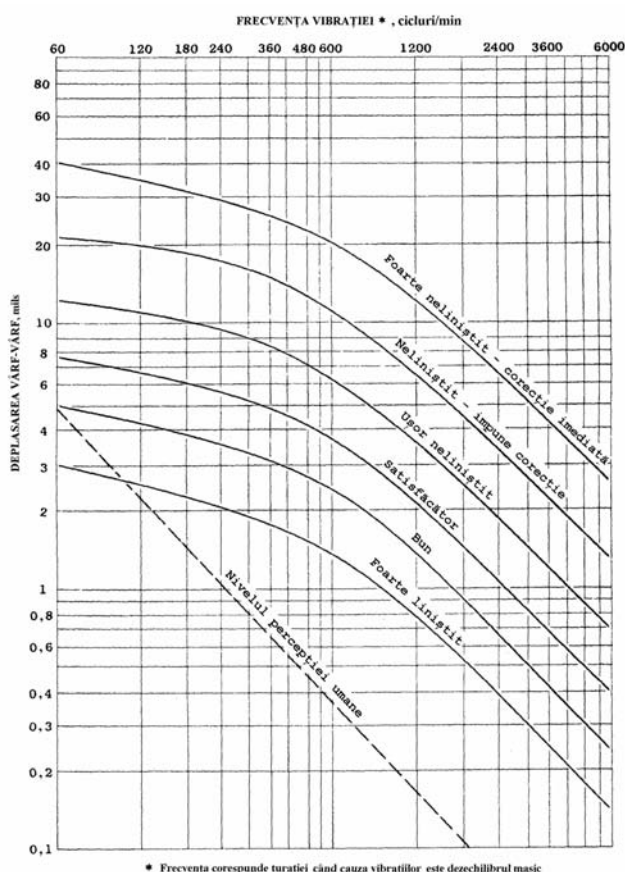


Fig. 12.1 [12.23]

Dezvoltările ulterioare ale diagramei severității vibrațiilor au adoptat același format. Diagrama lui Blake [12.25] este prezentată în Anexa A12.1. În acest caz, deplasarea orizontală măsurată pe lagăre trebuie înmulțită cu un *factor de serviciu*.

În fig. 12.2 se prezintă diagrama severității vibrațiilor măsurate pe corpul lagărelor (citiri filtrate) elaborată inițial de H. G. Yates (1949), apoi completată în 1964 de IRD Mechanalysis [12.26]. Aceasta a fost utilizată doar ca un ghid în aprecierea nivelului vibrațiilor pentru avertizarea unui defect iminent. În diagramă s-a reprezentat amplitudinea deplasării vârf-vârf în funcție de frecvență sub forma unor linii de viteză maximă constantă, cu un raport egal cu 2 între nivelele de severitate ($1\text{ in/s} = 25,4\text{ mm/s}$). Măsurarea nivelului vibrațiilor vârf-vârf a fost practică în SUA până în 1974.

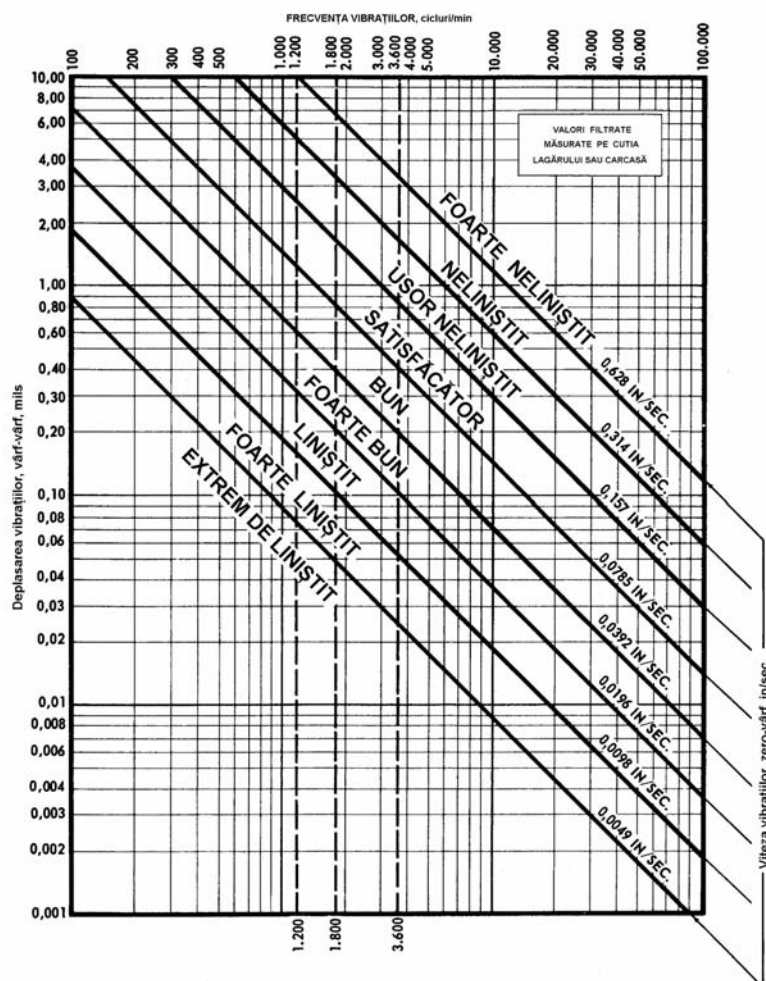


Fig. 12.2 [12.26]

Între timp, Grupul de Vibrații al Asociației Inginerilor Germani a elaborat normativul VDI 2056, prima ediție în 1960, apoi revizuită și completată în 1964 [12.27]. *Intensitatea vibrației* a fost definită prin *viteza eficientă* a acesteia. Normativul s-a limitat la vibrații mecanice cu frecvențe peste 5 Hz, măsurate pe suprafața exterioară a mașinii, pe lagăre sau în puncte prestabilite.

S-a definit o scară de evaluare, care pornește de la valoarea medie a limitei percepției umane, 0,112 mm/s, și avansează în trepte cu creșteri de 1,6 ori (4dB) pentru diferitele niveluri ale intensității vibrațiilor. Aceasta s-a bazat pe observația că o creștere de 1,6 ori a vitezei este percepută distinct și cu efecte detectabile în solicitarea mecanică a mașinii. A doua îmbunătățire a fost împărțirea în patru niveluri ale vibrațiilor: A – bun, B – acceptabil, C – limită și D – inacceptabil, pentru patru grupe diferite de mașini.

Cele patru clase/grupe de mașini pentru care s-au stabilit limitele intensității vibrațiilor sunt următoarele: *Clasa I* (Grupa K) – componente ale motoarelor sau mașinilor care, în condiții normale de funcționare, fac parte integrantă din ansamblul unei mașini (de tipul motoarelor electrice cu puteri până la 15 kW); *Clasa II* (Grupa M) – mașini de mărime medie (de tipul motoarelor electrice cu puteri între 15 și 75 kW) fără fundații speciale, motoare montate rigid sau mașini (cu puteri până la 300 kW) pe fundații speciale; *Clasa III* (Grupa G) – motoare de mari dimensiuni și alte mașini mari cu mase în rotație, montate pe fundații rigide și grele, care sunt relativ *rigide* în direcția măsurării vibrațiilor; *Clasa IV* (Grupa T) – motoare de mari dimensiuni și alte mașini mari cu mase în rotație, montate pe fundații care sunt relativ *moi* în direcția măsurării vibrațiilor (de ex. turbogeneratoare și turbine cu gaze cu puteri peste 10 MW).

Domeniile de variație a severității vibrațiilor pentru cele patru grupe de mașini sunt date în Tabelul 12.1 [12.4]. Zonele B și C acoperă câte două trepte de variație a severității.

Tabelul 12.1

Domeniile de severitate a vibrațiilor și exemple de aplicare a acestora la cele patru clase de mașini

Domenii de severitate a vibrațiilor		Exemple de apreciere a calității pentru diferite clase de mașini			
Domeniul	Viteza eficace v (mm/s) la limitele domeniului	Clasa I	Clasa II	Clasa III	Clasa IV
0,28	0,28	A	A	A	A
0,45	0,45				
0,71	0,71				
1,12	1,12	B	B	B	B
1,80	1,8				
2,80	2,8	C	C	C	C
4,50	4,5	D	D	D	D
7,10	7,1				
11,20	11,2				
18,00	18				
28,00	28				
45,00	45				
71,00					

Recunoașterea crescândă a normativului VDI 2056 atât de fabricanții cât și de utilizatorii mașinilor a condus la elaborarea standardului ISO 2372-1974 [12.5], de fapt o versiune în limba engleză a recomandărilor VDI 2056. Termenul *intensitatea vibrației* a fost înlocuit prin *severitatea vibrației* astfel încât valoarea eficace (r.m.s.) a vitezei vibrațiilor (în domeniul de frecvențe între 10 și 1000 Hz) a fost recunoscută drept cel mai bun indicator al efectelor vibrațiilor asupra părților

fixe ale mașinilor. Tabelul 12.1 poate fi regăsit în acest standard. El a fost menținut și într-o anexă a primei ediții a standardului ISO 10816-1 [12.7] apărut în 1995.

Deși valorile absolute prescrise de aceste norme nu sunt relevante în toate cazurile, datorită mobilității diferite a structurii mașinilor în punctele de măsurare a vibrațiilor, acestea sunt utile deoarece indică importanța creșterii relative a nivelului vibrațiilor. De exemplu, o creștere de 2,5 ori (8 dB) a nivelului vibrațiilor este o modificare importantă deoarece poate face trecerea de la o clasă de calitate la alta. La fel, o creștere mai mare de 10 ori (20 dB) este semnificativă deoarece poate face trecerea de la clasificarea “bun” la “inacceptabil”.

12.3 Limitele vibrațiilor pentru părțile nerotative

În această secțiune se prezintă normele de vibrații din standardul ISO 10816, utilizat în prezent.

12.3.1 Directive generale

Standardul ISO 10816-1 [12.7] conține norme generale care descriu criteriile de evaluare a vibrațiilor bazate pe măsurători efectuate pe părțile nerotative ale mașinii. Aceste criterii, prezentate în funcție de mărimea vibrațiilor și de variația nivelului acestora, sunt utilizate la monitorizarea stării de funcționare și încercările de acceptare.

Acesta reprezintă Partea 1a a unei serii de standarde elaborate pentru: a) acoperirea unui domeniu larg de frecvențe, care să includă atât mașinile cu turații mici cât și cele cu turații mari; b) stabilirea unor criterii de evaluare a vibrațiilor care să includă diferitele regimuri de funcționare, indiferent dacă reprezintă creșteri sau descreșteri; c) înglobarea unor criterii de evaluare a vibrațiilor bazate pe experiența mai multor țări; d) includerea unor criterii unice și metode de măsurare specifice pentru diferite tipuri de mașini.

Pe lângă măsurarea vitezei vibrațiilor, prevăzută în standardele mai vechi deoarece aceasta este o măsură a energiei vibrațiilor, seria ISO 10816 mai include criterii bazate pe măsurarea deplasării, accelerației și a valorii de vârf în locul valorii eficace, acestea fiind preferate în cazul mașinilor cu turații foarte mici sau foarte mari.

Standardul prevede măsurarea nivelului global (nefiltrat) al vibrațiilor, iar banda de frecvențe este aleasă în funcție de mașină. De exemplu, domeniul de frecvențe necesar pentru a evalua integritatea unei mașini care are lagăre cu rulmenți trebuie să includă frecvențe mai înalte decât cel pentru mașini care au lagăre cu film fluid.

În cazul serviciului de lungă durată, standardul arată cum se stabilesc limite de vibrații operaționale sub formă de *alarmă* și *declanșare*.

Alarma dă o avertizare că s-a atins o anumită valoare a vibrației sau s-a produs o variație semnificativă, la care trebuie să se intervină cu o măsură de remediere. Când apare situația de alarmă, funcționarea poate continua pentru o perioadă de timp până se fac investigații pentru identificarea cauzei creșterii nivelului vibrațiilor și se stabilesc acțiuni de remediere.

Nivelul de declanșare precizează mărimea vibrațiilor peste care funcționarea în continuare a mașinii poate produce deteriorări. Dacă valoarea de declanșare este depășită, trebuie luate măsuri imediate de diminuare a nivelului vibrațiilor sau trebuie oprită mașina.

12.3.2 Turbine cu abur

Standardul ISO 10816-2 [12.8] conține îndrumări specifice pentru evaluarea severității vibrațiilor măsurate pe lagărele sau piedestalurile grupurilor turbogeneratoare mari.

Tabelul 12.2

Limita zonei	Turația arborelui, rot/min	
	1500 sau 1800	3000 sau 3600
	Viteza vibrațiilor, mm/s valoare eficace	
A/B	2,8	3,8
B/C	5,3	7,5
C/D	8,5	11,8

Descrierea zonelor este următoarea:

Zona A – mașini noi care pot funcționa fără restricții.

Zona B – nivel acceptabil pentru un serviciu de lungă durată fără nici o restricție.

Zona C – mașini care pot funcționa o durată limitată până apare o ocazie favorabilă pentru luarea măsurilor de remediere care se impun.

Zona D – vibrații suficient de severe pentru a produce deteriorări ale mașinii.

Sistemul de măsurare a vibrațiilor trebuie să poată determina nivelul global al vibrațiilor, în mm/s valoare eficace, în banda de frecvențe 10-500 Hz. Dacă totuși aparatura este utilizată pentru vibrodiagnoză sau pentru monitorizare la pornirea, oprirea sau supraturarea mașinii, poate fi necesar un domeniu mai larg de frecvențe.

Standardul include criteriile de evaluare a vibrațiilor prezentate în Tabelul 12.2. Acestea se bazează pe amplitudinea vitezei vibrațiilor (mm/s valoare eficace) carcasa lagărelor sau pedestalurilor grupurilor turbogeneratoare cu puteri peste 50 MW și cu turații nominale de 1500, 1800, 3000 și 3600 rot/min. Limitele indicate se referă la valori măsurate *in situ* în regim de funcționare permanent la turația nominală.

Se recomandă ca valoarea de *alarmă* să nu depășească de 1,25 ori limita superioară a zonei B. În general, valoarea de *declanșare* va fi în zonele C sau D, dar să nu depășească de 1,25 ori limita superioară a zonei C.

12.3.3 Mașini industriale cu arbori cuplați mecanic

Standardul ISO 10816-3 [12.9] conține îndrumări specifice pentru evaluarea severității vibrațiilor măsurate *in situ* pe lagărele, pedestalurile lagărelor și carcasa mașinilor industriale cuplate. Acest standard se referă la următoarele mașini: turbine cu abur cu puterea mai mare decât 50 MW, compresoare, turbine industriale cu gaze cu puterea până la 3 MW, pompe cu puterea până la 1 MW, generatoare electrice, motoare electrice de orice tip și suflante cu puterea peste 300 kW.

Tabelul 12.3

Tipul suportului	Limita zonei	Deplasarea (μm , valoare eficace)	Viteza (mm/s, valoare eficace)
Rigid	A/B	37	2.3
	B/C	72	4.5
	C/D	113	7.1
Flexibil	A/B	56	3.5
	B/C	113	7.1
	C/D	175	11.0

Diferențe semnificative în design, tipurile lagărelor și ale structurii de rezemare, impun considerarea separată a două grupe de mașini și anume: 1) mașini mari, cu puteri nominale peste 300 kW, sau mașini electrice cu înălțimea arborelui mai mare de 315 mm; și 2) mașini de dimensiuni medii cu puteri nominale peste 30 kW până la 300 kW inclusiv, sau mașini electrice cu înălțimea arborelui între 180 mm și 315 mm. Mașinile mai mari au de obicei lagăre cu alunecare și turații între 120 rot/min și 15000 rot/min. Criteriile de evaluare recomandate sunt prezentate în fig. 12.3.

Clasificarea zonelor de severitate a vibrațiilor pentru mașini industriale *mari* cu puteri nominale între 300 kW și 50 MW (grupa 1) este arătată în Tabelul 12.3. Descrierea zonelor este aceeași ca în standardul ISO 10816-2.

Tabelul 12.4

Tipul suportului	Limita zonei	Deplasarea (μm , valoare eficace)	Viteza (mm/s , valoare eficace)
Rigid	A/B	22	1,4
	B/C	45	2,8
	C/D	71	4,5
Flexibil	A/B	37	2,3
	B/C	71	4,5
	C/D	113	7,1

Clasificarea zonelor de severitate a vibrațiilor pentru mașini industriale de mărime *medie*, cu puteri nominale între 15 kW și 300 kW (grupa 2) este arătată în Tabelul 12.4.

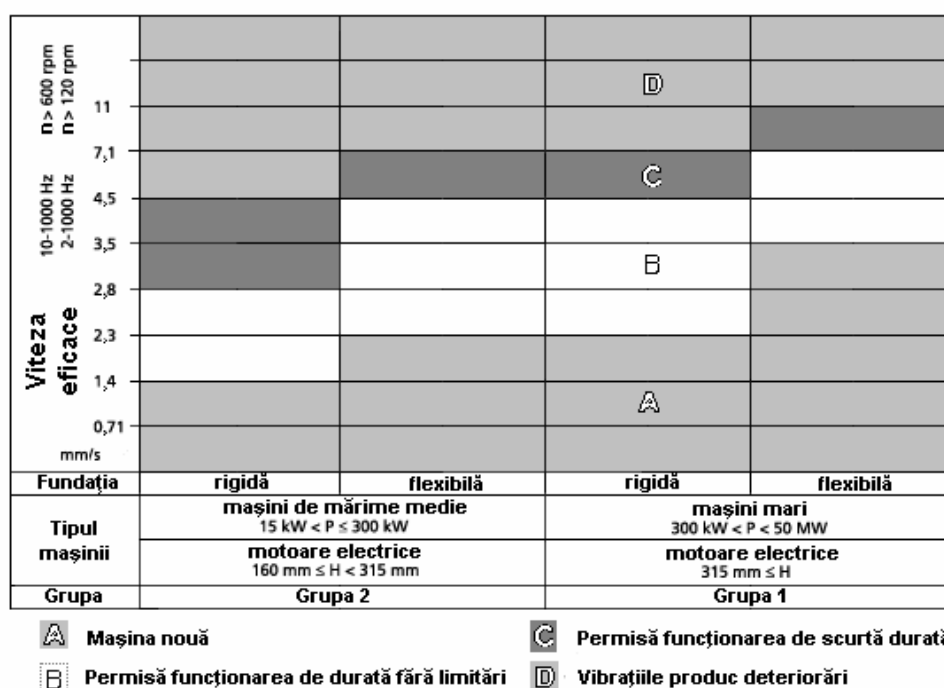


Fig. 12.3

Pe baza standardului ISO 10816-3, au fost elaborate standarde specifice pentru severitatea vibrațiilor pompelor [12.28]. Acestea se aplică la pompe cu roți paletate (cu curgere radială, mixtă sau axială și puteri peste 15 kW) și motor de antrenare separat sau integrat.

12.3.4 Turbine cu gaze

Standardul ISO 10816-4 [12.10] conține îndrumări specifice pentru evaluarea severității vibrațiilor măsurate pe carcasa lagărelor sau pedestalurile grupurilor de turbine cu gaze. Standardul se aplică la turbinele cu gaze de mare putere utilizate în acționările electrice și mecanice, cu puteri peste 3 MW și turații sub sarcină între 3000 și 20.000 rot/min. În general, criteriile se aplică atât turbinei cu gaze cât și echipamentului antrenat. Totuși, pentru evaluarea severității vibrațiilor la generatoare peste 50 MW trebuie utilizate criteriile din standardul ISO 10816-2, iar la compresoare cu puteri între 30 și 300 kW, criteriile din standardul ISO 10816-3.

Evaluarea limitelor zonelor pentru vibrațiile carcasei lagărelor sau pedestalurilor la turbine industriale cu gaze este arătată în Tabelul 12.5. Aceste criterii presupun că turbina cu gaze are lagăre cu film fluid iar măsurarea nivelului global (de bandă largă) al vibrațiilor se face *in situ* în stare de funcționare normală în regim staționar.

Tabelul 12.5

Turația arborelui, rot/min	Limita zonei		
	A/B	B/C	C/D
3000 - 20000	Viteza vibrației, mm/s valoare eficace		
	4,5	9,3	14,7

Acest standard include mașinile care pot avea angrenaje cu roți dințate sau lagăre cu rulmenți, dar nu se referă la evaluarea stării de funcționare a acestor angrenaje sau lagăre. Descrierea zonelor este aceeași ca în standardul ISO 10816-2.

12.3.5 Mașini hidraulice

Standardul ISO 10816-5 [12.11] conține îndrumări specifice pentru evaluarea severității vibrațiilor măsurate *in situ* pe lagărele, pedestalurile lagărelor sau carcasa mașinilor hidraulice. Acesta se aplică hidroagregatelor generatoare de putere și stațiilor de pompare în care mașinile hidraulice au turații între 120 și 1800 rot/min, lagăre cu alunecare cu cuzinet complet sau cu segmenti cu pastile și puterea motorului principal de cel puțin 1 MW. Linia de arbori poate fi verticală, orizontală sau înclinată la orice unghi între aceste două direcții.

Acest standard include: turbine și generatoare electrice, pompe și mașini electrice care funcționează ca motoare, pompe care funcționează ca turbine și motoare generatoare, inclusiv echipamentul auxiliar (de ex. turbine de pornire sau excitatrice dispuse în lungul arborelui principal). Standardul include de asemenea

turbine individuale sau pompe cuplate cu generatoare sau motoare electrice prin angrenaje cu roți dințate și/sau cuplaje elastice radial.

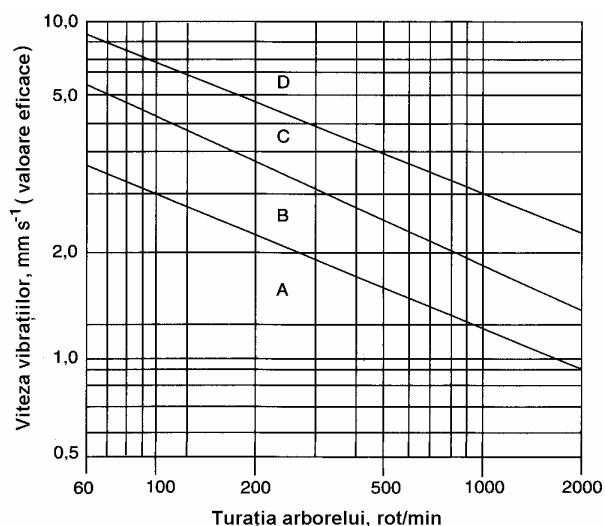


Fig. 12.4 [12.29]

În fig.12.4 se prezintă valorile recomandate ale vibrațiilor (în mm/s valoare eficace) în funcție de turația arborelui (în rot/min) pentru mașini hidraulice cu puterea nominală peste 1 MW și turații nominale între 120 și 1800 rot/min. Descrierea zonelor este aceeași ca în standardul ISO 10816-2.

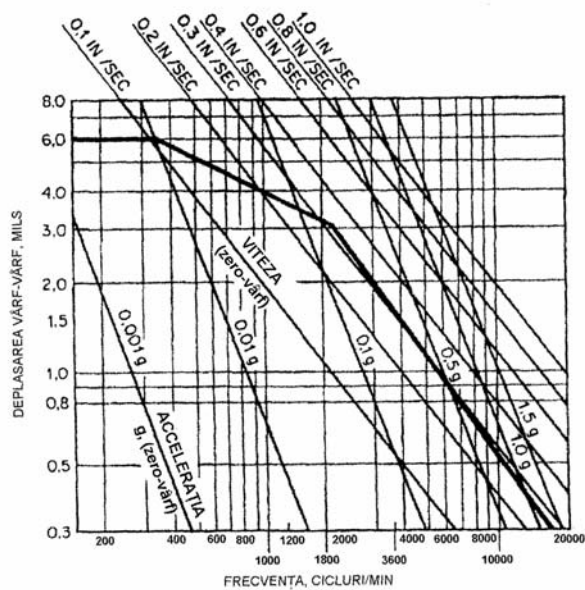


Fig. 12.5 [12.30]

Limitele vibrațiilor stabilite de *Hydraulics Institute* pentru pompe orizontale de lichide clare, măsurate pe carcasa lagărelor, sunt date în fig. 12.5. Pentru comparație, în Anexa A12.2 se prezintă limitele admisibile ale vibrațiilor stabilite pentru pompe centrifuge în *Hydraulic Institute Application Standards B-74-1: 1967* [12.26].

12.3.6 Mașini cu mișcare alternativă

Standardul ISO 10816-6 [12.3] stabilește proceduri și norme pentru măsurarea și clasificarea vibrațiilor mecanice ale mașinilor cu mișcare alternativă. În general, acest standard se referă la măsurări de vibrații efectuate pe structura principală a mașinii, iar valorile specificate sunt definite în primul rând pentru a asigura o funcționare fiabilă și sigură a mașinii, și pentru a evita probleme cu echipamentul auxiliar montat pe structura mașinii.

Tabelul 12.6

Limitele gradului severității vibrațiilor	Nivelul global maxim al vibrațiilor măsurate pe structura mașinii			Clasificarea vibrațiilor mașinii							
	Deplasarea μm , val.eficace	Viteza mm/s , val.eficace	Accelerația m/s^2 , val.eficace	1	2	3	4	5	6	7	
1,1 la 1,8	----17,8---	----1,12---	----1,76----	A/ B	A/ B	A/ B	A/ B	A/ B	A/ B	A/ B	
1,8 la 2,8	----28,3---	----1,78---	----2,79----								
2,8 la 4,5	----44,8---	----2,82---	----4,42----								
4,5 la 7,1	----71,0---	----4,46---	----7,01----								
7,1 la 11	----113---	----7,07---	----11,1----	C	C	C	C	C	C	A/ B	
11 la 18	----178---	----11,2---	----17,6----								
18 la 28	----283---	----17,8---	----27,9----	D	D	C	C	C	C	C	
28 la 45	----448---	----28,2---	----44,2----								
45 la 71	----710---	----44,6---	----70,1----			D	D	D	D	D	D
71 la 112	----1125---	----70,7---	----111----								
112 la 180	----1784---	----112---	----176----						C	C	
									D	D	

Pe baza experienței cu mașini similare, s-a constatat că deteriorarea care poate apare la depășirea valorilor limită este preluată predominant de componentele montate pe mașină (de ex. turbosuflete, schimbătoare de căldură, reglatoare, pompe, filtre etc.), de elemente de legătură ale mașinii cu echipamente periferice (de ex. conducte) sau aparate de monitorizare (de ex. captori de presiune, termometre etc.). Pentru motoare cu piston rezemate rigid, nivelurile vibrațiilor se

măsoară la marginea superioară a carcasei sau chiulasei. Acest standard se aplică în general la mașini cu piston cu mișcare alternativă montate rigid sau elastic, cu puteri peste 100 kW. În Tabelul 12.6 se prezintă nivelurile maxime admisibile ale vibrațiilor pentru șapte clase diferite de mașini cu mișcare alternativă.

Definiția claselor este următoarea: 1) compresoare de gaze montate rigid, cu cilindri opuși echilibrați; 2) compresoare de gaze montate rigid multicilindrice; 3) compresoare de gaze montate rigid monocilindrice; 4) fără exemple; 5) și 6) motoare diesel navale și industriale (<2000 rot/min); și 6) și 7) motoare diesel navale și industriale (>200 kW). Descrierea zonelor este aceeași ca în standardul ISO 10816-2.

Valorile din Tabelul 12.6 au fost calculate pentru deplasări constante în banda 2 Hz la 10 Hz, pentru viteze constante în banda 10 Hz la 250 Hz și pentru accelerații constante între 250 Hz și 1000 Hz. Valorile vibrațiilor mașinilor cu mișcare alternativă tind să fie mai constante pe durata de viață a mașinii decât cele ale mașinilor rotative. De aceea, zonele A și B sunt combinate în acest tabel. În viitor, pe măsură ce se va acumula mai multă experiență, vor fi stabilite valori limită diferite pentru zonele A și B.

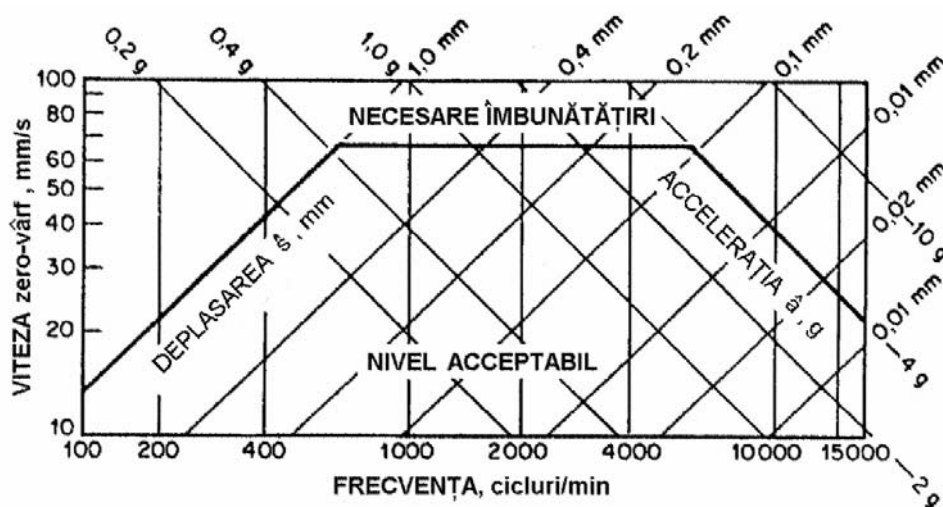


Fig. 12.6 [12.2]

Valorile limită recomandate de VDI 2063 [12.2] sunt deplasarea zero-vârf de 1 mm în domeniul 2 Hz la 10 Hz, viteza eficace de 45 mm/s (sau 68 mm/s zero-vârf) între 10 Hz și 100 Hz, și accelerația zero-vârf de 4g între 100 Hz și 300 Hz (fig. 12.6). În Anexa A12.5 curba limită este suprapusă peste nomograma gradelor de severitate a vibrațiilor dată în standardul ISO 10816-6: 1995 [12.3].

În standardul ISO 8528-9: 1995 se prezintă norme pentru evaluarea vibrațiilor generatoarelor de curent alternativ antrenate de motoare cu combustie internă.

12.4 Limitele vibrațiilor pentru părțile în rotație

Prima diagramă a severității vibrațiilor bazată pe măsurarea deplasării relative vârf-vârf a arborelui față de lagăre [12.31] a fost elaborată în 1968 pentru compresoarele centrifuge Dresser Clark (v. Anexa A12.4). În Anexa A12.3 [12.30] se dau criteriile publicate de Compressed Air and Gas Institute. În această secțiune se prezintă criteriile de evaluare a vibrațiilor propuse în standardul ISO 7919 (bazat pe VDI 2059) utilizat în prezent pentru măsurări pe arbori în rotație.

12.4.1 Directive generale

Standardul ISO 7919-1 [12.18] conține îndrumări specifice pentru măsurarea vibrațiilor pe elementele în mișcare de rotație ale mașinilor. Astfel de mașini au în general rotoare flexibile. Modificarea regimului de vibrații poate fi detectată cel mai sensibil cu ajutorul măsurărilor pe părțile rotative. De asemenea, tipice pentru această clasă sunt mașinile care au carcase relativ rigide și/sau grele în comparație cu masa rotorului, pentru care se preferă măsurarea vibrațiilor arborelui.

Mașini cum sunt turbinele cu abur industriale, turbinele cu gaze și turbocompresoarele au câteva moduri de vibrație cu frecvențe în domeniul turațiilor de lucru, iar răspunsul acestora la dezechilibru, dezalinieri, îndoiri termice, frecări de contact și descărcarea lagărelor poate fi mai bine observat prin măsurări pe arbori.

Estimarea nivelului vibrațiilor unei mașini se face pe baza a trei factori principali [12.29] și anume: a) încărcarea dinamică a lagărelor; b) deplasarea absolută a rotorului, și c) jocul între fusuri și lagăre. Dacă interesează încărcarea dinamică a lagărelor, pentru a evita deteriorarea acestora, atunci trebuie monitorizate vibrațiile relative ale arborelui față de structura lagărului. Dacă interesează mișcarea absolută a arborelui (o măsură a tensiunilor de încovoiere din rotor) sau jocul între fus și lagăr, atunci tipul de măsurătoare utilizat depinde de nivelul vibrațiilor structurii pe care este montat traductorul de mișcare relativă. Dacă nivelul vibrațiilor structurii de suport a senzorului este mai mic decât 20% din vibrația relativă a arborelui, atunci trebuie măsurată vibrația absolută a arborelui. Dacă acest nivel este mai mare decât vibrația relativă a arborelui, atunci măsurarea acesteia este cea mai relevantă. Jocurile între rotor și lagăre trebuie monitorizate pentru a preveni contactul cu frecare în etanșări și la capetele paletelor, care poate produce deteriorări ale rotorului și paletelor.

Vibrațiile arborilor mașinilor, măsurate în apropiere de lagăre, sunt evaluate pe baza a două criterii [12.29]:

1) Funcționarea fiabilă și sigură a unei mașini în condiții normale de lucru impune ca deplasarea vibrațiilor arborelui să rămână sub anumite limite corelate

cu, de exemplu, sarcini dinamice acceptabile și jocuri radiale sub anumite limite. În general, acest criteriu este luat ca bază pentru evaluarea unei mașini noi (dată recent în exploatare) în lipsa oricăror informații asupra caracteristicilor de funcționare satisfăcătoare pentru o mașină de tipul respectiv.

2) Variații ale deplasării vibrațiilor arborelui, chiar când limitele 1) nu sunt depășite, pot indica deteriorări incipiente sau orice altă neregulă. Prin urmare, astfel de variații față de o valoare de referință nu trebuie lăsate să depășească anumite limite. Dacă variația nivelului vibrațiilor este importantă și dacă depășește 25% din nivelul de referință, trebuie stabilite cauzele modificării și, dacă este necesar, trebuie luate măsuri speciale. În acest context, o decizie asupra măsurii care se impune trebuie luată după considerarea valorii maxime a vibrației și dacă mașina s-a stabilizat în noua condiție de funcționare.

Standardul ISO 10817-1 [12.32] descrie senzorii (traductoarele), condiționarea semnalelor, metodele de prindere și procedurile de etalonare a aparatului de măsurare a vibrațiilor arborilor.

12.4.2 Turbine cu abur

Standardul ISO 7919-2 [12.19], bazat pe VDI 2059-2 [12.14], conține îndrumări pentru măsurarea vibrațiilor arborilor grupurilor turbogeneratoare din centrale termoelectrice, cu turații nominale în domeniul 1500-3600 rot/min și puteri peste 50 MW. Se prezintă criteriile de evaluare bazate pe experiența anterioară, care pot fi utilizate ca norme în aprecierea nivelului vibrațiilor acestor mașini.

Tabelul 12.7

Limita zonei	Turația arborelui, rot/min			
	1500	1800	3000	3600
	Deplasarea relativă vârf-vârf a arborelui, μm			
A/B	100	90	80	75
B/C	200	185	165	150
C/D	320	290	260	240

Nivelurile vibrațiilor specificate în standard definesc patru zone de calitate pentru măsurarea vibrațiilor relative și absolute ale arborilor în, sau lângă, lagărele principale, la turația nominală și în regim permanent staționar. Niveluri mai ridicate ale vibrațiilor pot fi admise în alte locuri de măsurare și în regim tranzitoriu, cum ar fi la pornire sau oprire (incluzând accelerarea prin domeniile turațiilor critice).

În Tabelul 12.7 se arată valorile recomandate ale amplitudinii vibrațiilor arborelui grupurilor turbogeneratoare cu abur mari, în micrometri vârf-vârf, măsurate față de lagăre, iar în Tabelul 12.8 cele recomandate pentru vibrațiile absolute.

Tabelul 12.8

Limita zonei	Turația arborelui, rot/min			
	1500	1800	3000	3600
	Deplasarea absolută vârf-vârf a arborelui, μm			
A/B	120	110	100	90
B/C	240	220	200	180
C/D	385	350	320	290

În ambele tabele, *zona A* reprezintă mașini noi care pot funcționa fără restricții; *zona B* este acceptabilă pentru funcționarea de lungă durată; *zona C* reprezintă mașini care pot funcționa o durată de timp limitată până la apariția unei ocazii favorabile pentru luarea unor măsuri de remediere; și *zona D* corespunde nivelului de declanșare (oprire), aceste valori fiind considerate de severitate suficientă pentru a produce deteriorări.

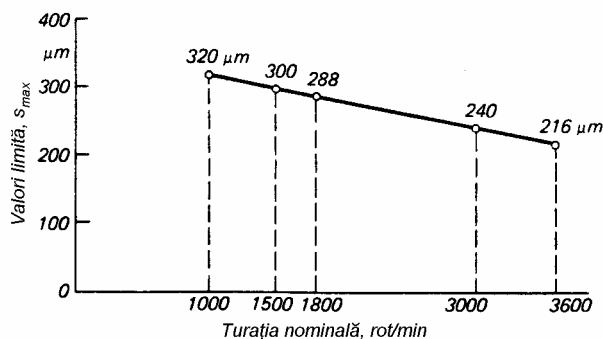


Fig. 12.7 [12.14]

Pentru comparație, în fig. 12.7 se redau valorile limită pentru oprire recomandate în VDI 2059-2 [12.14]. Acestea reprezintă valori maxime ale razei orbitei de precesie a arborelui, deci deplasări zero-vârf. Se poate observa că valorile din Tabelul 12.7 la limita zonelor C/D sunt aceleași, deși acestea reprezintă valori vârf-vârf, sugerând înmulțirea cu 2 a valorilor din Tabelele 12.7 și 12.8.

12.4.3 Mașini industriale cu arbori cuplați mecanic

Standardul ISO 7919-3 [12.20], bazat pe VDI 2059-3 [12.15], conține norme pentru aplicarea criteriilor bazate pe măsurarea vibrațiilor arborelui în

apropierea lagărelor, în condiții normale de funcționare. Aceste recomandări sunt prezentate atât pentru condiții de funcționare staționare, cât și pentru orice variații față de aceste valori staționare.

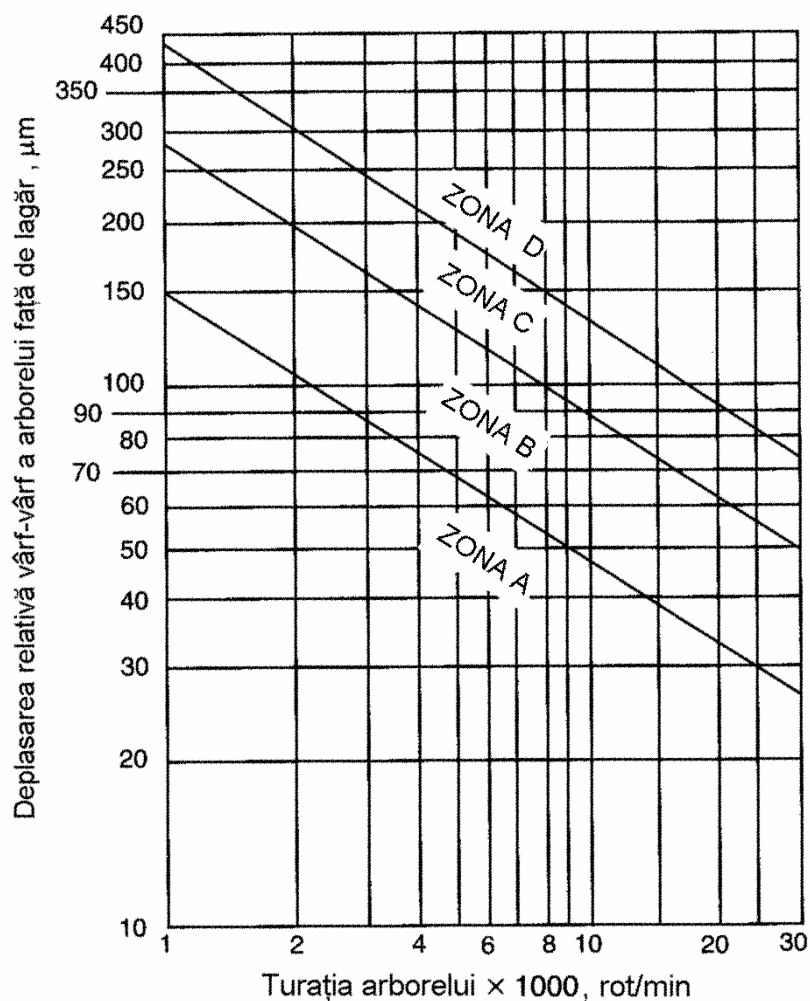


Fig. 12.8 [12.30]

Acest standard se aplică mașinilor industriale cu arbori cuplați mecanic, care au lagăre cu film fluid, cuprinzând: turbocompresoare, turbine, grupuri turbină-generator și motoare electrice de acționare, toate având turații nominale maxime între 1000 și 30.000 rot/min și puteri între 30 kW și 50 MW.

În fig. 12.8 se arată limitele pentru evaluarea deplasării relative vârf-vârf a arborelui față de lagăr, d , în funcție de turația n .

Cele trei linii de delimitare a zonelor sunt definite de următoarele ecuații:

$$\text{Limita zonelor A/B} \quad d_{A/B} (\hat{in} \mu\text{m}) = \frac{4800}{\sqrt{n (\hat{in} \text{rot/min})}}; \quad (12.1)$$

$$\text{Limita zonelor B/C} \quad d_{B/C} (\hat{in} \mu\text{m}) = \frac{9000}{\sqrt{n (\hat{in} \text{rot/min})}}; \quad (12.2)$$

$$\text{Limita zonelor C/D} \quad d_{C/D} (\hat{in} \mu\text{m}) = \frac{13.200}{\sqrt{n (\hat{in} \text{rot/min})}}. \quad (12.3)$$

Valorile numerice din fig. 12.8 nu sunt date pentru a servi ca bază unică pentru prescripții de acceptare. În general, starea vibratorie a acestor mașini trebuie evaluată considerând simultan atât vibrațiile arborelui cât și cele ale structurii mașinii. Ca urmare, acest standard trebuie utilizat împreună cu ISO 10816-3 [12.9]. Descrierea zonelor din fig. 12.8 este aceeași ca în ISO 7919-2.

