

## DETERMINAREA CONSTANTELOR ELASTICE ALE LAGĂRELOR SISTEMULUI ROTOR-KIT BENTLY NEVADA

Nume Prenume : IONESCU ANDREI<sup>1</sup>

Conducător științific: Prof.dr.ing. IOAN PĂRĂUȘANU

**REZUMAT:** Măsurarea vibrațiilor și zgomotelor produse de o mașină și analiza caracteristicilor acestor vibrații, pentru a determina cauzele care le produc, este o practică des întâlnită. Există o tendință de creștere a raportului dintre puterea mașinii și masa rotorului., prin creșterea turațiilor și creșterea lungimii arborilor, deci a elasticității ansamblului. În ziua de azi, fiabilitatea sistemelor este o problema importantă. Complexitatea structurilor face ca acestea să devină mai expuse defectării. Se impun metodologii adecvate de studiu ale vibrațiilor. În cazul mașinilor cu rotor (turbine cu abur, turbine cu gaze, compresoare, pompe, ventilatoare) , diagnoza constă în măsurarea vibrațiilor și zgomotului, apoi determinarea zonelor cu defecte și cauzele producerii acestor defecte. Acest articol prezintă modul de măsurare a vibrațiilor unui rotor și identificarea rigidității lagărelor acestuia, utilizând și modelarea cu elemente finite.

**CUVINTE CHEIE:** vibrații, rotor, diagramă Campbell, rigiditatea lagărelor

### 1 INTRODUCERE

Vibrațiile sunt semnale care arată prezența defecțiunilor mecanice ale mașinii cu rotor. Vibrodiagnoza implică măsurarea vibrațiilor produse de o mașină cu rotor și analiza caracteristicilor acestora pentru a determina cauzele producerii lor.

Pentru această lucrare s-a folosit un rotor simplu rezemat pe două lagăre cu alunecare, și pe care era atașat un disc. Arborele este antrenat de un motor electric.

Obiectivele lucrării sunt determinarea rigidității lagărelor și aflarea primei turații critice. În prima parte s-a determinat experimental turația critică și rigiditatea lagărelor prin măsurarea vibrațiilor. Apoi s-a apelat la programul *Din\_Rotor*, pentru analiza cu elemente finite și compararea rezultatelor. Rigiditatea lagărelor s-a determinat cu metoda elementelor finite, apoi s-au introdus datele obținute în program, pentru a verifica turația critică. Dacă aceasta corespunde cu cea determinată experimental, atunci rigiditățile sunt corect alese.

### 2 ANALIZA DINAMICĂ A SISTEMULUI

În prima parte a lucrării s-a determinat turația critică a arborelui, iar apoi, prin metoda elementelor finite, s-au aflat rigiditățile lagărelor.

#### 2.1 Noțiuni generale despre mașinile cu rotor

După cum se deduce din denumire, mașinile cu rotor au un element comun: rotorul. Rotorul este un subansamblu, format dintr-un arbore care descrie o mișcare de rotație în jurul propriei axe. Pe rotor se găsesc unul sau mai multe discuri.

Mișcarea de rotație determină unele caracteristici specifice doar mașinilor cu rotor.

Vibrațiile generate sunt de încovoiere și de torsiune. Cele de încovoiere sunt date de masele neechilibrate din sistem sau de forțe exterioare. Vibrațiile torsionale apar la arborii cotiți, la motoarele cu ardere internă, din cauza exploziilor repetate din cilindri. Vibrațiile depind de tipul lagărului, de geometria rotorului și de forțele exterioare.

Cum la sistemele clasice interesează forma modului propriu de vibrație, la sistemele cu rotor mișcarea de vibrație este definită de modul de precesie.

Mișcarea de precesie este uneori o mișcare sincronă și în fază. Apare atunci când modul propriu de vibrație al rotorului devine egal cu pulsația proprie a sistemului aflat în repaus. Această situație duce la apariția fenomenului de rezonanță. Turația rotorului la care apare acest fenomen se numește turație critică.