Pentru comparație, în Anexa A12.6 se prezintă diagrama similară din normativul VDI 2059-3 [12.15].

12.4.4 Turbine cu gaze

Standardul ISO 7919-4 [12.21] se aplică turbinelor cu gaze de putere mare utilizate la acționări electrice și mecanice (inclusiv cele cu transmisii cu roți dințate) care au lagăre cu film fluid, puteri peste 3 MW și turații sub sarcină între 3000 și 30.000 rot/min. Acestea includ turbine cu gaze cuplate direct cu alte mașini de forță, ca de exemplu turbine cu abur. Se exclud turbinele cu gaze pentru aeronave, deoarece acestea diferă fundamental de turbinele cu gaze industriale în ceea ce privește lagărele (cu rulmenți), flexibilitatea carcasei, structura pe care sunt montate și raportul între greutatea rotorului și statorului.

În funcție de construcție și modul de lucru, există trei tipuri de turbine cu gaze industriale: 1) cu un singur arbore și turație constantă; 2) cu un singur arbore și turație variabilă; și 3) turbine cu gaze care au arbori diferiți pentru generarea gazelor fierbinți și pentru furnizarea puterii.

În fig. 12.9 se prezintă norme pentru aplicarea criteriilor de apreciere a nivelului vibrațiilor măsurate lângă lagărele turbinelor cu gaze industriale, în condiții normale de funcționare. Descrierea zonelor este aceeași ca în ISO 7919-2.

Figura 12.9 este similară cu fig. 12.8 cu excepția domeniului turațiilor, care începe la 3000 rot/min. Cele trei linii de delimitare a zonelor sunt definite de ecuațiile (12.1)-(12.3).

Pentru comparație, în Anexa A12.7 se prezintă diagrama similară din normativul VDI 2059-4 [12.16].

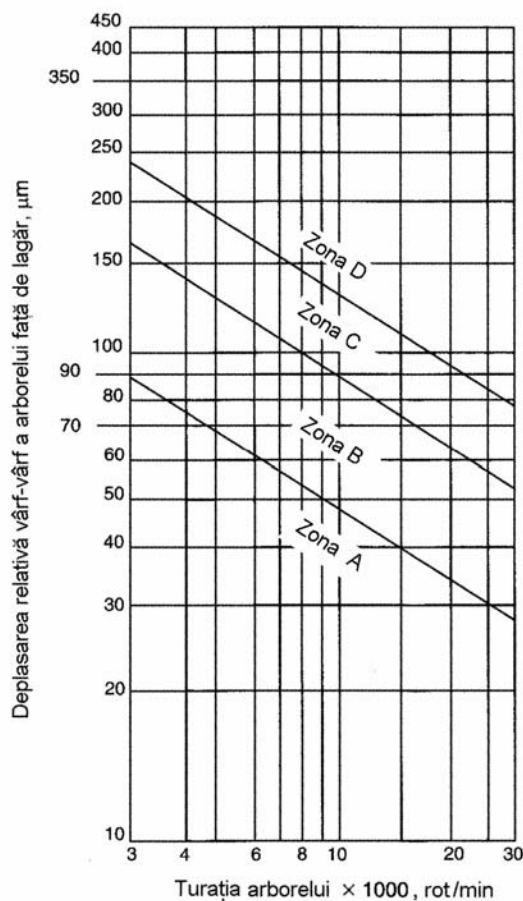


Fig. 12.9 [12.30]

12.4.5 Mașini hidraulice

Standardul ISO 7919-5 [12.22] prezintă particularitățile măsurării vibrațiilor arborilor mașinilor hidraulice cuplate. Acesta se aplică tuturor tipurilor de mașini hidraulice cu turații nominale între 60 și 3600 rot/min, care au lagăre cu film fluid și puteri nominale de 1 MW sau mai mari.

Aceste mașini pot fi turbine, pompe, pompe-turbine, generatoare, motoare și motoare-generatoare, inclusiv cuplajele, transmisiile cu roți dințate sau echipamentul auxiliar de pe linia de arbori. Poziția arborelui poate fi verticală, orizontală sau la un unghi arbitrar între aceste două direcții.

Standardul nu se aplică pompelor din termocentrale sau instalațiilor industriale, mașinilor sau agregatelor hidraulice care au lagăre cu rulmenți sau mașinilor hidraulice cu lagăre lubrificate cu apă.

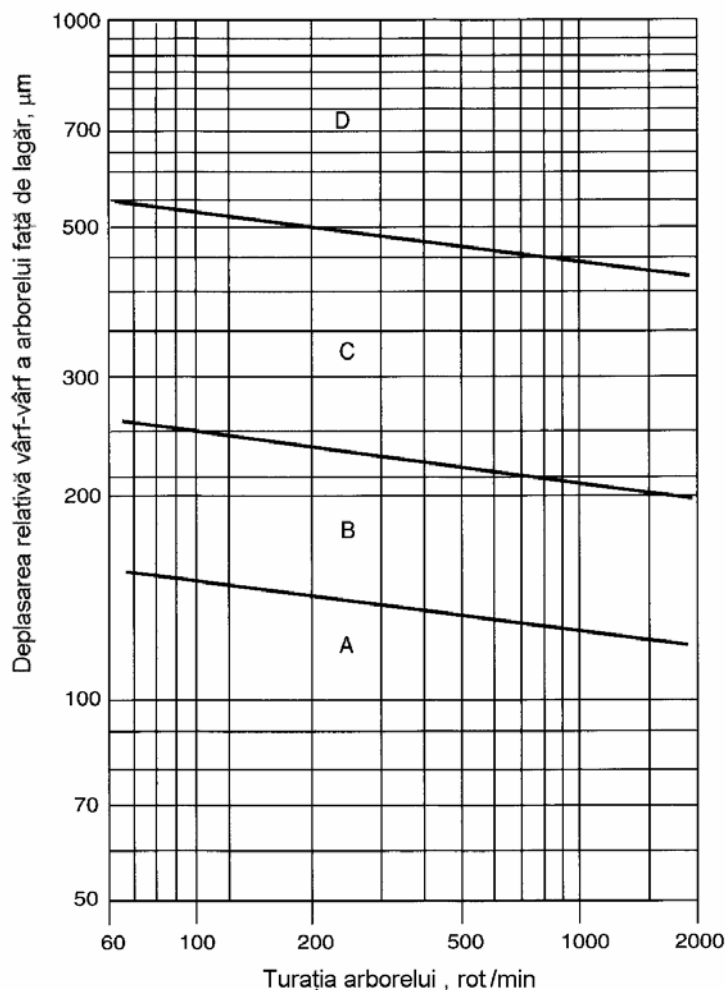


Fig. 12.10 [12.30]

Normele se referă la aplicarea criteriilor de apreciere a nivelului vibrațiilor măsurate în apropierea lagărelor mașinilor hidraulice cuplate mecanic, în condiții normale de funcționare în regim staționar și pentru orice modificări ale acestor valori staționare.

Valorile numerice specificate în fig. 12.10 reprezintă deplasări relative ale rotorului față de lagăre în funcție de turație. Acestea se limitează la domeniul turațiilor nominale între 60 și 2000 rot/min. Descrierea zonelor este aceeași ca în ISO 7919-2.

Pentru comparație, în Anexa A12.8 se prezintă diagrama similară din normativul VDI 2059-5 [12.17].

12.4.6 Alegerea tipului măsurătorii

Un “document umbrelă” publicat ca Partea 0 a standardului ISO 10816 [12.33] conține norme generale pentru selectarea limitelor admisibile ale vibrațiilor aplicabile unui anumit tip de mașină. Normele se bazează pe două criterii de evaluare: a) deplasarea arborelui față de linia centrelor fusurilor; și b) raportul între rigiditățile postamentului și lagărului. Acesta din urmă determină raportul între deplasarea relativă a arborelui și vibrația postamentului.

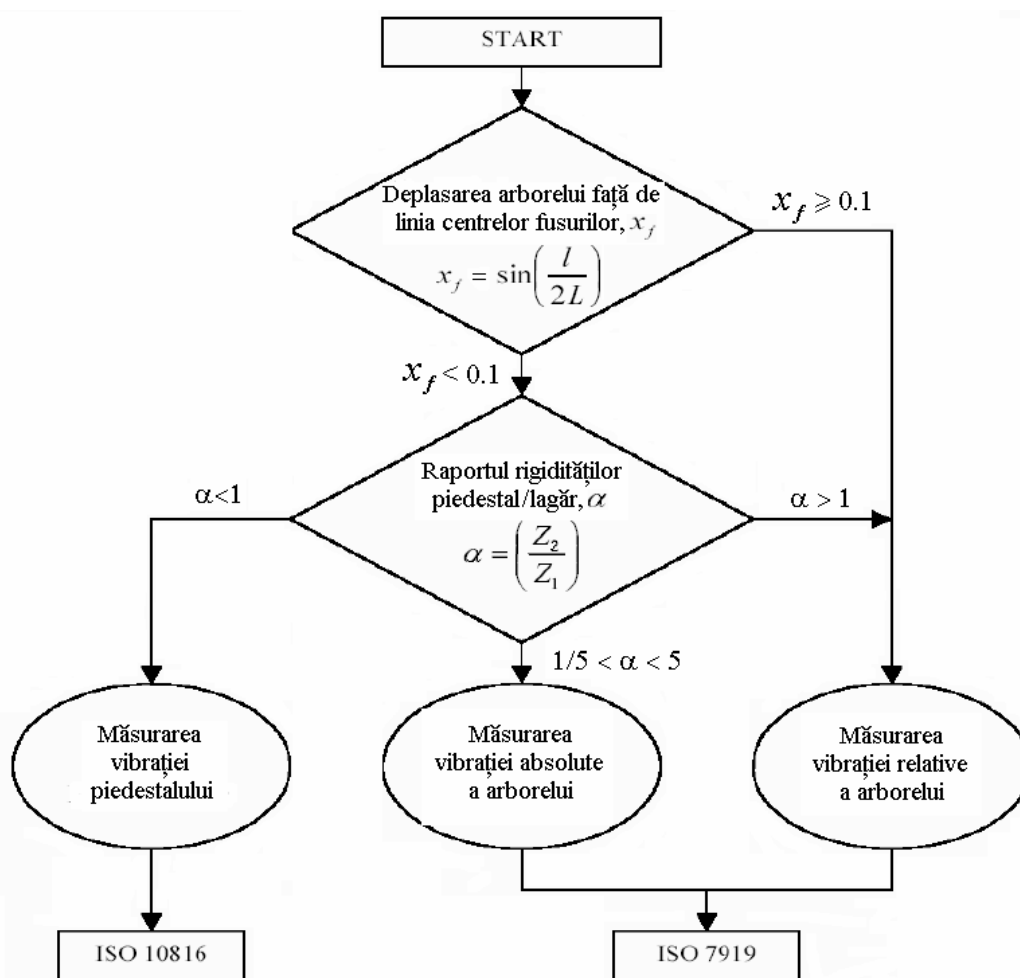


Fig. 12.11 [12.29]

În fig. 12.11 se prezintă schema logică a alegerii tipului măsurătorii și evaluării severității vibrațiilor.

În fig. 12.12 se dau sugestii când trebuie măsurate vibrațiile absolute și când trebuie să se măsoare vibrațiile relative ale arborelui.

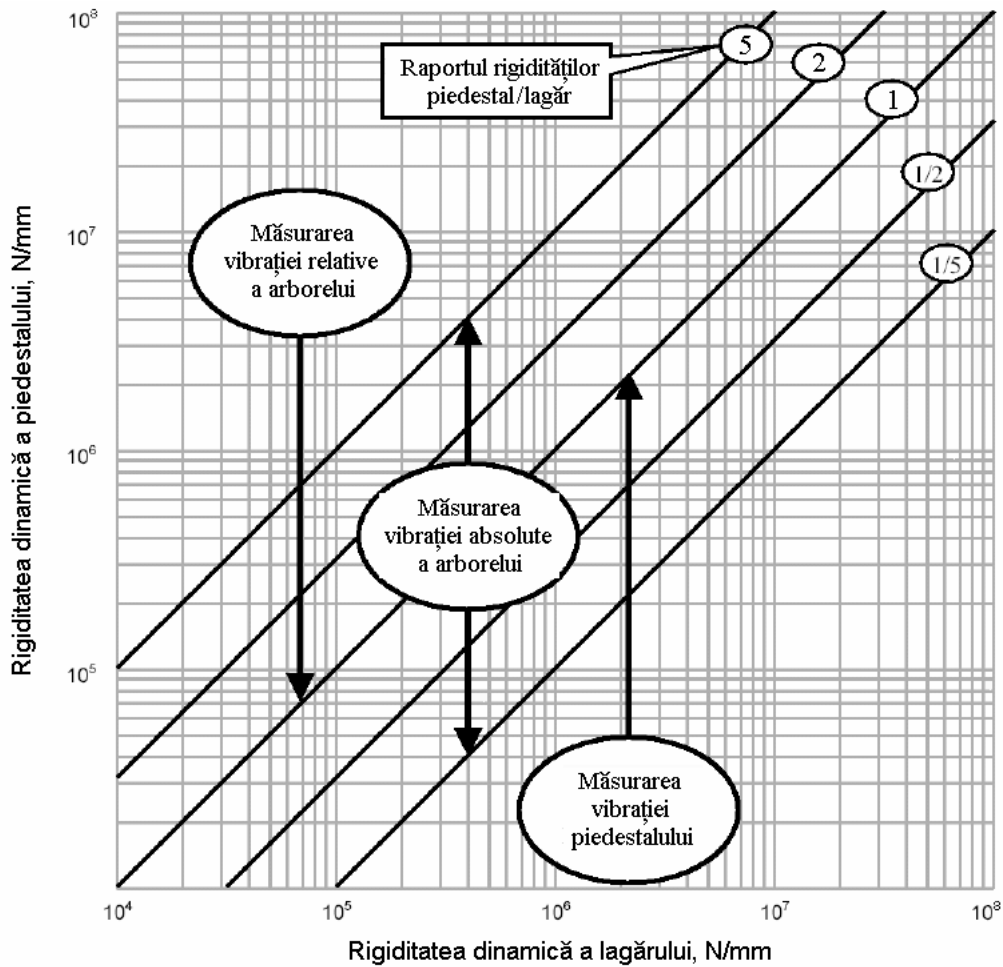


Fig. 12.12 [12.29]

În general, deoarece lagărele mașinilor cu rulmenți au rigidități relativ mari, iar raportul rigidităților pedestal/lagăr este subunitar, acestea sunt mai potrivite pentru măsurarea vibrațiilor pe postament și/sau carcasă. Din contră, mașinile care au lagăre cu film fluid și sunt rezemate pe pedestaluri relativ moi au un raport al rigidităților mult mai mare, fiind mai potrivite pentru măsurarea vibrațiilor arborelui.

În Tabelul 12.9 [12.29] se dau exemple de valori ale raportului rigidităților dinamice împreună cu aplicabilitatea standardului de referință.

Tabelul 12.9

Mașina	Raportul rigidităților, α	ISO 10816 (pedestal)	ISO 7019 (arbore)
Turbină de înaltă presiune	5	moderat	bun
Turbină de joasă presiune	1,5	moderat	bun
Generator electric mare	1,5	moderat	bun
Compresor centrifug de înaltă presiune	5	rău	bun
Ventilator mare	2/3	bun	moderat
Ventilator mic și pompă	1/3	bun	moderat
Pompă verticală	1/10	bun	rău
Turbogenerator cu abur mare	1,5 la 3	moderat	bun

12.5 Angrenaje cu roți dințate

Standardul ISO 8579-2 [12.34] se referă la metodele pentru determinarea vibrațiilor mecanice ale angrenajelor cu roți dințate cu carcase individuale, reductoare și multiplicatoare de turație. Acest standard prezintă metode de măsurare a vibrațiilor carcasei și a arborelui, precum și tipurile de aparate, metodele de măsurare și încercările pentru determinarea nivelului vibrațiilor. El se aplică numai angrenajului încercat și care lucrează la turația nominală, sarcina, domeniul de temperaturi și lubrificația de la proba de recepție efectuată de fabricant.

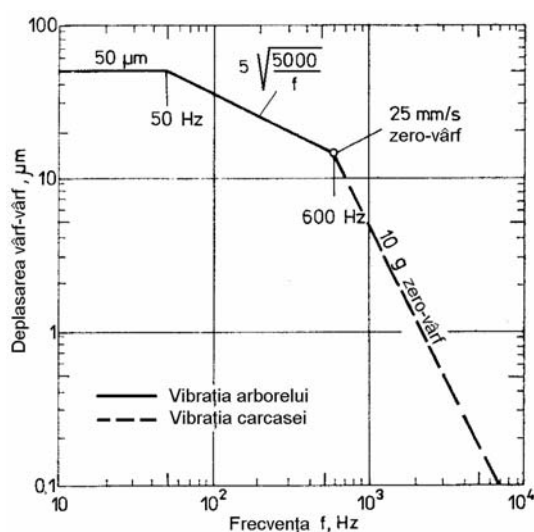


Fig. 12.13 [12.35]

În fig. 12.13 se arată limitele admisibile ale vibrațiilor elaborate de AGMA [12.35] pentru angrenajele cu dinți înclinați cu turații mari

Jackson [12.36] recomandă următoarele valori limită ale vitezei maxime măsurate pe lagărele cutiilor de viteze: liniștit - ≤ 5 mm/s, acceptabil - 5 la 7 mm/s, marginal - 7 la 10 mm/s, oprire planificată pentru reparații - 10 la 15 mm/s, și oprire imediată - 15 mm/s.

12.6 Standarde API

American Petroleum Institute (API) a dezvoltat standarde pentru industria petrolieră și petrochimică bazate pe consens, referitoare la caracteristicile constructive de bază ale diferitelor componente ale mașinilor și la condițiile privind turațiile critice, echilibrarea rotoarelor și limitele admisibile ale vibrațiilor.

În Tabelul 12.10 se redau limitele admisibile ale vibrațiilor recomandate în câteva standarde API [12.36].

Tabelul 12.10

Standardul	Deplasarea relativă a arborelui, mils vârf-vârf	Viteza absolută a lagărului, in/s
API 610 [12.37]	$\sqrt{\frac{8000}{n_{max}}}$	0,12 valoare eficace
API 611 [12.38] API 612 [12.39] API 616 [12.41] API 617 [12.42] API 672 [12.44]	(inclusiv excentricitatea) $1,25 \sqrt{\frac{12000}{n_{max}}}$	-
API 613 [12.40]	$0,5 \sqrt{\frac{12000}{n_{max}}}$	0,15 zero-vârf (10 Hz-2,5 kHz), 4g zero-vârf (2,5-10 kHz)
API 619 [12.43]	$\sqrt{\frac{16000}{n_{max}}}$	-
API 673 [12.45]	-	$\leq 0,1$ zero-vârf

12.7 Clădiri industriale

Structurile cum sunt clădirile, blocurile de apartamente și fabricile sunt supuse la vibrații produse de mașini, traficul rutier, trenuri subterane, avioane, explozii, vânt, ciocane de forță, sonete pentru baterea piloților și cutremure.

Trebuie să se facă distincție între vibrațiile de mare intensitate și scurtă durată produse de cutremure și explozii, și vibrațiile de lungă durată și de obicei intensitate mai mică produse de traficul rutier, compresoare, mașini și alte activități umane. În prezent există multe informații privind efectele vibrațiilor produse de explozii prin teste controlate pe tipuri specifice de clădiri (din beton armat sau precomprimat, cu schelet din lemn sau construcții din cărămidă). În schimb există opinii contradictorii privind efectele vibrațiilor intermitente sau susținute produse de traficul rutier și mașinile din fabrici.

Se consideră că deteriorările clădirilor nu sunt produse direct doar de vibrații. Riscul deteriorării clădirilor uzuale datorită vibrațiilor susținute de nivel scăzut este foarte mic, chiar atunci când nivelul vibrațiilor este considerat intolerabil de către ocupanți.

Mult mai probabil, clădirile sunt deteriorate de solicitările dinamice puternice produse de explozii, cutremure sau alte cauze. Dacă fisurile existente se extind datorită vibrațiilor produse ulterior de alte surse, rigiditatea structurii poate varia în timp și se poate ajunge la o condiție de rezonanță. Această stare poate duce la creșterea nivelului vibrațiilor peste limitele de siguranță. Totuși, chiar în aceste cazuri, experiența acumulată în ultimii ani a arătat că rezistența la oboseală a structurilor metalice sau din beton armat este suficientă pentru a preveni deteriorarea dacă nivelul vibrațiilor este tolerat de către ocupanți [12.46].

Nu se poate stabili, cu certitudine absolută, care sunt vibrațiile care produc deteriorări într-o clădire. Aceste vibrații vătămătoare depind de mărimea, tipul și destinația clădirii. În unele norme (de ex. [12.47]), conceptul de deteriorare este utilizat pentru a defini "defecte observabile care diminuează capacitatea clădirii de a satisface necesitățile pentru care a fost proiectată". Astfel, pentru clădirile industriale, deteriorarea înseamnă o descreștere a siguranței acesteia sau a capacității portante a elementelor structurale. Centralele nucleare nu intră în această categorie.

În toate cazurile, deteriorarea nu se referă la colapsul clădirii sau ruperea elementelor structurale. Din acest punct de vedere valorile limită ale vibrațiilor admisibile asigură o margine largă de siguranță față de curgere.

Vibrațiile staționare admisibile maxime au amplitudini mai mici decât vibrațiile de scurtă durată produse de șocuri. În continuare, limitele vibrațiilor sunt clasificate pe baza mărimii alese drept criteriu în aprecierea efectului vibrațiilor.

12.7.1 Intensitatea vibrației

În fig. 12.14 se prezintă o diagramă pentru estimarea deteriorărilor clădirilor produse de vibrații, construită pe baza unui studiu de sinteză realizat în 1961 [12.46].

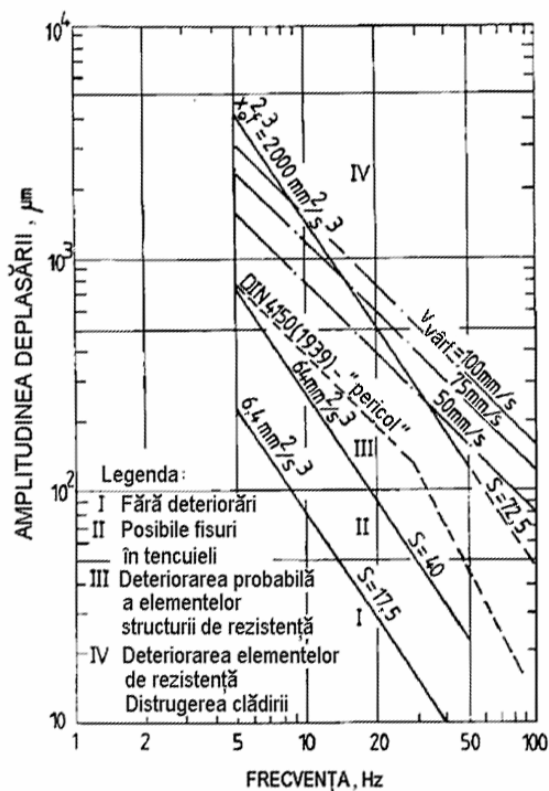


Fig. 12.14 [12.46]

Liniile de delimitare a zonelor din diagramă corespund unor valori constante ale cantității $x_0 f^3$, în care x_0 este amplitudinea deplasării și f este frecvența vibrației. Aceasta este corelată cu *intensitatea vibrației* Z conform relației

$$Z = \frac{a_0^2}{f} = 16\pi^4 x_0^2 f^3 \quad \left[\text{mm}^2/\text{s}^3 \right] \quad (12.4)$$

în care a_0 este amplitudinea accelerației.

Luând ca valoare de referință $Z_s = 10 \text{ mm}^2/\text{s}^3$, intensitatea adimensională a vibrațiilor măsurată în *vibrar* este dată de

$$S = 10 \log \frac{Z}{Z_s} = 22 \log(x_0^2 f^3) \text{ [vibrar]} \quad (12.5)$$

În fig. 12.14 se dau valorile mărimilor $x_0^2 f^3$ și S pentru cele trei limite între zonele cu deteriorări diferite. Pentru comparație, în diagramă au mai fost trasate și linii de viteză vârf-vârf constantă, precum și “limita de pericol” din ediția 1939 a normativului DIN 4150 [12.47]. S-a considerat [12.46] că există risc minim de deteriorare pentru valori $x_0^2 f^3$ mai mici ca $50 \text{ mm}^2/\text{s}^3$, limită care corespunde cu $S = 37,37$ vibrar.

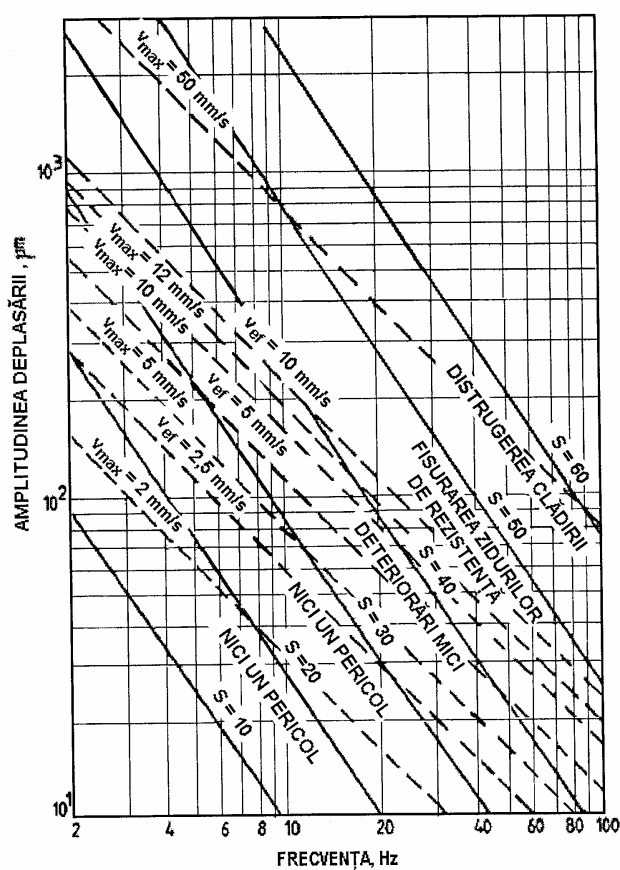


Fig. 12.15 [12.48]

Același criteriu a stat la baza clasificării vibrațiilor în funcție de efectul lor asupra clădirilor [12.48]. În fig. 12.15, în care s-a reprezentat amplitudinea deplasării în funcție de frecvența vibrației, limitele domeniilor de deteriorare s-au trasat cu linii continue.

Pentru comparație, cu linie întreruptă s-au mai trasat liniile pentru viteze eficiente de 2,5, 5 și 10 mm/s și pentru viteze zero-vârf de 2,5, 5, 12 și 50 mm/s. Pe baza experienței proprii [12.49], limita admisibilă a vibrațiilor clădirilor este în domeniul 30-40 vibrări și corespunde unei viteze eficiente de 5 mm/s la frecvențe între 5 și 50 Hz.

12.7.2 Limite bazate pe viteza vibrației

Opinia actuală este că viteza eficientă reprezintă un criteriu mai realist pentru evaluarea deteriorărilor decât intensitatea vibrațiilor. Din figurile 12.14 și 12.15 se poate observa că liniile de viteză constantă au pantele mai mici decât liniile de intensitate constantă a vibrațiilor. Ca urmare, standardele bazate pe viteze constante dau pondere mai mare vibrațiilor cu frecvențe joase, care pot produce rezonanțe structurale mai probabil decât cele cu frecvențe peste 50 Hz.

Normativul german DIN 4150 [12.47] menționează că, la structuri convenționale (clădiri industriale și fabrici, clădiri publice, birouri și clădiri de același tip și destinație) nu s-au observat deteriorări produse de vibrații orizontale staționare cu viteza maximă sub 5 mm/s. Peste această limită, apariția deteriorărilor depinde de condițiile specifice fiecărui caz studiat.

Experiența practică a arătat că deteriorarea elementelor structurale nu apare la viteze maxime până la 10 mm/s, chiar atunci când încărcarea statică produce tensiuni la limita capacității de rezistență. Când această limită este depășită, se recomandă (dacă este posibil) calculul tensiunilor dinamice suplimentare produse de vibrații.

Tabelul 12.11

Domeniul	Viteza eficientă, mm/s	Efectul
I	sub 2,5	deteriorări imposibile
II	2,5 – 5,0	deteriorări puțin probabile
III	5,0 – 10,0	deteriorări improbabile
IV	peste 10,0	deteriorări posibile, necesară verificarea tensiunilor

Standardul ISO 4866 [12.50] se referă la evaluarea aproximativă a efectului vibrațiilor staționare ale pardoselilor, pe baza măsurării deplasării maxime și a frecvenței. Cu toate acestea, limitele vibrațiilor sunt exprimate în funcție de severitatea vibrației (Tabelul 12.11). Aceasta este viteza eficientă maximă, exprimată prin cea mai mare dintre cele trei componente ortogonale ale vibrației, măsurată în puncte prestabilite pe structură.

Limita admisibilă se situează la o viteză eficace sub 10 mm/s. În fig. 12.15 liniile de viteze eficace constante 2,5, 5 și 10 mm/s sunt trasate cu linii întrerupte.

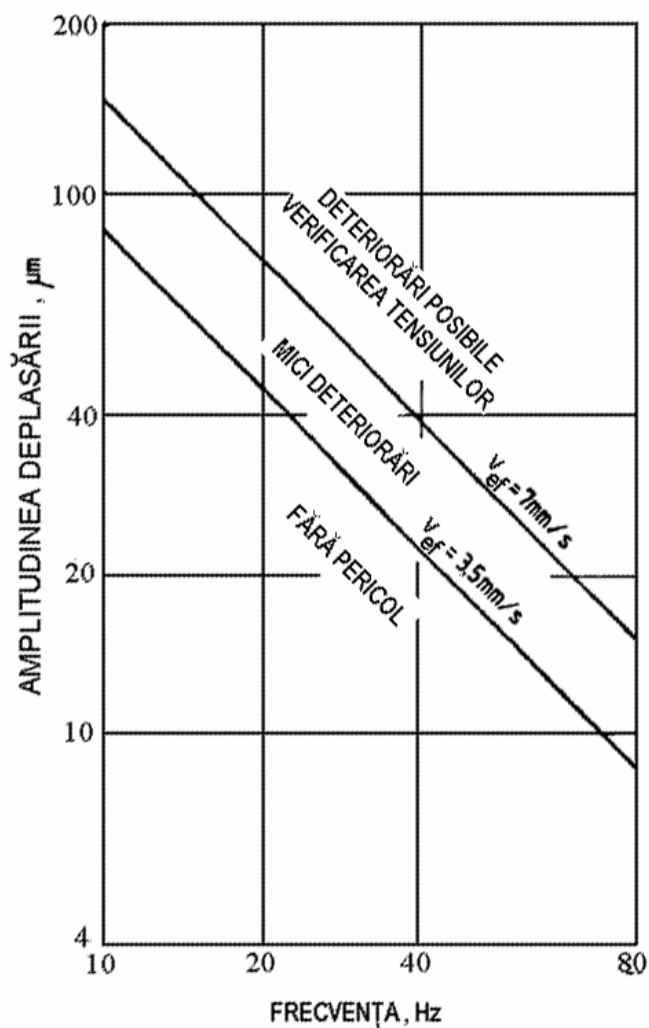
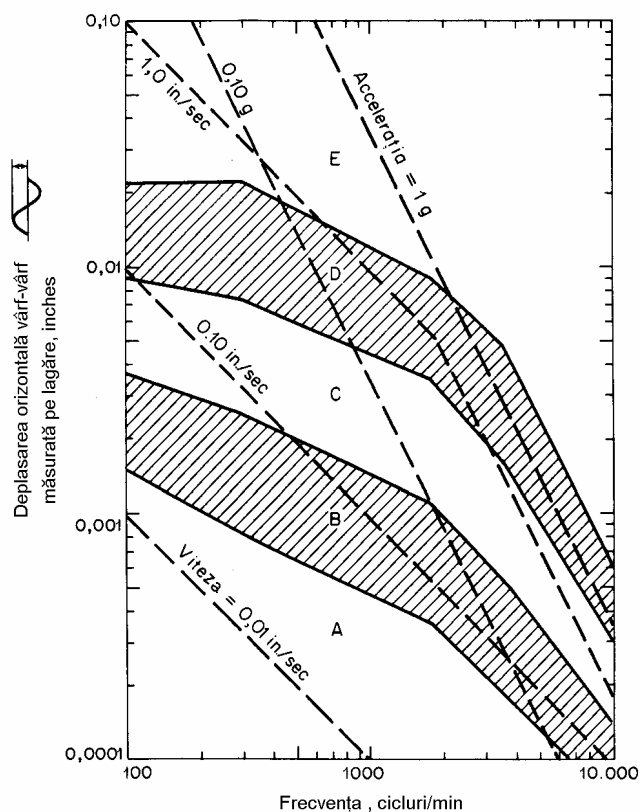


Fig. 12.16 [12.49]

O diagramă simplificată a severității vibrațiilor (fig. 12.16), publicată în [12.49] pe baza experienței proprii, indică faptul că limita superioară a domeniului în care deteriorările produse de vibrații staționare susținute sunt cele mai probabile poate fi stabilită la o viteză eficace de 7 mm/s. Cu toate acestea, la fel ca în toate standardele de vibrații, aceasta trebuie luată doar ca un ghid în aprecierea nivelului vibrațiilor și ca o avertizare asupra deteriorării inerente.

Anexa A12.1

Diagrama severității, Blake [12.25]



Explicația cazurilor

- E Periculos. Oprire imediată pentru a evita pericolul.
- D Defectarea iminentă. Corectează în 2 zile pentru a evita avaria.
- C Defect. Corectează în 10 zile pentru a economisi dolari.
- B Defecte minore. Corectarea nu este necesară.
- A Fără defecte. Echipament nou.

Factori de serviciu

Pompă centrifugă monoetajată, motor electric, ventilator	1
Echipament tipic de procesare chimică, necritic	1
Turbină, turbogenerator, compresor centrifug	1,6
Centrifugă cu rotor rigid, pompă centrifugă multietajată	2
Echipament divers cu caracteristici necunoscute	2
Centrifugă suspendată de arbore lângă tambur	0,5
Centrifugă suspendată articulată, atârnată	0,3

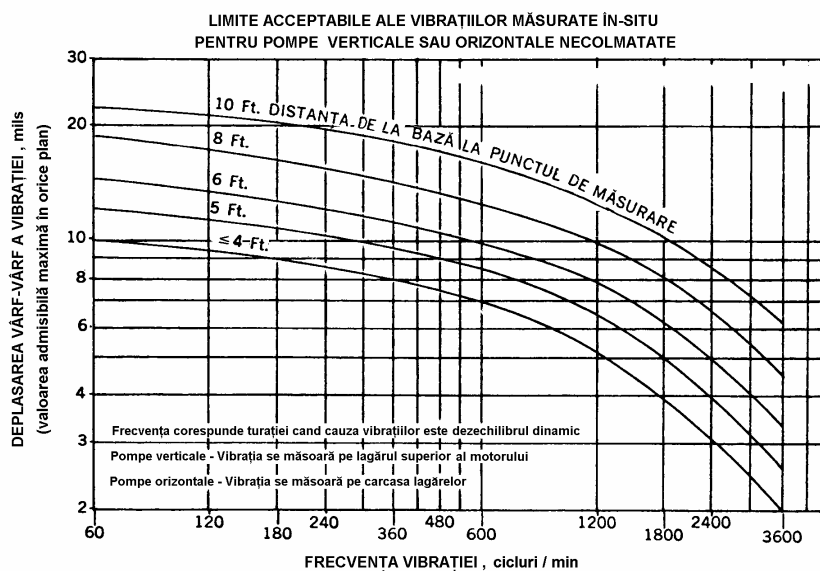
Vibrația efectivă = vibrația zero-vârf măsurată, în inches înmulțită cu *factorul de serviciu*.

Mașinile unelte sunt excluse. Valorile date pentru echipament fixat de fundație; când nu este fixat, se înmulțește factorul de serviciu cu 0,4 și se utilizează produsul ca un factor de serviciu.

Avertizare: Vibrațiile sunt măsurate pe carcasa lagărelor.

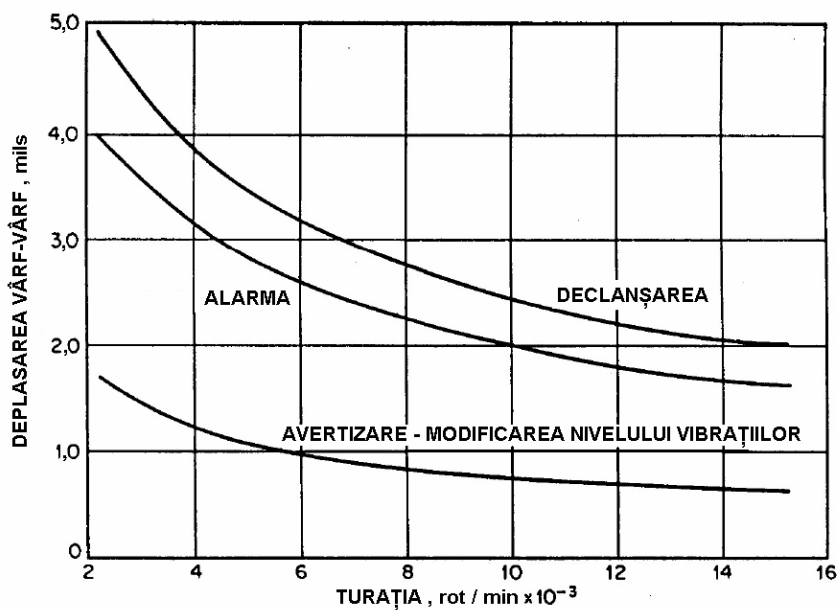
Anexa A12.2

Hydraulic Institute Application Standards B-74-1: 1967

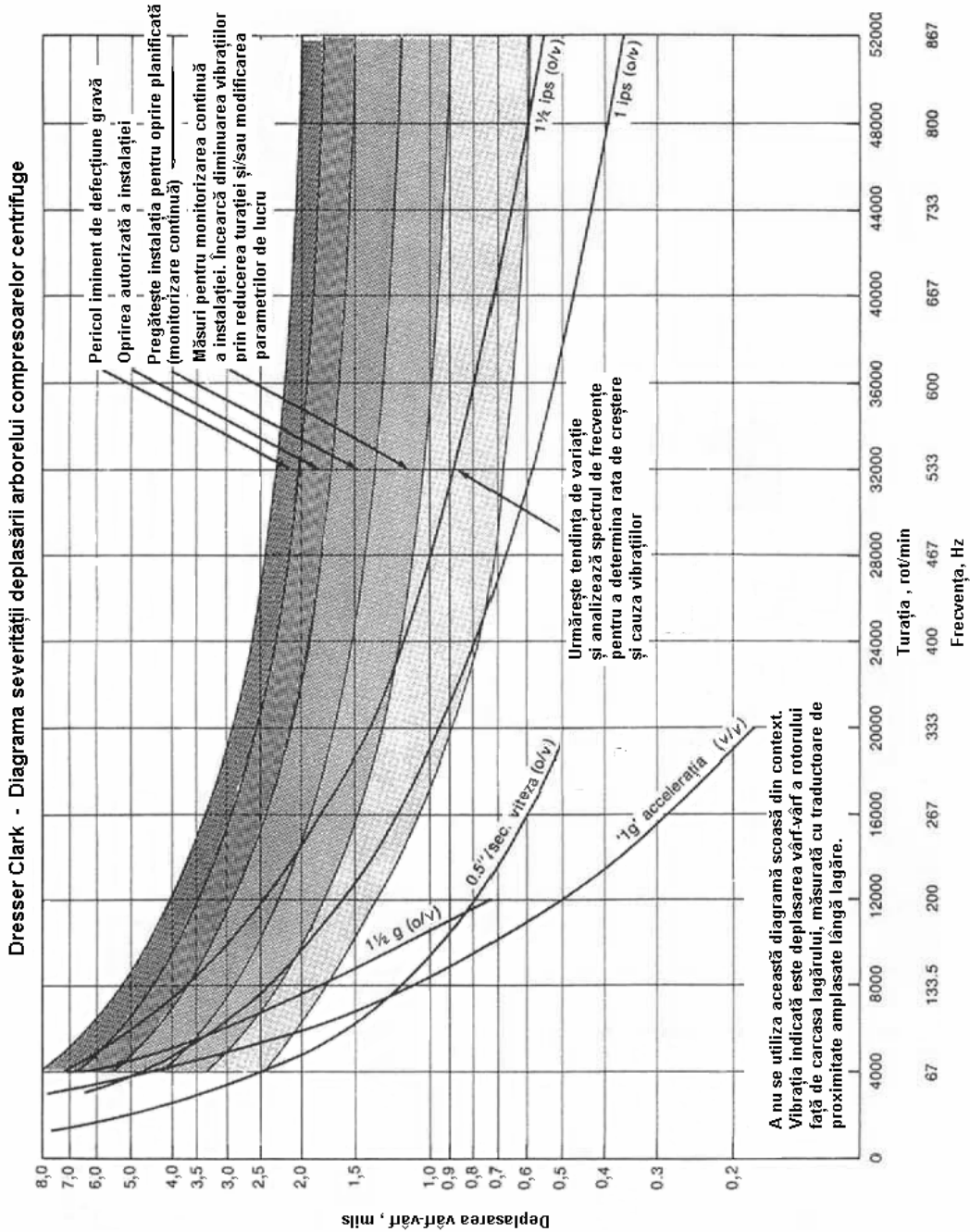


Anexa A12.3

Criterii de severitate a vibrațiilor la compresoare centrifuge în funcție de turația arborelui – Compressed Air and Gas Institute

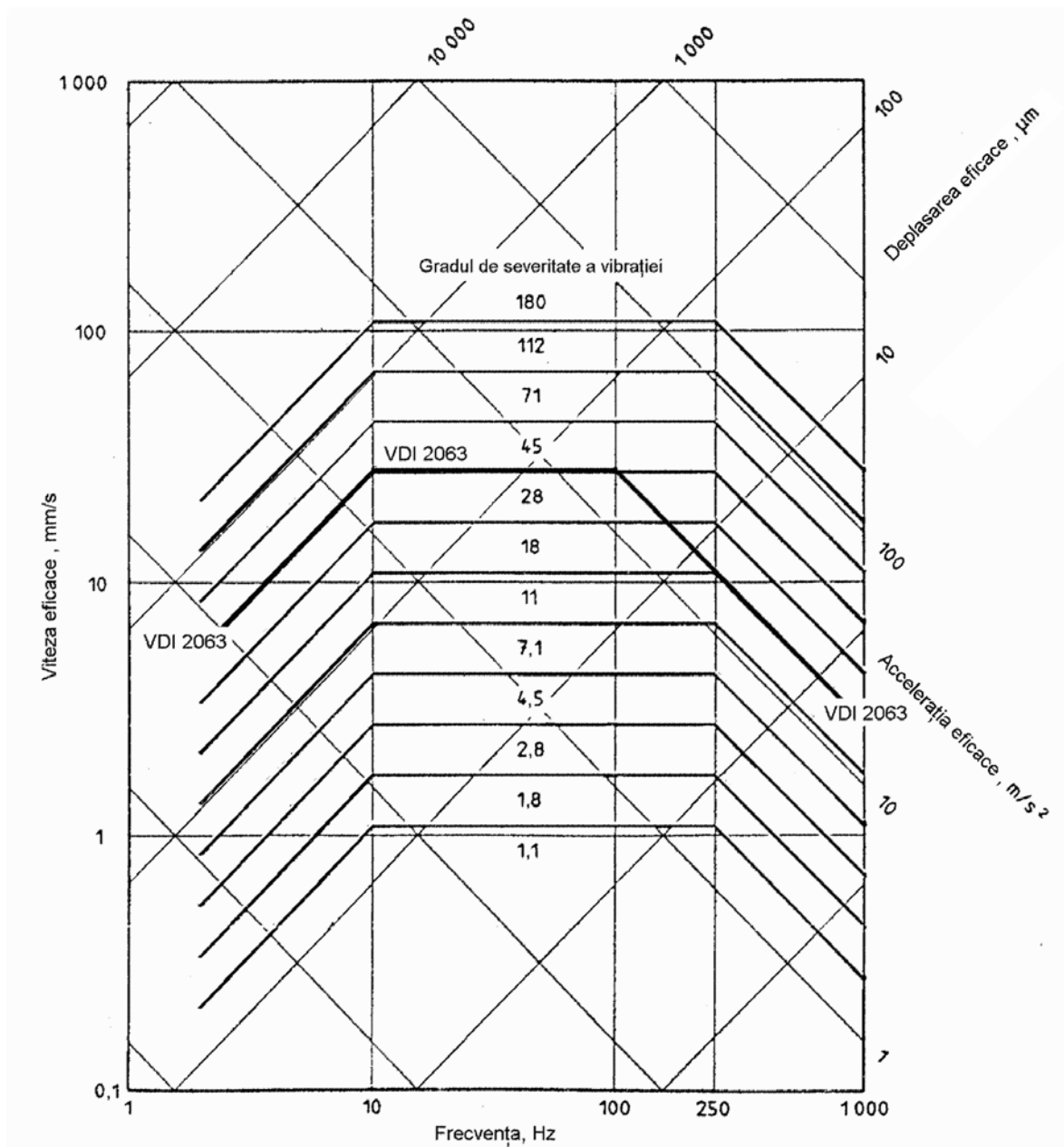


Anexa A12.4



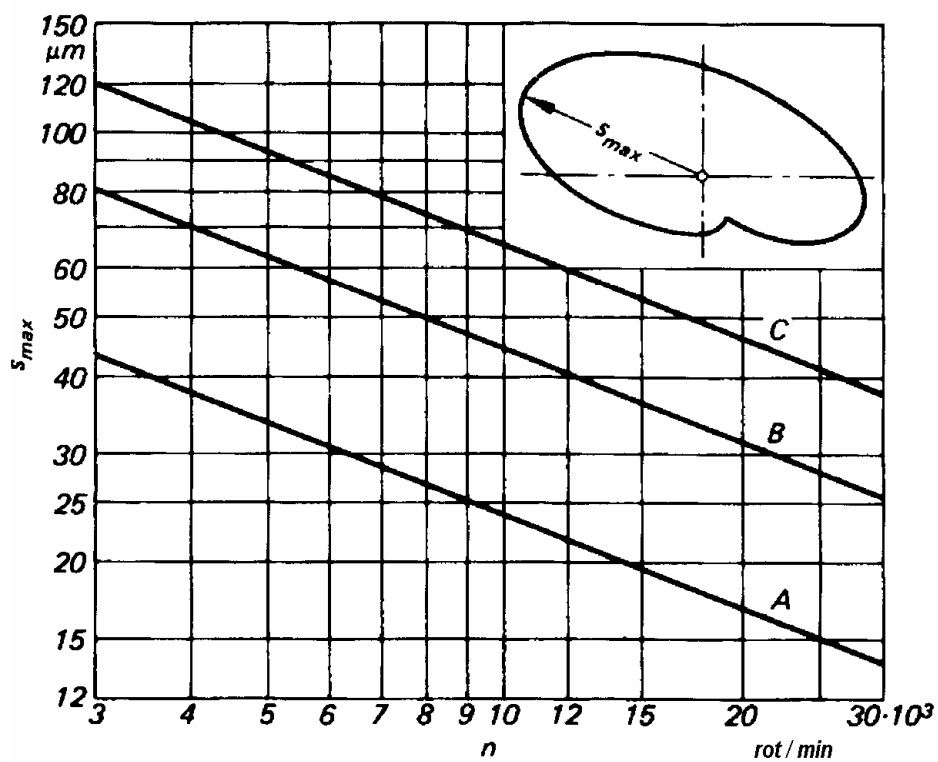
Anexa A12.5

ISO 10816-6, Nomograma gradelor de severitate a vibrațiilor



Anexa A12.6

Diagrama severității deplasării arborei turbinelor industriale
VDI 2059 – Partea 3a



A Limita vibrațiilor acceptabile :

$$s_{\max A} \text{ (in } \mu\text{m)} = \frac{2400}{\sqrt{n \text{ (in min}^{-1}\text{)}}}$$

B Limita pentru alarmă :

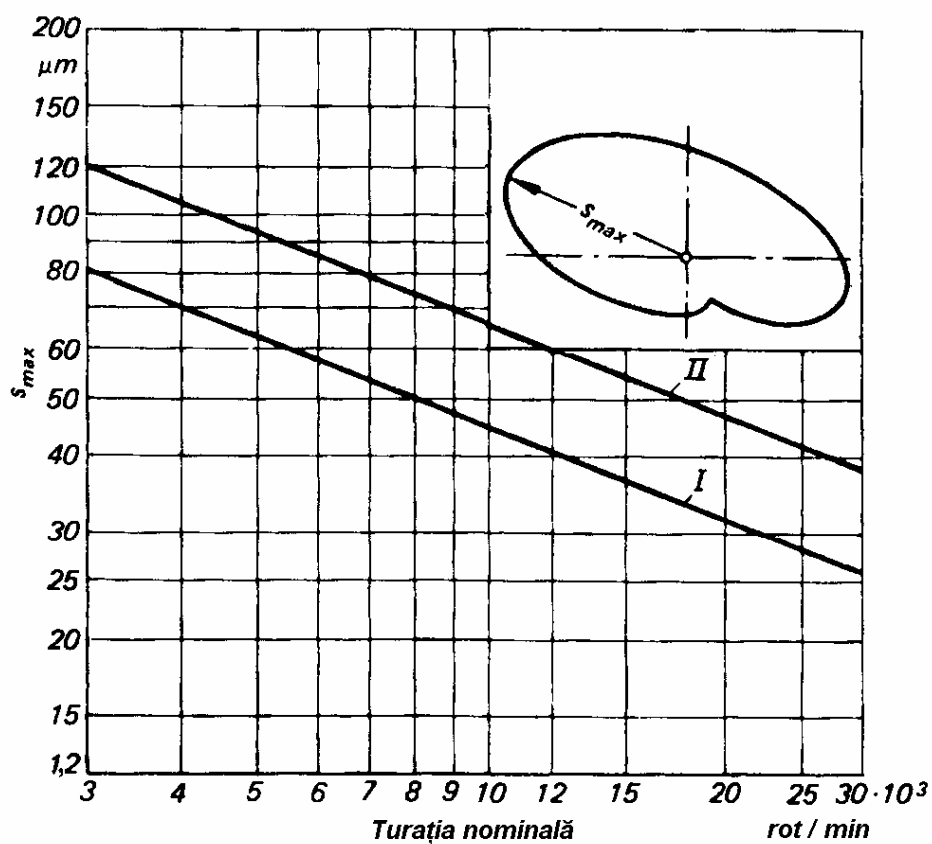
$$s_{\max B} \text{ (in } \mu\text{m)} = \frac{4500}{\sqrt{n \text{ (in min}^{-1}\text{)}}}$$

C Limita pentru oprire :

$$s_{\max C} \text{ (in } \mu\text{m)} = \frac{6600}{\sqrt{n \text{ (in min}^{-1}\text{)}}}$$

Anexa A12.7

Diagrama severității deplasării arborelui turbinelor cu gaze
VDI 2059 – Partea 4a

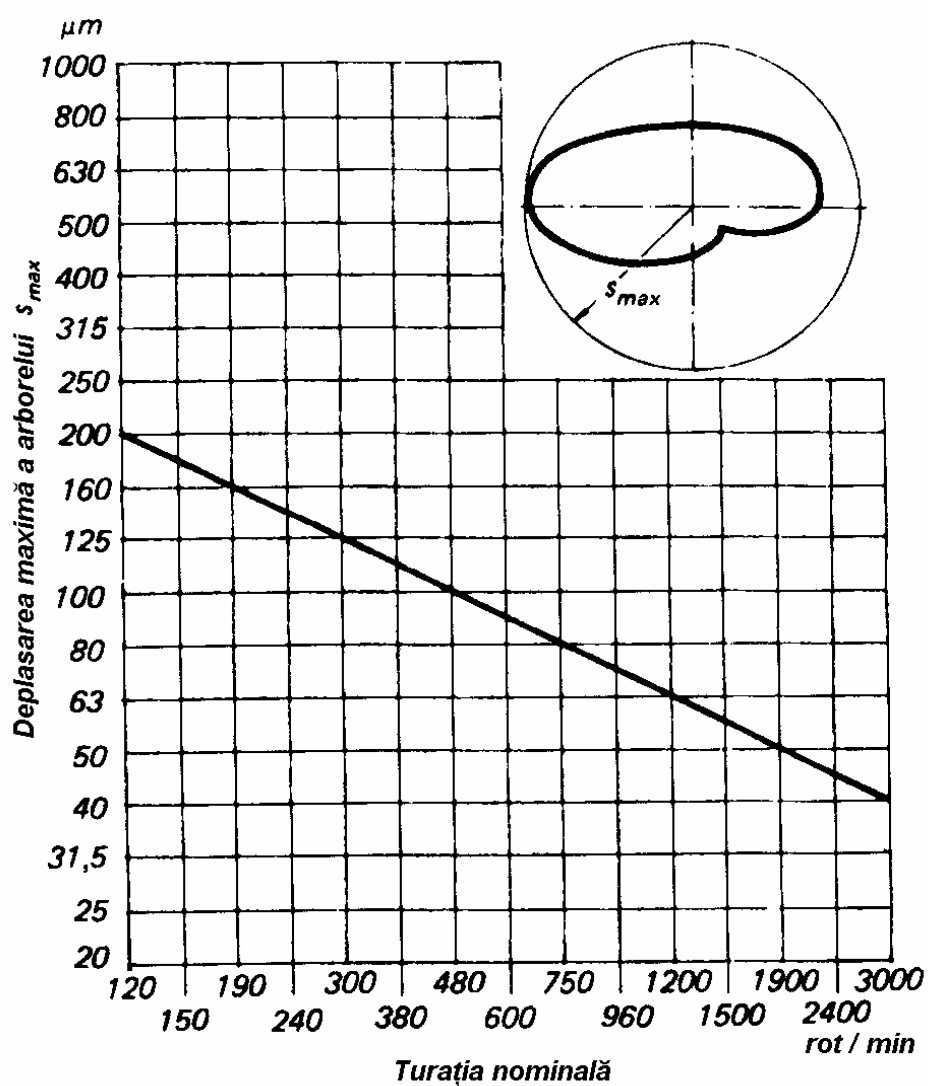


$$I \text{ Alarmă} \quad s_{\max} (\text{în } \mu\text{m}) = \frac{4500}{\sqrt{n (\text{în } \text{min}^{-1})}}$$

$$II \text{ Opreire} \quad s_{\max} (\text{în } \mu\text{m}) = \frac{6600}{\sqrt{n (\text{în } \text{min}^{-1})}}$$

Anexa A12.8

Diagrama severității deplasării arborelui mașinilor hidraulice
VDI 2059 – Partea 5a



Bibliografie

- 12.1 Maedel, P. H. Jr., *Vibration standards and test codes*, Shock and Vibration Handbook, 5th ed., Harris C. ed., McGraw-Hill, 2001, p.19.1-19.11.
- 12.2 VDI 2063, *Measurement and evaluation of mechanical vibrations of reciprocating piston engines and piston compressors*, Sept 1985.
- 12.3 ISO 10816-6, *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW*, 1995.
- 12.4 VDI 2056, *Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen*, Okt 1964.
- 12.5 ISO 2372, *Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s - Basis for specifying evaluation standards*, Nov 1974.
- 12.6 ISO 2373, *Mechanical vibration of certain rotating electrical machines with shaft heights between 80 and 400 mm – Measurement and evaluation of the vibration severity*.
- 12.7 ISO 10816-1, *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 1: General guidelines*, 1995.
- 12.8 ISO 10816-2, *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min and 3600 r/min*, 2001.
- 12.9 ISO 10816-3, *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min when measured in situ*, 1998.
- 12.10 ISO 10816-4, *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 4: Gas turbine driven sets excluding aircraft derivatives*, 1998.
- 12.11 ISO 10816-5, *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants*, 2000.
- 12.12 ISO 10816-7, *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 7: Rotordynamic pumps for industrial application*, 2004.
- 12.13 VDI 2059 - Part 1, *Shaft vibrations of turbosets. Principles for measurement and evaluation*, Nov 1981.

- 12.14 VDI 2059 - Part 2, *Shaft vibrations of steam turbosets for power stations*, March 1983.
- 12.15 VDI 2059 - Part 3, *Shaft vibrations of industrial turbosets*, Nov 1981.
- 12.16 VDI 2059 - Part 4, *Shaft vibrations of gas turbosets*, Nov 1981.
- 12.17 VDI 2059 - Part 5, *Shaft vibrations of hydraulic machine sets*, Oct 1982.
- 12.18 ISO 7919-1, *Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurement on rotating shafts and evaluation criteria*, Part 1: *General guidelines*, 1996.
- 12.19 ISO 7919-2, *Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurement on rotating shafts and evaluation criteria*, Part 2: *Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min and 3600 r/min*, 2001.
- 12.20 ISO 7919-3, *Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurement on rotating shafts and evaluation criteria*, Part 3: *Coupled industrial machines*, 1996.
- 12.21 ISO 7919-4, *Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurement on rotating shafts and evaluation criteria*, Part 4: *Gas turbine sets*, 1996.
- 12.22 ISO 7919-5, *Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurement on rotating shafts and evaluation criteria*, Part 5: *Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants*, 1997.
- 12.23 Rathbone, T. C., *Vibration tolerance*, *Power Plant Engineering*, Nov 1939, p.721-724.
- 12.24 Reiher, H. and Meister, F. J., *Die Empfindlichkeit der Menschen gegen Erschütterungen*, *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, vol.2, no.11, 1931, p.381-386.
- 12.25 Blake, M. P., *New vibration standards for maintenance*, *Hydrocarbon Processing and Petroleum Refinery*, vol.43, no.1, Jan 1964, p.111-114.
- 12.26 *** *A practical guide to in-plane balancing*, IRD Mechanalysis, Technical Paper No. 116, 1981.
- 12.27 Federn, K., *Erfahrungswerte, Richtlinien und Gütemaßstäbe für die Beurteilung von Maschinenschwingungen*, *Konstruktion*, vol.10, no.8, 1958, p.289-298.
- 12.28 Beebe, R. S., *Predictive Maintenance of Pumps Using Condition Monitoring*, Elsevier, Oxford, 2004, p.93.
- 12.29 Niemkiewicz, J., *Standards for vibrations of machines and measurement procedures*, *Encyclopedia of Vibration*, Braun, S., Ewins, D. and Rao, S.S., eds., Academic Press, London, 2002, p.1224-1238.

- 12.30 Mechefske, C. K., *Vibration standards and acceptance limits*, Course MECH 458, Part 5, Machine condition monitoring and fault diagnostics, Queen's University, Kingston, Canada, 2007.
- 12.31 *** *General guide lines for vibration on Clark centrifugal compressors*, Dresser Industries Inc., Clark Turbo Products Division, N.Y., 1971.
- 12.32 ISO 10817-1, *Rotating shaft vibration measuring systems – Part 1: Relative and absolute sensing of radial vibration*, 1998.
- 12.33 ISO 10816-0 (draft by H. Kanki), *Guidelines for selecting vibration evaluation methods, including shaft relative, shaft absolute, and pedestal vibration measurements*, 2003.
- 12.34 ISO 8579-2, *Acceptance code for gears, Part 2: Determination of mechanical vibration of gear units during acceptance testing*, 1993.
- 12.35 AGMA 426.01, *Specification for measurement of lateral vibration on high speed helical & herringbone gear units*, The American Gear Manufacturers Association.
- 12.36 Jackson, Ch., *Shop testing – Is it worth it?*, Orbit, vol.19, no.2, June 1998, p.10..
- 12.37 ANSI/API Std 610, *Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*, 10th ed., Oct 2004.
- 12.38 ANSI/API 611, *General-Purpose Steam Turbines for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*, Jan 1997.
- 12.39 ANSI/API 612, *Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries – Steam turbines – Special-Purpose Applications*, 6th ed., Nov 2005.
- 12.40 ANSI/API 613, *Special Purpose Gear Units for Refinery Service, Chemical and Gas Industry Services*, Jun 1995.
- 12.41 API Standard 616, *Gas Turbines for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*, Aug 1998.
- 12.42 API Standard 617, *Axial and Centrifugal Compressors and Expander-Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*, 7th ed., July 2002.
- 12.43 API Standard 619, *Rotary-Type Positive-Displacement Compressors for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*, 4th ed., Dec 2004.
- 12.44 API Standard 672, *Packaged, Integrally Geared Centrifugal Air Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*, March 2004.
- 12.45 API Standard 673, *Centrifugal Fans for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*, Jan 2002.

- 12.46 Steffens, R. J., *Vibrations in buildings*, Part I, Building Research Station Digest, no.117, May 1970.
- 12.47 DIN 4150, *Erschütterungen im Bauwesen*, Teil 1, 2, 3, May 1986.
- 12.48 Koch, H. W., *Ermittlung der Wirkung von Bauwerksschwingungen*, VDI-Zeitschrift, vol.95, 1953, p.733-737.
- 12.49 Radeş, M., *Vibration limits for industrial buildings*, The Shock and Vibration Digest, vol.26, no.3, May/June 1994, p.11-14.
- 12.50 ISO 4866, Mechanical vibration and shock. Vibration of buildings. *Guidelines for the measurement of vibrations and evaluation of their effects on buildings*, 2000.

13.

ECHILIBRAREA ROTOARELOR

Dezechilibrul este defectul cel mai des întâlnit al mașinilor rotative. Acesta produce o precesie sincronă specifică a rotorului și vibrații ale structurii de suport a acestuia. Echilibrarea corectivă are ca scop diminuarea vibrațiilor mașinilor produse de dezechilibre.

Pentru funcționarea liniștită și integritatea mașinilor, rotoarele trebuie echilibrate corespunzător. Aceasta deoarece în timpul fabricației se produc imperfecțiuni datorită erorilor de prelucrare, toleranțelor cumulative de asamblare, distorsiunilor produse de tratamente termice, suflurilor sau incluziunilor în piesele turnate și neomogenității materialelor. În timpul funcționării apar dezechilibre produse de uzura inegală și eroziune, depuneri nesimetrice de material, părți desprinse sau slăbite și deformații termice ale rotorului sau produse de încărcare. Datorită acestora, axa de rotație nu coincide cu una din axele centrale principale de inerție ale corpului în rotație și apar forțe perturbatoare variabile care produc vibrații. Pentru a evita/elimina aceste vibrații și a asigura o funcționare adecvată este necesară echilibrarea.

Echilibrarea este procesul prin care se adaugă (sau îndepărtează) masă unui rotor în scopul deplasării unei axe centrale principale de inerție pentru a coincide cu axa geometrică de rotație. Într-un disc subțire, centrul de masă este deplasat spre centrul de rotație. Într-un rotor mai lung, se pot alege două sau mai multe planuri în lungul axei arborelui pentru a redistribui masa rotorului. Un set de mase judicios alese este atașat (sau îndepărtat) în anumite poziții unghiulare în jurul axei și cât mai aproape de planul adecvat în lungul rotorului. Aceasta produce un contraefect și echilibrează rotorul, făcând forțele centrifuge libere care acționează asupra corpului în rotație cât mai mici posibile.

Echilibrarea se realizează prin găurire, sudare, lipire cu adezivi, frezare, rectificare sau atașare de șuruburi. Elemente tipice care necesită echilibrarea sunt rotoarele mașinilor electrice, arborii principali ai mașinilor unelte și dispozitivele portsculă, arborii cotiți, ventilatoarele, turbomașinile, roțile centrifuge ale pompelor, componentele sistemelor de antrenare, rotoarele turbosuflantelor și roțile automobilelor. Forțele produse de un dezechilibru sunt proporționale cu pătratul turației. De aceea, echilibrarea mașinilor cu turații mari este importantă.

13.1 Dezechilibrul masic

Într-o mașină, dezechilibrul poate proveni din proiectare, din procesul de fabricație, din asamblarea componentelor multiple sau în timpul funcționării.

13.1.1 Definiții

O masă m care se rotește la o rază \bar{r} cu viteza unghiulară Ω produce o forță centrifugă $\bar{F} = \Omega^2 m \bar{r}$. La o anumită viteză unghiulară, mărimea și direcția forței centrifuge sunt determinate de produsul $m \bar{r}$. Acesta este denumit *dezechilibrul* [13.1].

Dezechilibrul este definit de mărimea vectorială

$$\bar{u} = m \bar{r}, \quad (13.1)$$

a cărei valoare $u = m r$ se măsoară în unități gmm (grame \times milimetri) sau kg μ m. Dezechilibrul este independent de turație și implică o rază constantă.

Într-un rotor, raza se măsoară față de *axa arborelui*, linia care unește centrele fusurilor din lagăre. Aceasta este axa geometrică de rotație a rotorului.

La majoritatea rotoarelor, starea de dezechilibru nu se modifică perceptibil până la turația de lucru. Acestea se numesc *rotoare rigide*. Rotoarele flexibile care lucrează sub o treime din prima turație critică de încovoiere sunt considerate rigide. La astfel de rotoare dezechilibrul poate fi specificat printr-o valoare fixă, independentă de turație. Ele pot fi echilibrate la orice turație până la cea de lucru.

Compensarea dezechilibrului se face adăugând (sau înlăturând) material rotorului dezechilibrat. La un rotor rigid în formă de disc, aceasta se face astfel încât suma forțelor centrifuge produse de dezechilibrul inițial și de masa de corecție să devină zero. Produsul dintre masa de corecție și raza de corecție trebuie să fie egal cu dezechilibrul inițial al rotorului. Masa adițională trebuie amplasată în poziție diametral opusă dezechilibrului inițial, în timp ce înlăturarea de material se face în aceeași poziție unghiulară ca dezechilibrul inițial. Aceste considerații se aplică doar discurilor motate perpendicular pe axa de rotație. Se pot folosi mai multe mase de corecție (datorită formei particulare a rotorului) cu condiția ca suma vectorială a dezechilibrelor individuale să contrabalanseze dezechilibrul inițial al rotorului.

Când rotorul se rotește, masa neechilibrată tinde să împingă spre reazeme partea rotorului pe care este localizat dezechilibrul. Punctul cu rază maximă a orbitei de precesie, unde vibrația înregistrată de un traductor fix fără contact are amplitudine maximă, se numește *high side* sau *high spot* (punctul cel mai

îndepărtat) al mișcării. Punctul diametral opus se numește *low spot*. La turații foarte mici, punctul *high spot* este în fază cu masa neechilibrată. Intersecția razei acesteia cu conturul discului localizează punctul numit *heavy spot* (punctul greu). Într-un rotor elastic, faza punctului *high spot* măsurabil va fi în urma poziției necunoscute a punctului *heavy spot*. Pe măsura creșterii turației, punctul *high spot* al acestor rotoare rămâne în urma punctului *heavy spot*. La turația critică, defazajul este 90^0 iar mult peste turația critică defazajul crește la 180^0 (fig. 2.11).

Pe un disc în rotație, punctul *high spot* poate fi marcat cu o cretă (sau cu un creion de marcaj) apropiată de disc până produce un semn pe conturul discului. Acesta poate fi localizat cu un ceas comparator și un stroboscop, sau cu traductoare de proximitate și un înregistrator cu peniță sau un osciloscop. Pe mașini mici se mai poate utiliza un captor seismic de viteze și un analizor de vibrații. Punctul *high spot* este pe partea arborelui care ar atinge prima o etanșare labirintică cu joc radial mic și ar lăsa o urmă pe arbore în locul respectiv. Pe disc se mai înseamnă un marcaj de referință numit *key phasor* față de care se măsoară unghiurile de fază.

La un rotor rigid suficient de lung există patru tipuri de dezechilibre masice: *static*, *de cuplu*, *cvasistatic* și *dinamic* [13.2], [13.3].

13.1.2 Dezechilibrul static

Dezechilibrul static este forma cea mai simplă de dezechilibru în care axa centrală principală de inerție este deplasată paralel cu axa arborelui (fig. 13.1, *a*).

Problema poate fi rezolvată cu o singură masă de corecție amplasată în planul centrului de masă al rotorului. Dacă nu se poate face o corecție de masă în porțiunea centrală a rotorului, atunci se pot face corecții cu două mase egale dispuse în linie (pe aceeași generatoare) la capetele rotorului.

Dezechilibrul static poate fi identificat comparând amplitudinea și faza măsurate în lagărele de suport. La rotoare rezemate între lagăre, dezechilibrul produce valori aproape identice ale amplitudinii și fazei în cele două planuri. Observația nu este valabilă pentru rotoarele în consolă.

13.1.3 Dezechilibrul de cuplu

În cazul *dezechilibrului de cuplu*, axa arborelui intersectează axa centrală principală de inerție în centrul de masă al rotorului.

Dezechilibrul de cuplu este o stare creată de puncte *heavy spot* dispuse diametral opus la capetele rotorului, ca în fig. 13.1, *b*. Uneori este denumit *dezechilibru dinamic pur* sau *dezechilibru fulant*. Spre deosebire de dezechilibrul static, dezechilibrul de cuplu este pus în evidență doar atunci când piesa este rotită și poate fi identificat comparând amplitudinea și faza măsurate în lagărele

rotorului. La rotoarele cu lagăre la extremități se înregistrează deplasări cu amplitudini egale dar defazate cu 180^0 . Această metodă de detectare a dezechilibrului de cuplu nu se aplică rotoarelor în consolă.

La un rotor cu discuri în consolă la ambele capete, distanța între reazeme este mai mică decât distanța între planurile de corecție, astfel încât dezechilibrul de cuplu este mai important decât dezechilibrul static.

Din păcate, doar un număr redus de probleme de echilibrare sunt de tipul pur static sau pur de cuplu. Majoritatea problemelor de echilibrare sunt o combinație de dezechilibru static și dezechilibru de cuplu, denumite în continuare dezechilibru *cvasistatic* și dezechilibru *dinamic*.

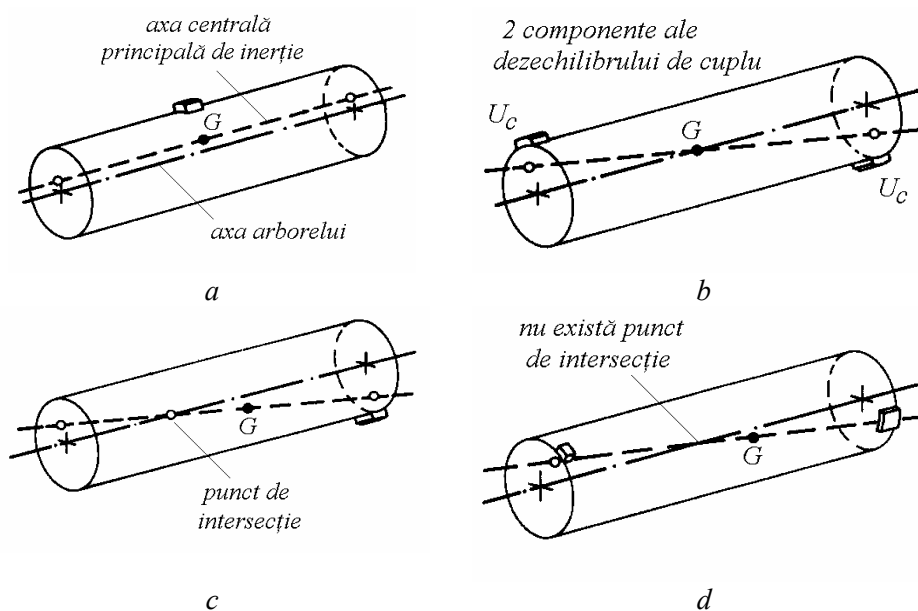


Fig. 13.1

13.1.4 Dezechilibrul cvasistatic

În cazul *dezechilibrului cvasistatic*, axa centrală principală de inerție intersectează axa de rotație dar nu în centrul de masă al rotorului.

Acest tip de dezechilibru ar putea fi produs dacă rotorul ar fi dezechilibrat doar la un capăt (fig. 13.1, c). Montarea unei roți de curea sau a unei semicuple, sau reparațarea doar a primei trepte a rotorului unei turbine sau al unui compresor poate produce acest dezechilibru. El poate fi considerat ca o combinație de dezechilibru static și de cuplu, în care dezechilibrul static este în linie (pe aceeași generatoare) cu una din componentele cuplului.

Dezechilibrul cvasistatic poate fi adesea compensat până la un nivel satisfăcător făcând o simplă echilibrare într-un plan la capătul rotorului unde nivelul vibrațiilor este mai mare și făcând corecțiile de masă într-un plan de referință învecinat care nu coincide cu planul care trece prin centrul de masă al rotorului.

13.1.5 Dezechilibrul dinamic

În cazul *dezechilibrului dinamic*, axa centrală principală de inerție este înclinată față de axa arborelui dar nu o intersectează. Acesta este tipul cel mai întâlnit de dezechilibru la rotoarele lungi și poate fi considerat ca o combinație de dezechilibru static și dezechilibru de cuplu, în care componenta statică nu este în linie cu una din componentele cuplului. Ca urmare, axa centrală principală este înclinată și deplasată față de axa arborelui (fig. 13.1, *d*).

Problemele de dezechilibru dinamic pot fi rezolvate făcând corecții de masă în minimum două planuri de referință diferite. Echilibrarea dinamică este adesea denumită *echilibrare în două planuri*, iar echilibrarea statică este numită *echilibrare într-un singur plan*.

13.1.6 Echilibrarea statică și echilibrarea dinamică

Corpurile în formă de disc pot fi echilibrate static dacă distanța între lagăre este suficient de mare iar discul este montat perpendicular pe axa arborelui. Greșelile de asamblare, bătaia frontală în suportul lagărelor sau în rulmenți și tensiunile interne pot produce simultan dezechilibru de cuplu. Pietrele de rectificare și rotoarele ventilatoarelor se echilibrează static. Discurile turbinelor sunt preechilibrate static apoi rotorul complet asamblat este echilibrat dinamic.

Dezechilibrul static poate fi măsurat, fără rotirea piesei, în câmpul gravitațional prin rulare pe două muchii orizontale paralele, prin suspendare pendulară sau cântărire [13.4].

Echilibrarea corespunzătoare a roților de automobil este importantă pentru confortul la condus și durabilitatea anvelopelor. Roțile dezechilibrate produc vibrații ale automobilului la viteze de deplasare între 80 și 120 km/h. Vibrațiile scaunelor sau ale podelei sunt produse de dezechilibrul static. Vibrațiile volanului sunt produse de fularea roților datorită dezechilibrului dinamic.

La montarea unei anvelope pe jantă, punctul galben marcat pe anvelopă (punctul ușor) trebuie aliniat cu punctul greu al jantei în dreptul valvei. Echilibrarea roții se face la prima montare a anvelopelor pe jantă și la montarea după reparații. În ultimul caz, trebuie întâi înlăturat noroiul și murdăria de pe interiorul jantei precum și particulele solide pătrunse în profilul anvelopei.

13.2 Echilibrarea într-un singur plan

În continuare se prezintă metode de echilibrare într-un singur plan utilizate la echilibrarea pe poziție. Acestea implică adăugarea unei mase de probă pentru a produce o variație a dezechilibrului inițial, pe baza căreia se calculează masa de corecție. Masa de probă se alege astfel încât să producă în lagărul de suport o forță de dezechilibru egală cu 10% din greutatea rotorului susținută de lagărul respectiv.

13.2.1 Metoda vectorială de echilibrare

Diagrama din fig. 13.2 ilustrează o soluție vectorială [13.5] pentru echilibrarea într-un plan a unui disc subțire.

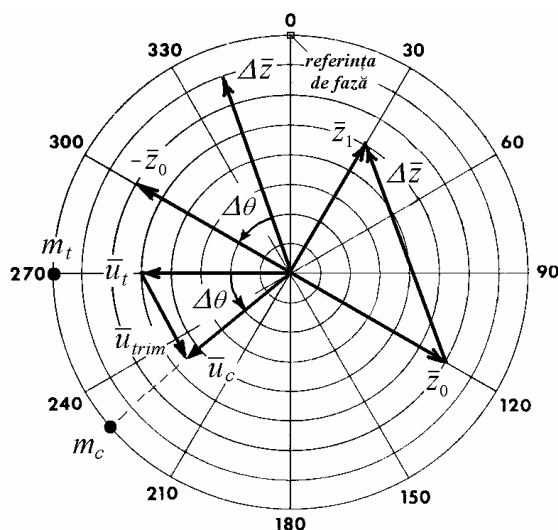


Fig. 13.2

Pe disc se marchează un reper care reprezintă referința de fază. Apoi discul este rotit, preferabil la turația de lucru, și pe disc se marchează *punctul cel mai îndepărtat* (high spot) de axa de rotație. Răspunsul măsurat este exprimat prin deplasarea complexă \bar{z}_0 a cărei valoare absolută este egală cu amplitudinea măsurată și a cărei fază este egală cu unghiul dintre *punctul cel mai îndepărtat* și marcajul de referință.

În continuare, se plasează o masă de probă m_t într-o poziție oarecare (la 270° în fig. 13.2). Discul este rotit cu aceeași turație și se marchează noul *punct cel mai îndepărtat* în care se măsoară amplitudinea răspunsului. Răspunsul astfel

măsurat este exprimat prin deplasarea complexă \bar{z}_1 . Aceasta reprezintă efectul combinat al dezechilibrului inițial și al masei de probă. Vectorul diferență $\Delta\bar{z}$ reprezintă efectul masei m_t .

Dacă masa m_t este deplasată în sens contrar acelor de ceasornic cu un unghi $\Delta\theta$, vectorul de răspuns $\Delta\bar{z}$ se va roti cu $\Delta\theta$ și va fi paralel și de sens contrar cu \bar{z}_0 . Dacă este mărit de $z_0/\Delta z$ ori pentru a egala dezechilibrul inițial, acesta va echilibra discul. Prin urmare masa de corecție (când m_t este înlăturată) trebuie să fie $m_c = m_t \cdot z_0/\Delta z$.

Această procedură este o variantă a metodei generale a coeficienților de influență [13.6] prezentată în continuare.

13.2.2 Metoda coeficienților de influență

Masele neechilibrate în rotație produc forțe centrifuge proporționale cu vectorul dezechilibrului radial și pătratul vitezei unghiulare. La sisteme liniare, deplasările laterale ale rotorului pot fi exprimate ca sume ale produselor dintre un coeficient de flexibilitate și forța centrifugă, sau în funcție de produse între coeficienți de influență dependenți de turație și dezechilibre radiale. În această prezentare, *coeficientul de influență* reprezintă răspunsul rotorului la un dezechilibru egal cu 1.

Rotorul este învârtit la turație constantă. La un corp rigid, punctul greu se află în același plan radial cu punctul cel mai îndepărtat. Răspunsul rotorului dezechilibrat este exprimat prin deplasarea complexă

$$\bar{z}_0 = z_0 \angle \theta_0 = z_{0R} + i z_{0I} = z_0 e^{i\theta_0}, \quad (13.2)$$

în care z_0 este amplitudinea deplasării măsurată cu un traductor fără contact și θ_0 este unghiul de fază între punctul cel mai îndepărtat și marcajul de referință.

Răspunsul este produs de o forță centrifugă $\bar{u} \cdot \Omega^2$, în care vectorul dezechilibrului $\bar{u} = m \cdot \bar{r}$ este exprimat prin produsul între masa rotorului m și excentricitatea dezechilibrului \bar{r} , de mărime r și unghi de fază θ_m . Acest unghi indică poziția planului radial în care este plasat dezechilibrul \bar{u} față de marcajul reperului de timp de pe arbore, măsurat în sens opus rotației.

Deplasarea sincronă a rotorului poate fi exprimată în funcție de un coeficient de influență complex \bar{a} înmulțit cu dezechilibrul rotorului \bar{u}

$$\bar{z}_0 = \bar{a} \cdot \bar{u}. \quad (13.3)$$

Coeficientul de influență \bar{a} se presupune că depinde numai de turație. Aceasta implică faptul că, dacă se plasează o mică masă de corecție pe rotor la o anumită turație, coeficientul de influență nu se modifică (ceea ce nu este adevărat la sisteme neliniare).

Se plasează pe rotor o masă de probă m_t la o rază dată r_t și într-o poziție unghiulară (uneori necunoscută) θ_t față de marcajul de timp de referință. Dezechilibrul de probă complex este

$$\bar{u}_t = m_t r_t e^{i\theta_t}. \quad (13.4)$$

Răspunsul rotorului, măsurat la aceeași turație ca răspunsul inițial, este

$$\bar{z}_1 = \bar{a} \cdot (\bar{u} + \bar{u}_t), \quad (13.5)$$

sau

$$\bar{z}_1 = z_1 \angle \theta_1 = z_{1R} + i z_{1I} = z_1 e^{i\theta_1}. \quad (13.6)$$

$$\Delta \bar{z} = \bar{z}_1 - \bar{z}_0 = \Delta z \cdot e^{i\theta_\Delta}. \quad (13.7)$$

Vectorul dezechilibrului inițial este

$$\bar{u} = \frac{\bar{z}_0}{\bar{a}} = \frac{\bar{z}_0}{\Delta \bar{z}} \cdot \bar{u}_t = \frac{z_0}{\Delta z} e^{i(\theta_0 - \theta_\Delta)} \bar{u}_t. \quad (13.8)$$

Se urmărește ca, după îndepărtarea masei de probă, să se găsească poziția în care trebuie plasată o masă de compensare m_c pentru a echilibra rotorul. Plasarea acestei mase produce un vector $\Delta \bar{z}$ de aceeași mărime ca vectorul original \bar{z}_0 , însă dirijat în sens contrar. Pentru aceasta, corecția de echilibrare \bar{u}_c trebuie să fie egală și de sens contrar cu vectorul dezechilibrului inițial \bar{u}

$$\bar{u}_c = -\bar{u} = \bar{u} \cdot e^{-i\pi} = \frac{z_0}{\Delta z} e^{i(\theta_0 - \theta_\Delta - \pi)} u_t e^{i\theta_t} = u_c e^{i\theta_c}, \quad (13.9)$$

unde

$$u_c = \frac{z_0}{\Delta z} u_t = \frac{z_0}{\Delta z} m_t r_t = m_c r_t, \quad (13.10)$$

și

$$\theta_c - \theta_t = \Delta\theta = \theta_0 - \theta_\Delta - 180^\circ. \quad (13.11)$$

Masa de compensare

$$m_c = \frac{z_0}{\Delta z} m_t, \quad (13.12)$$

poate fi plasată la aceeași rază r_t ca masa de probă m_t , însă într-o poziție defazată cu unghiul $\Delta\theta = \theta_0 - \theta_t - 180^\circ$ în sensul pozitiv (dacă θ_t nu este cunoscut).