Mișcarea de vibrație a rotorului este definită de modul de precesie. Aceasta este alcătuită din două componente: componenta verticală și cea orizontală.

Frecvența negativă este frecvența cu care centrul geometric al secțiunii transversale a unui arbore se rotește în jurul axei lagărelor, sensul mișcării fiind în sens invers rotației arborelui în jurul axei proprii. Această mișcare este mișcarea de

<sup>1</sup> Masterat: Siguranța și Integritatea Structurilor, Facultatea IMST;

E-mail: ionisandrys@yahoo.com;

precesie inversă. Dacă rotațiile au același sens, mișcarea este în precesie directă.

Mașinile cu rotor au propriile forțe perturbatoare, date de masele neechilibrate aflate în mișcare de rotație. De obicei apar doar primele două moduri de precesie.

Este important să se țină cont de defazajul dintre excitație și răspuns. Defazajul este mărimea care face legătura dintre mișcarea de rotație și cea de precesie.

Lagărele folosite sunt cele cu rulmenți, cu alunecare și cu gaz. Cele mai folosite sunt cele cu alunecare, cum este și cazul din lucrarea prezentată. Acestea oferă capacitate de încărcare mare, amortizări mari, durabilitate mare. Amortizarea modifică amplitudinea și pulsațiile proprii.

### 2.2 Echipamentele folosite în analiza experimentală



Fig.1. Aparatură utilizată

Pentru partea experimentală s-a folosit un sistem de achiziție de date format dintr-un laptop pe care este instalat softul PULS. Acesta, prin intermediul unui traductor montat pe lagăr, măsoară amplitudinea vibrației.

Un alt traductor a fost folosit pentru crearea elipsei de precesie pentru osciloscop. Turația arborelui a fost măsurată cu o celulă fotoelectrică.

Traductor pentru măsurarea amplitudinii vibrației pe lagăr      Celula fotoelectrică pentru măsurarea turației arborelui      Traductor pentru reali elipsei arborelui defor reprezentată pe ecranul osciloscopului

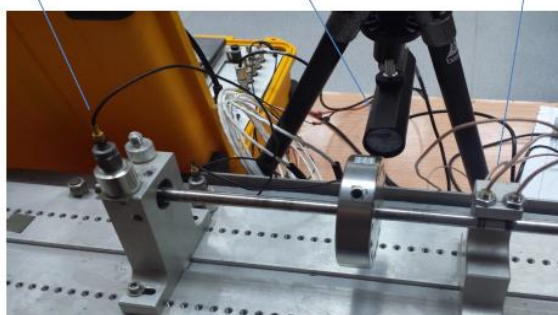


Fig. 2. Modul de amplasare al traductoarelor

### 2.3. Determinarea turației critice

În vederea determinării turației critice, se acționează rotorul prin intermediul motorului electric. Acesta ajunge la o turație maximă de 10.000 rot/min. Softul creează graficul amplitudinii vibrației pe lagăr în funcție de turație, ca în figura 3. Figura 3 arată valoarea turației critice (3424 rpm). Aceasta s-a determinat prin detectarea de către traductor a amplitudinii maxime a vibrației pe lagăr. Se observă în figură faptul că înainte de această turație mai apar alte două vârfuri. Acestea sunt rezonanțe ale sistemului, în sensul că softul a detectat vibrația altor elemente prezente pe ansamblu sau în jurul său, obiecte aflate nefixate, care intră în rezonanță. Este important să se facă diferențierea dintre aceste rezonanțe și rezonanța arborelui, cea care ne interesează.