Dacă masa de probă este lăsată în rotor (când este sudată), masa compensatoare produce o *corecție de ajustare a echilibrării* ("trim balance correction"). Vectorul corecției de ajustare a echilibrării este

$$\bar{u}_{trim} = -(\bar{u} + \bar{u}_t) = -\frac{\bar{z}_1}{a}. \quad (13.13)$$

Dacă răspunsul rotorului \bar{z}_1 este mult mai mare decât amplitudinea răspunsului inițial, după înlăturarea masei de probă trebuie repetată rularea pentru măsurarea răspunsului \bar{z}_1 utilizând fie o masă de probă redusă, fie o altă poziție unghiulară a acesteia.

Exemplul 13.1

Un rotor de 450 kg are un răspuns staționar cu amplitudinea de $75\mu\text{m}$ la un unghi de fază de 270° . Se plasează o masă de probă de 5 g la o rază de 225 mm într-o poziție la 30° față de marcajul de timp, în sens contrar rotației. Răspunsul staționar al rotorului cu masa de probă atașată are amplitudinea de $50\mu\text{m}$ la 170° . Să se determine corecția dezechilibrării [13.7].

Rezolvare

Răspunsul inițial este (fig. 13.3)

$$\bar{z}_0 = 75 \angle 270^\circ = 0 - i \cdot 75.$$

Amplitudinea dezechilibrului de probă este

$$u_t = m_t r_t = 5 \cdot 225 = 1125 \text{ g} \cdot \text{mm}.$$

Vectorul dezechilibrului de probă este

$$\bar{u}_t = 1125 \angle 30^\circ = 974,3 + i \cdot 562,5.$$

Răspunsul rotorului după aplicarea masei de probă este

$$\bar{z}_1 = 50 \angle 170^\circ = -49,2404 + i \cdot 8,6824.$$

Vectorul diferență este

$$\Delta\bar{z} = \bar{z}_1 - \bar{z}_0 = -49,2404 + i \cdot 83,6824 = 97,0964 \angle 120,5^\circ.$$

Coeficientul de influență

$$\bar{a} = \frac{\Delta \bar{z}}{\bar{u}_t} = (-0,7131 + i \cdot 86,3034) \cdot 10^{-3} = 86,3063 \cdot 10^{-3} \angle 90,5^\circ.$$

Dezechilibrul original

$$\bar{u} = \frac{\bar{z}_0}{\bar{a}} = (-0,8690 + i \cdot 0,0072) \cdot 10^3 = 869 \angle 179,5^\circ.$$

Dezechilibrul de corecție

$$\bar{u}_c = -\bar{u} = 869 - i \cdot 7,2 = 869 \angle 359,5^\circ$$

unde

$$u_c = m_c r_t = 3,8622 \cdot 225 = 869 \text{ g} \cdot \text{mm}.$$

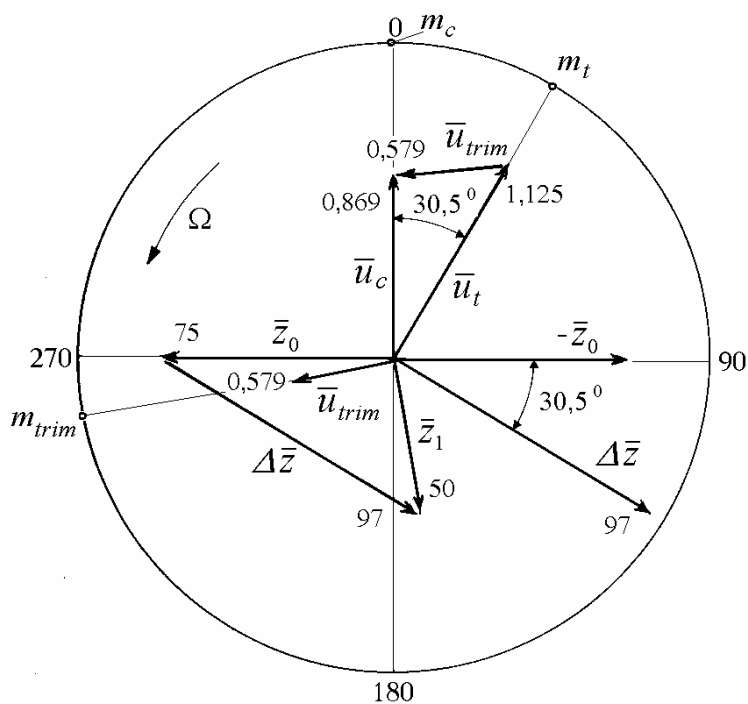


Fig. 13.3

Rezultă că o masă de compensare

$$m_c = \frac{z_0}{\Delta z} m_t = \frac{75}{97,0946} 5 = 3,8622 \text{ g}$$

trebuie plasată la raza $r_t = 225 \text{ mm}$ defazată față de masa de probă cu un unghi

$$\Delta \theta = \theta_0 - \theta_A - 180^\circ = 270 - 120,5 - 180 = -30,5^\circ$$

în sens pozitiv, adică la $30,5^0$ în sens contrar acelor de ceasornic.

Dacă masa de probă este lăsată în rotor, vectorul corecției de ajustare a echilibrării este

$$\bar{u}_{trim} = -(\bar{u} + \bar{u}_t) = -105,3 - i \cdot 569,7 = 579,3 \angle 259,5^0$$

deci o masă

$$m_{trim} = 2,5747 \text{ g}$$

trebuie amplasată la o rază $r_t = 225 \text{ mm}$ și la un unghi de $259,5^0$.

Exemplul 13.2

Un rotor are un răspuns staționar cu amplitudinea $3,4 \text{ mm/s}$ la un unghi de fază de 116^0 . O masă de probă de 2 g este fixată de rotor în aceeași poziție unghiulară ca marcajul de referință. Cu masa de probă, nivelul vitezei vibrației este $1,8 \text{ mm/s}$ la un unghi de fază de 42^0 . Să se determine poziția și mărimea masei de compensare necesară pentru echilibrarea rotorului [13.8].

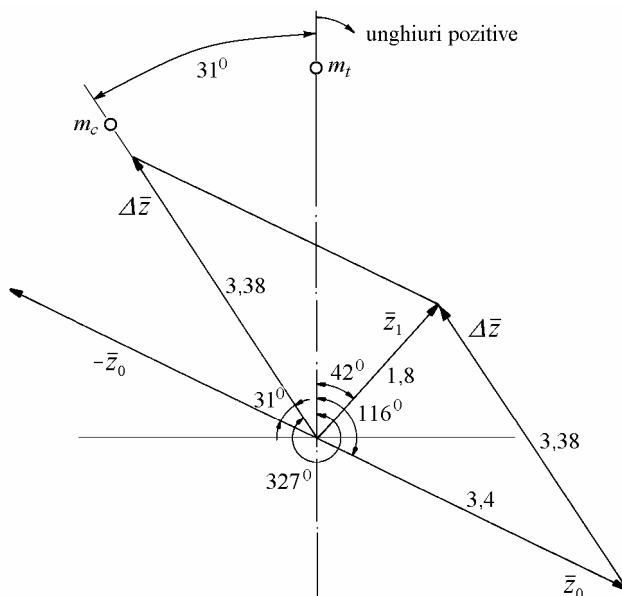


Fig. 13.4

Rezolvare

Răspunsul inițial este (fig. 13.4)

$$\bar{z}_0 = 3,4 \angle 116^0 = -1,4905 + i \cdot 3,0559 .$$

Răspunsul după aplicarea masei de probă este

$$\bar{z}_1 = 1,8 \angle 42^0 = 1,3377 + i \cdot 1,2044 .$$

Vectorul diferență

$$\Delta \bar{z} = \bar{z}_1 - \bar{z}_0 = 2,8281 - i \cdot 1,8515 = 3,3805 \angle 327^0 .$$

O masă de compensare

$$m_c = \frac{z_0}{\Delta z} m_t = \frac{3,4}{3,3805} 2 = 2,0117 \text{ g}$$

trebuie plasată față de masa de probă la un unghi

$$\Delta \theta = \theta_0 - \theta_A - 180^0 = 116 - 327 - 180 = -31^0$$

măsurat în sensul pozitiv, deci la 31^0 în sens contrar acelor de ceasornic.

Exemplul 13.3

Pentru a echilibra static un rotor, o mașină a fost adusă la turația de lucru la care s-a măsurat un nivel al vitezei vibrațiilor de 15 mm/s la un unghi de fază de 55^0 , după care mașina a fost oprită. Apoi s-a fixat pe rotor o masă de probă de 5 g în aceeași poziție unghiulară ca marcajul de referință. Mașina a fost din nou pornită și adusă la turația de lucru. Noul nivel al vitezei vibrațiilor a fost 18 mm/s la un unghi de fază de 170^0 . Să se determine poziția și mărimea masei de compensare necesară pentru echilibrarea rotorului [13.8].

Rezolvare

Răspunsul inițial este (fig. 13.5)

$$\bar{z}_0 = 15 \angle 55^0 = 8,6036 + i \cdot 12,2873 .$$

Răspunsul după aplicarea masei de probă este

$$\bar{z}_1 = 18 \angle 170^0 = -17,7265 + i \cdot 3,1257 .$$

Vectorul diferență

$$\Delta \bar{z} = \bar{z}_1 - \bar{z}_0 = -26,33028281 - i \cdot 9,1616 = 27,87 \angle 199^0 .$$

O masă de compensare

$$m_c = \frac{z_0}{\Delta z} m_t = \frac{15}{27,87} 5 = 2,69 \text{ g}$$

trebuie plasată față de masa de probă la un unghi

$$\Delta\theta = \theta_0 - \theta_A - 180^\circ = 55^\circ - 199^\circ - 180^\circ = -324^\circ$$

sau la 36° în sensul pozitiv.

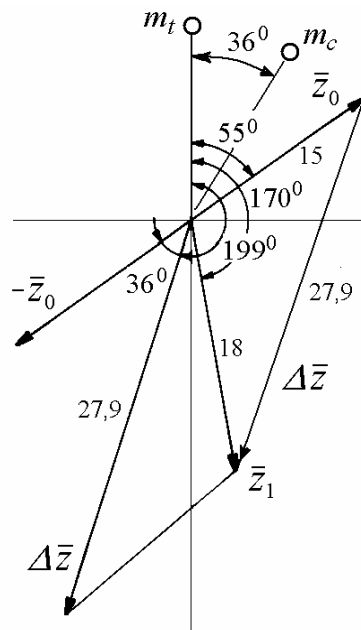


Fig. 13.5

13.2.3 Metoda cu trei mase de probă

Uneori nu este posibil sau practic să se facă măsurări de fază. În astfel de cazuri, echilibrarea se poate face măsurând doar amplitudinea mișcării, utilizând un accelerometru montat pe lagăr, conectat la un vibrometru [13.2]. Procedeeul necesită o rulare pentru determinarea mărimii dezechilibrului inițial și trei rulări de probă. La fiecare rulare, se atașează o singură masă de probă într-o altă poziție unghiulară pe rotor. De obicei, aceeași masă este amplasată la 0° , 120° , 240° (sau la 0° , 90° , 180°) pe rotor, la aceeași rază.

Pentru evaluarea mărimii și poziției unghiulare a corecției necesare pentru echilibrare se poate utiliza *construcția* geometrică a lui Siebert (fig. 13.6). Se trasează un cerc cu centrul în O și raza proporțională cu amplitudinea răspunsului la dezechilibrul inițial. Pe acest cerc se marchează pozițiile A, B, C ale masei de probă m_t . Utilizând aceste puncte ca centre, se trasează cercuri (la aceeași scară)

cu raze egale cu amplitudinea rulării de probă AT , BT , CT . Cele trei cercuri ale rulărilor de probă se intersectează în punctul T . Se trasează linia OT .

Masa de corecție este

$$m_c = m_t \cdot OT/OA \quad (13.14)$$

iar poziția acesteia este determinată de unghiul dintre vectorul OT și vectorul opus lui OA , adică OC în acest caz. Masa trebuie astfel plasată încât să aibă același defazaj față de poziția primei mase de probă.

Exemplul 13.4

Construcția lui Siebert din fig. 13.6 s-a obținut utilizând următoarele date măsurate. Amplitudinea răspunsului original $OA = OB = OC = 20 \mu\text{m}$. $AT = 30 \mu\text{m}$ - din rularea cu masa de probă la 0° . $BT = 15 \mu\text{m}$ - din rularea cu masa de probă la 90° . $CT = 43 \mu\text{m}$ - din rularea cu masa de probă la 180° .

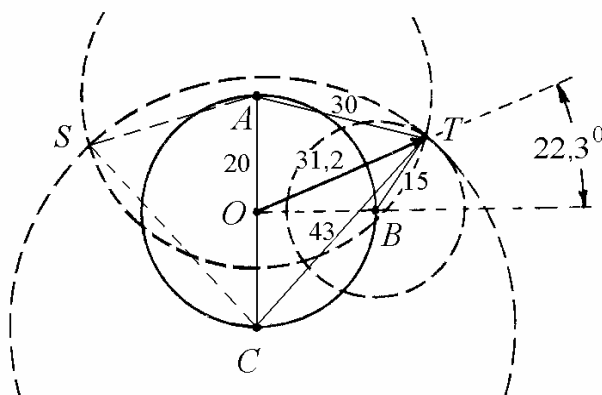


Fig. 13.6

Rezultatul este $OT = 31,2 \mu\text{m}$.

Masa compensatoare este

$$m_c = \frac{OA}{OT} m_t = \frac{20}{31,2} m_t = 0,64 m_t$$

și trebuie plasată la $22,3^\circ$ în sens orar față de poziția celei de-a doua mase de probă.

13.3 Echilibrarea în două planuri

Există mai multe posibilități de rezolvare *pe poziție* a problemelor de echilibrare în două planuri [13.9], [13.10], incluzând: a) echilibrări separate într-un singur plan; b) echilibrări simultane într-un singur plan c) metoda coeficienților de influență; și d) descompunerea în dezechilibru static și dezechilibru de cuplu. În continuare se prezintă ultimele două metode [13.6].

13.3.1 Metoda coeficienților de influență

La început, se înregistrează vibrațiile \bar{z}_{10} și \bar{z}_{20} produse de dezechilibrul inițial în cele două lagăre ale mașinii. Se presupune că acestea pot fi exprimate în funcție de valorile necunoscute ale dezechilibrelor \bar{u}_1 și \bar{u}_2 sub forma

$$\begin{aligned}\bar{z}_{10} &= \bar{a}_{11}\bar{u}_1 + \bar{a}_{12}\bar{u}_2, \\ \bar{z}_{20} &= \bar{a}_{21}\bar{u}_1 + \bar{a}_{22}\bar{u}_2,\end{aligned}\quad (13.15)$$

în care \bar{a}_{ij} ($i, j = 1, 2$) sunt coeficienții de influență complecși. Pentru determinarea acestora, se plasează un dezechilibru de probă în fiecare plan și se măsoară noile valori ale amplitudinii mișcării.

În primul plan de corecție se atașează o masă de probă care produce un dezechilibru \bar{u}_{t1} și se înregistrează citirile din cele două lagăre \bar{z}_{11} și \bar{z}_{21} . Acestea pot fi exprimate în funcție de coeficienții de influență sub forma

$$\begin{aligned}\bar{z}_{11} &= \bar{a}_{11}(\bar{u}_1 + \bar{u}_{t1}) + \bar{a}_{12}\bar{u}_2, \\ \bar{z}_{21} &= \bar{a}_{21}(\bar{u}_1 + \bar{u}_{t1}) + \bar{a}_{22}\bar{u}_2.\end{aligned}\quad (13.16)$$

Scăzând relațiile (13.15) din (13.16), se determină coeficienții de influență \bar{a}_{11} și \bar{a}_{21} care au expresiile

$$\bar{a}_{11} = \frac{\bar{z}_{11} - \bar{z}_{10}}{\bar{u}_{t1}}, \quad \bar{a}_{21} = \frac{\bar{z}_{21} - \bar{z}_{20}}{\bar{u}_{t1}}.\quad (13.17)$$

Se îndepărtează masa de probă din primul plan de corecție și se adaugă o masă de probă în al doilea plan de corecție, după care se înregistrează citirile obținute în ambele lagăre.

Dacă prima masă de probă nu a fost îndepărtată și se adaugă o a doua masă de probă în al doilea plan de corecție care produce un dezechilibru \bar{u}_{t2} , citirile înregistrate în cele două lagăre sunt \bar{z}_{12} și \bar{z}_{22} . Acestea pot fi exprimate în funcție de coeficienții de influență sub forma

$$\begin{aligned}\bar{z}_{12} &= \bar{a}_{11}(\bar{u}_1 + \bar{u}_{t1}) + \bar{a}_{12}(\bar{u}_2 + \bar{u}_{t2}), \\ \bar{z}_{22} &= \bar{a}_{21}(\bar{u}_1 + \bar{u}_{t1}) + \bar{a}_{22}(\bar{u}_2 + \bar{u}_{t2}).\end{aligned}\quad (13.18)$$

Scăzând relațiile (13.16) din (13.18), se obțin expresiile coeficienților de influență \bar{a}_{12} și \bar{a}_{22}

$$\bar{a}_{12} = \frac{\bar{z}_{12} - \bar{z}_{11}}{\bar{u}_{t2}}, \quad \bar{a}_{22} = \frac{\bar{z}_{22} - \bar{z}_{21}}{\bar{u}_{t2}}. \quad (13.19)$$

Dacă prima masă de probă este îndepărtată, atunci \bar{z}_{11} și \bar{z}_{21} trebuie înlocuite cu citirile inițiale \bar{z}_{10} și \bar{z}_{20} .

Pentru echilibrarea rotorului trebuie plasate mase de corecție în planurile 1 și 2 pentru a produce vibrații egale ca mărime dar de sens contrar cu \bar{z}_{10} și \bar{z}_{20} .

Corecțiile de echilibrare \bar{u}_{c1} și \bar{u}_{c2} sunt date de

$$\begin{Bmatrix} \bar{u}_{c1} \\ \bar{u}_{c2} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \bar{u}_{10} + \bar{u}_{t1} \\ \bar{u}_{20} + \bar{u}_{t2} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} \bar{a}_{11} & \bar{a}_{12} \\ \bar{a}_{21} & \bar{a}_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \bar{z}_{12} \\ \bar{z}_{22} \end{Bmatrix}. \quad (13.20)$$

Rezolvând ecuațiile de mai sus, se obțin corecțiile finale de echilibrare

$$\bar{u}_{c1} = \frac{\bar{a}_{12} \bar{z}_{22} - \bar{a}_{22} \bar{z}_{12}}{\bar{a}_{11} \bar{a}_{22} - \bar{a}_{21} \bar{a}_{12}}, \quad \bar{u}_{c2} = \frac{\bar{a}_{21} \bar{z}_{12} - \bar{a}_{11} \bar{z}_{22}}{\bar{a}_{11} \bar{a}_{22} - \bar{a}_{21} \bar{a}_{12}}. \quad (13.21)$$

Valorile \bar{u}_{c1} și \bar{u}_{c2} reprezintă corecțiile de ajustare a echilibrării necesare când masele de probă rămân în rotor.

Dacă se efectuează calculele utilizând citirile inițiale \bar{z}_{10} și \bar{z}_{20} , atunci dezechilibrele calculate corespund corecțiilor totale ale dezechilibrărilor inițiale necesare în rotor

$$\begin{Bmatrix} \bar{u}_{c1} \\ \bar{u}_{c2} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} \frac{\bar{z}_{11} - \bar{z}_{10}}{\bar{u}_{t1}} & \frac{\bar{z}_{12} - \bar{z}_{10}}{\bar{u}_{t2}} \\ \frac{\bar{z}_{21} - \bar{z}_{20}}{\bar{u}_{t1}} & \frac{\bar{z}_{22} - \bar{z}_{20}}{\bar{u}_{t2}} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \bar{z}_{10} \\ \bar{z}_{20} \end{Bmatrix}. \quad (13.22)$$

Exemplul 13.5

În Tabelul 13.1 se dau valorile amplitudinii și unghiului de fază ale vitezei măsurate lângă lagărele unei mașini cu rotor rigid, întâi fără masă de probă, apoi cu o masă de probă $m_t = 2,5$ g atașată întâi în planul 1 apoi în planul 2, la

aceeași rază și aceeași poziție unghiulară. Se cer masele de corecție și pozițiile acestora necesare pentru echilibrarea rotorului [13.8].

Tabelul 13.1

Masa de probă	Viteza vibrațiilor măsurate					
	Planul 1			Planul 2		
Fără	7,2 mm/s	238°	\bar{z}_{10}	13,5 mm/s	296°	\bar{z}_{20}
2,5 g în planul 1	4,9 mm/s	114°	\bar{z}_{11}	9,2 mm/s	347°	\bar{z}_{21}
2,5 g în planul 2	4,0 mm/s	79°	\bar{z}_{12}	12,0 mm/s	292°	\bar{z}_{22}

Rezolvare

Răspunsurile inițiale (fig. 13.7) sunt

$$\bar{z}_{10} = 7,2 \angle 238^\circ = -3,8154 - i \cdot 6,1059,$$

$$\bar{z}_{20} = 13,5 \angle 296^\circ = 5,9180 - i \cdot 12,1337.$$

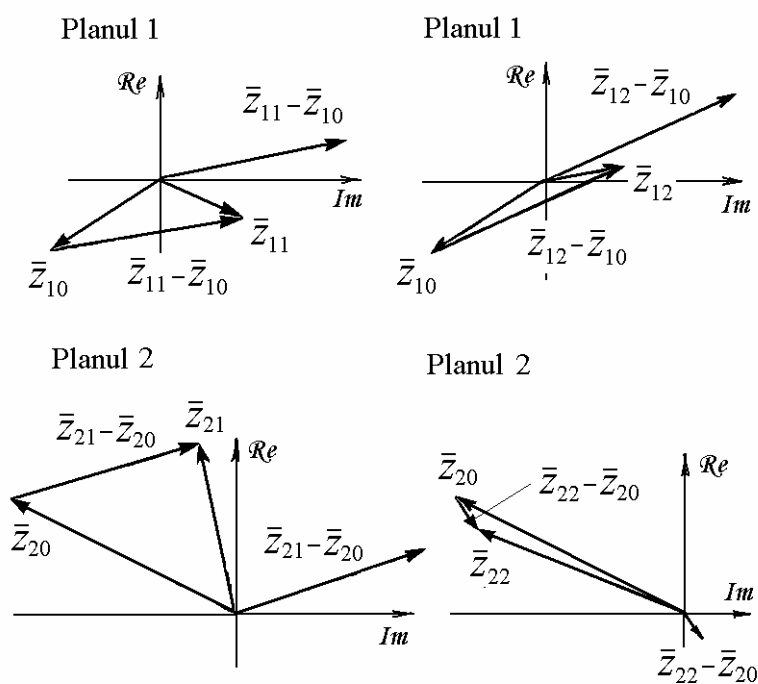


Fig. 13.7

Când masa de probă este aplicată în planul 1 răspunsurile sunt

$$\bar{z}_{11} = 4,9 \angle 114^0 = -1,9930 + i \cdot 4,4764,$$

$$\bar{z}_{21} = 9,2 \angle 347^0 = 8,9642 - i \cdot 2,0695.$$

Când masa de probă este aplicată în planul 2 răspunsurile sunt

$$\bar{z}_{12} = 4,0 \angle 79^0 = 0,7632 + i \cdot 3,9265,$$

$$\bar{z}_{22} = 12,0 \angle 292^0 = 4,4953 - i \cdot 11,1262.$$

Vectorii diferență sunt

$$\bar{z}_{11} - \bar{z}_{10} = 1,8224 + i \cdot 10,5823 = 10,7381 \angle 80,2^0,$$

$$\bar{z}_{12} - \bar{z}_{10} = 4,5787 + i \cdot 10,0325 = 11,0279 \angle 65,5^0,$$

$$\bar{z}_{21} - \bar{z}_{20} = 3,0462 + i \cdot 10,0642 = 10,5151 \angle 73,1^0,$$

$$\bar{z}_{22} - \bar{z}_{20} = -1,4227 + i \cdot 1,0075 = 1,7433 \angle 144,7^0.$$

Dezechilibrele de corecție sunt

$$\bar{u}_{c1} = 1,8896 + i \cdot 2,2671 = 2,95 \angle 50,2^0,$$

$$\bar{u}_{c2} = 0,4015 - i \cdot 2,8157 = 2,84 \angle -81,9^0.$$

Rezultă că masele de corecție sunt

$$\text{în planul 1: } 2,95 \text{ g la } 50,2^0,$$

$$\text{în planul 2: } 2,84 \text{ g la } 81,9^0.$$

Exemplul 13.6

Vibrațiile inițiale măsurate în două planuri pe un corp rigid au valorile

$$\bar{z}_{10} = 8,6 \mu\text{m} \angle 63^0, \quad \bar{z}_{20} = 6,5 \mu\text{m} \angle 206^0.$$

După amplasarea unei mase de probă $u_{t1} = 10 \text{ g}$ în planul 1, la un unghi de fază de 270^0 și la o anumită rază, vibrațiile măsurate în planele 1 și 2 au fost

$$\bar{z}_{11} = 5,9 \mu\text{m} \angle 123^0, \quad \bar{z}_{21} = 4,5 \mu\text{m} \angle 228^0.$$

După înlăturarea primei mase de probă și amplasarea în planul 2 a unei mase de probă $u_{t2} = 12\text{ g}$ la un unghi de fază de 180^0 și aceeași rază, vibrațiile măsurate în planurile 1 și 2 au fost

$$\bar{z}_{12} = 6,2\mu\text{m} \angle 36^0, \bar{z}_{22} = 10,4\mu\text{m} \angle 162^0.$$

Se cere să se determine corecțiile de echilibrare [13.11].

Rezolvare

Răspunsurile inițiale sunt

$$\bar{z}_{10} = -3,9043 + i \cdot 7,6627, \bar{z}_{20} = -5,8422 - i \cdot 2,8494.$$

Răspunsurile măsurate în planurile 1 și 2, produse de plasarea în planul 1 a unei mase de probă (la o rază egală cu 1) care produce un dezechilibru $\bar{u}_{t1} = 0 - i \cdot 10$, sunt

$$\bar{z}_{11} = -3,2134 + i \cdot 4,9482, \bar{z}_{21} = -3,0111 - i \cdot 3,3442.$$

Răspunsurile măsurate în planurile 1 și 2, produse de plasarea în planul 2 a unei mase de probă (la o rază egală cu 1) care produce un dezechilibru $\bar{u}_{t2} = -12 + i \cdot 0$, sunt

$$\bar{z}_{12} = 5,0159 + i \cdot 3,6443, \bar{z}_{22} = -9,8910 + i \cdot 3,2138.$$

Coefficienții de influență (13.17) și (13.19) au valorile

$$\bar{a}_{11} = 0,2714 - i \cdot 0,7118 = 0,7618 \angle 290,9^0,$$

$$\bar{a}_{21} = 0,0495 + i \cdot 0,2831 = 0,2874 \angle 80,1^0,$$

$$\bar{a}_{12} = -0,0926 + i \cdot 0,3349 = 0,3474 \angle 105,5^0,$$

$$\bar{a}_{22} = 0,3374 - i \cdot 0,5053 = 0,6076 \angle 303,7^0.$$

Dezechilibrele de corecție (13.22), pentru o rază egală cu 1, sunt

$$\bar{u}_{c1} = 8,9873 - i \cdot 5,9238 = 10,7640 \angle -33,4^0,$$

$$\bar{u}_{c2} = 2,5819 + i \cdot 5,6392 = 6,2022 \angle 65,4^0.$$

Masele de corecție sunt

$$\text{în planul 1: } 10,8\text{ g la } -33,4^0,$$

$$\text{în planul 2: } 6,2\text{ g la } 65,4^0.$$

Exemplul 13.7

În timpul opririi unei mașini, vibrațiile măsurate la o turație foarte mică în planurile 1 și 2 au fost $0,5\mu\text{m}\angle 272^0$ și respectiv $0,4\mu\text{m}\angle 123^0$. Acestea nu se datoresc dezechilibrului ci excentricităților deci trebuie scăzute în calculele de echilibrare

La turația nominală vibrațiile măsurate în cele două planuri au fost

$$\bar{z}_{10} = 1,8\mu\text{m}\angle 148^0, \bar{z}_{20} = 3,6\mu\text{m}\angle 115^0.$$

O masă de probă $u_{t1} = 4,9\text{g}$ a fost plasată în planul 1 la o anumită rază și într-o poziție unghiulară relativă la 120^0 . Vibrațiile măsurate în planurile 1 și 2 au fost

$$\bar{z}_{11} = 1,1\mu\text{m}\angle 178^0, \bar{z}_{21} = 2,0\mu\text{m}\angle 98^0.$$

Apoi masa a fost îndepărtată și plasată în planul 2 la aceeași rază dar într-o poziție unghiulară relativă la 220^0 . Vibrațiile măsurate în planurile 1 și 2 au fost

$$\bar{z}_{12} = 2,1\mu\text{m}\angle 98^0, \bar{z}_{22} = 3,7\mu\text{m}\angle 102^0.$$

Se cere să se determine corecțiile de echilibrare [13.11].

Rezolvare

Răspunsurile inițiale compensate sunt

$$\bar{z}_{10} = 1,8\angle 148^0 - 0,5\angle 272^0 = 2,1205\angle 136,7^0 = -1,5440 + i \cdot 1,4535,$$

$$\bar{z}_{20} = 3,6\angle 115^0 - 0,4\angle 123^0 = 3,2044\angle 114^0 = -1,3033 + i \cdot 2,9273.$$

Răspunsurile compensate în planurile 1 și 2, produse de plasarea în planul 1 a unei mase de probă (la o rază egală cu 1) care produce un dezechilibru $\bar{u}_{t1} = -2,4500 + i \cdot 4,2435$ sunt

$$\bar{z}_{11} = 1,1\angle 178^0 - 0,5\angle 272^0 = 1,2396\angle 154,3^0 = -1,1167 + i \cdot 0,5382,$$

$$\bar{z}_{21} = 2,0\angle 98^0 - 0,4\angle 123^0 = 1,6462\angle 92,1^0 = -0,0606 + i \cdot 1,6451.$$

Răspunsurile compensate în planurile 1 și 2, produse de plasarea în planul 2 a unei mase de probă (la o rază egală cu 1) care produce un dezechilibru $\bar{u}_{t2} = -3,7536 - i \cdot 3,1497$ sunt

$$\bar{z}_{12} = 2,1\angle 98^0 - 0,5\angle 272^0 = 2,5978\angle 96,9^0 = -0,3098 + i \cdot 2,5792,$$

$$\bar{z}_{22} = 3,7\angle 102^0 - 0,4\angle 123^0 = 3,3296\angle 99,5^0 = -0,5513 + i \cdot 3,2837.$$

Coefficienții de influență (13.17) și (13.19) au valorile

$$\bar{a}_{11} = -0,2054 + i \cdot 0,0179 = 0,2061 \angle 175^0,$$

$$\bar{a}_{21} = -0,3534 - i \cdot 0,0888 = 0,3644 \angle -165,9^0,$$

$$\bar{a}_{12} = -0,3406 - i \cdot 0,0141 = 0,3409 \angle -177,6^0,$$

$$\bar{a}_{22} = -0,1643 + i \cdot 0,0429 = 0,1698 \angle 165,3^0.$$

Dezechilibrele de corecție (13.22) sunt

$$\bar{u}_{c1} = 0,6568 + i \cdot 7,4599 = 7,4888 \angle 85^0,$$

$$\bar{u}_{c2} = -5,3195 + i \cdot 0,0240 = 5,3196 \angle 179,7^0.$$

Masele de corecție sunt 7,5 g la 85^0 în planul 1 și 5,3 g la $179,7^0$ în planul 2.

Dacă a doua masă de probă este lăsată în rotor, atunci corecția de echilibrare este

$$\bar{u}_{rim2} = \bar{u}_{c2} - \bar{u}_{t2} = 3,54 \angle 116,3^0.$$

Masa pentru corecția de echilibrare în planul 2 este 3,54 g și trebuie plasată la $116,3^0$.

13.3.2 Descompunerea în dezechilibre static și de cuplu

La rotoare cu lagăre la capete, dezechilibrele în două planuri arbitrare, \bar{u}_1 și \bar{u}_2 , pot fi descompuse vectorial într-un dezechilibru static \bar{u}_s și un dezechilibru de cuplu \bar{u}_d [13.11]

$$\begin{aligned} \bar{u}_1 &= \bar{u}_s - \bar{u}_d, \\ \bar{u}_2 &= \bar{u}_s + \bar{u}_d. \end{aligned} \quad (13.23)$$

Rezolvând în funcție de \bar{u}_s și \bar{u}_d se obține

$$\bar{u}_s = \frac{\bar{u}_1 + \bar{u}_2}{2}, \quad \bar{u}_d = \frac{\bar{u}_2 - \bar{u}_1}{2}. \quad (13.24)$$

Componentele \bar{u}_s din cele două planuri acționează în aceeași direcție radială și produc o forță centrifugă în centrul de masă. Ele sunt echivalente cu un dezechilibru $2\bar{u}_s$ aplicat în centrul de masă al rotorului. Componentele \bar{u}_d

acționează defazate cu 180^0 și produc un cuplu care este un vector liber. Corecțiile statică și de cuplu pot fi făcute simultan, dar sunt independente una față de cealaltă.

Deplasările corespunzătoare, \bar{z}_1 și \bar{z}_2 , pot fi descompuse în componenta statică (în fază) și componentele de cuplu (în antifază)

$$\bar{z}_s = \frac{\bar{z}_1 + \bar{z}_2}{2}, \quad \bar{z}_c = \frac{\bar{z}_2 - \bar{z}_1}{2} \quad (13.25)$$

unde \bar{z}_s definește modul cilindric și $\pm \bar{z}_c$ definesc modul conic.

Exemplul 13.8

Citirile inițiale pe un rotor cu două discuri sunt $8\mu\text{m} \angle 130^0$ și $6\mu\text{m} \angle 30^0$ la traductoarele 1, respectiv 2 (fig. 13.8). Să se determine răspunsul la dezechilibrele inițiale static și de cuplu [13.2].

Rezolvare

Citirile de vibrații în cele două planuri sunt

$$\bar{z}_1 = -5,1423 + i \cdot 6,1284, \quad \bar{z}_2 = 5,1622 + i \cdot 3,0000.$$

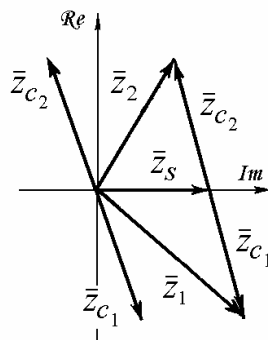


Fig. 13.8

Răspunsul la dezechilibrul static este

$$\bar{z}_s = \frac{\bar{z}_1 + \bar{z}_2}{2} = 0,0269 + i \cdot 4,5642 = 4,56 \angle 89,6^0.$$

Răspunsul la dezechilibrul de cuplu este

$$\bar{z}_{c_2} = \frac{\bar{z}_2 - \bar{z}_1}{2} = 5,1692 - i \cdot 1,5642 = 5,4 \angle 343,2^0,$$

$$\bar{z}_{c_1} = 5,4 \angle 163,2^0 = -5,1692 + i \cdot 1,5642.$$

13.4 Toleranțele de echilibrare

Chiar după echilibrare orice rotor are un dezechilibru rezidual. Dezechilibrele reziduale admisibile au fost stabilite în standardul ISO 1940/1 [13.12]. Acesta include o încercare de clasificare a diferitelor tipuri de rotoare reprezentative. Pentru fiecare grup de rotoare se recomandă un domeniu de grade de calitate a echilibrării, care exprimă dezechilibrul rezidual admisibil în funcție de turația maximă de lucru.

13.4.1 Dezechilibrul rezidual admisibil

În general, cu cât este mai mare masa rotorului m , cu atât este mai mare dezechilibrul admisibil u_{per} . *Dezechilibrul specific* este definit ca

$$e_{per} = \frac{u_{per}}{m}. \quad (13.26)$$

Acesta corespunde excentricității masei, când dezechilibrul rezidual este un dezechilibru static.

13.4.2 Gradele de calitate a echilibrării

Experiența practică a arătat că la rotoare similare, dezechilibrul rezidual admisibil specific e_{per} este invers proporțional cu viteza unghiulară a rotorului $\Omega = \omega$ (cu notația din ISO 1940/1)

$$e_{per} \cdot \omega = \text{constant}. \quad (13.27)$$

Produsul $e \cdot \omega$ este viteza tangențială a centrului de masă. În rotoare similare geometric, cu aceeași viteză periferică, se produc aceleași tensiuni și aceleași sarcini specifice în lagăre dacă produsul $e_{per} \cdot \omega$ este menținut constant (presupunând lagăre rigide). Gradele de calitate a echilibrării G se bazează pe această expresie.

Numărul “ G ” este egal cu dezechilibrul specific înmulțit cu viteza unghiulară a rotorului la turația de lucru maximă. El este constant la rotoare de același tip

$$G = e_{per} \cdot \omega = \text{constant}. \quad (13.28)$$

Gradele succesive de calitate a echilibrării diferă cu un factor 2,5. Cu toate acestea, pentru a satisface cerințe speciale se pot utiliza numere G cu valori intermediare. De exemplu, o roată centrifugă de pompă are un grad recomandat de calitate a echilibrării egal cu 6,3. În condiții speciale poate fi necesară o calitate

mai bună a echilibrării $G4,0$ pentru a satisface cerințele din instalație într-o zonă cu valori mici ale limitelor zgomotului transmis în structură [13.13].

Gradele de calitate a echilibrării sunt denumite după valoarea limitei superioare a produsului $e \cdot \omega$ exprimat în milimetri pe secundă (pentru ω măsurat în radiani pe secundă). În fig. 13.9 se prezintă grafic liniile care corespund limitelor superioare ale lui e_{per} în funcție de turația de lucru maximă, n .

Exemplul 13.9

Cât de mare este dezechilibrul rezidual specific admisibil e_{per} într-un rotor cu gradul de calitate a echilibrării $G6,3$ la o turație de lucru $n = 3000$ rot/min ? Să se determine dezechilibrul rezidual admisibil în fiecare plan de corecție dacă rotorul este simetric și are 40 kg .

Rezolvare

În fig. 13.9, pornind de la $n = 3000$ rot/min de pe axa orizontală, mergând pe verticală până la linia $G6,3$, apoi orizontal spre stânga până la axa e_{per} se obține $e_{per} \cong 20 \mu\text{m}$ (sau 20 g mm/kg). Această valoare poate fi și calculată. Dacă $G6,3$ înseamnă că viteza tangențială admisibilă a centrului de masă este $6,3 \text{ mm/s}$, atunci

$$e_{per} = \frac{v_{per}}{\omega} = \frac{6,3}{\frac{\pi \cdot 3000}{30}} \approx \frac{6,3}{314} = 0,02 \text{ mm} = 20 \mu\text{m} .$$

La un rotor cu masa $m = 40$ kg , dezechilibrul rezidual admisibil total este

$$u_{per} = e_{per} \cdot m = 20 \cdot 40 = 800 \text{ g mm} ,$$

deci 400 g mm în fiecare plan de corecție.

13.4.3 Clasificarea rotoarelor rigide

În Tabelul 13.2 [13.12] se prezintă o listă a celor mai obișnuite tipuri de rotoare rigide, în grupe cu același grad de calitate a echilibrării. Clasificarea reprezintă doar o recomandare bazată pe experiența curentă și trebuie preluată cu grijă. În ediția a doua [13.23] tabelul este simplificat. La un rotor de turbină, se selectează o valoare G preliminară din Tabelul 13.2 pentru aplicația specifică. Apoi, această valoare este mărită până la următorul grad de calitate, ca rezultat al dezechilibrului produs de montarea cuplajului, configurația lagărelor, depunerile de sare, coroziunea componentelor arborelui, cavitație și îndoirea termică. Dezechilibrul admisibil total se calculează așa cum s-a arătat mai sus.

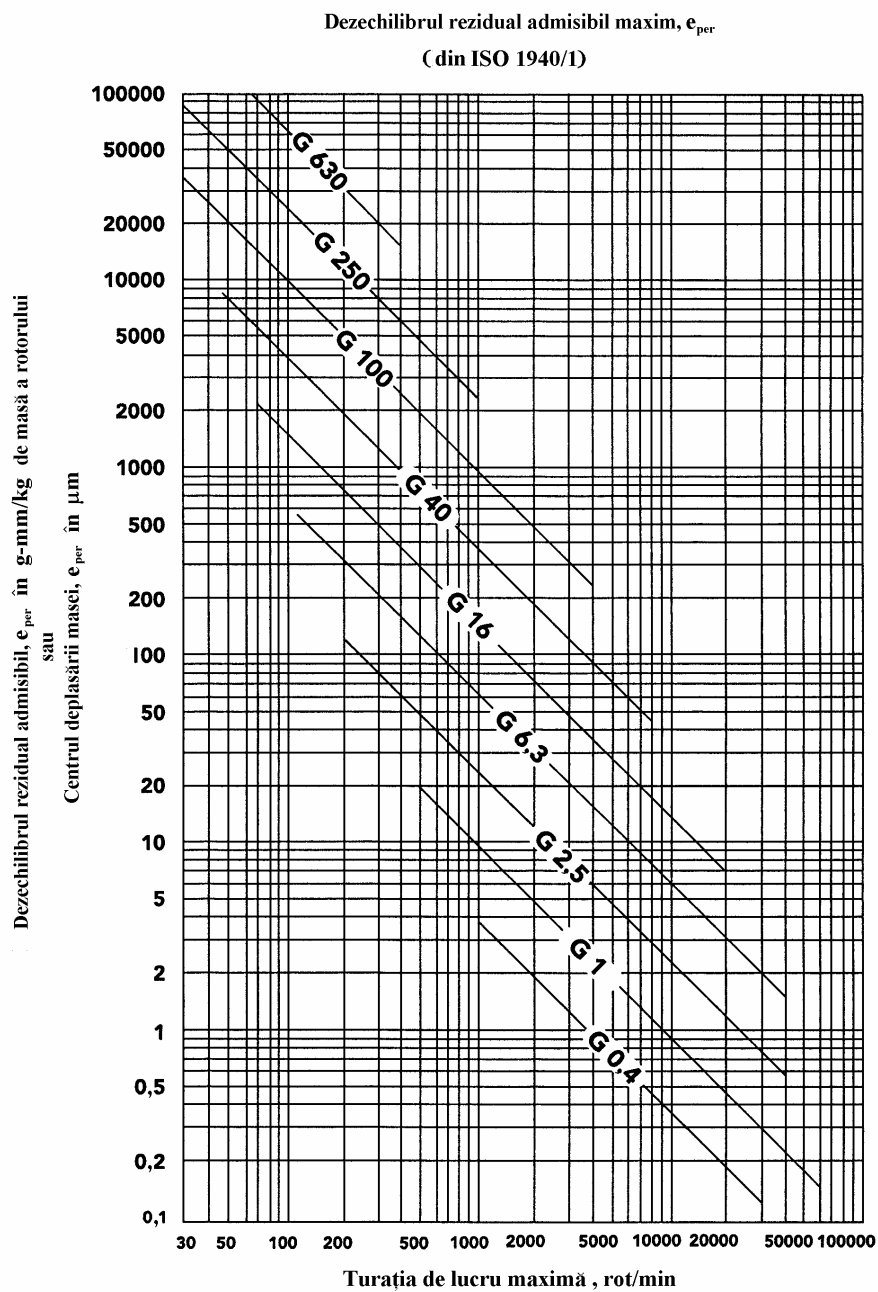


Fig. 13.9 [13.12]

Tabelul 13.2

**Grade de calitate a echilibrării pentru diferite grupe de rotoare rigide reprezentative
(din ISO 1940/1 ediția I)**

Gradul de calitate a echilibrării	Produsul ($e_{\text{per}} \times \omega$) ⁽¹⁾ mm/s	Tipuri de rotoare - Exemple generale
G 4 000	4 000	Antrenarea prin arbore cotit ⁽³⁾ a motoarelor diesel navale lente montate rigid cu număr impar de cilindri ⁽⁴⁾
G 1 600	1 600	Antrenarea prin arbore cotit a motoarelor mari în doi timpi montate rigid
G 630	630	Antrenarea prin arbore cotit a motoarelor în patru timpi montate rigid Antrenarea prin arbore cotit a motoarelor diesel navale montate elastic
G 250	250	Antrenarea prin arbore cotit a motoarelor diesel rapide cu patru cilindri montate rigid ⁽⁴⁾
G 100	100	Antrenarea prin arbore cotit a motoarelor diesel rapide cu șase sau mai mulți cilindri ⁽⁴⁾ Motoare complete (cu benzină sau diesel) pentru automobile, camioane și locomotive ⁽⁵⁾
G 40	40	Roți de automobil, jante de roți, ansambluri de roți, arbori de antrenare Antrenarea prin arbore cotit a motoarelor rapide în patru timpi cu șase sau mai mulți cilindri montate elastic ⁽⁴⁾ Antrenarea prin arbore cotit a motoarelor automobilelor, camioanelor și locomotivelor
G 16	16	Arbori de antrenare (arbori portelice, arbori cardanici) cu cerințe speciale Piese ale concasoarelor Piese ale mașinilor agricole Piese detașabile ale motoarelor (cu benzină sau diesel) pentru automobile, camioane și locomotive Antrenarea prin arbore cotit a motoarelor cu șase sau mai mulți cilindri în condiții speciale
G 6,3	6,3	Piese de mașini din instalații de proces Angrenaje ale turbinelor navale principale (cargouri de mărfuri) Tamburi de centrifuge Calandri de mașini pentru hârtie, rulouri de mașini de tipărit Ventilatoare Rotoarele asamblate ale turbinelor cu gaze pentru aeronave Volanți Roțile centrifuge (impulsoare) ale pompelor Mașini unelte și piesele mașinilor curente Armăturile electrice mari și mijlocii (ale motoarelor electrice cu înălțimea arborelui de minimum 80 mm) fără cerințe speciale Armăturile electrice mici, adesea produse în serie, pentru aplicații insensibile la vibrații și/sau montate pe izolatori de vibrații Piese detașabile ale motoarelor cu cerințe speciale
G 2,5	2,5	Turbine cu gaze și cu abur, inclusiv turbine navale mari (cargouri de mărfuri) Rotoare rigide de turbogeneratoare Tamburi și discuri de memorie ale calculatoarelor Turbocompresoare Acționările mașinilor unelte Armături electrice mijlocii și mari cu cerințe speciale Armături electrice mici care nu se încadrează în una sau ambele condiții specificate pentru armaturile electrice mici cu gradul de calitate a echilibrării G6,3 Pompe antrenate de turbine
G 1	1	Antrenarea magnetofonelor și fonografurilor (gramofonelor) Antrenarea mașinilor de rectificat Armături electrice mici cu cerințe speciale
G 0,4	0,4	Broșe, discuri și armături ale mașinilor de rectificat de precizie Giroscopae

1) $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$, dacă n este măsurată în rot/min și ω în rad/sec.

3) O antrenare prin arbore cotit este un montaj care cuprinde arborele cotit, volant, ambreiaj, roată de curea, amortizor de vibrații, partea în rotație a bielei, etc.

4) În această parte a ISO 1940/1, motoarele diesel lente sunt cele care au viteza pistonului sub 9 m/s, iar motoarele diesel rapide au viteza pistonului mai mare ca 9 m/s.

5) La motoarele complete, masa rotorului cuprinde suma tuturor maselor care aparțin antrenării prin arbore cotit descrise în Nota (3) de mai sus.

Nomograma poate fi utilizată și la analiza rotoarelor elastice. În acest caz, pe baza unui model cu elemente finite al rotorului, se calculează primele moduri ale vibrațiilor de încovoiere, de obicei toate modurile cu frecvențe proprii sub cea corespunzătoare turației de declanșare și modul imediat superior. Pentru fiecare mod se consideră cea mai defavorabilă distribuție a dezechilibrului calculat din nomogramă, împărțind dezechilibrul total în dezechilibre parțiale amplasate astfel încât să producă un răspuns maxim în modul de vibrație respectiv. Amplitudinile calculate ale răspunsului la dezechilibru sunt comparate cu valorile limită prescrise de norme și standarde (v. Secțiunea 4.3).

13.5 Echilibrarea în mai multe planuri a rotoarelor elastice

Se poate considera că rotoarele elastice care lucrează mult sub prima turație critică nu sunt deformate de dezechilibre, astfel încât mișcarea în primele două moduri de precesie poate fi anulată prin echilibrarea în două planuri. La turații mai mari decât aproximativ jumătate din prima turație critică, dezechilibrele îndoie rotorul producând noi forțe centrifuge în afara celor echilibrate prin corecții în două planuri.

Metoda coeficienților de influență poate fi extinsă la rotoare elastice cu mai multe mase [13.14]. Scopul acesteia este determinarea maselor de corecție care dispuse în câteva planuri prestabilite să minimizeze vibrațiile măsurate la câteva turații cu un set de senzori, utilizând coeficienții de influență cu ajutorul cărora se exprimă citirile de vibrații în funcție de masele atașate. Coeficienții de influență se determină experimental aplicând mase de probă pe rotor, pe rând în mai multe poziții și măsurând răspunsul rotorului în secțiunile în care se amplasează masele de echilibrare.

Prin *metoda modală* [13.15] echilibrarea rotoarelor se face pe rând în fiecare mod, prin amplasarea unor mase adecvate în secțiunile cu deplasare modală maximă. Masele sunt astfel alese încât să nu modifice modurile inferioare deja echilibrate. *Metoda unificată de echilibrare* [13.16] le înglobează pe cele de mai sus. Aceasta implică determinarea unor seturi de mase de probă modale utilizând date obținute ca în metoda coeficienților de influență. În general, numărul planurilor pentru amplasarea maselor de probă modale este mai mare cu 1 decât numărul modurilor care nu trebuie afectate.

Există două moduri de gândire privind numărul planurilor de echilibrare necesare la turații comparabile cu turațiile critice. Unul dintre acestea [13.17] necesită N planuri când se atinge a N -a turație critică, celălalt [13.18] prevede $N + 2$ planuri de echilibrare.

13.5.1 Echilibrarea în $N + 2$ planuri

Un rotor format dintr-un arbore drept de masă neglijabilă, rezemat în B lagăre și pe care sunt atașate N mase concentrate poate fi perfect echilibrat prin plasarea unor mase mici de corecție în $N + B$ planuri în lungul axei [13.19].

Se consideră un rotor cu o singură masă principală (mai mare) M (fig. 13.10) și cu un dezechilibru

$$u_k = m_k e_k. \quad (13.29)$$

Deplasarea masei principale este

$$w_1 = \alpha_{11} F_1 + \alpha_{1k} F_k \quad (13.30)$$

unde α_{11} este deplasarea în secțiunea I produsă de o forță unitate aplicată în I , α_{1k} este deplasarea în secțiunea I produsă de o forță unitate aplicată în secțiunea k , F_k este suma forțelor (exterioară și de inerție) care acționează în secțiunea k și $F_1 = M\omega^2 w_1$. În cazul mișcării sincrone, neglijând amortizarea externă și alte forțe exterioare care acționează în secțiunea masei principale

$$F_k = m_k (w_k + e_k) \omega^2 = \omega^2 (u_k + m_k w_k). \quad (13.31)$$

Deplasarea masei principale este

$$w_1 = \omega^2 [M w_1 \alpha_{11} + (u_k + m_k w_k) \alpha_{1k}]. \quad (13.32)$$

Se presupune că masa de corecție m_k este mică în comparație cu masa principală M .

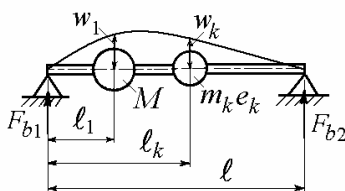


Fig. 13.10 [13.20]

Deplasarea masei principale datorită dezechilibrelor u_k este

$$w_1 = \frac{\sum \alpha_{1k} u_k \omega^2}{1 - \omega^2 M \alpha_{11}}. \quad (13.33)$$

Condiția de echilibrare care asigură o deplasare nulă în secțiunea masei principale este

$$\sum \alpha_{1k} u_k = 0. \quad (13.34)$$

Ecuția de proiecții a forțelor pe verticală este

$$F_{b1} + F_{b2} = \omega^2 [Mw_1 + \sum m_k(w_k + e_k)]. \quad (13.35)$$

Neglijând w_k în comparație cu e_k , condiția de anulare a forțelor din lagăre se scrie

$$\omega^2 (Mw_1 + \sum m_k e_k) = 0. \quad (13.36)$$

Dacă este îndeplinit criteriul de echilibrare (13.34), atunci (13.36) devine

$$\sum u_k = 0. \quad (13.37)$$

Aceasta este de fapt *prima condiție de echilibrare a corpurilor rigide*.

Din ecuația de echilibru a momentelor forțelor față de primul lagăr se obține cea de-a treia cerință de echilibrare

$$F_{b1} \cdot \ell = \omega^2 [Mw_1 \ell_1 + \sum m_k \ell_k (w_k + e_k)] = 0 \quad (13.38)$$

care se reduce la

$$\sum \ell_k u_k = 0. \quad (13.39)$$

Aceasta este de fapt *a doua condiție de echilibrare a corpurilor rigide*.

În concluzie, condițiile de echilibrare a unui rotor elastic constau din două ecuații de echilibrare a corpurilor rigide (13.37) și (13.39), plus o condiție de echilibrare a rotoarelor elastice.

La metoda în N planuri, pentru a reduce la zero amplitudinea deplasării în secțiunea masei principale sau în secțiunea cu deplasare maximă este necesară o singură masă de corecție a echilibrării. Corecția de echilibrare u_{b1} amplasată în secțiunea masei principale este

$$u_{b1} = -\frac{1}{\alpha_{11}} \sum \alpha_{1k} u_k. \quad (13.40)$$

Deși amplitudinea deplasării în secțiunea masei principale a fost redusă la zero, forțele transmise lagărelor nu se anulează. Pentru a elimina forțele transmise în lagăre datorită dezechilibrului, și pentru a reduce amplitudinea mișcării rotorului la trecerea prin prima turație critică, sunt necesare încă două planuri de echilibrare. Fie u_{b2} și u_{b3} cele două corecții ale echilibrării cu ajutorul unor mase plasate pe rotor. Corecțiile de echilibrare se calculează din următoarele trei ecuații

$$\begin{aligned} u_{b1} + u_{b2} + u_{b3} &= -\sum u_k, \\ \ell_1 u_{b1} + \ell_2 u_{b2} + \ell_3 u_{b3} &= -\sum \ell_k u_k, \end{aligned} \quad (13.41)$$

$$u_{b1} + \frac{\alpha_{12}}{\alpha_{11}} u_{b2} + \frac{\alpha_{13}}{\alpha_{11}} u_{b3} = -\frac{1}{\alpha_{11}} \sum \alpha_{1k} u_k.$$

13.5.2 Echilibrarea modală

Deformația arborelui unui rotor la o turație critică este descrisă ca o formă proprie de precesie sau formă modală. Datorită amortizării, formele modurilor de precesie sunt curbe tridimensionale. În practica echilibrării, acestea sunt approximate prin forme modale plane descrise de curbe situate în planuri axiale diferite [13.20]. În figurile 13.11, *b*, *c*, *d*, sunt arătate primele trei forme modale plane ale unui rotor elastic rezemat la capete (fig. 13.11, *a*)

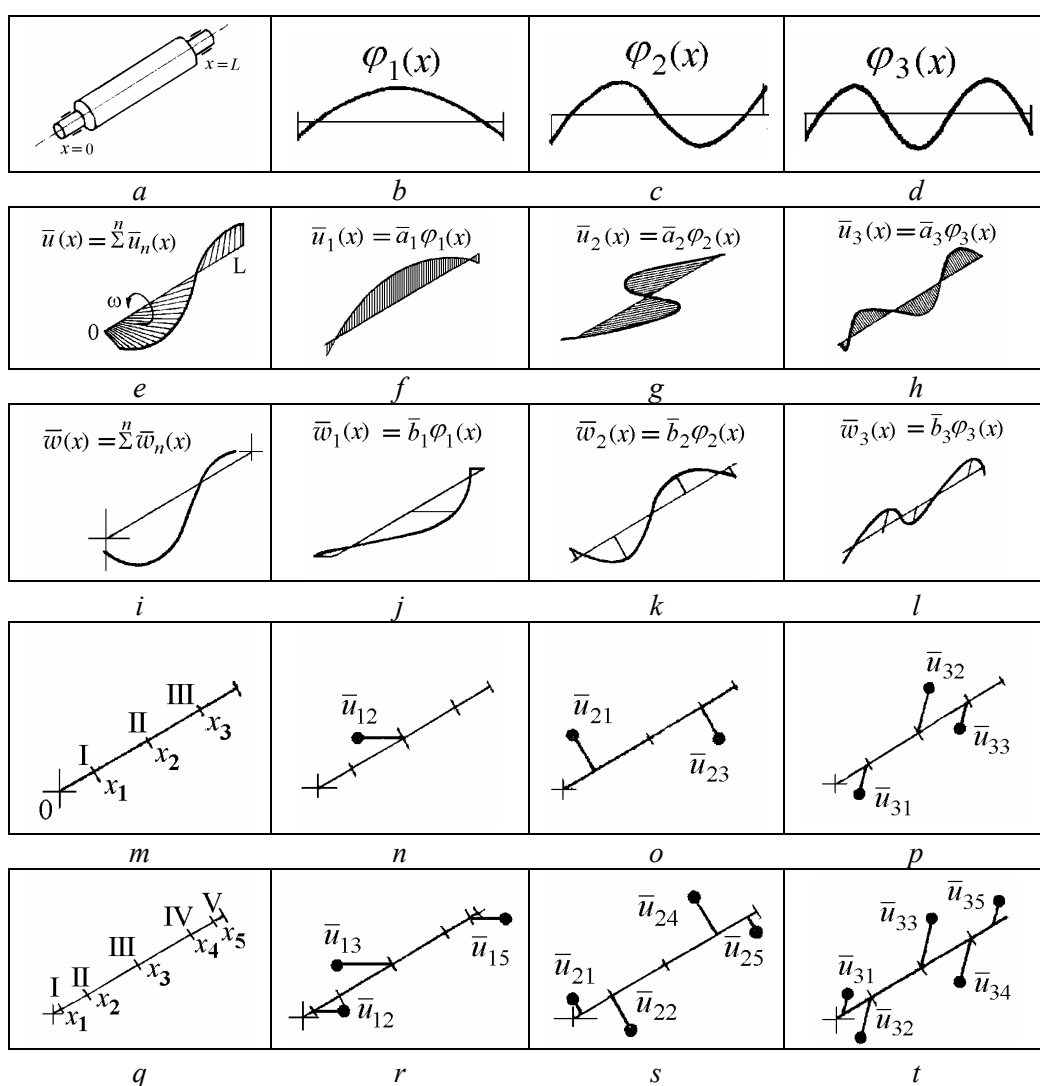


Fig.13.11 [13.18]

Echilibrarea modală se bazează pe ipoteza că dezechilibrul distribuit în lungul rotorului (fig. 13.11, *e*) poate fi reprezentat ca suma dezechilibrelor modale (fig. 13.11, *f, g, h*), care sunt proporționale cu formele modale dar sunt situate în planuri diferite. În același timp, deformata arborelui la o anumită turație (fig. 13.11, *i*) are o dezvoltare modală prin care este descompusă într-o sumă de termeni proporționali cu formele proprii (fig. 13.11, *j, k, l*).

La o turație critică, forma deformată a rotorului coincide cu forma proprie corespunzătoare turației respective, ceilalți termeni din dezvoltarea în serie fiind neglijabil mai mici. Datorită ortogonalității formelor modale, o distribuție particulară a dezechilibrului $\bar{u}_i(x) = \bar{a}_i \cdot \varphi_i(x)$, proporțională cu forma modală $\varphi_i(x)$, poate produce doar deformația laterală $\bar{w}_i(x) = \bar{b}_i \cdot \varphi_i(x)$, adică deformația proporțională cu forma proprie $\varphi_i(x)$. Astfel, excitația prin dezechilibru și deformatele la încovoiere ale răspunsului sunt aceleași pentru fiecare termen al dezvoltărilor în serie. Această proprietate facilitează eliminarea serială a dezechilibrelor $\bar{u}_i(x)$ cu ajutorul maselor de echilibrare.

În practică, pe rotorul antrenat până aproape de prima turație critică se atașează dezechilibre (mase de corecție) \bar{u}_{1k} ($k = 1, 2, \dots$) în diferite secțiuni x_k ale rotorului. Prin aceasta, deformația rotorului este diminuată suficient pentru a permite trecerea prin prima turație critică și antrenarea până aproape de a doua turație critică.

Procesul este repetat cu un alt set de mase de echilibrare \bar{u}_{2k} ($k = 1, 2, \dots$). De notat că seturile individuale de mase de echilibrare afectează doar îndoirea în forma proprie corespunzătoare și nu de altele. Aceasta conduce la o procedură de echilibrare sistematică în care seturile de mase de echilibrare satisfac anumite ecuații de condiție [13.18].

Rezultă că echilibrarea a N forme proprii la N turații critice necesită cel puțin N planuri și prin urmare atașarea a cel puțin tot atâtea mase de echilibrare (cunoscută ca *metoda de echilibrare în N planuri*). Dacă, de exemplu, există două turații critice în domeniul de funcționare al rotorului și una imediat superioară, atunci sunt necesare cel puțin $2 + 1 = 3$ planuri de echilibrare.

Cele trei planuri de corecție se notează *I, II, III* (fig. 13.11, *m*). Pentru compensarea dezechilibrului la prima turație critică, trebuie atașată o singură masă care produce \bar{u}_{12} în secțiunea cu deplasare maximă (antinodul) primului mod propriu (fig. 13.11, *n*). Pentru compensarea dezechilibrului la a doua turație critică, lângă antinodurile celui de-al doilea mod propriu trebuie atașate două mase care produc dezechilibrele \bar{u}_{21} și \bar{u}_{23} decalate la 180° (fig. 13.11, *o*). Pentru echilibrarea la a treia turație critică, în antinodurile celui de-al treilea mod propriu se plasează trei mase care produc \bar{u}_{31} , \bar{u}_{32} , \bar{u}_{33} (fig. 13.11, *p*). În acest fel, rotorul nu este echilibrat ca un corp rigid la turații joase.

Rezultatul final al acestei echilibrări conține mici erori, deoarece dezechilibrele de ordin superior sau formele proprii superioare rămân necompensate.

Precizia poate fi mult îmbunătățită dacă rotorul este echilibrat la turații mici ca un rotor rigid. Rezultă că sunt necesare încă două planuri de echilibrare (utilizând *metoda de echilibrare în $N + 2$ planuri*) așa cum se arată fig. 13.11, q , unde cele cinci planuri sunt notate I, II, III, IV, V . În acest caz, seturile individuale de mase de echilibrare sunt în echilibru static, adică suma lor și momentul static al dezechilibrelor sunt zero. Amplasarea maselor de echilibrare este ilustrată în fig. 13.11, r, s, t . Mărimile și pozițiile unghiulare ale acestora sunt măsurate în vecinătatea turațiilor critice n_{k1}, n_{k2}, n_{k3} . Un set de mase afectează doar deformația într-o anumită formă proprie. Fiecare set este compensat atât static cât și dinamic. Metoda implică echilibrarea rotorului la turații mici ca un rotor rigid. Seturile de mase atașate nu afectează echilibrarea rotorului rigid.

13.5.3 Considerații generale

Pentru a realiza o echilibrare completă într-un domeniu de turații stabilit ar fi teoretic necesar un număr infinit de planuri de echilibrare și de dezechilibre compensatoare. În practică se utilizează un număr finit de planuri. Ca urmare, orice metodă practică implică o oarecare eroare.

Atât în metoda de echilibrare în N planuri cât și în metoda de echilibrare în $N + 2$ planuri, o sursă de erori este neglijarea modurilor de precesie superioare. Eroarea principală în metoda de echilibrare în N planuri este neîndeplinirea condițiilor de echilibrare ca un corp rigid.

Echilibrarea perfectă a unui rotor elastic cu un număr finit de mase este teoretic imposibilă. La un rotor de dimensiuni mari, cu o deplasare relativă în lagăr de $80\mu\text{m}$ înainte de echilibrare, metodele sistematice prezentate mai sus pot echilibra rotorul să aibă o deplasare relativă de numai $10\mu\text{m}$. Dificultățile apar atunci când se dorește reducerea vibrațiilor sub $10\mu\text{m}$, datorită efectelor termice și neliniarității filmului de ulei din lagăre. Alte dificultăți apar atunci când efectul în dezechilibru al celei de-a doua forme proprii este atât de puternic încât nu se poate lucra la prima turație critică. În acest caz, echilibrarea primei forme proprii necesită cel puțin două sau preferabil trei planuri de echilibrare.

În cazul lagărelor elastice, deformația rotorului nu este determinată exclusiv de rigiditatea la încovoiere. Rigiditatea lagărelor și cea a pedestalurilor sunt la fel de importante și trebuie luate în considerare la mașinile de echilibrat cu lagăre “moi”.

Alte detalii sunt prezentate în cartea [13.4] și în standardul ISO 11342-1998 [13.21] pentru rotoare flexibile. Standardele românești în domeniu sunt [13.22] și [13.23].

Bibliografie

- 13.1 ISO 1925, Mechanical vibration, *Balancing – Vocabulary*, 2001.
- 13.2 *** *A practical guide to in-place balancing*, IRD Mechanalysis, Technical Paper No.116, 1981.
- 13.3 Schneider, H., *Auswuchttechnik*, VDI Taschenbücher T29, Düsseldorf, 1972.
- 13.4 Kellenberger, W., *Elastisches Wuchten*, Springer, Berlin, 1987.
- 13.5 Thearle, E. L., *Dynamic balancing of rotating machinery in the field*, Trans. ASME, vol.56, 1934, p.745-753.
- 13.6 Chen, W. J. and Gunter, E. J., *Introduction to Dynamics of Rotor-Bearing Systems*, Trafford Publ., Victoria, Canada, 2005.
- 13.7 Somervaille, I. J., *Balancing a rotating disc: simple graphical construction*, Engineering, Feb 1954.
- 13.8 *** *Static and dynamic balancing*, Brüel & Kjaer Application Note No. 17-227.
- 13.9 Kellenberger, W., *Balancing flexible rotors on two generally flexible bearings*, Brown Boveri Review, vol.54, no.9, Sept 1967, p.603-617.
- 13.10 Dimarogonas, A. D. and Haddad, S., *Vibration for Engineers*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1992.
- 13.11 Gunter, E. J. and Jackson, Ch., *Balancing of rigid and flexible rotors*, Handbook of Rotordynamics, Ehrich, F. F. ed., McGraw-Hill, New York, 1992.
- 13.12 ISO 1940-1, Mechanical vibration - *Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state*, Part 1: *Specification and verification of balance tolerances*, 2003.
- 13.13 ISO 1940-2, Mechanical vibration - *Balance quality requirements of rigid rotors*, Part 2: *Balance errors*, 1997.
- 13.14 Dimentberg, F. M., *Theory of balancing flexible rotors*, Russian Engineering Journal, vol.11, 1964.
- 13.15 Bishop, R. E. D. and Parkinson, A. G., *Vibration and balancing of flexible shafts*, Applied Mechanics Reviews, vol.21, no.5, May 1968, p.439-451.

- 13.16 Darlow, M. S., Smalley, A. J. and Parkinson, A. G., *Demonstration of a unified approach to the balancing of flexible rotors*, ASME Paper 80-GT-87, ASME Gas Turbine Conference, March 1980.
- 13.17 Bishop, R. E. D. and Gladwell, G. M. L., *The vibration and balancing of an unbalanced flexible rotor*, J. Mech. Eng. Sci., vol.1, no.1, 1959, p.66-77.
- 13.18 Kellenberger, W., *Should a flexible rotor be balanced in N or $(N + 2)$ planes?*, ASME Journal of Engineering for Industry, vol.94, 1972, p.548-560.
- 13.19 Den Hartog, J. P., *Mechanical Vibrations*, 4th ed., Dover, New York, 1984.
- 13.20 Gunter, E. J., Barrett, L. E. and Allaire, P. E., *Balancing of multimass flexible rotors*, Proc. 5th Turbomachinery Symp., A&M University, Cllege Station, Texas, Oct 1976.
- 13.21 ISO 11342, *Mechanical vibration – Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors*, 1998.
- 13.22 SR ISO 1925: 1995, *Echilibrare. Vocabular*.
- 13.23 SR ISO 1940-1: 1994, *Vibrații mecanice. Condiții de calitate pentru echilibrarea rotoarelor rigide. Partea 1: Determinarea dezechilibrului rezidual admisibil*.

14.

MAȘINI CU MIȘCARE ALTERNATIVĂ

La mașinile cu mișcare alternativă există două categorii de fenomene vibratorii de interes practic: a) vibrațiile transmise de mașină fundației, și b) vibrațiile torsionale ale arborelui cotit și ale arborelui mașinii antrenate. Acestea sunt produse de accelerațiile periodice din mecanismul bielă-manivelă și de variațiile periodice ale presiunii gazului în cilindri. În continuare se studiază doar vibrațiile corpului mașinii și forțele și momentele neechilibrate transmise în exterior. Se prezintă un exemplu de diagnosticare a defectelor prin măsurarea vibrațiilor la un motor diesel auxiliar. Se tratează pe scurt rezonanțele acustice și atenuarea pulsațiilor gazului în tubulatura compresoarelor cu piston.

14.1 Motoare monocilindrice

Motoarele cu ardere internă, compresoarele, pompele cu piston și alte mașini cu mecanism bielă-manivelă dezvoltă forțe alternative. Mecanismul bielă-manivelă transformă o mișcare alternativă într-o mișcare de rotație, sau vice-versa. După determinarea masei și poziției centrului de greutate ale fiecărei piese componente, se pot evalua forțele care se produc în timpul funcționării mașinii.

Se consideră un motor monocilindric vertical. Mecanismul bielă-manivelă este compus din trei elemente: a) manivela OA care se rotește în jurul punctului O, b) un corp care are o mișcare de translație de dute-vino; punctul C este axul pistonului sau capul de cruce, și c) biela AC care le unește (fig. 14.1, a).

14.1.1 Excitația produsă de combustie

Se consideră efectul variației presiunii gazelor în cilindrul motorului. Se exclude orice efect inerțial, considerând că arborele cotit se rotește foarte lent cu viteza unghiulară constantă ω [14.1].

Fie P forța de presiune a gazelor asupra pistonului, care variază în timp (sau cu unghiul manivelei $\theta = \omega t$). Presiunea gazului împinge pistonul în jos și acționează în sus asupra chiulasei astfel că în exterior rezultanta în orice direcție este nulă.

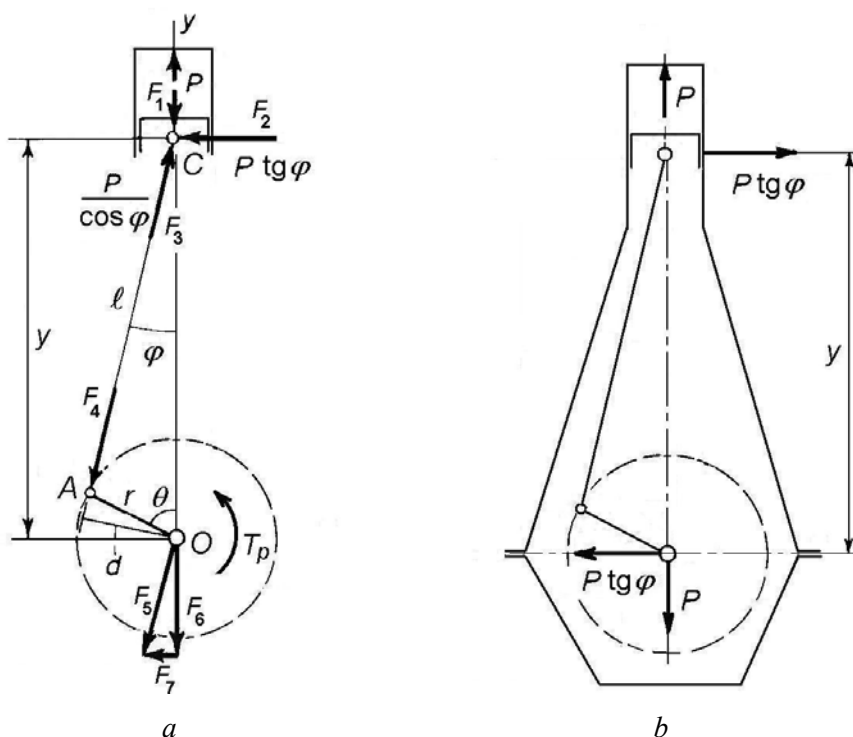


Fig. 14.1

Forța P produce un cuplu asupra arborelui cotit, numit *cuplul presiunii gazelor*. Forța P aplicată pistonului (forța F_1) se transmite axului pistonului C (sau, prin bielă, capului de cruce). Neglijând frecarea, forța F_1 este echilibrată de forțele $F_2 = P \operatorname{tg} \varphi$ și $F_3 = P / \cos \varphi$. Forțele F_1 , F_2 , F_3 din fig. 14.1 acționează asupra axului pistonului (sau capului de cruce). Reacțiunea la forța F_2 acționează spre dreapta asupra blocului motorului (sau a ghidajelor) (fig. 14.1, b).

Forța egală și de sens contrar cu F_3 comprimă biela și este transmisă fusului maneton ca forța F_4 . Reducând această forță în punctul O se obține o forță $F_5 = F_4$ și un cuplu T_p care este *momentul motor* produs de presiunea gazelor

$$T_p = \frac{P}{\cos \varphi} d = P y \operatorname{tg} \varphi. \quad (14.1)$$

Forța $F_5 = P/\cos\varphi$ este preluată de lagărele paliere în O și poate fi descompusă într-o componentă verticală $F_6 = P$ și o componentă orizontală $F_7 = P \operatorname{tg}\varphi$.

Cele patru forțe transmise părților fixe ale motorului sunt: a) P în sus pe chiulasă; b) $P \operatorname{tg}\varphi$ spre dreapta pe mantaua cilindrului sau ghidajul capului de cruce; c) P în jos pe lagărele paliere în O; și d) $P \operatorname{tg}\varphi$ spre stânga pe lagărele paliere în O (fig. 14.1, b).

Forța rezultantă totală asupra blocului motorului este zero, dar există un moment resultant $P y \operatorname{tg}\varphi$ care acționează în sensul acelor de ceasornic. Conform legii acțiunii și reacțiunii, acest moment trebuie să fie egal și de sens contrar cu momentul motor $d P/\cos\varphi$ aplicat arborelui cotit (care acționează în sens contrar acelor de ceasornic, în sensul rotației arborelui).

Rezultă că presiunea gazelor în cilindru nu produce nici o forță rezultantă asupra blocului motorului, ci doar un cuplu de răsturnare față de axa longitudinală.

14.1.2 Excitația produsă de forțele de inerție

Să presupunem că pistonul execută o mișcare alternativă pe verticală. Când pistonul este accelerat în jos, asupra lui acționează forța de inerție F_y , dirijată în sus (fig. 14.2, a). Reacțiunea $-F_y$ acționează în jos asupra carterului motorului, nefiind echilibrată interior.

Pistonul este accelerat în jos de o forță $F_3 = F_y/\cos\varphi$ dirijată în lungul bieiei. Forța F_4 aplicată fusului maneton produce un cuplu față de axa arborelui cotit

$$T_i = F_4 d = \frac{F_y}{\cos\varphi} d. \quad (14.2)$$

Deoarece accelerația pistonului este alternativă, acest cuplu de inerție este de asemenea alternativ. Cuplul *acțiune* în sensul acelor de ceasornic

$$T_i = F_4 d = F_2 y$$

este însoțit de un cuplu *reacțiune* în sens contrar acelor de ceasornic, deci în sens contrar momentului produs de presiunea gazelor (fig. 14.2, b). Acesta este un cuplu de răsturnare neechilibrat.

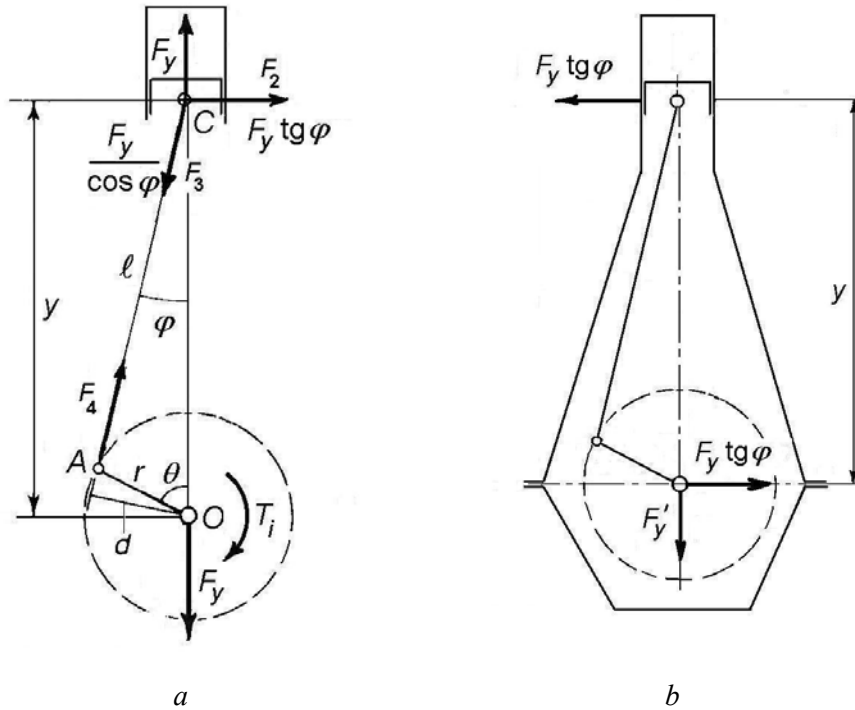


Fig. 14.2

În afara acestora există forțele de inerție ale maselor în mișcare de rotație (fusul maneton, brațele manivelei și elementele care se rotesc împreună cu ea). Acestea se echilibrează cu contragreutăți plasate în continuarea brațelor manivelor arborelui cotit. În fig. 14.3 se arată modelul cu elemente finite al unui arbore cotit la care se observă contragreutățile.

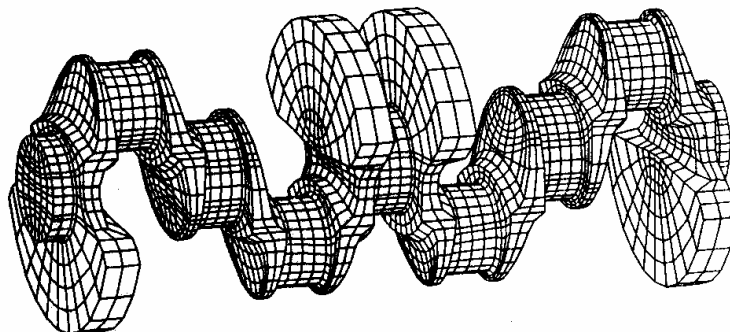


Fig. 14.3

14.1.3 Cinematica mecanismului bielă-manivelă

Se notează ℓ - lungimea bielei și r - raza manivelei (fig. 14.4). Se presupune că inițial punctul C coincide cu D (punctul mort interior) și A coincide cu A' , situat pe dreapta OD care coincide cu axa cilindrului [14.2].

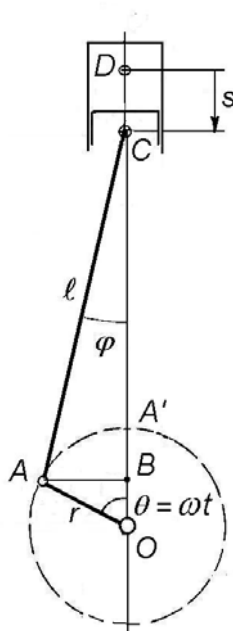


Fig. 14.4

Deplasarea axului pistonului C este

$$s = DC = DA' + A'O - BO - CB,$$

$$s = \ell + r - r \cos \theta - \ell \cos \varphi = r (1 - \cos \theta) + \ell (1 - \cos \varphi). \quad (14.3)$$

Deoarece

$$AB = \ell \sin \varphi = r \sin \theta$$

se poate scrie

$$\sin \varphi = \frac{r}{\ell} \sin \theta,$$

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = \left(1 - \frac{r^2}{\ell^2} \sin^2 \theta \right)^{1/2} \cong 1 - \frac{1}{2} \frac{r^2}{\ell^2} \sin^2 \theta. \quad (14.4)$$

Utilizând expresiile (14.4) și (14.3) se obține

$$s = r (1 - \cos \theta) + \frac{r^2}{2\ell} \sin^2 \theta,$$

sau

$$s = r (1 - \cos \theta) + \frac{r^2}{4\ell} (1 - \cos 2\theta),$$

$$s = \left(r + \frac{r^2}{4\ell} \right) - r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4\ell} \cos 2\omega t \right). \quad (14.5)$$

Viteza pistonului este

$$v = \frac{ds}{dt} = r\omega \left(\sin \omega t + \frac{r}{2\ell} \sin 2\omega t \right).$$

Accelerația pistonului este

$$a = \frac{dv}{dt} = r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{\ell} \cos 2\omega t \right). \quad (14.6)$$

Se observă că primul termen din membrul drept variază cu o pulsație egală cu viteza unghiulară de rotație; acesta se numește termenul *primar* (de ordinul 1). Al doilea termen variază cu o pulsație egală cu dublul vitezei unghiulare de rotație și se numește termenul *secundar* (de ordinul 2). Importanța termenului secundar depinde de raportul r/ℓ între raza manivelei și lungimea bielei. Pentru o bielă de lungime finită, mișcarea pistonului nu este armonică ci periodică.

14.1.4 Masele reduse ale bielei

În studiul dinamic al motorului este avantajos să se înlocuiască biela printr-un sistem compus din două mase concentrate (fig. 14.5).

Pentru a fi echivalent din punct de vedere dinamic cu biela, acesta trebuie să aibă: a) aceeași masă totală; b) același centru de masă; și c) același moment de inerție față de axa perpendiculară pe planul bielei, în centrul de masă. Cele trei condiții de echivalență se scriu analitic sub forma

$$\begin{aligned} m &= m_1 + m_2, \\ m_2 h &= m c, \\ m k_G^2 &= m_1 c^2 + m_2 (h - c)^2, \end{aligned} \quad (14.7)$$

unde k_G este raza de inerție a bielei față de axul pistonului.

În biela echivalentă, masa m_1 are mișcare de translație, în timp ce masa m_2 are mișcare de translație și rotație.

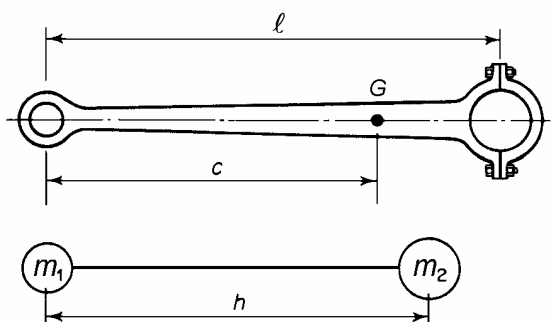


Fig. 14.5 [14.2]

Dacă se prelungeste biela cu o mică extensie în afara capului de pe fusul maneton, este posibil să se egaleze $h = l$. În acest caz, masa m_2 coincide cu fusul maneton și are doar o mișcare de rotație. Cele două mase concentrate au în acest caz expresiile

$$m_1 = m \left(1 - \frac{c}{l} \right), \quad m_2 = m \frac{c}{l}. \quad (14.8)$$

În continuare se consideră doar cazul simplu când biela este înlocuită cu mase concentrate date de expresiile (14.8).