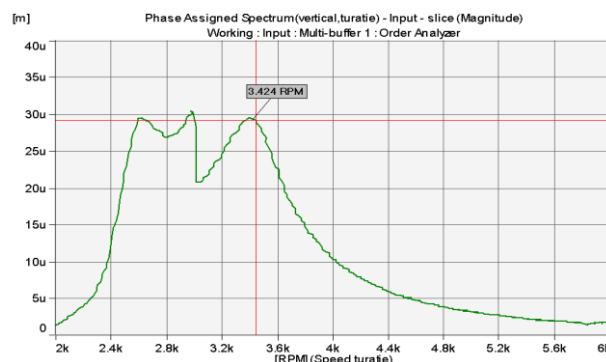


Fig.3. Amplitudinea vibrației în funcție de turație

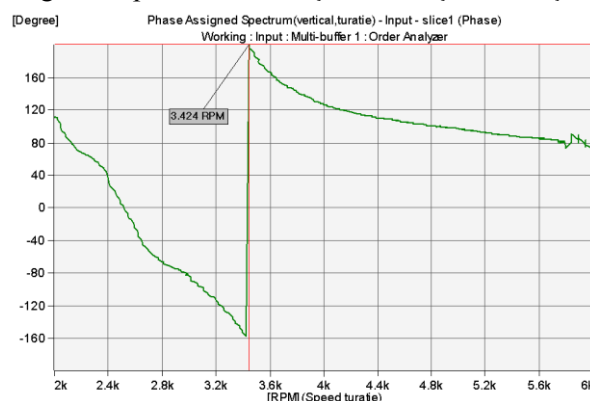


Fig.4. Schimbarea de fază la turația critică

Figura 4 arată schimbarea de fază petrecută la atingerea turației critice. Asta înseamnă că celelalte două vârfuri de amplitudine care preced turația critică sunt rezonanțe ale altor obiecte din jur, nu ale rotorului.

### 2.4. Armonicile și defecțiuni în sistem

Softul PULS prezintă facilitatea de a reprezenta sub formă de grafic în cascadă armonicile sistemului și subarmonicile pentru a detecta eventualele defecțiuni ale structurii. Se vede

că nu există decât dezechilibru, cu un maxim la frecvența de 57,5Hz, celelalte armonice nu apar. La 100Hz avem o rezonanță locală, reprezentată de mici vârfuri, care nu depinde de turație, și care e cauzată de un obiect sau un ansamblu din jurul rotorului. Graficul ajută la deosebirea dintre vibrațiile rotorului, care sunt în funcție de turație, și vibrațiile obiectelor din jur. Graficul este prezentat în figura 5.

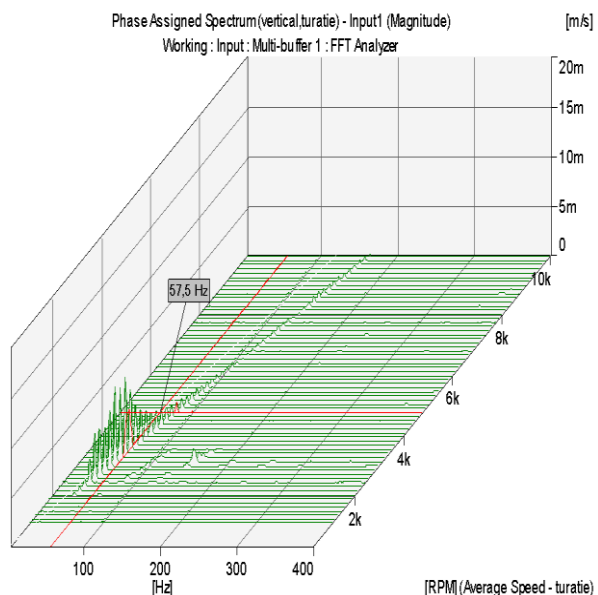


Fig.5. Armonice și subarmonice ale sistemului

### 3. MODELAREA CU ELEMENTE FINITE

Modelarea presupune împărțirea arborelui în elemente finite, introducerea datelor în programul *Din\_Rotor* și determinarea turației critice. Se determină rigiditățile lagărelor.