Masa în mișcare alternativă de translație m_t din C este suma masei pistonului și a masei reduse a bielei m_1 . Masa în mișcare de rotație m_r este compusă din masa redusă a bielei m_2 și orice masă neechilibrată a arborelui cotit aplicată în A, ambele fiind considerate a fi echilibrate printr-o contragreutate.

14.1.4 Dezechilibrul motorului monocilindric

Forța de inerție a masei în mișcare de translație acționează pe verticală și are amplitudinea

$$F_y = m_t a = m_t r \omega^2 \cos \omega t + \left(m_t \frac{r}{l} \right) r \omega^2 \cos 2\omega t. \quad (14.9)$$

Există astfel un dezechilibru *primar* (de ordinul 1) cu o pulsație egală cu viteza unghiulară de rotație și un dezechilibru *secundar* (de ordinul 2) cu o pulsație egală cu dublul vitezei unghiulare de rotație.

Forța de inerție $-m_t a$ produce și un cuplu asupra arborelui cotit egal cu

$$\begin{aligned} T_i &= -m_t a y \operatorname{tg} \varphi = \\ &= -m_t r \omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{\ell} \cos 2\omega t \right) (\ell \cos \varphi + r \cos \omega t) \operatorname{tg} \varphi. \end{aligned} \quad (14.10)$$

Înlocuind

$$\operatorname{tg} \varphi \cong \frac{r}{\ell} \sin \omega t, \quad \cos \varphi \cong 1,$$

expresia (14.10) devine

$$T_i = -m_t r^2 \omega^2 \sin \omega t \left(\cos \omega t + \frac{r}{\ell} \cos 2\omega t \right) \left(1 + \frac{r}{\ell} \cos \omega t \right). \quad (14.11)$$

Înmulțind parantezele și neglijând puterile raportului r/ℓ rezultă

$$T_i = -m_t r^2 \omega^2 \left(\sin \omega t \cos \omega t + \frac{r}{\ell} \sin \omega t \cos 2\omega t + \frac{r}{\ell} \sin \omega t \cos^2 \omega t \right) \quad (14.12)$$

Utilizând relațiile trigonometrice

$$\begin{aligned} \sin \omega t \cos 2\omega t &= \frac{1}{2} (\sin 3\omega t - \sin \omega t), \\ \sin \omega t \cos \omega t &= \frac{1}{2} \sin 2\omega t, \\ \cos^2 \omega t &= \frac{1}{2} (1 + \cos 2\omega t), \end{aligned} \quad (14.13)$$

expresia (14.12) a cuplului de inerție față de axa arborelui cotit se reduce la

$$T_i = -\frac{1}{2} m_t r^2 \omega^2 \left(\frac{r}{2\ell} \sin \omega t - \sin 2\omega t - \frac{3r}{2\ell} \sin 3\omega t \right). \quad (14.14)$$

Cuplul aplicat asupra carcasei motorului diferă de cuplul motor (luat cu semn schimbat) prin așa-numitul *cuplu rezidual*. Acesta este un cuplu de inerție datorit bieiei. El corectează eroarea din expresia accelerației unghiulare a bieiei introdusă când masele reduse ale bieiei au valori proporționale cu distanța celeilalte mase la centrul de masă al bieiei (14.8). La motoarele cu cilindri în linie, cuplul rezidual al bieiei este de obicei neglijabil dar trebuie luat în considerare la motoarele în stea.

Dacă se cunoaște variația presiunii din cilindru pe durata ciclului mașinii, se poate calcula cuplul produs de presiunea gazelor (14.1) în funcție de unghiul manivelei θ . Acest calcul se face pe baza diagramei desfășurate presiune-volum a unui cilindru reprezentativ, obținută din *diagrama indicată* măsurată experimental.

Din diagrama presiunii din cilindru în funcție de unghiul manivelei (fig. 14.6, *a*) se poate calcula cuplul produs de presiunea gazelor în funcție de unghiul manivelei, deci de timp (fig. 14.6, *b*).

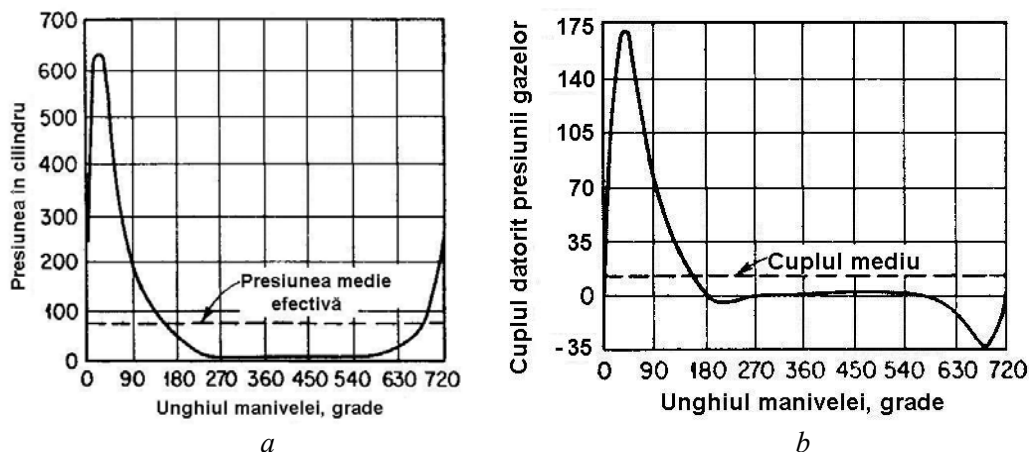


Fig. 14.6 [14.3]

Deoarece cuplul produs de combustie este o funcție periodică, el poate fi dezvoltat în serie Fourier sub forma

$$T_p = b_0 + a_{1/2} \sin \frac{\theta}{2} + b_{1/2} \cos \frac{\theta}{2} + a_1 \sin \theta + b_1 \cos \theta + \\ + a_{3/2} \sin \frac{3\theta}{2} + b_{3/2} \cos \frac{3\theta}{2} + a_2 \sin 2\theta + b_2 \cos 2\theta + \dots \quad (14.15)$$

La un motor în doi timpi, ciclul este complet într-o singură rotație a arborelui, deci apar doar armonici de ordine întregi. Într-un motor în patru timpi, ciclul durează două rotații complete, deci în general apar armonici de ordine jumătăți și întregi. Coeficienții armonicilor de ordin până la $j = 18$ au fost publicați în formă tabelară pentru câteva cicluri de motoare reprezentative (F. P. Porter – 1943).

Neglijând greutatea proprie, cuplul total transmis arborelui cotit este egal cu suma cuplului de inerție (14.14) și a cuplului produs de presiunea gazelor (14.15). Cuplul total aplicat părților fixe ale motorului este egal cu cel de inerție plus cuplul produs de combustie (14.15) cu semn schimbat. Forțele rezultante care acționează asupra blocului motorului se datoresc doar inerției.

Într-o analiză mai detaliată [14.4], în care nu se utilizează aproximația (14.4), amplitudinea forței de inerție (14.9) are o expresie de forma

$$F_y = m_1 r \omega^2 (b_1 \cos \omega t + b_2 \cos 2\omega t + b_4 \cos 4\omega t + b_6 \cos 6\omega t + \dots) \quad (14.16)$$

unde

$$\begin{aligned}
 b_1 &= 1, & b_2 &= \lambda + \frac{1}{4}\lambda^3 + \frac{15}{128}\lambda^5 + \dots, \\
 b_4 &= -\left(\frac{1}{4}\lambda^3 + \frac{3}{16}\lambda^5 + \dots\right), & b_6 &= \frac{9}{128}\lambda^5,
 \end{aligned} \quad (14.17)$$

și

$$\lambda = \frac{r}{\ell}. \quad (14.18)$$

Aceasta conține doar componente de ordin impar.

Cuplul de inerție (14.14) are o expresie de forma

$$T_i = m_t r^2 \omega^2 (a_1 \sin \omega t + a_2 \sin 2\omega t + a_3 \sin 3\omega t + a_4 \sin 4\omega t + \dots) \quad (14.19)$$

unde

$$\begin{aligned}
 a_1 &= \frac{1}{4}\lambda + \frac{1}{16}\lambda^3 + \frac{15}{512}\lambda^5 + \dots, & a_2 &= -\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{32}\lambda^4 + \dots\right), \\
 a_3 &= -\left(\frac{3}{4}\lambda + \frac{9}{32}\lambda^3 + \frac{81}{512}\lambda^5 + \dots\right), & a_4 &= -\left(\frac{1}{4}\lambda^2 + \frac{7}{32}\lambda^4 + \dots\right), \\
 a_5 &= \frac{5}{32}\lambda^3 + \frac{75}{512}\lambda^5 + \dots, & a_6 &= \frac{3}{32}\lambda^4 + \dots
 \end{aligned} \quad (14.20)$$

Aceasta conține componente armonice de ordin par și impar. Dezechilibrul major apare la o pulsație egală cu dublul vitezei unghiulare de rotație.

14.2 Motoare policilindrice în linie

Motorul monocilindric este dezechilibrat datorită masei în translație m_t . În motoarele policilindrice, dezechilibrul produs de m_t poate fi diminuat sau eliminat prin alegerea corespunzătoare a unghiurilor între manivelele arborelui cotit.

14.2.1 Forțele și momentele neechilibrate

Grupând într-o singură carcasă rigidă mai mulți cilindri care acționează asupra aceluiași arbore cotit, pot fi echilibrate unele dintre armonicile importante ale forțelor și momentelor care acționează în fiecare cilindru. Deși există mai multe configurații posibile (v. Tabelul 4.1), în continuare se va prezenta doar motorul cu cilindri în linie, în care n cilindri identici sunt egal distanțați ca în fig. 14.7.

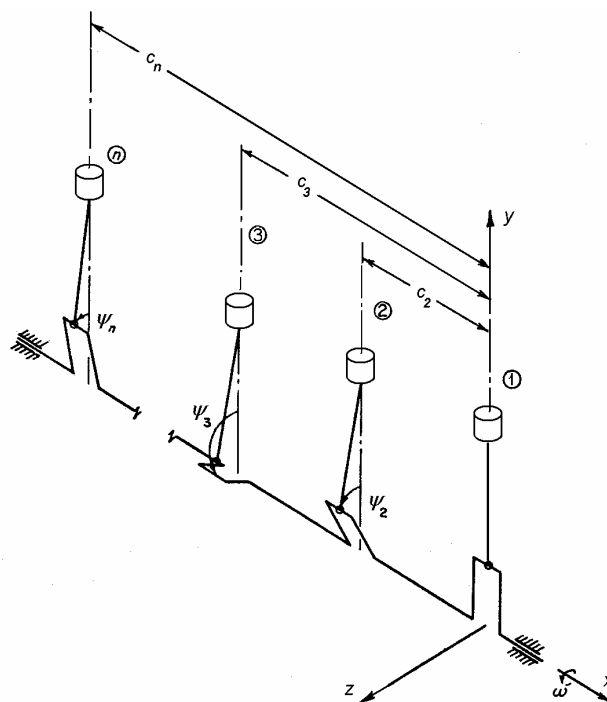


Fig. 14.7 [14.4]

Fie ψ_j poziția unghiulară a unei manivele măsurată față de prima manivelă ($\psi_1 = 0$).

Din expresiile (14.9) și (14.14) rezultă că dezechilibrul inerțial al unui motor policilindric echilibrat cu contragreutăți constă dintr-o *forță verticală*

$$F_i = m_i r \omega^2 \sum_{j=1}^n \left[\cos(\omega t + \psi_j) + \frac{r}{\ell} \cos 2(\omega t + \psi_j) \right] \quad (14.21)$$

și un *moment de șerpuire* care acționează în plan orizontal











$$M_y = \frac{1}{2} m_i r^2 \omega^2 \sum_{j=1}^n \left[\frac{r}{2\ell} \sin(\omega t + \psi_j) - \sin 2(\omega t + \psi_j) - \frac{3r}{2\ell} \sin 3(\omega t + \psi_j) \right]. \quad (14.22)$$

Chiar dacă acestea sunt zero, este posibil să rămână neechilibrat un *moment de galop* față de o axă orizontală perpendiculară pe planul axelor cilindrilor. Acest moment se calculează însumând momentele forțelor F_y față de primul cilindru. Dacă distanța de la cilindrul j la cilindrul 1 este c_j , momentul de galop față de primul cilindru are expresia

$$M_z = m_i r \omega^2 \sum_{j=1}^n \left[c_j \cos(\omega t + \psi_j) + \frac{r}{\ell} c_j \cos 2(\omega t + \psi_j) \right], \quad (14.23)$$

unde $c_1 = 0$.

Tabelul 14.1

Disponerea manivelor	Forțe		Cupluri	
	de ordinul 1	de ordinul 2	de ordinul 1	de ordinul 2
O singură manivelă 	F' fără contragreutăți $0,5 F'$ cu contragreutăți	F''	—	—
Două manivele la 180° Cilindri în linie 	0	$2F''$	$F'D$ fără contragreutăți $\frac{F'D}{2}$ cu contragreutăți	—
Cilindri opuși 	0	0	0	0
Două manivele la 90° 	$1,41 F'$ fără contragreutăți $0,707 F'$ cu contragreutăți	0	$1,41 F'D$ fără contragreutăți $0,707 F'D$ cu contragreutăți	$F''D$
Doi cilindri pe o manivelă Cilindri la 90° 	F' fără contragreutăți 0 cu contragreutăți	$1,41 F''$	0	0
Doi cilindri pe o manivelă Cilindri opuși 	$2F'$ fără contragreutăți F' cu contragreutăți	0	—	0
Trei manivele la 120° 	0	0	$3,46 F'D$ fără contragreutăți $1,73 F'D$ cu contragreutăți	$3,46 F'D$
Patru cilindri Manivele la 180° 	0	0	0	0
Manivele la 90° 	0	0	$1,41 F'D$ fără contragreutăți $0,707 F'D$ cu contragreutăți	$4 F''D$
Șase cilindri 	0	0	0	0

r = raza manivelei

L = lungimea bielei

D = distanța de la axa cilindrului
la centrul arborelui cotit

W = greutatea masei în mișcare alternativă

$F' = \frac{W}{g} r \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 =$ de ordinul 1

$F'' = \frac{r}{L} F' =$ de ordinul 2

În Tabelul 14.1 [14.5] sunt prezentate forțele și momentele neechilibrate produse de mașini policilindrice cu diferite dispuneri ale manivelor și număr de cilindri. Acestea au fost calculate considerând cilindri cu aceeași cursă și același diametru. Tabelul nu trebuie utilizat pentru compresoarele la care diametrul și cursa din fiecare cilindru nu sunt identice. La acestea forțele și momentele neechilibrate trebuie calculate separat pentru fiecare cilindru apoi însumate.

În motoarele și compresoarele policilindrice, forțele și cuplurile rezultante sunt modificate prin anularea armonicilor între diferiți cilindri. Această anulare se obține prin dispunerea cilindrilor, poziționarea manivelor arborelui cotit, ordinea aprinderii etc. O tratare generală a echilibrării motoarelor [14.6] depășește cadrul acestei prezentări. Principalele rezultate pot fi sintetizate după cum urmează [14.3]:

Motoarele în patru timpi, cu cilindri în linie, la care aprinderile au loc la intervale egale, sunt neechilibrate armonicile de ordin $N/2$, unde N este un multiplu întreg al numărului de cilindri n . Forța de inerție a maselor în mișcare alternativă nu conține armonici impare, în afară de prima. Cuplul de inerție datorit bielei conține numai armonici impare. Armonici cu ordinul jumătate dintr-un întreg apar numai în cuplul produs de presiunea gazelor. Amplitudinile armonicilor neechilibrate sunt de n ori mai mari decât cele corespunzătoare pentru un singur cilindru.

Forțele de inerție ale maselor în mișcare alternativă acționează în planuri perpendiculare pe axa arborelui cotit și sunt aplicate în lungul acestuia. Armonicile neechilibrate reprezintă n forțe paralele a căror fază se modifică și care acționează în lungul axelor cilindrilor cu frecvențe de ordin $in/2$, unde i este un număr întreg. Rezultanta acestor forțe se aplică în centrul forțelor paralele. La un arbore cotit echilibrat (la care jumătatea din spate este imaginea în oglindă a jumătății din față, ceea ce presupune un număr par de cilindri) acest punct este la mijlocul arborelui cotit. Armonicile momentului forței rezultante în raport cu o linie de referință se numesc “momente de balansare”, deoarece forța rezultantă poate produce oscilații de galop ale motorului față de suportii pe care este montat (sau față de fundație).

Cuplul total aplicat carcasei motorului datorit reacțiunilor la forțele produse de presiunea gazelor și dezechilibrelor dinamice se obține însumând amplitudinile armonicilor corespunzătoare ale reacțiunii la cuplul datorit presiunii gazelor și a cuplului de inerție datorit pieselor în mișcare alternativă. Efectul acestora sunt oscilațiile de basculare ale blocului motorului.

Un motor în patru timpi, cu șase cilindri în linie și manivele dispuse la 0, 120, 240, 240, 120, 0 grade, are toate forțele și momentele echilibrate. Ca urmare, un motor cu 12 cilindri în V, cu două grupuri de 6 cilindri în linie, va fi de asemenea complet echilibrat. Un motor cu 8 cilindri în linie (manivele la 0, 180, 90, 270, 270, 90, 180, 0 grade) este complet echilibrat.

Pentru realizarea echilibrării unui motor, se presupune că elementele componente ale acestuia, inclusiv carcasa, sunt corpuri rigide care nu se deformează sub acțiunea sistemului de forțe echilibrate. În realitate, motorul se compune din corpuri elastice, iar forțele echilibrate pot produce deformații care sunt prin natura lor vibratorii. Efectele comportării elastice a elementelor componente ale motorului sunt mai pronunțate în cazul motoarelor navale mari, cu cilindri în linie.

Anumite ipoteze pe care se bazează calculul teoretic nu sunt satisfăcute exact în cazurile practice. O ipoteză de bază este că toți cilindrii au aceeași diagramă desfășurată a variației presiunii. Orice neregularitate în funcționarea motorului datorită deschiderii neregulate a supapelor sau variațiilor care apar la aprindere și la distribuirea combustibilului între cilindri, încalcă această ipoteză. Acestea excită armonica fundamentală a ciclului de variație a presiunii gazelor, care este ușor de sesizat și care permite afirmația că *motorul funcționează dur* [14.3].

14.2.2 Excitații care nu provin din mecanismul motor

Pe lângă familiarizarea cu mecanismele de producere a defecțiunilor, este necesară o înțelegere a interacțiunii diferitelor mecanisme de defectare a unui motor, ca și a celor legate de mașina antrenată. Aceasta deoarece defectele manifestă adesea simptome similare și pot fi confundate. Interacțiunea unor defecte ca dezaxarea, jocul mare în paliere, rezonanțele de corp rigid (pe structura de susținere) sau de corp elastic ale motorului și slăbirea strângerii șuruburilor de fixare a motorului se manifestă destul de frecvent. Pentru diagnosticarea corectă a stării de funcționare a unui motor trebuie cunoscute toate simptomele caracteristice ale defecțiunilor posibile.

În afara forțelor și momentelor din mecanismul motor, asupra structurii de rezistență a motorului se exercită acțiuni din partea celorlalte sisteme funcționale, care influențează spectrele de frecvențe ale vibrațiilor măsurate pe blocul motorului.

În sistemul de injecție apar excitații datorite șocurilor produse de arborele cu came asupra pompei de injecție. Acesta influențează combustia din cilindru impunând legea de injecție, declanșarea și durata acesteia, care determină nivelul armonicilor produse de forța de presiune a gazelor din cilindri. Dereglarea avansului și duratei injecției, deci a aprinderii și a cantității de combustibil distribuit în fiecare cilindru, produce o creștere a amplitudinii componentelor spectrale fracționare, în special a componentelor $\frac{1}{2}X$ și $nX/2$, unde n este numărul cilindrilor. Reducerea întârzierii aprinderii diminuează nivelul vibrațiilor generate de combustie.

Sistemul de distribuție a gazelor produce excitații datorită șocurilor care apar în mecanismul de comandă a supapelor (jocul tacheților, culbutorilor, lovirea scaunului de către supapă, acționarea tacheților de către came, etc.). La motoarele în patru timpi, turația arborelui cu came este jumătate din turația arborelui cotit, deci orice defecțiune legată de acesta va produce o creștere a componentei spectrale $\frac{1}{2}X$ și a multiplilor întregi ai acesteia. Abaterile de la coaxialitate între lagărele arborelui cu came, jocul mărit în palierul acestuia, precum și reglajul incorect al jocului tacheților produc creșteri ale tuturor componentelor spectrale, chiar ale celor cu nivel în general scăzut ($1\frac{1}{2}X$, $3\frac{1}{2}X$, $4\frac{1}{2}X$, etc.), dar mai ales ale componentelor $\frac{1}{2}X$, $(n/2)X$ și $(3n/2)X$, unde n este numărul cilindrilor (trei came pe cilindru). Impactul supapelor cu scaunele produce componenta $2n(X/2)$.

Celelalte sisteme ale motorului (de ungere, de răcire și de supraalimentare) influențează nivelul vibrațiilor motorului prin componente cu ordine care corespund turației pompelor respective, numărului de dinți ai pinioanelor de antrenare înmulțit cu turația respectivă, turației suflantei etc.

Jocurile mărite între axul pistonului și bielă, între bielă și fusul maneton sau între fusul și cuzinetul lagărelor paliere produc trepidatii la toate turațiile motorului. S-a constatat că jocurile produc un spectru de frecvențe cu o componentă de ordinul întâi ($1X$) de amplitudine mare, urmată de o serie de armonici

superioare. Aceasta se explică parțial prin modularea în amplitudine a semnalului de vibrații care este trunchiat datorită jocului. Spectrul de frecvențe al unui semnal trunchiat constă din frecvențe discrete, uneori sume și diferențe de componente discrete. O problemă similară apare în cazul slăbirii strângerii șuruburilor de fixare a motorului de fundație, care produce vibrații la dublul frecvenței de rotație ($2X$).

Slăbirea unui cuzinet într-un lagăr palier produce o excitație parametrică datorită micșorării periodice a rigidității suportului arborelui cotit. Neliniaritatea fenomenului produce vibrații descrise de ecuații de tip Mathieu, cu componente spectrale subsincrone $X/2$ sau $X/3$, dar și suprasincrone. Astfel, componenta $X/2$ este însoțită de multiplii întregi $1X$, $3X/2$, $2X$, $5X/2$ cu amplitudini descrescătoare (cu creșterea ordinului).

Bătaia pistonului pe mantaua cilindrului este o excitație de tip impact, determinată de schimbarea sensului forței ce acționează asupra pistonului pe o direcție perpendiculară pe axa cilindrului, mai ales în apropierea punctelor moarte ale mecanismului bielă-manivelă. La motoarele diesel auxiliare navale, masa mare a pistonului și jocul relativ mare între piston și cilindru produc forțe de impact mari, care în anumite cazuri depășesc forțele generate de combustie. Aceste impacturi produc în spectrul de frecvențe o creștere a tuturor componentelor armonice, în special a celor cu frecvențe joase.

14.2.3 Diagnosticarea defectelor unui motor diesel

În continuare se prezintă un exemplu de analiză dinamică și măsurări de vibrații pe motoare diesel auxiliare de tip 5 AL 25/30, cu cinci cilindri, în patru timpi, cu puterea nominală 680 kW, turația nominală 750 rot/min, injecție directă și raport de compresie 1:12,7 [14.7].

Din analiza dinamică a unui astfel de motor, rezultă următoarele forțe și momente exterioare neechilibrate (fig. 14.8):

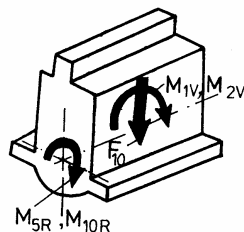


Fig. 14.8

a) Un moment de galop datorită forțelor de inerție ale maselor în translație. Acesta este reprezentat ca un cuplu ce acționează în planul vertical care conține

axele cilindrilor, cu componente notate M_{1V} (cuplu exterior de ordinul întâi, 1X) și M_{2V} (cuplu exterior de ordinul doi, 2X).

b) O forță rezultantă verticală, de obicei mică, cu armonica a zecea F_{10} prima componentă majoră neechilibrată (10X).

c) Un moment de ruluu, datorit atât reacțiunii la momentul datorit presiunii gazelor cât și a cuplului de inerție al maselor în translație, cu armonici majore M_{5R} (5X) - produsă numai de combustie și M_{10R} (10X) - produsă de combustie și de forțele de inerție. Armonicile de ordin superior au mărimi neglijabile.

Punctele în care s-au efectuat măsurări au fost amplasate pe talpa motorului, pe blocul motorului (în dreptul arborelui cotit și la extremitatea superioară) și lângă capacul chiulasei, în mai multe puncte în lungul motorului (între cuplaj și extremitatea opusă).

În afara nivelului global al vitezei vibrațiilor, s-au obținut spectrele de frecvențe ale vitezei vârf-vârf a vibrațiilor, în domeniul de frecvențe 4-100 Hz. În fig. 14.9 se prezintă un spectru caracteristic, obținut la turația 750 rot/min și sarcină parțială.

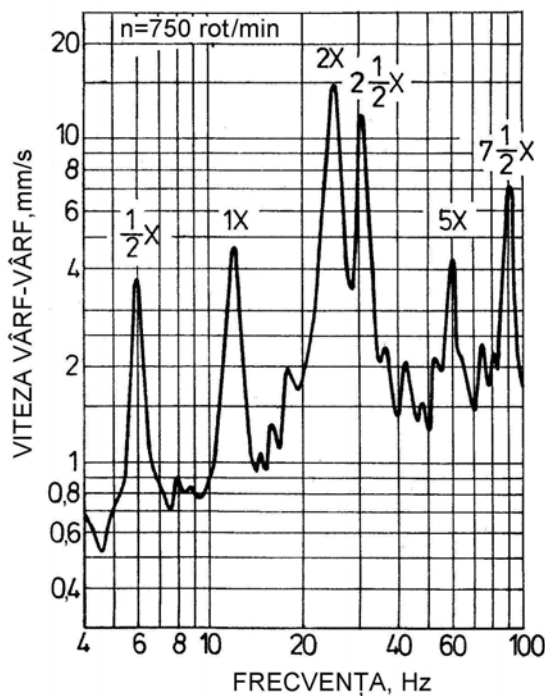
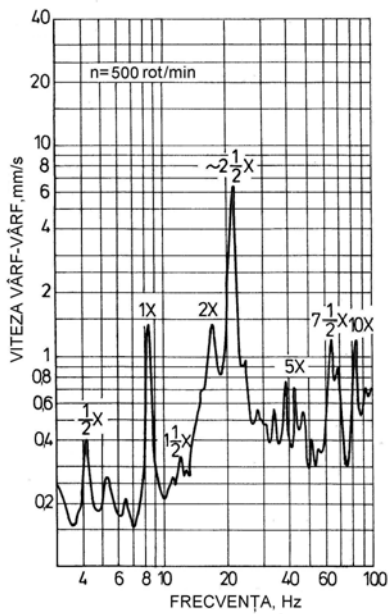
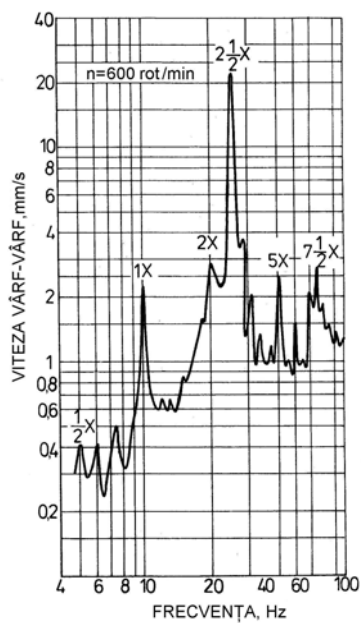


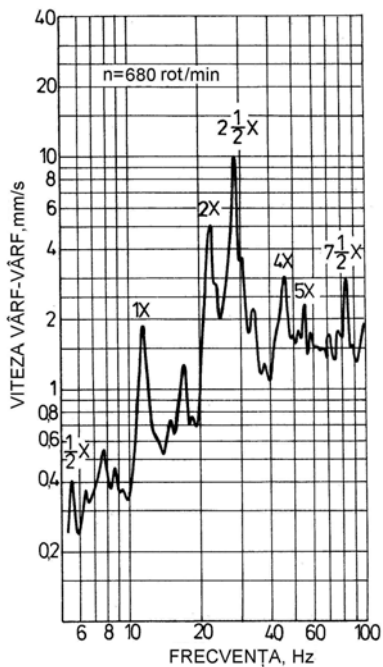
Fig. 14.9 [14.7]



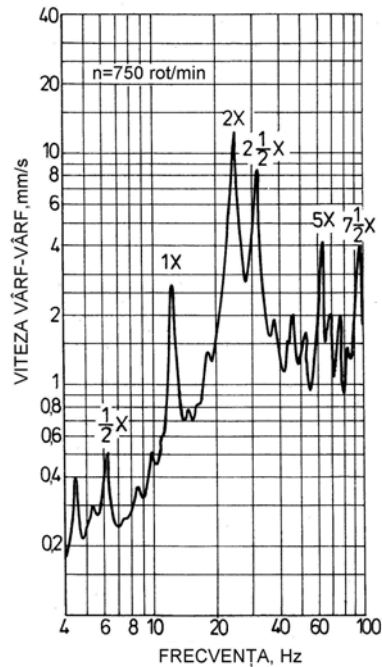
a



b



c



d

Fig. 14.10 [14.7]

Se remarcă amplitudinea mare a componentelor $2X$ și $2\frac{1}{2}X$. Prima este produsă de momentul de galop neechilibrat de ordinul doi M_{2V} , cea de-a doua corespunde cadenței aprinderilor în cei cinci cilindri. În timpul măsurărilor s-a verificat alinierea arborilor motorului diesel și a generatorului electric pentru a diminua componenta spectrală $2X$ produsă de dezaxare.

Armonica $5X$ poate fi produsă de tacheți sau de momentul neechilibrat de ruliu M_{5R} . Componenta $7\frac{1}{2}X$ corespunde cadenței șocurilor produse de camele care controlează injecția și acționează distribuția (două came/cilindru pentru supape plus o camă/cilindru pentru injecție). Componenta $X/2$, care corespunde cadenței aprinderilor într-un cilindru (o dată la două rotații ale arborelui cotit) și frecvenței de rotație a arborelui cu came este produsă de dereglarea injecției.

Pentru a explica amplitudinea relativ mare a componentelor $2X$ și $2\frac{1}{2}X$, s-au efectuat măsurări la diferite turații ale motorului, într-un punct lângă capacul chiulasei, pe orizontală, la mers în gol.

La turația de 500 rot/min (fig. 14.10, *a*) componenta de nivel maxim a fost $2\frac{1}{2}X$, în timp ce componenta $2X$ a avut un nivel relativ scăzut. La 600 rot/min (fig. 14.10, *b*), componenta $2\frac{1}{2}X$ apare la 25 Hz, având o amplitudine de trei ori mai mare decât la 500 rot/min. La 680 rot/min (fig. 14.10, *c*) componenta $2\frac{1}{2}X$ apare la 28,3 Hz, având o amplitudine de două ori mai mică decât la 600 rot/min, în timp ce componenta $2X$ a crescut la 5 mm/s. La 750 rot/min (fig. 14.10, *d*), componenta $2\frac{1}{2}X$ scade la 8,5 mm/s, în timp ce $2X$, care acum apare la 25 Hz, a crescut la 12 mm/s, având nivelul cel mai mare.

Rezultă clar că la 25 Hz motorul are o rezonanță, excitată la 600 rot/min de componenta $2\frac{1}{2}X$ și la 750 rot/min (turația nominală de lucru), de componenta $2X$.

Măsurătorile au arătat că amplitudinea componentelor $2X$ și $2\frac{1}{2}X$ descrește în punctele situate la mijlocul rotorului, atât la nivelul tălpii motorului cât și la nivelul superior al chiulasei (fig. 14.11). Aceasta a dus la concluzia că valorile mari ale componentelor $2X$ și $2\frac{1}{2}X$ se datoresc rezonanței de corp rigid a grupului motor-generator plasat pe o structură de susținere flexibilă.

Frecvența relativ joasă a vibrațiilor măsurate și variația amplitudinii acestora în puncte situate în lungul și pe înălțimea motorului, au exclus considerarea unor rezonanțe laterale ale blocului motor în modurile de vibrație “în H” și “în X”.

În acest caz, cauza principală a vibrațiilor nu rezidă în motor, ci în rigiditatea necorespunzătoare a structurii de susținere a acestuia. Amplasarea mijlocului motorului în dreptul unei nervuri groase de rigidizare transversală nu a dus la diminuarea vibrațiilor de galop produse de momentul neechilibrat de ordinul doi M_{2V} . Rezonanța a fost eliminată adăugând elemente de rigidizare care transmit sarcina de la baza motorului la grinzile punții și pereții despărțitori din structura de rezistență a navei.

La câteva motoare, slăbirea șuruburilor de fixare a motorului pe structura de bază a produs vibrații puternice cu componente 1X, 2X și o serie de multipli superiori, îngreunând identificarea defectelor motorului propriu-zis (fig. 14.12).

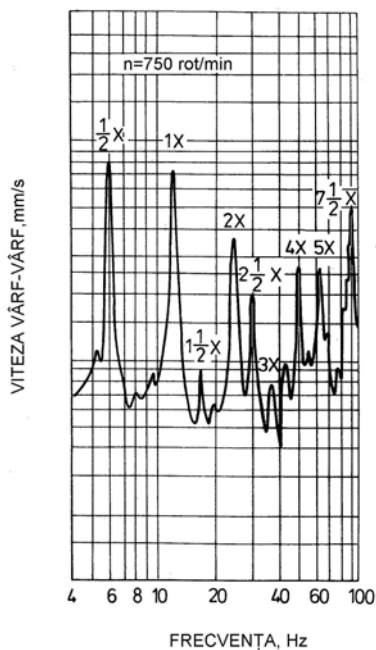


Fig. 14.11

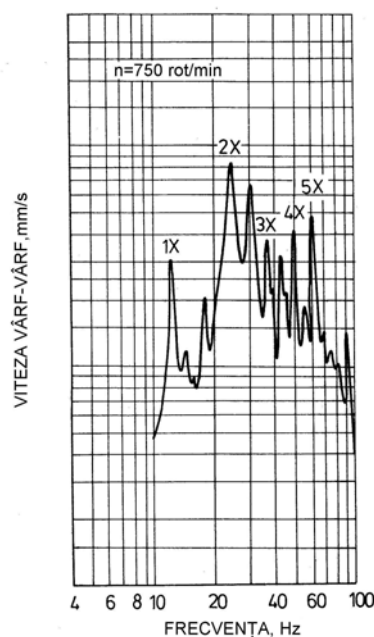


Fig. 14.12

Efectul altor defecțiuni a fost studiat simulând diferite defecte. Neregularitățile în combustie produc componente $X/2$, $2\frac{1}{2}X$ și $7\frac{1}{2}X$ de valori mari (fig. 14.9). S-a constatat că toate motoarele pe care s-au efectuat măsurări au fost dereglate, verificarea raportului de compresie indicând diferențe până la 15% între cilindrii aceluiași motor. Când injecția a fost oprită în cilindrul în dreptul căruia s-au efectuat măsurările (fig. 14.13) sau în cilindrul alăturat (fig. 14.14), componenta $X/2$ a scăzut la nivelul corespunzător mersului în gol.

Un arc rupt la o supapă, care a produs un zgomot caracteristic, a produs componente $2\frac{1}{2}X$ și $5X$ de valori mari în spectrul de frecvențe măsurat lângă cilindrul respectiv. Jocul excesiv al unei supape produs deliberat în timpul măsurărilor a produs același efect. Alte defecte cum sunt uzura semicuzineților lagărelor paliere, defectarea unei role în pompa de injecție, dezaxarea lagărelor axului cu came și probleme create de acul injectorului au produs modificări mici sau neobservabile în spectrul de frecvențe.

În unele cazuri, diagnoza a fost îngreunată deoarece defectele au produs mersul neuniform al motorului iar medierea spectrelor a atenuat unele variații în spectrele de frecvență.

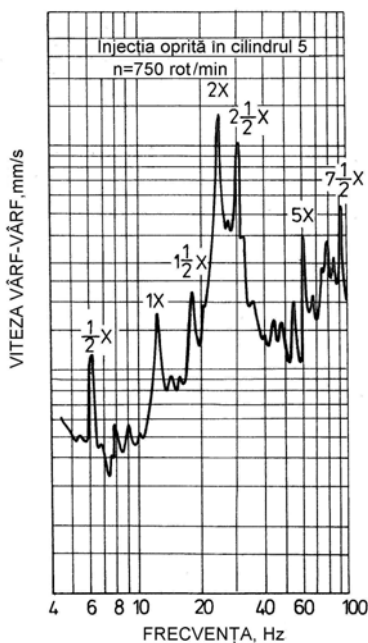


Fig. 14.13

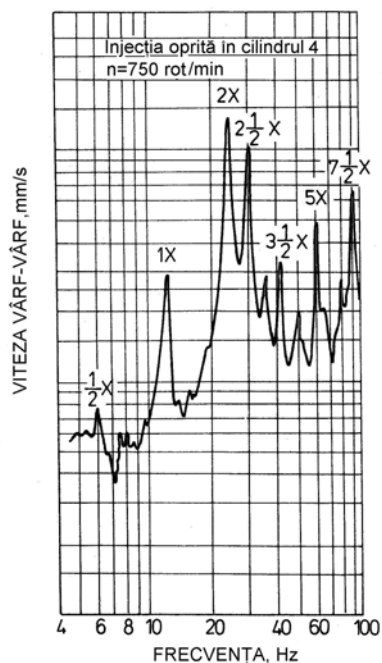


Fig. 14.14

14.3 Compressoare cu piston și sisteme de conducte

Compressoarele cu piston sunt utilizate în rafinării și instalații de prelucrare a gazelor. Interesează evitarea sau eliminarea vibrațiilor excesive și a tensiunilor dinamice produse de forțele variabile de natură mecanică sau de pulsațiile gazului. Aceasta se realizează prin diminuarea și controlul nivelului pulsațiilor și prin ancorarea conductelor și utilizarea coturilor doar atunci când este necesar. În această secțiune se prezintă caracteristicile de bază ale compresoarelor cu piston, conform API Standard 618 [14.8], fenomenele de rezonanță acustică și controlul pulsațiilor în sisteme de conducte, așa cum sunt descrise în monografia [14.9].

14.3.1 Sistemul cilindru de compresor – vas colector

În fig. 14.15 se arată o secțiune transversală într-un compresor tipic și terminologia specifică. Între cilindrul și carterul compresorului se află cadrul intermediar și ghidajul capului de cruce, ambele fiind deformabile axial, transversal și torsional, având fiecare o geometrie relativ complicată. Modelarea corectă a

acestora este o condiție pentru predicția corectă analitică a frecvențelor proprii mecanice, a formei modurilor proprii de vibrație și a tensiunilor variabile periodice din sistemul cilindru-colector al compresorului, pentru evitarea coincidențelor între frecvențele de rezonanță mecanice și cele acustice.

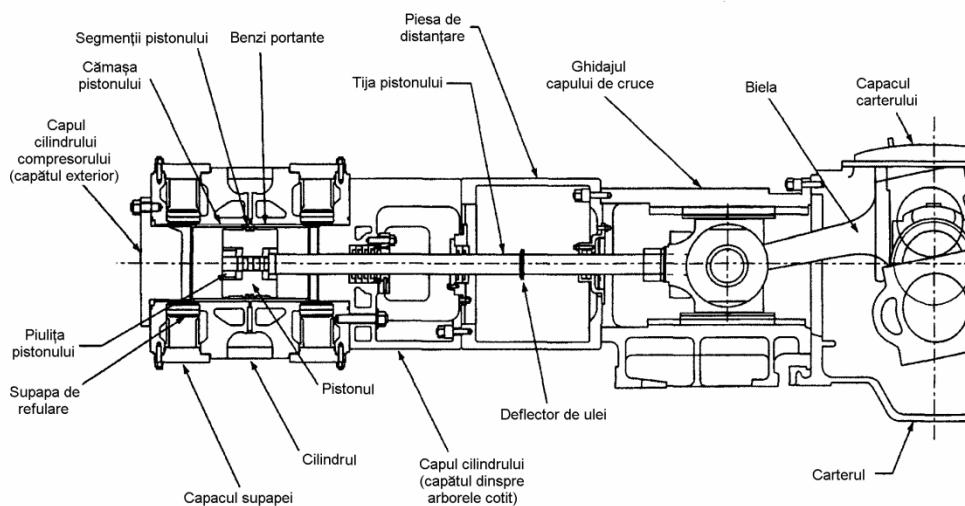


Fig. 14.15 [14.9]

În fig. 14.16 se prezintă componentele unui sistem ideal cu doi cilindri. În afara cilindrilor, există un vas colector de admisie și un vas colector de evacuare care adesea au la interior o difragmă prevăzută cu un tub central îngust (fig. 14.17).

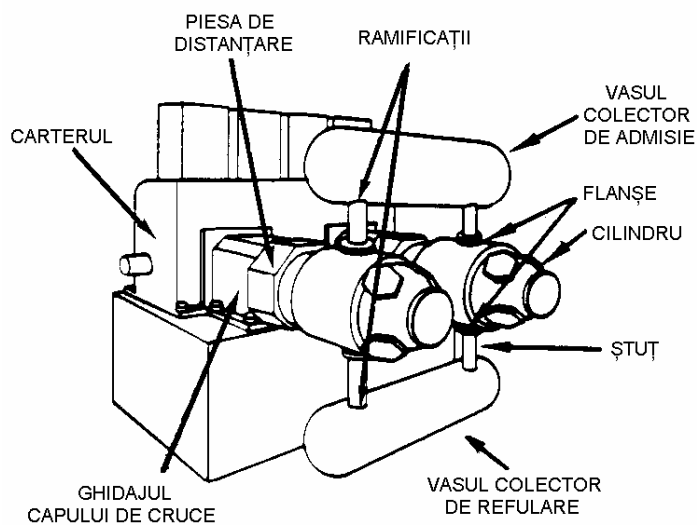


Fig. 14.16 [14.10]

Vasul colector de refulare este ancorat cu pene de fixare, de rigiditate finită. Între vasele colectoare și cilindri sunt montate ștuțuri cu duze. Un capăt al ștuțului este fixat de cilindru printr-o flanșă cu șuruburi, iar celălalt capăt pătrunde în vasul colector printr-o ramificație sudată. În realitate, configurația ideală din fig. 14.16 este modificată prin adăugarea unor conducte adiționale de aspirație și de refulare, trepte de compresiune suplimentare și alte elemente conectate care complică analiza mecanică a acestui sistem.

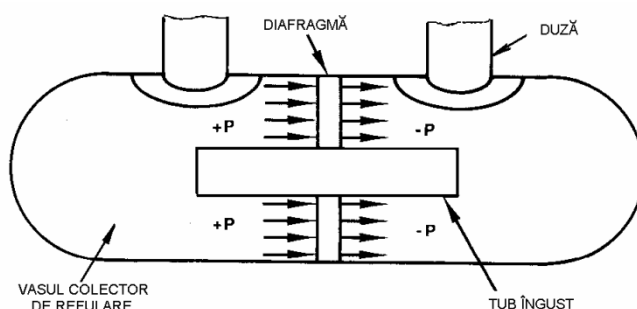


Fig. 14.17 [14.10]

14.3.2 Forțele excitatoare

Amplitudinea forțelor perturbatoare poate fi diminuată micșorând amplitudinea pulsațiilor de presiune prin introducerea unor filtre pasive în calea curentului de gaz. Atenuarea pulsațiilor de presiune în instalațiile cu compresoare cu piston duce la îmbunătățirea performanțelor compresorului și reducerea scăderii presiunii dinamice, adică a scăderii presiunii datorită pulsațiilor, cu prețul pierderilor inerente prin scăderea presiunii statice, produsă de dispozitivele de filtrare.

Forțele neechilibrate din vasele colectoare

Excitația predominantă produsă de pulsațiile gazului se datorește forțelor neechilibrate care se dezvoltă în vasele colectoare de aspirație și de refulare. Aceste forțe sunt rezultatul diferenței presiunilor care acționează axial pe suprafețele din interiorul vaselor (capace și diafragme). Ele pot fi calculate pe baza valorilor amplitudinii și fazei relative a presiunilor din interiorul vaselor. Componentele dinamice ale acestor forțe se reprezintă grafic în funcție de frecvență sub forma spectrului forței rezultante de excitație.

Forțele produse de presiunea din cilindru

Forța produsă de gaze, sau sarcina compresorului, este egală și de sens contrar cu forța produsă de presiunea din cilindru. Forța produsă de presiunea din cilindru acționează asupra capetelor cilindrului, în timp ce forța de sens contrar a gazelor acționează asupra tijei pistonului. Forța rezultantă produsă de presiunea din

cilindru se calculează ca diferența între presiunea din cilindru pe capătul exterior înmulțită cu aria acestuia și produsul între presiunea din cilindru pe capătul dinspre arborele cotit și aria acestuia. Forța produsă de presiunea din cilindru se reprezintă grafic în funcție de unghiul brațului manivelei, ca în fig. 14.18.

Forțele de inerție neechilibrate

Aceste forțe sunt produse de accelerațiile pistonului și manivelor arborelui cotit și sunt transmise cadrului compresorului prin reacțiunile din lagăre. Acest tip de forțe se calculează pe baza datelor privind dezechilibrul masic furnizate de fabricant și a diagramei indicate presiune-volum.

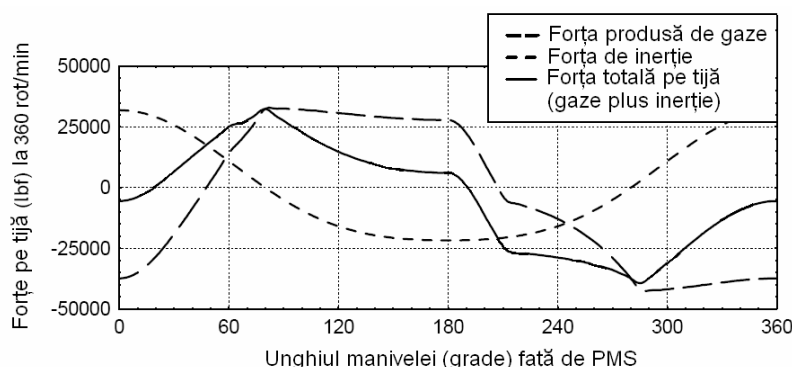


Fig. 14.18 [14.8]

Variația forței de inerție a compresorului în funcție de unghiul manivelei (timp) este aproape sinusoidală (linie întreruptă în fig. 14.18). Ca urmare, în funcție de raportul între lungimea bielei și cursa pistonului, amplitudinea armonicii a doua este aproximativ 20% din cea a armonicii fundamentale. Nu există armonici importante cu frecvența mai mare decât dublul celei corespunzătoare turației arborelui cotit. Forța totală care acționează asupra tijei pistonului este egală cu suma dintre forța produsă de gaze și forța de inerție (linie continuă).

Forțele care produc deformația axială a cilindrului

În fig. 14.19 se prezintă schematic efectul altei forțe excitatoare importante – cea de dilatare-comprimare a cilindrului. Sub acțiunea forțelor de compresiune din cilindru, fiecare cilindru tinde să se întindă și să se comprime o dată într-o rotație a arborelui cotit. Astfel, există o componentă puternică de ordinul întâi a mișcării de dilatare-comprimare a cilindrului, cu cilindrii defazați unul față de altul datorită defazajului manivelor. Deformația de întindere a cilindrului poate avea o amplitudine vârf-vârf de 0,25 mm și câteodată atinge 0,4 mm. În unele cazuri această mișcare poate produce tensiuni mari în ștuțuri și în vasele colectoare. Deformația axială de ordinul întâi a cilindrului a fost adesea un factor important care a contribuit la ruperea ștuțurilor și a diaframelor din vasele colectoare.

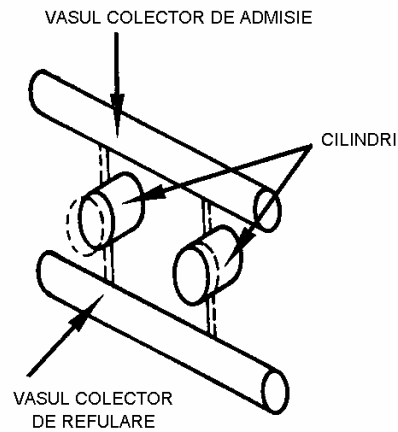


Fig. 14.19 [14.10]

Forțe excitatoare în conducte

Forțele excitatoare acustice acționează în lungul conductelor producând vibrații în direcție axială ale porțiunii respective de conductă. Deplasările maxime apar însă în direcție transversală, la conducta alăturată, orientată perpendicular pe conducta în care acționează forța excitatoare. În fig. 14.20 se ilustrează acțiunea forțelor excitatoare asupra conductelor cu diferite configurații, incluzând porțiuni cu capetele articulate și aproape fixate, coturi în L și coturi în U.

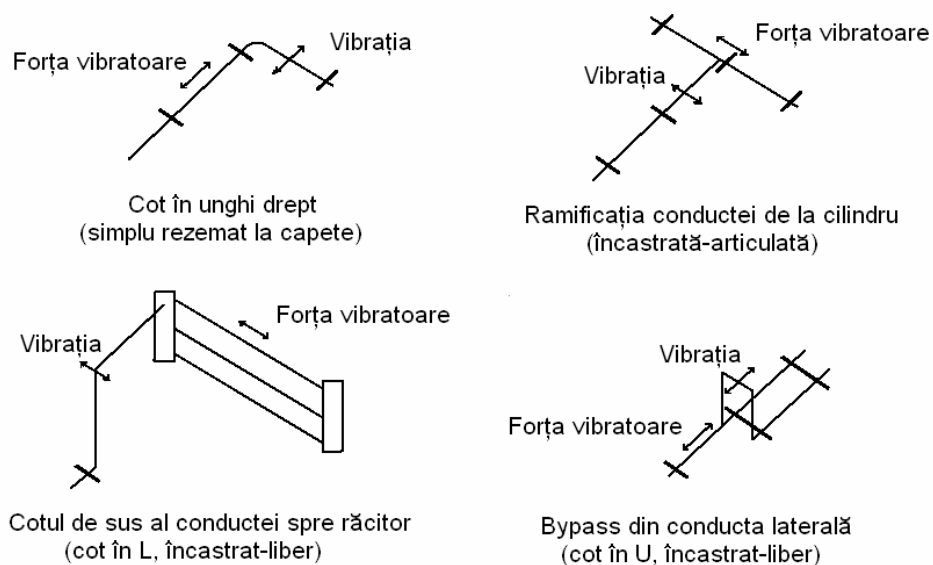


Fig. 14.20 [14.8]

14.3.3 Analiza pulsațiilor

Prin natura lor, compresoarele cu piston produc pulsații de presiune care se transmit în sistemul de conducte. Pulsațiile sunt una din cauzele principale ale fiabilității reduse și randamentului scăzut în instalațiile de compresoare și în claviatura de conducte. Forțele neechilibrate produse de pulsații la coturile conductelor, vasele tampon, etc. pot produce vibrații de amplitudini mari și ruperi prin oboseală ale conductelor, suporturilor și ștuțurilor. Reflexia pulsațiilor înapoi spre supapele de aspirație sau refulare poate produce modificarea timpului de deschidere a acestora, distorsionarea diagramei presiune-volum și reducerea capacității și randamentului cilindrilor, precum și sporirea activităților de întreținere a supapelor. Teoria undelor plane este satisfăcătoare pentru analiza pulsațiilor în sistemele de conducte ale compresoarelor cu piston din industria petrochimică.

14.3.3.1 Mecanismele producerii pulsațiilor

Compresoarele cu piston produc modulații ale *debitului* de gaz, care la rândul lor generează pulsații de *presiune*. Modulațiile debitului sunt rezultatul curgerii intermitente prin supapele de aspirație și refulare. Ele se suprapun peste curgerea cu debit constant.

În fig. 14.21 se arată schema unui cilindru de compresor. Debitul de aspirație este q_S iar debitul de refulare este q_D .

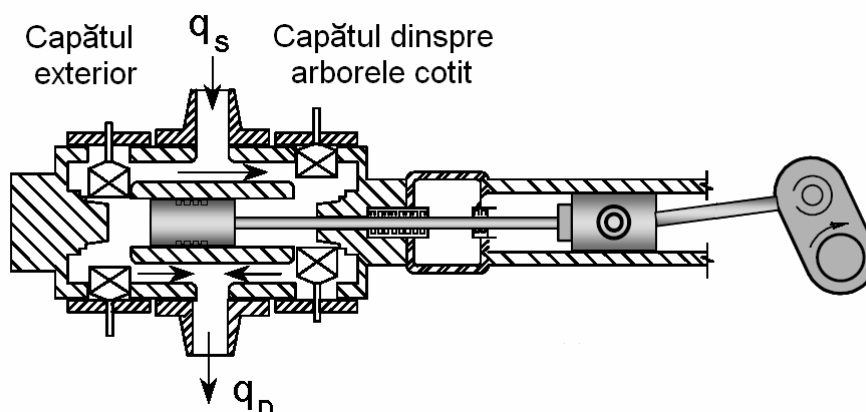


Fig. 14.21 [14.8]

Intensitatea și forma impulsurilor de debit prin supapele compresorului sunt determinate de caracteristicile fizice, geometrice și mecanice ale compresorului (turația, diametrul cilindrului, cursa, sarcina, raportul de compresie etc.).

Viteza pistonului are o variație *aproximativ* sinusoidală, datorită valorii finite a raportului între lungimea bielei și raza manivelei. Deoarece debitul este dat de produsul între viteza pistonului și aria suprafeței pistonului, curba debitului de

refulare măsurat pe fața pistonului are aceeași formă ca viteza pistonului. În fig. 14.22 și 14.23 se prezintă două exemple simplificate.

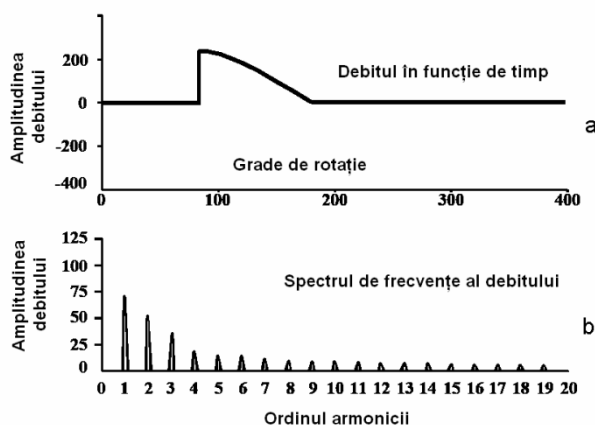


Fig. 14.22 [14.8]

În fig. 14.22, *a* se arată variația debitului măsurat la supapa de refulare în funcție de timp, pentru un singur cilindru activ. În timpul compresiei, supapele de admisie și refulare sunt închise. Când presiunea din cilindru atinge valoarea contrapresiunii de refulare, supapa de refulare se deschide și curba de variație a debitului în funcție de timp (sau de unghiul brațului manivelei) are forma porțiunii corespunzătoare a curbei vitezei pistonului (un sfert de sinusoidă, pentru $\ell/r = \infty$). Când pistonul atinge punctul mort superior, supapa de refulare se închide și debitul scade din nou la zero.

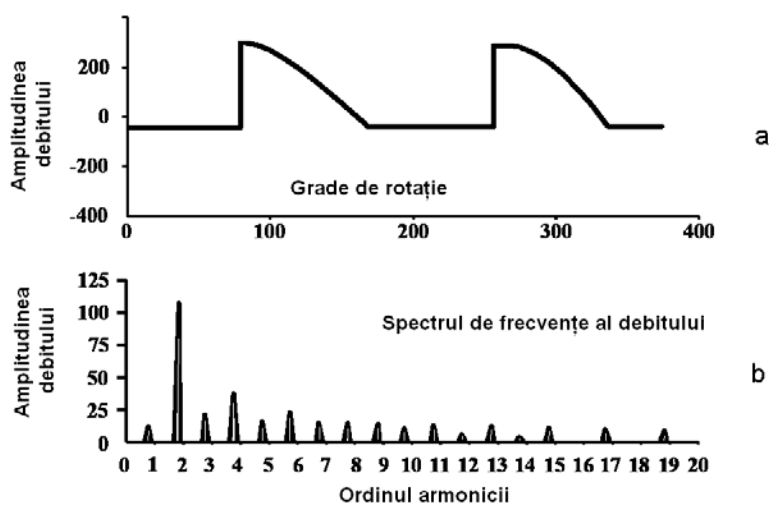


Fig. 14.23 [14.8]

În fig. 14.22, *b* se prezintă analiza spectrală a undei de debit. Datorită mișcării periodice a pistonului în cilindru, excitația se produce doar la frecvențe discrete, care sunt multipli întregi ai frecvenței corespunzătoare turației. Armonica de amplitudine maximă apare la frecvența de rotație (pentru un cilindru cu simplă acțiune), armonicile superioare având amplitudini descrescătoare.

La un cilindru cu dublă acțiune ($\ell/r = 5$ și fără pierderi la supape), diagrama debitului în funcție de timp are două “creste de valuri” puțin diferite una de alta și la o distanță puțin diferită de 180° (fig. 14.23, *a*). Cilindrul produce excitația debitului la toate armonicile multiplu întreg al frecvenței de rotație (fig. 14.23, *b*).

Neglijând interacțiunile din conducte (adică în absența undelor acustice reflectate), unda de presiune la ieșirea din cilindru are forma din fig. 14.24.

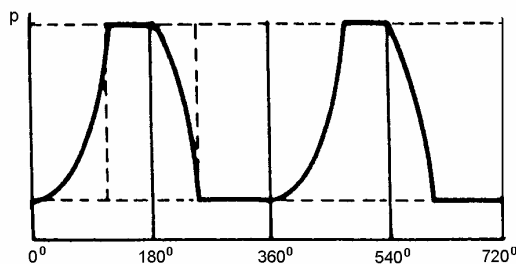


Fig. 14.24 [14.11]

În fig. 14.25, *a* se prezintă diagrama $p-V$ la un cilindru fără influența pulsațiilor, iar în fig. 14.25, *b* se arată o diagramă distorsionată datorită pulsațiilor. Pentru acest tip de diagramă indicată, presiunea de refulare este mai mare decât cea proiectată iar presiunea de admisie este mai mică. Timpii de deschidere și închidere sunt de asemenea modificați. Capacitatea compresorului este mai mică decât cea calculată pentru cazul ideal, ceea ce duce la un randament scăzut.

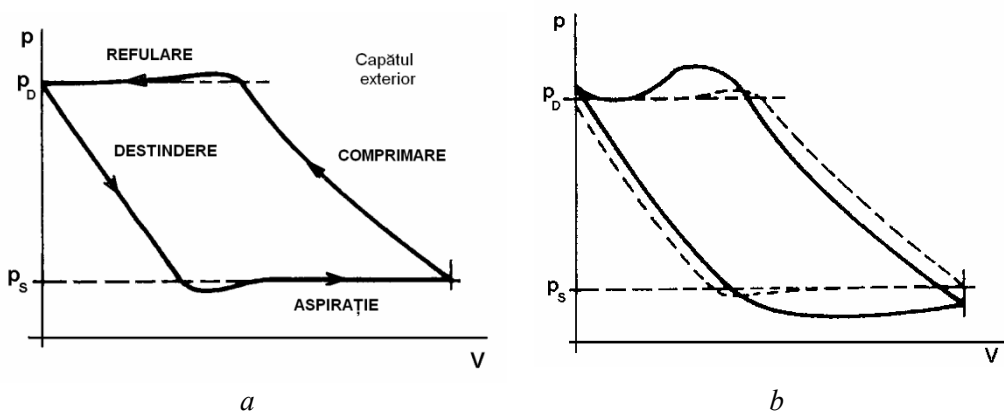


Fig. 14.25 [14.11]

În fig. 14.26 se prezintă rezultatele măsurărilor presiunii dinamice într-un compresor de gaz natural, prezentate sub forma diagramei presiune-volum, a diagramei de variație a presiunii în timp și a spectrului de frecvențe al presiunii dinamice.

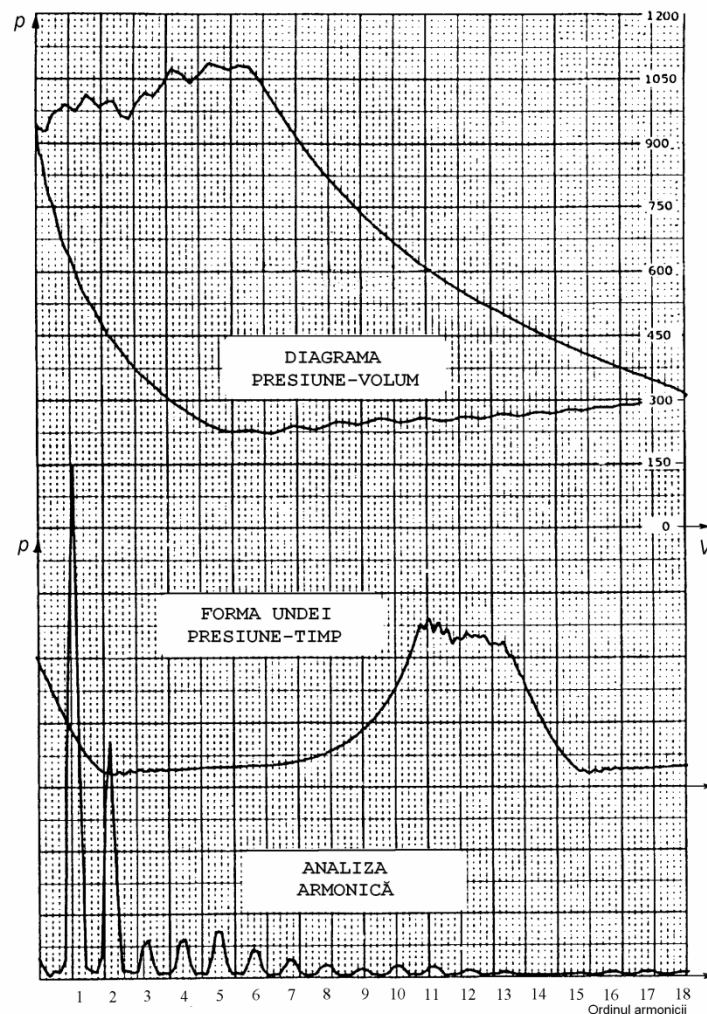


Fig. 14.26 [14.11]

Se observă că diagrama ideală a unde de presiune $p-t$ (fig. 14.24) și diagrama reală $p-t$ (fig. 14.26) nu sunt sinusoidale, ci doar periodice, ceea ce duce la apariția pulsațiilor de presiune la frecvențe armonice superioare, după cum se observă în spectrul de frecvențe din fig. 14.26. Dacă se compară digrama $p-V$ cu diagrama indicată reală din fig. 14.25 se observă caracterul dinamic al procesului în timpul refulării (partea de sus a curbei). Această distorsionare a diagramei $p-V$ este

produsă de rezonanțele acustice din conducta de refulare, datorită cărora impulsurile de presiune sunt reflectate în cilindru. Răspunsul acustic puternic al tubulaturii poate distorsiona diagrama $p-V$ producând supraîncărcarea compresorului.

Interacțiunea complexă între tubulatură și compresor poate produce diagrame $p-V$ diferite, în cilindri diferiți și compresoare diferite. Luând în considerare defazajele între undele de presiune produse de mai mulți cilindri de compresor care funcționează cu buzunare la capete, forma și conținutul de frecvențe al undelor presiune-timp pot deveni foarte complicate. Interacțiunea cilindrilor cu tubulatura complică mai mult situația deoarece impulsurile de presiune pot excita frecvențele proprii acustice (rezonanțele).

14.3.3.2 Fenomenele de rezonanță acustică

Impulsurile de debit produse de mișcarea alternativă a pistonului compresorului produc impulsuri sau unde de presiune care se deplasează prin claviatura de conducte. Pe măsură ce perturbația se propagă prin mediu, porțiuni din gaz sunt comprimate și destinse alternativ față de starea de echilibru.

Lungimea undei de presiune este

$$\lambda = \frac{a}{f}, \quad (14.24)$$

unde a este viteza acustică și $f = \omega/2\pi$ este frecvența. Această relație descrie distribuția spațială a maximelor și minimelor de presiune ale undei acustice.

Unde staționare

Pentru ca undele acustice sau de pulsație să se amplifice și să ducă la rezonanță, este necesară reflexia undelor acustice. Reflexii totale apar la capete închise sau capete deschise. Un impuls de compresiune acustică este reflectat de un capăt închis ca un impuls de compresiune; un capăt liber îl va reflecta ca un impuls de rarefiere. În dreptul discontinuităților secțiunii conductelor se produc reflexii parțiale. Pulsațiile pot produce forțe de presiune la restricții, cum sunt îngustări bruște ale secțiunii, coturi, capace, orificii sau supape parțial închise.

Fiind suma a două unde care se propagă în sensuri contrare, suprapunerea undei incidente cu o undă reflectată va produce o *undă staționară*. Undele acustice staționare sunt analoge modurilor proprii de vibrație ale unui sistem mecanic. Ele sunt definite de o frecvență proprie și de două forme modale distincte, un mod de presiune și un mod de viteză.

Răspunsul acustic în tubulatură este funcție de proprietățile mecanice ale compresorului, de proprietățile termice fizice ale gazului și de circuitul acustic definit de conductele aferente. Când o anumită armonică a frecvenței de rotație este apropiată de, sau coincide cu, o frecvență proprie acustică, răspunsul acustic

(amplitudinea presiunii dinamice) este amplificat. Aceste rezonanțe pot fi simple rezonanțe ca la un tub de orgă sau pot fi moduri complexe ale întregii tubulaturi.

În fig. 14.27 se prezintă formele modale de presiune și de viteză pentru al doilea mod propriu al unui tub închis la capete.

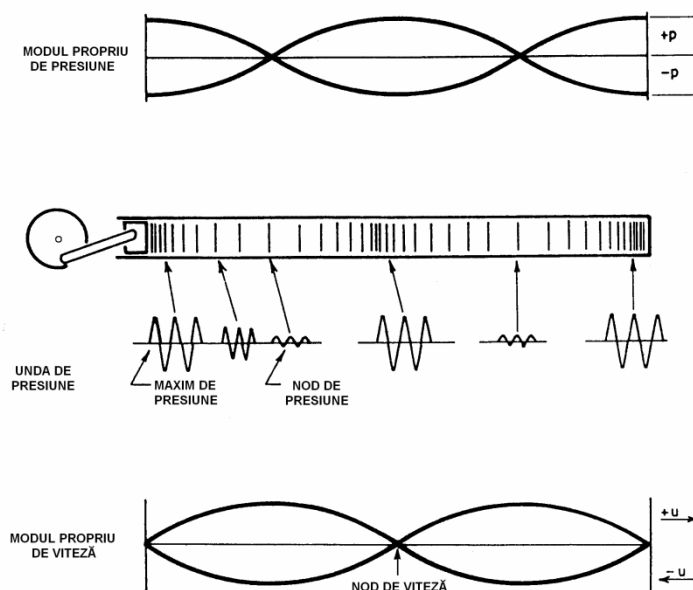


Fig. 14.27 [14.11]

În nodurile de presiune, presiunea pulsațiilor este minimă. Dacă în aceste noduri s-ar amplasa un traductor de presiune, nu s-ar detecta nici o pulsație de presiune.

Forma modului propriu de viteză este prezentată în partea de jos a fig. 14.27. Amplitudinea vitezei este maximă în nodurile de presiune (unde energia cinetică este maximă) și zero în maximele de presiune (unde energia potențială este maximă), cu excepția suprafeței pistonului unde datorită mișcării acestuia nu apare un nod de presiune adevărat. Datorită condiției de rezonanță, viteza gazului în maximul de viteză poate fi mai mare decât viteza pistonului.

Când lungimile conductelor sunt egale cu multipli ai lungimii de undă, poate apare rezonanța. În plus, rezonanțele conductelor pot apare atunci când lungimile coincid cu jumătate sau un sfert din lungimea de undă, în funcție de combinația condițiilor la extremități (capăt deschis sau capăt închis).

Majoritatea conductelor practice sunt deschise la cel puțin o extremitate. Linia de refulare a compresorului se termină într-un vas sau un colector. Asemănător, aproape în toate cazurile, conducta de aspirație începe cu un capăt

deschis. Conform API 618 [14.8], dacă reducerea diametrului este 2:1, o îngustare bruscă poate fi tratată ca un capăt închis. Dacă o conductă este legată de altă conductă al cărei diametru este de cel puțin de două ori mai mare, se poate considera că este deschisă la capăt. Modurile “închis-închis” sunt întâlnite ocazional în vasele de control al pulsațiilor și filtrele acustice.

Rezonanța în moduri semiundă

La rezonanțele în moduri jumătate de lungime de undă, condițiile la ambele extremități trebuie să fie aceleași, și anume “capăt deschis – capăt deschis” sau “capăt închis – capăt închis”. În fig. 14.28 se prezintă formele primelor trei moduri de presiune. Rezonanțele apar la multipli ai frecvenței semiunde. Frecvența de rezonanță acustică este

$$f = \frac{na}{2L}, \quad (14.25)$$

unde L este lungimea efectivă a conductei și $n = 1, 2, 3, \dots$. Lungimea trebuie corectată pentru a ține cont de efectele la intrare și ieșire [14.11].

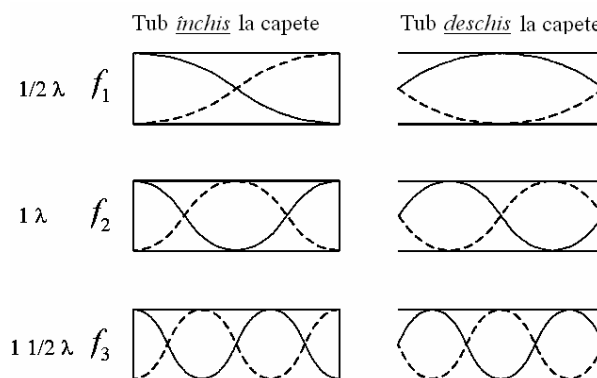


Fig. 14.28 [14.8]

Rezonanța în moduri sfert de undă

La rezonanțele în moduri sfert de lungime de undă, condițiile la extremități trebuie să fie diferite, adică un capăt deschis și unul închis. În fig. 14.29 se prezintă formele primelor trei moduri de presiune pentru un tub cu un capăt deschis și un capăt închis. Frecvența de rezonanță acustică este

$$f = \frac{na}{4L}, \quad (14.26)$$

unde L este lungimea efectivă a tubului și $n = 1, 3, 5, \dots$ (întregi impari). Lungimea trebuie corectată pentru a ține cont de efectele la extremități.

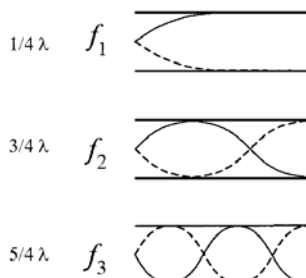


Fig. 14.29 [14.8]

O rezonanță într-un mod sfert de undă poate duce la măsurarea incorectă a presiunii dinamice atunci când captorul de presiune este montat pe o conductă principală printr-un tub scurt terminat cu o supapă, care formează o ramificație de un sfert de undă. Când lungimea acesteia este acordată pe pulsația din conducta principală, acul indicator al captorului de presiune va oscila sau va indica variații mari de presiune, care de fapt nu există în conducta principală [14.11].

Rezonanțele acustice

Existența în sine a modurilor sfert de undă sau semiundă nu constituie rezonanțe. Rezonanța apare doar atunci când o undă de compresiune este produsă la o frecvență egală cu o frecvență proprie acustică. Creșterea amplitudinii are loc deoarece unda reflectată sosește la momentul potrivit pentru a amplifica unda directă de la compresor. Momentul sosirii undei reflectate depinde de lungimea traseului parcurs în conducte. Nivelul undei staționare este amplificat, astfel încât amplitudinea maximă a undei pulsatoare este considerabil mai mare decât nivelul inițial. Deoarece interesează valorile mari ale amplitudinii presiunii, zonele de interes sunt cele în care apar ventre de presiune.

În fig. 14.30 este ilustrată variația răspunsului unui sistem acustic în funcție de frecvența excitatoare. În figură se arată un piston care se mișcă alternativ într-un cilindru închis la capătul opus pistonului. Deoarece acest sistem se comportă ca un tub închis la capete, frecvențele de rezonanță sunt $na/2L$, care pentru dimensiunile date au valorile 20, 40, 60, 80 și 100 Hz. Graficul din figură reprezintă variația amplitudinii presiunii în punctul A, de pe fața pistonului, când frecvența excitatoare a pistonului variază între 0 și 100 Hz.

Se observă că la rezonanță amplitudinile descresc cu creșterea frecvenței. Aceasta deoarece modurile inferioare, începând cu cel fundamental, au mai multă energie și deci sunt mai periculoase. Amplitudinea răspunsului la frecvențe diferite de cele de rezonanță este mică, însă diferită de zero.

În punctele A și C, presiunile maxime la rezonanță sunt aproximativ egale, în timp ce în punctul B, singurele rezonanțe observate sunt la 40 și 80 Hz, și corespund modurilor impare, pentru care punctul B este un nod de presiune.

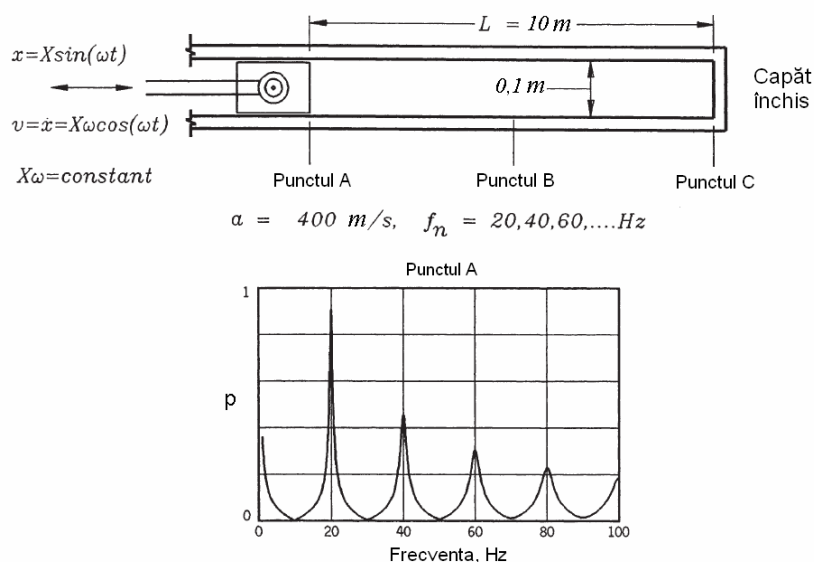


Fig. 14.30 [14.12]

În lipsa amortizării, fluctuațiile de presiune la ventre ar trebui teoretic să fie infinite. Sistemele de conducte reale au amortizare acustică datorită următoarelor mecanisme: a) vâscozitatea fluidelor (forfecare intermoleculară), b) transmisia (lipsa reflexiei totale) la capetele liniei, la îmbinări și la variații de diametru, și c) frecarea în tubulatură (rugozitatea conductelor, restricții, orificii).

Prin urmare, amortizarea modurilor acustice se poate realiza prin introducerea unor elemente rezistive, de exemplu un orificiu, care lucrează cel mai eficient în secțiunile cu viteză maximă.

De notat că la compresoare cu turație constantă rezonanțele acustice ale sistemelor de conducte pot fi modificate pentru a le dezacorda de frecvențele armonicilor compresorului prin localizarea rezonanțelor între armonice și evitarea amplificării pulsațiilor. Totuși, la un compresor cu turație variabilă, dezacordarea rezonanțelor devine imposibilă, fiind necesar un filtru acustic.

Elemente acustice concentrate

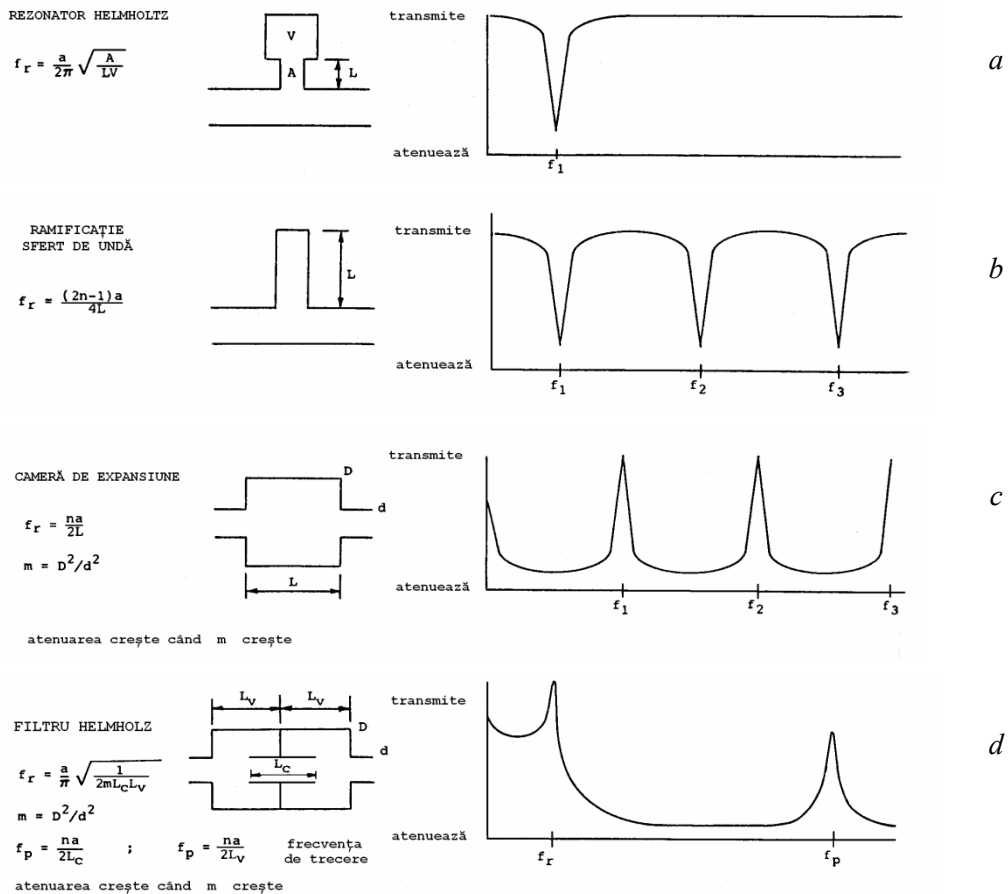
Anumite componente ale sistemului de conducte pot fi considerate elemente concentrate. Există trei feluri de elemente acustice discrete: a) *elasticitatea* sau *compliance acustică*, reprezentată printr-o cavitate care acționează ca un element elastic, care acumulează energie potențială și se opune unei variații a presiunii aplicate; b) *masa* sau *inertanța acustică*, reprezentată de o cantitate de gaz aflată în mișcare oscilatorie într-o conductă îngustă și care, când este antrenată în mișcare, are proprietatea de a se opune unei variații a vitezei volumului de gaz respectiv și c) *rezistența acustică*, un orificiu care disipează energie când gazul este forțat prin deschiderea de diametru mai mic. Aceste elemente acustice sunt direct analoge cu

rigiditatea, masa și amortizarea elementelor mecanice, sau cu capacitatea, inductanța și rezistența electrică. Debitul volumic acustic este analog cu deplasarea mecanică și cu intensitatea curentului electric, în timp ce presiunea acustică este analogă cu forța mecanică și cu tensiunea electrică.

Sistemele care conțin numai două elemente reactive (o inertanță și o complianță a gazului, un sistem masă-arc, un circuit L-C) sunt oscilatori cu un grad de libertate. Expresiile frecvențelor proprii ale acestora sunt esențial echivalente.

14.3.3.3 Controlul pulsațiilor în sisteme de conducte

Controlul pulsațiilor poate fi realizat prin utilizarea judicioasă a filtrelor și absorbitorilor acordați. Din păcate, aceste elemente acustice amplifică pulsațiile la frecvențele de rezonanță. Totuși, prin proiectarea și aplicarea atentă, acestea pot fi utilizate pentru atenuarea energiei.



Un filtru este proiectat astfel încât rezonanța să fie localizată la o frecvență la care nu există energie a pulsațiilor, iar frecvențele la care atenuarea este maximă să fie localizate acolo unde există energie a pulsațiilor. Un absorbitor acordat utilizează o componentă rezonantă pentru a absorbi energie din sistemul principal și a reloca rezonanța unde aceasta este controlabilă. În fig. 14.31 sunt prezentate caracteristicile de atenuare pentru patru componente acustice tipice.

Proprietățile acustice fundamentale ale elementelor componente ale tubulaturii definite anterior pot fi utilizate pentru a descrie metode de control al pulsațiilor în sisteme de conducte. Aceste metode includ: a) utilizarea rezonatorilor (Helmholtz) pe o ramificație laterală, b) utilizarea unor cavități de destindere pentru cilindrii compresorului, c) utilizarea de diafragme și tuburi înguste în vasele de expansiune, și d) utilizarea unor componente disipative, cum sunt plăcile cu orificiu, cu perforații, etc.

Rezonatorii Helmholtz

Rezonatorul pe ramificație laterală (fig. 14.31, a) poate fi un absorbitor dinamic eficient într-un sistem acustic. Acesta este un sistem “tub îngust – cameră de destindere” care, atașat unei conducte, crează o antirezonanță. La rezonatorii cu gât lung

$$f_r = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu}{V}}, \quad \mu = \frac{A}{L + 1/2\sqrt{\pi A}}. \quad (14.27)$$

Utilizarea acestora trebuie limitată la sisteme cu turație constantă, la care rezonatorul este acordat pe o frecvență principală a pulsației. Rezonatorul extrage energie pulsantă din conducta principală. În schimb, în rezonator pulsațiile sunt amplificate. El trebuie fixat mecanic pentru a preveni vibrațiile în modul în consolă.

La un compresor de gaze cu mișcare alternativă, rezonanțele acustice ale ștuțurilor către un vas filtru au în general un răspuns puternic, deoarece debitul pulsator din cilindru se scurge direct în ștuț. Ștuțul și cilindrul sunt similare elementelor unui rezonator Helmholtz pe o ramificație laterală, în care pasajele interne ale cilindrilor și spațiul vătămător formează volumul iar gazul din tubul îngust este masa oscilantă. Frecvența de rezonanță a ștuțului poate fi estimată cu formula rezonatorului Helmholtz (14.27). Deoarece cilindrul generează pulsații de presiune puternice pe un domeniu de frecvențe armonice, există o mare probabilitate ca una din frecvențele armonice să coincidă cu frecvența de rezonanță a ștuțului.

În compresoarele multicilindrice cu debit mare, în care mai mulți cilindri refulează într-un vas tampon sau un vas filtru, rezonanțele ștuțului pot fi apropiate de benzile de trecere ale vaselor de expansiune.

Camere de expansiune

O cameră de expansiune (de detentă, de destindere) (fig. 14.31, c) poate fi eficientă în atenuarea pulsațiilor unui compresor, în special dacă poate fi amplasată

lângă flanșa de refulare. Deși are proprietăți asemănătoare unui filtru, aceasta nu este un filtru adevărat. Atenuarea maximă a pulsațiilor la refulare apare departe de frecvența de rezonanță.

Factorul de atenuare este aproximativ

$$\frac{p_{in}}{p_{out}} = \sqrt{1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2}, \quad (14.28)$$

unde coeficientul de dilatare este $m = \frac{D^2}{d^2}$ și d – diametrul conductei de intrare, D – diametrul vasului.

Frecvența de rezonanță este

$$f_r = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu_1 + \mu_2}{V}}, \quad (14.29)$$

unde

$$\mu_j = \frac{A_j}{L_j + 1/2 \sqrt{\pi A_j}}, \quad (14.30)$$

și a – viteza acustică, V – volumul camerei, L_j - lungimile ștuțurilor, A_j - ariile secțiunilor ștuțurilor.

Considerații economice limitează dimensiunile camerelor de expansiune și deci stabilesc limite practice pentru atenuarea acustică generală realizabilă.

Filtre acustice reactive

Un filtru acustic este astfel proiectat încât să reflecte cât mai mult posibil din energia incidentă și deci să transmită cât mai puțin posibil. Unul dintre filtrele trecejos cele mai simple este un tub cu o variație a diametrului (îngustare bruscă sau o lărgire prin adăugarea unei conducte mai largi). Acestea sunt utilizate în mod obișnuit la proiectarea tobelor de eșapament ale automobilelor, a amortizoarelor de zgomot ale armelor de foc și plenumurilor (camerelor de detentă) de absorbție a sunetelor utilizate în sistemele de ventilație. Un alt filtru este un vas cu o diafragmă și un tub central îngust (fig. 14.31, *d*).

Unul dintre tipurile de filtre acustice cele mai utilizate în instalațiile cu compresoare cu piston este compus din două volume legate printr-o țevă îngustă, care formează un filtru *volum – îngustare – volum* (*volume-choke-volume*). În fig. 14.32 se prezintă trei forme constructive diferite de filtru ”volum – îngustare – volum”. Dacă sunt proiectate corespunzător, componentele filtrului se comportă ca niște elemente acustice discrete, adică vasele se comportă ca rigidități acustice iar tubul îngust ca o masă acustică. Aceste caracteristici concentrate sunt valabile atât timp cât frecvențele excitatoare sunt mai mici decât frecvența de rezonanță în modul

“capăt deschis – capăt deschis” a tubului îngust și frecvențele de rezonanță în modul “capăt închis – capăt închis” ale vaselor.

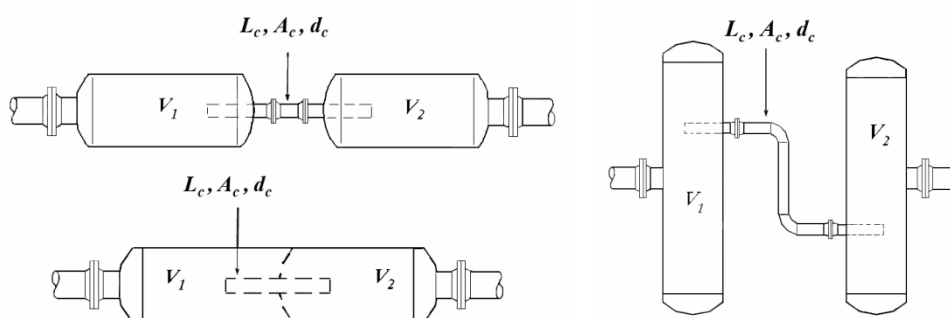


Fig. 14.32 [14.13]

Aceste filtre au caracteristici de răspuns la frecvențe joase ca cea din fig. 14.33. La frecvențe mai mari ca frecvența lor de rezonanță, cunoscută ca frecvența Helmholtz, nivelul pulsațiilor transmise scade brusc

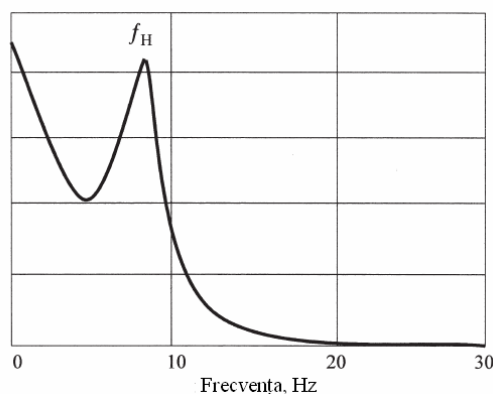


Fig. 14.33 [14.14]

Frecvența de rezonanță Helmholtz a unui filtru ideal, fără conducte atașate, este

$$f_H = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{A_c}{L'_c} \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)}, \quad (14.31)$$

unde $L'_c = L_c + 0,6d_c$, d_c - diametrul tubului îngust, L_c - lungimea tubului îngust, A_c - aria secțiunii tubului îngust, V_1 - volumul primului vas și V_2 - volumul vasului al doilea.

Dacă vasele au volume egale, frecvența Helmholtz este aproximativ [14.11]

$$f_H = \frac{a}{\sqrt{2} \pi} \sqrt{\frac{\mu_c}{V_1}}. \quad (14.32)$$

unde conductivitatea acustică μ_c este

$$\mu_c = \frac{A_c}{L_c + 1/2 \sqrt{\pi A_c}}. \quad (14.33)$$

La un filtru cu două cavități, în afara rezonanței Helmholtz mai pot exista alte rezonanțe interne ale unor elemente cum sunt părțile interne ale compresorului, ștuțurile etc. Acestea produc vârfuri (benzi de trecere) în porțiunea de înaltă frecvență a răspunsului în frecvență al filtrului (fig. 14.31, *d*). Numărul benzilor de trecere poate fi diminuat dacă lungimea efectivă a tubului îngust se alege egală cu lungimile vaselor.

În instalațiile de comprimare a gazelor cu greutate moleculară mică, filtrele reactive sunt nepractice datorită valorilor mari ale vitezei sunetului. Controlul pulsațiilor poate fi realizat prin utilizarea unor vase de expansiune mari și a unor elemente rezistive sau de micșorare a presiunii.

Dispozitive disipative

Elementul disipativ cel mai des utilizat este *placa cu orificiu*. Forțând curgerea prin orificii înguste, se pot obține scăderi considerabile de presiune.

Orificiile sunt dispozitivul cel mai ieftin de control al pulsațiilor și una din soluțiile cele mai ușor aplicabile pentru o rezolvare rapidă. Dacă o problemă de pulsații este depistată abia în instalație, este relativ mai ușor să se aduce un orificiu în sistem (deobicei la o îmbinare cu flanșe) decât să se adauge un acumulator sau un filtru acustic. Desigur, posibilitatea de a rezolva problema prin simpla amplasare a unui orificiu în locul cel mai accesibil este destul de mică. Dimensionarea și amplasarea acestora trebuie ghidată printr-o simulare precisă a întregului sistem.

Randamentul dispozitivelor disipative depinde de frecvență. Performanța acestora este mai bună la frecvențe înalte. Orificiile sunt cele mai eficiente când sunt amplasate la, sau lângă, un ventru de viteză în forma modală a modului care trebuie atenuat. Pentru a introduce amortizare puternică în sistem, diametrul orificiului trebuie să nu fie mai mare decât jumătate din diametrul conductei [14.15].

14.3.4 Vibrațiile conductelor

Pentru evitarea problemelor de vibrații în compresor și tubulatura acestuia, obiectivul cel mai important este evitarea *rezonanțelor*. În faza de proiectare, aceasta se realizează prin două metode: a) diminuarea amplitudinii forțelor excitatoare armonice, așa cum s-a descris în Secțiunea 14.3.3, și b) modificarea rezemării conductelor, pentru schimbarea frecvenței proprii sau modificarea traseului conductelor, pentru a schimba locul de aplicare a forței armonice.

14.3.4.1 Separarea frecvențelor proprii față de cele excitatoare

Experiența practică a confirmat că atunci când cauza principală a vibrațiilor puternice a fost rezonanța, o deplasare cu 10% a frecvenței proprii față de valoarea care a produs rezonanță duce la nivele acceptabile ale vibrațiilor (o reducere de 5 până la de 10 ori, în funcție de amortizare). Admițând o incertitudine de 10% în predicția frecvenței proprii, se recomandă o toleranță de separare la proiectare a frecvențelor proprii față de cele excitatoare de 20% .

În funcționarea compresoarelor cu dublă acțiune apar forțe mari la frecvența de rotație și dublul acesteia. La aceste frecvențe, rezonanța poate fi evitată dacă frecvențele proprii calculate sunt cu cel puțin 20% mai mari decât dublul frecvenței de rotație a compresorului.

Standardul API 618 recomandă două limite de separare la proiectare: a) frecvența proprie estimată minimă trebuie să fie de 2,4 ori mai mare decât frecvența de rotație maximă a compresorului, și b) frecvențele proprii calculate trebuie să fie separate cu cel puțin 20% față de frecvențele forțelor excitatoare importante.

14.3.4.2 Frecvențele proprii ale conductelor

Frecvențele proprii ale conductelor reale diferă de valorile teoretice obținute pentru bare deoarece configurațiile conductelor din instalațiile reale au condiții de rezemare la extremități care diferă de cele ideale. Cu toate acestea, teoria vibrațiilor transversale ale barelor constituie un punct de plecare util pentru a înțelege comportarea vibratorie a conductelor. Pentru a evalua răspunsul dinamic al unui sistem de conducte cu un minimum de analiză detaliată pe calculator, se pot utiliza formule simplificate ale frecvențelor proprii. În continuare, prin *deschidere* se înțelege o conductă sau porțiunea unei conducte între două secțiuni rezemate.

Deschideri rectilinii

Pentru o deschidere rectilinie cu secțiunea constantă, frecvența proprie poate fi calculată cu următoarea formulă






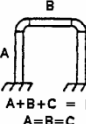
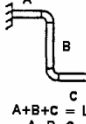
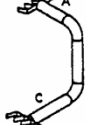
$$f = \frac{\lambda}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho A \ell^4}}, \quad (14.34)$$

în care: f este frecvența proprie a deschiderii, E – modulul de elasticitate longitudinal, ρ – densitatea, A – aria secțiunii transversale, I – momentul de inerție al secțiunii transversale, ℓ – lungimea deschiderii, λ – coeficientul de frecvență. Pentru oțel cu $E = 30 \cdot 10^6 \text{ lb/in}^2$ și $\rho = 0.283 \text{ lb/in}^3$, se obține [14.16]

$$f = 223 \lambda \frac{k}{L^2}, \quad (14.35)$$

unde $k = \sqrt{I/A}$ este raza de inerție, inch, iar L este lungimea deschiderii, ft (!).

De notat că această formulă nu include greutatea fluidului și a izolației. În fig. 14.34 se dau valorile coeficienților de frecvență, λ , pentru calculul primelor două frecvențe proprii ale conductelor cu porțiuni rectilinii ideale, în funcție de lungimea totală a deschiderii.

	Configurația conductei	Coeficientul de frecvență		Coef. de corecție a deplasării*		Coef. de corecție a vitezei*	
		Mod 1	Mod 2	Mod 1	Mod 2	Mod 1	Mod 2
	Încăstrată-liberă	3.52	22.4	366	2295	219	219
	Simple rezemată	9.87	39.5	1028	4112	219	219
	Încăstrată - - simplu rezemată	15.4	50.0	2128	6884	290	290
	Încăstrată-încăstrată	22.4	61.7	2935	8534	275	290
	Cot în L ⊥ pe planul cotelui	16.5	97.6	1889	13996	241	301
	Cot în L în planul cotelui	59.4	75.5	7798	9575	276	266
	Cot în U ⊥ pe planul cotelui	18.7	111.6	2794	14511	314	273
	Cot în U în planul cotelui	23.7	95.8	3751	8722	332	191
	Cot în Z ⊥ pe planul cotelui	23.4	34.2	3522	4133	317	254
	Cot în Z în planul cotelui	22.4	96.8	3524	8933	331	194
	Cot 3-D	20.6	27.8	3987	4752	407	359
	Formula	$f = \frac{\lambda}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho AI^4}}$		$\sigma = K_d y \frac{D}{L^2} SCF$		$\sigma = K_v V SCF$	

* Conductă din oțel ($E = 30 \times 10^6$ psi, $\rho = 0.283$ lb/in³)

Fig. 14.34 [14.17]

Deschideri cu coturi

Utilizând programul cu elemente finite ANSYS au fost calculate frecvențele proprii ale câtorva configurații de conducte cu coturi (în L, în U, în Z și tridimensionale) pe baza cărora s-au determinat coeficienții de frecvență pentru primele două moduri proprii de vibrație. În fig. 14.34 se dau valori pentru conducte cotite cu laturi de lungimi egale și lungimea totală L , calculate utilizând la coturi elemente finite de bare curbe. Coeficienții de frecvență pentru conducte cotite cu rapoarte diferite între lungimile laturilor sunt publicați în [14.17].

Efectul masei concentrate

Aplicând metoda Rayleigh, frecvența proprie fundamentală a unei bare cu o masă concentrată se poate calcula cu relația

$$f_w = \frac{f}{\sqrt{1 + \alpha \frac{P}{W}}}, \quad (14.36)$$

în care f_w este frecvența proprie cu masa concentrată, f – frecvența proprie fără masa concentrată, P – greutatea atașată, W – greutatea proprie a barei, α - coeficientul de corecție a greutateii.

În fig. 14.35 se dau coeficienții de corecție a greutateii care pot fi utilizați în calculul frecvențelor proprii ale deschiderilor conductelor ideale, cu mase atașate în secțiunea de săgeată maximă. Dacă pe o porțiune de conductă se atașează două mase, atunci efectul celei de-a doua mase poate fi calculat utilizând formula lui Dunkerley.

Pentru o singură greutate P_1 frecvența proprie este

$$f_1 = \frac{f}{\sqrt{1 + \alpha \frac{P_1}{W}}}. \quad (14.37)$$

Pentru o singură greutate P_2 frecvența proprie este

$$f_2 = \frac{f}{\sqrt{1 + \alpha \frac{P_2}{W}}}. \quad (14.38)$$

Pentru deschiderea cu ambele greutateți, frecvența proprie este

$$f_{1+2}^2 = \frac{1}{\frac{1}{f_1^2} + \frac{1}{f_2^2} - \frac{1}{f^2}}. \quad (14.39)$$

În lucrarea [14.17] se propun factori de corecție pentru condiții la capete neideale.





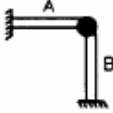
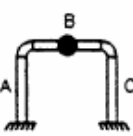
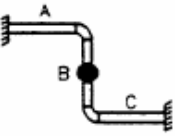
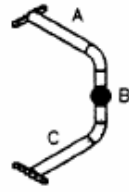
$f_w = \frac{f}{\sqrt{1 + \alpha \frac{P}{W}}}$	Configurația conductei	Secțiunea de amplasare a greutății	Coefficientul de corecție a greutății α
	În consolă	L 3L/4	3,9 1,7
	Simplu rezemată	L/2 L/4	2,0 1,1
	Încastrată - liberă	L/2 3L/4	2,3 1,6
	Încastrată la capete	L/2 L/4	2,7 0,9
 A+B = L A=B	Cot în L	A/2 A B/2	Primul mod ⊥ pe plan B/A 0,5 B/A 1,0 1,24 0,63 2,69 3,25 0,39 0,63
 A+B+C = L A=B=C	Cot în U	A/2 A B/2	Primul mod B/A = 1,0 ⊥ pe plan În plan 0,26 0,33 2,24 1,79 2,31 2,00
 A+B+C = L A=B=C	Cot în Z	A/2 A B/2	Primul mod B/A = 1,0 ⊥ pe plan În plan 0,40 0,29 2,76 1,77 2,21 2,09
 A+B+C = L A=B=C	Cot 3-D	A/2 A B/2	Primul mod B/A = 1,0 Modul 1 Modul 2 0,31 0,58 2,35 1,58 2,06 2,77

Fig. 14.35 [14.18]

Cu ajutorul metodei descrise, se pot alege distanțele între punctele de rezemare care să asigure ca deschiderile să aibă rezonanțe peste anumite frecvențe prescrise. În Tabelul 14.2 [14.13] se dau distanțele maxime între reazeme recomandate pentru a obține frecvențe proprii minime între 10 și 50 Hz.

La conductele cu configurații complicate este necesară o analiză cu elemente finite. Aceasta ține cont de elasticitatea flanșelor, deformabilitatea structurilor pe care se montează reazemele, elasticitatea ramificațiilor, interacțiunea dinamică conductă-sol, flexibilitatea carcasei compresorului etc.

Tabelul 14.2

Distanța între suporturile deschiderii

Deschiderea maximă (ft)								
Frecvența proprie	Dimensiunea nominală a conductei/Diametrul exterior (in)							
	4 4,500	6 6,625	8 8,625	10 10,75	12 12,75	14 14,00	16 16,00	18 18,00
10 Hz	18,3	22,2	25,3	28,3	30,8	32,3	34,5	36,6
20 Hz	12,9	15,7	17,9	20,0	21,8	22,8	24,4	25,9
30 Hz	10,6	12,8	14,6	16,3	17,8	18,6	19,9	21,1
40 Hz	9,2	11,1	12,7	14,1	15,4	16,1	17,3	18,3
50 Hz	8,2	9,9	11,3	12,7	13,8	14,4	15,4	16,4

14.3.4.3 Amplitudinile admisibile ale vibrațiilor conductelor

În cazurile în care se observă niveluri mari ale vibrațiilor, inginerul trebuie să dispună de criterii simple de apreciere a severității acestora. Pentru a elimina necesitatea unei analize exhaustive a fiecărei deschideri a sistemului de conducte, au fost dezvoltate criterii de screening.

Recomandările API 618 referitoare la vibrațiile conductelor

În fig. 14.36 se prezintă nivelul admisibil al vibrațiilor conductelor conform recomandărilor din API Standard 618.

Figura se bazează pe: a) o amplitudine admisibilă constantă a deplasării de 0,5 mm vârf-vârf, la frecvențe sub 10 Hz, și b) o amplitudine admisibilă constantă a vitezei de aproximativ 32 mm/s vârf-vârf, la frecvențe între 10 și 200 Hz. De fapt, o singură recomandare privind vibrațiile nu poate lua în considerare variațiile mari în geometria și rezemarea tubulaturii compresoarelor. Limita adoptată pentru nivelul vibrațiilor a fost aleasă între nivelurile de vibrații tipic acceptabile la sistemele de conducte ale compresoarelor mari, cu turație mică, și cele ale compresoarelor mai mici, cu turație mare.

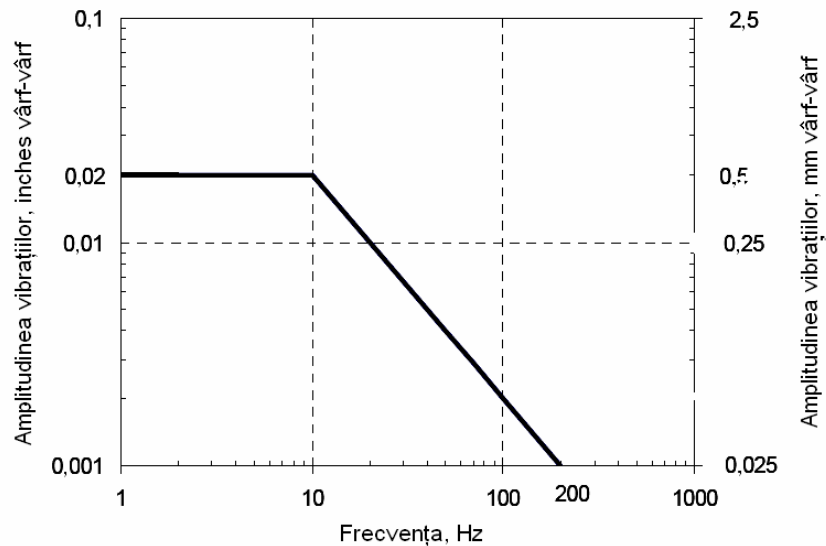


Fig. 14.36 [14.8]

Amplitudinea deplasării vibrațiilor în funcție de tensiuni

Severitatea vibrațiilor laterale ale deschiderilor conductelor poate fi estimată comparând tensiunile dinamice maxime produse de vibrații la rezonanță cu o tensiune admisibilă limită de oboseală.

Curbele de oboseală oligociclică pentru oțel carbon, date în ASME USAS B31.7-1969 (fig. 14.37), pot fi utilizate pentru a obține o tensiune limită de oboseală acceptabilă [14.20].

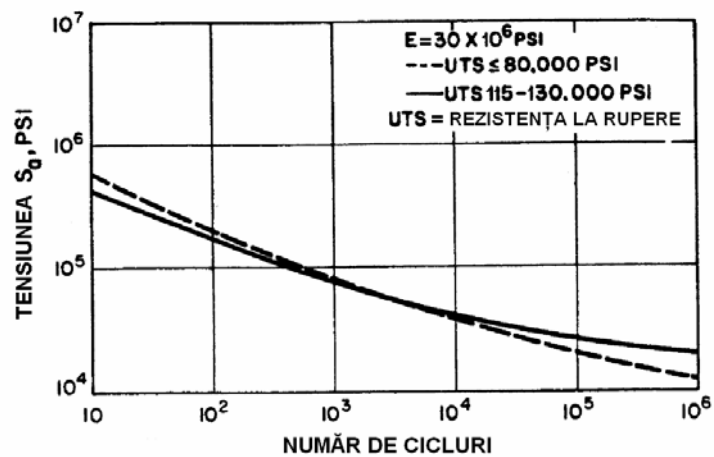


Fig. 14.37 [14.19]

Curba variației tensiunilor în funcție de numărul de cicluri până la rupere este utilizată în ANSI/ASME Code OM3-1987 [14.21] pentru stabilirea criteriilor de evaluare a tensiunilor produse de vibrații în conductele centralelor nucleare, la încercările dinaintea dării în exploatare și la pornire. Codul definește tensiunile de oboseală admisibile egale cu 0,8 din amplitudinea zero-vârf a tensiunilor alternant-simetrice admisibile la 10^6 cicluri, care este 13.000 psi (89,5 MPa).

Tensiunile dinamice produse de vibrații într-o deschidere de conductă care vibrează la rezonanță pot fi exprimate în funcție de amplitudinea maximă a deplasării vibrațiilor deschiderii [14.18]. Relația de legătură se exprimă sub forma

$$\sigma = K_d y \frac{D}{L^2} (SCF), \quad (14.40)$$

în care σ – tensiunea dinamică, psi, K_d – coeficientul de corecție a deplasării în funcție de tensiune, y – amplitudinea maximă a vibrațiilor măsurată între noduri, mils, D – diametrul exterior al conductei, inches, L – lungimea deschiderii, ft, SCF – factorul de concentrare a tensiunilor (1 psi = 6,895 kPa, 1 ft = 0,3048 m, 1 in = 25,4 mm).

Coeficientul de corecție a deplasării în funcție de tensiune K_d depinde de condițiile de rezemare și de forma modului de vibrație la rezonanță. În fig. 14.34 se dau coeficienții de corecție a deplasării în funcție de tensiune pentru primele două moduri de vibrație ale barelor ideale Bernoulli-Euler și pentru conducte cu coturi, cu laturi (segmente) de lungimi egale. În lucrarea [14.17] se dau acești coeficienți pentru diferite valori ale raportului între lungimile segmentelor.

Amplitudinea admisibilă a vibrațiilor poate fi calculată pe baza limitei de oboseală utilizând relația [14.18]

$$y_a = \frac{\sigma_a}{(SCF)(SF)} \left(\frac{L^2}{K_d D} \right), \quad (14.41)$$

în care σ_a – tensiunea admisibilă, psi, K_d – coeficientul de corecție a deplasării în funcție de tensiune, SCF – factorul de concentrare a tensiunilor și SF – coeficientul de siguranță.

Dacă se utilizează limita de oboseală admisibilă de 13.000 psi zero-vârf prescrisă de API 618, împreună cu un factor de concentrare a tensiunilor de 4,33, un coeficient de siguranță egal cu 2 și un coeficient de corecție a deplasării în funcție de tensiune egal cu 3000 (valabil pentru o deschidere încastrată la capete), se poate calcula deplasarea vârf-vârf a vibrației, în mils. Relația (14.41) devine

$$y_a = \frac{L^2}{D} \cdot \text{“regulă practică”} \quad (14.42)$$

Aceasta poate fi utilizată acoperitor ca un criteriu de screening pentru deschideri rectilinii sau cu coturi. De observat că diametrul țevii se măsoară în inches, iar lungimea deschiderii se măsoară în feet. Pentru bare în consolă acest

criteriu este mult acoperitor. Dacă nivelul vibrațiilor măsurate depășește criteriul de screening, tensiunile vibratorii induse nu sunt neapărat prea mari, fiind necesare calcule mai detaliate utilizând un program de calculator.

Amplitudinea vitezei vibrațiilor în funcție de tensiuni

Pentru o deschidere care vibrează la rezonanță, tensiunea maximă poate fi exprimată în funcție de viteza măsurată a vibrației [14.16]. Pentru a stabili formula tensiunilor dinamice în funcție de viteza vibrațiilor, raza de inerție trebuie exprimată în funcție de diametrul exterior al țevii. O comparație a expresiilor razelor de inerție ale țevelor în funcție de diametru arată că, pentru o gamă largă de dimensiuni ale țevelor, acestea sunt aproximativ $0,34D_0$, unde D_0 este diametrul exterior al conductei. Cu această aproximație, tensiunile într-o bară ideală pot fi exprimate printr-o constantă, numită *coeficient de corecție a vitezei în funcție de tensiune*, înmulțită cu viteza maximă măsurată în deschiderea conductei și cu factorul de concentrare a tensiunilor

$$\sigma = K_v \cdot v \cdot SCF, \quad (14.43)$$

unde σ este tensiunea dinamică, psi, iar v este viteza maximă a vibrației transversale în deschiderea conductei, in/sec. În fig. 14.34 se dau valori ale coeficientului de corecție a vitezei în funcție de tensiune pentru deschideri rectilinii ideale și conducte cotite, cu segmente egale. Pentru conducte cotite cu rapoarte diferite între segmente, se dau valori în lucrarea [14.17].

Viteza reală se poate exprima în funcție de limita de oboseală ca în relația (14.44) care include un coeficient de siguranță (de obicei egal cu 2) pentru a ține cont de necunoscutele din sistem

$$v = \frac{\sigma_a}{K_v \cdot SF \cdot SCF}. \quad (14.44)$$

Admițând o limită de oboseală admisibilă de 13.000 psi zero-vârf, un coeficient maxim de corecție a vitezei în funcție de tensiune 318, un factor de concentrare a tensiunilor 5 și un coeficient de siguranță egal cu 2, viteza vârf-vârf admisibilă este [14.17]

$$v_a = \frac{13000}{318 \cdot 2 \cdot 5} = 4 \text{ in/sec}. \quad (14.45)$$

Pentru deschideri cu mase concentrate, viteza admisibilă este [14.22]]

$$v_a = 2 \text{ in/sec} \cong 50 \text{ mm/s}. \quad (14.46)$$

Limite ale alungirilor specifice dinamice

La conducte uzuale din oțel, cu rezistența la rupere mai mică decât 80.000 psi, limita de oboseală conform standardului ASME B31.7 este 26.000 psi vârf-vârf. Deoarece tensiunea este egală cu alungirea specifică înmulțită cu modulul de

elasticitate, alungirea specifică admisibilă este $866 \cdot 10^{-6}$ in/in. Utilizând un factor de concentrare a tensiunilor de 4,33 și un coeficient de siguranță egal cu 2, alungirea specifică admisibilă măsurată cu un traductor amplasat în apropiere de zona cu concentrare maximă de tensiuni va fi $100 \cdot 10^{-6}$ in/in sau 100 microstrain.

Valori indicative pentru aprecierea nivelului alungirilor specifice sunt următoarele [14.19]:

Alung.spec.:	$\varepsilon < 100\mu\varepsilon$	v-v	acceptabilă.	
Alung.spec.:	$100\mu\varepsilon < \varepsilon < 200\mu\varepsilon$	v-v	la limită.	(14.47)
Alung.spec.:	$200\mu\varepsilon < \varepsilon$	v-v	posibilă ruperea.	

14.3.4.4 Măsurile pentru diminuarea vibrațiilor conductelor

Deoarece frecvența proprie a unei deschideri este invers proporțională cu pătratul lungimii acesteia, modul cel mai eficient de rezolvare a unei probleme de rezonanță mecanică este adăugarea de suporturi, ca stâlpi, reazeme sau brățări, pentru a scurta deschiderea care vibrează. De multe ori, se poate face o consolidare temporară cu cricuri hidraulice, grinzi din lemn și pene pentru a vedea dacă plasarea unui suport într-o anumită secțiune duce la diminuarea vibrațiilor.

La alegerea modificărilor conductelor pentru a dezacorda rezonanțele mecanice pot fi utilizate următoarele reguli [14.12]:

1. Suporturile conductelor și dispozitivele de fixare trebuie montate pe o singură parte a fiecărui cot, lângă masele concentrate și în dreptul discontinuităților conductelor.

2. Rigiditatea reazemului sau a colierului trebuie să fie adecvată pentru a reduce forțele excitatoare din conducte până la amplitudinile dorite; aceasta trebuie să fie mai mare decât dublul rigidității deschiderii de bază, pentru a realiza efectiv un nod în dreptul reazemului.

3. Conductele de ventilație, de drenaj, de ocolire (bypass) și țevile aparatelor de măsură trebuie fixate pe conductele principale pentru a elimina vibrațiile țevilor înguste față de conducta principală.

4. Manșoanele de fixare, reazemele și guseurile nu trebuie sudate direct pe vasele de presiune sau pe conducte decât dacă sunt supuse în prealabil unui tratament termic corespunzător. Este preferabil să se monteze un colier de tip șa în jurul conductei și să se sudeze brățările de acesta.

5. Pentru a rezista la vibrații, colierele conductelor trebuie să fie în contact cu țeava pe un arc de 180° din circumferință. Pentru a îmbunătăți contactul între colier și conductă se pot utiliza manșoane din cauciuc sau din material de garnituri.

6. Frecvența proprie a deschiderii conductei nu trebuie să coincidă cu frecvențele excitatoare.

14.3.4.5 Metodă de proiectare bazată pe controlul reactiv al pulsațiilor

Utilizarea filtrelor reactive împreună cu controlul frecvențelor proprii mecanice asigură o marjă de siguranță între frecvențele importante produse de pulsații și frecvențele proprii mecanice. Metodologia de proiectare a filtrelor reactive constă din următoarele etape:

1. Determinarea diametrului și lungimii aproximative a tubului îngust (*choke*) pe baza valorii admisibile a căderii de presiune.

2. Dimensionarea filtrului “cavitate – tub îngust – cavitate” pentru a filtra toate armonicile frecvenței de rotație a arborelui compresorului. În general, frecvența filtrului este fixată la 50-80% din frecvența de rotație, pentru gaze cu greutate moleculară mare, și între $1 \times$ și $2 \times$ frecvența de rotație, pentru gaze mai ușoare.

3. Simularea pulsațiilor pentru determinarea nivelului acestora și acceptarea (soluției constructive) dimensiunilor filtrului. Determinarea frecvenței maxime (f_p) a pulsațiilor și a forțelor din conducte (fig. 14.31, *d*).

4. Determinarea frecvenței proprii mecanice admisibile maxime (f_m) pe baza valorii (f_p). Realizarea condiției $f_m \geq 1,5 \times f_p$.

5. Amplasarea limitatorilor de vibrații lângă toate masele concentrate (de ex. ventile).

6. Utilizarea tabelelor cu recomandări privind distanțele între reazemele deschiderilor conductelor (Tabelul 14.2), pentru localizarea secțiunilor de amplasare a reazemelor suplimentare, pe baza valorii f_m .

7. Determinarea rigidității minime (k) a fiecărui suport: $k \geq 2 \times$ rigiditatea laterală a deschiderii = $\frac{2 \cdot 48EI}{\ell^3}$ (ℓ = distanța între reazeme).

Utilizarea acestei metode de filtrare acustică împreună cu controlul frecvențelor proprii mecanice fundamentale ale conductelor conferă un grad înalt de încredere că rezonanța va fi evitată.

Bibliografie

14.1 Den Hartog, J. P., *Mechanical Vibrations*, 4th ed., Dover, New York, 1985.

- 14.2 Thompson, W. T., *Vibration. Theory and Applications*, George Allen & Unwin, London, 1966.
- 14.3 Magrath, H. A., Rogers, O. R., and Grimes, C. K., *Shock and vibration in aircraft and missiles*, Ch. 47 in *Shock and Vibration Handbook*, C. M. Harris and Ch. E. Crede, eds., McGraw-Hill, New York, 1961.
- 14.4 Crandall, S. H., *Rotating and reciprocating machines*, Ch. 58 in *Handbook of Engineering Mechanics*, W. Flügge, ed., McGraw-Hill, New York, 1962.
- 14.5 Richart, F. E. Jr., Hall, J. R. Jr. and Woods, R. D., *Vibrations of Soils and Foundations*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1970.
- 14.6 Maas, H. and Klier, H., *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*, Die Verbrennungskraftmaschine, Neue Folge, Band 2, Springer, Wien, 1981.
- 14.7 Radeș, M., *Diagnosis of an auxiliary diesel engine vibration problem with signature analysis*, *Machine Vibration*, vol.1, 1992, p.58-63.
- 14.8 *** *Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*, ANSI/API Standard 618, 5th ed., 2007.
- 14.9 Bloch, H. P., *Compressors and Modern Process Applications*, Wiley, New York, 2006.
- 14.10 Lifson A. and Dube, J. C., *Specifying reciprocating machinery pulsation and vibration requirements per API-618*, American Gas Association Distribution/Transmission Conference, Las Vegas, Nevada, May 4-6, 1987.
- 14.11 Wachel, J. C. et al, *Vibrations in Reciprocating Machinery and Piping Systems*, Engineering Dynamics Incorporated, Technical Report EDI 85-305, 2nd ed., 2nd Printing, 1988.
- 14.12 Wachel, J. C. and Tison, J. D., *Vibrations in reciprocating machinery and piping systems*, Proc. 23rd Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, College Station, Texas, 1994, p.243-272.
- 14.13 Atkins, K. E., Pyle, A. S. and Tison, J. D., *Understanding the pulsation and vibration control concepts in the new API 618 Fifth Edition*, 2004 Gas Machinery Conference, Albuquerque, New Mexico, Oct. 4-7, 2004
- 14.14 Corbo, M. A. and Stearns, Ch. F., *Practical design against pump pulsations*, Proc. 22nd International Pump Users Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, Feb.28-March 3, 2005, p.137-177.
- 14.15 Price, S. M., and Smith, D. R., *Sources and remedies of high-frequency piping vibration and noise*, Proc. 28th Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, College Station, Texas, 1999, p.189-212.
- 14.16 Wachel, J. C., *Piping vibration and stress*, Proc. Machinery Vibration Monitoring and Analysis Seminar, Vibration Institute, April 1981.

- 14.17 Wachel, J. C., Morton, S. J. and Atkins, K. E., *Piping vibration analysis*, Proc. 19th Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, College Station, Texas, 1990, p.119-134.
- 14.18 Wachel, J. C., *Displacement method for determining acceptable piping vibration amplitudes*, International Pressure Vessels and Piping Codes and Standards, PVP-vol.313-2, ASME 1995, p.197-208.
- 14.19 Wachel, J. C., *Field investigations of piping systems for vibration-induced stresses and failures*, Pressure Vessels and Piping Conference, Orlando, Florida, June 27 – July 2, 1982, ASME Bound Volume No.H00219, 1982.
- 14.20 *** *Nuclear Power Piping*, USAS B31.7-1969 ASME Code, New York, 1969.
- 14.21 *** *Preoperational and Initial Startup Vibration Testing of Nuclear Power Plant Piping Systems*, ANSI/ASME Operations & Maintenance Standards/Guides Part 3, ASME, New York, 1990.
- 14.22 Wachel, J. C. and Smith, D. R., *Vibration troubleshooting of existing piping systems*, Engineering Dynamics Incorporated Report 91903, July 1991.
- 14.23 *** *Nivele admisibile de vibrații pentru conducte din instalații chimice și rafinării*, Ministerul Industriei Chimice, NTR 11230-85, ICITPR Ploiești, iulie 1985.

Index

- Accelerometre 94, 97
Alinierea arborilor 155
Analiza anvelopei 28, 62
– cepstrum 35, 69
– cu filtre trece-bandă 24
– în timp și frecvență 72
– particulelor din ulei 67
– pulsațiilor 261
Angrenaje 39, 185
API 618 279
Arbori fisurați 138
- B**
Brăzdarea 55
Brinelarea 16
- Captori de vibrații 85
– de viteze 91, 97
Cinematica mecanism bielă-manivelă 241
– rulmenților 3
Clădiri industriale 187
Compresoare axiale 145
– centrifuge 142, 193
– cu piston 152, 256
Contactul cu frecare 130
Controlul pulsațiilor 270
Corodarea 14
Creeping 16
Crest factor 17, 62
- D**
Decolorarea 16, 56
Defectele roților dințate 55
– unui motor diesel 251
Deformația axială a cilindrului 259
Demodularea 63
Densitatea de probabilitate 18
Denting 15
Descentrarea cuplajelor 123
Deteriorarea coliviei 15
– mașinii 115
– rulmenților 13
Dezalinierea 123
Dezaxarea lagărelor 123
Dezechilibrul 121
– cvasistatic 206
– de cuplu 205
– dinamic 207
– masic 204
– motorului monocilindric 243
– rezidual 225
– static 205
Diagnosticare 120
Diagrama Blake 192
– Rathbone 164
Dispersia 21
Distribuția gaussiană 19
- E**
Echilibrarea dinamică 207
– în două planuri 217
– în mai multe planuri 229
– în $N+2$ planuri 229
– într-un plan 208
– modală 232
– rotoarelor 203
– statică 207
Energia vârfulor 25
Erorile roților dințate 54
Excitația produsă de combustie 237
– forțele de inerție 239
Exfolierea 14, 57
- F**
Factorul de vârf 17, 62
– kurtosis 17, 22, 61
– skewness 21
Filtre acustice 272
Flaking 14
Forme de precesie 106
Frecvența de trecere a bilelor 6
– unui defect 6
Frecvențe fantomă 48
– proprii ale conductelor 275
Fretting 16
Frosting 56
- G**
Galling 55
Glazing 15
Glazurarea 56

- Gradul de acoperire 43
 – de calitate a echilibrării 225
 – de severitate 195
 Grooving 16
 Indentarea 14
 Indicatori de stare 59, 61
 Indicatorul FM0 63
 – FM4 64
 – M6A, M8A 66
 – N4A, N4A*, NB4 65, 67
 Intensitatea vibrației 166, 188
 ISO 1940 225
 ISO 7919 176
 ISO 10816 168
 Jocurile mecanice 135
 Kurtosis 22, 61
 Lagăre cu rulmenți 1
 – radiale 1
 Limitele vibrațiilor 163
 Linia de angrenare 46
 Masele reduse ale bielei 242
 Măsurarea vibrațiilor 75
 Mașini axiale 145
 – centrifuge 141
 – cu mișcare alternativă 237
 – electrice 151
 – hidraulice 172, 181, 198
 Mentenanță 117
 Metoda coeficienților de influență 209, 217
 – impulsurilor de șoc 30
 Modulația în amplitudine 49
 – în frecvență 51
 Momente statistice 21
 Monitorizarea mașinilor 115
 Motoare monocilindrice 237
 – policilindrice în linie 246
 Motor diesel 251
 NA4 65
 NB4 67
 Oboseala de contact 56
 Oil whip 128
 – whirl 128
 Operatorul energetic 62
 Orbite de precesie 101
 Pompe centrifuge 141
 Pitting 56
 Precesia de semifrecvență 128
 – rezonantă 128
 Raportul energiilor 66
 Rezonanța acustică 265
 Rezonatorul Helmholtz 271
 Rotoare elastice 229
 – rigide 226
 Rubbing 130
 Rulmenți cu role conice 7
 Rulment radial 1
 – radial-axial 2
 Scoring 55
 Scuffing 55
 Semnătura mecanică a rulmenților 10
 Severitatea vibrațiilor 81, 164, 192
 Sisteme de conducte 256
 Skidding 2
 Slăbirea strângerii 135, 137
 Smearing 14
 Spalling 14, 57
 Spectre de frecvență bilaterale 104
 – în cascadă 109
 – unilaterale 104
 Spike energy 25
 Spinning 16
 Standarde API 186
 Supraîncăzirea 56
 Toleranțe de aliniere 126
 – de echilibrare 225
 Traductoare de vibrații 85
 – fără contact 88, 97
 Transmisii cu roți dințate 39
 Turbine cu abur 146, 169, 177
 – cu gaze 150, 172, 180, 197
 Unghiul de contact 3
 Uzarea 14
 – adezivă 55
 Uzura de aderență 55
 Valoarea eficace 17, 61, 84
 – medie 17, 21
 – – pătratică 21
 Vas colector 256

VDI 2056	166
VDI 2059	196, 197, 198
Ventilatoare centrifuge	144
Vibrațiile angrenajelor	45
– conductelor	274
Vibrodiagnoza mașinilor	115
Vibrograme	101