#### 3.1. Date de intrare și arborele

Arborele s-a alcătuit din 11 elemente. Un arbore cu mai multe elemente devine prea elastic, iar datele nu mai corespund realității.

Dimensiunile arborelui s-au măsurat în laborator. Arborele este fabricat din oțel. Inițial s-au considerat rigiditățile lagărelor de  $10^8$  N/m.

Figura 6 arată datele de intrare precum și modelul analizat. Momentele de inerție masice s-au calculat pe baza dimensiunilor discului și a masei acestuia:

$$J_p = m \cdot r^2 / 2 \text{ [kgm}^2\text{]} \quad [1] \quad (1)$$

$$J_t = \frac{m}{12} (3r^2 + h^2) \text{ [kgm}^2\text{]} \quad [1] \quad (2)$$

$J_p$  = momentul de inerție polar [kg·m<sup>2</sup>];

$J_t$  = momentul de inerție transversal [kg·m<sup>2</sup>].

- Date de intrare:
- 11 elemente
  - 12 noduri
  - Masa discului de 0,605 kg
  - Densitate de 7850 kg/m<sup>3</sup>
  - $E = 2E11$  Pa,  $\nu = 0.3$
  - Diametru arbore  $d = 9.4$ mm
  - Latime disc de 19 mm
  - Diametru disc de 75.6mm
  - Lungime element de 40mm

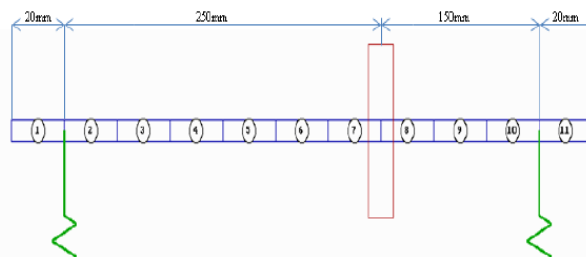


Fig.6. Arborele analizat

#### 3.2. Diagrame de sensibilitate a frecvențelor de precizie

Se alcătuiesc diagramele de sensibilitate ale primelor două frecvențe de precizie. Acestea ajută la determinarea rigidității lagărelor în funcție de frecvența de precizie. S-a ales acest domeniu, cum se vede în figura 7, deoarece se bănuiește că frecvența de precizie va fi în jurul valorii de 55Hz, corespunzătoare turației critice.

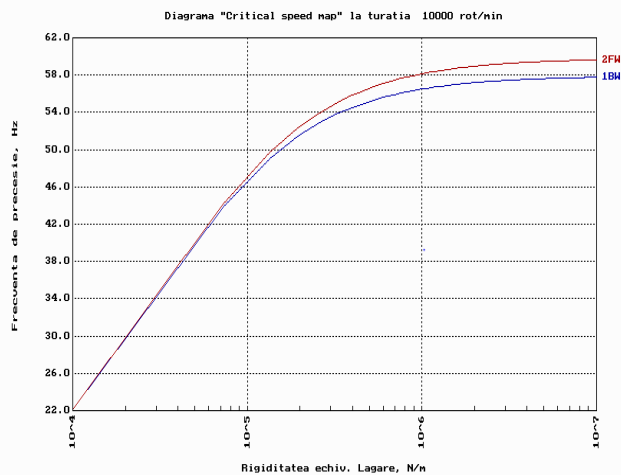


Fig. 7. Sensibilitatea primelor frecvențe de precizie

În urma alcătuirii acestui grafic, programul a dispus rezultatele într-un fișier. Pe baza frecvențelor obținute în funcție de rigidități, s-a alcătuit alt grafic, ca în figura 8.

Prin interpolare s-a determinat rigiditatea lagărului la frecvența de 57Hz, corespunzătoare turației critice. Este important de precizat faptul că programul a realizat două curbe în figura 7, la creșterea turației (cea cu roșu) și la descreșterea turației (cea cu albastru). În realitate, la acest tip de

arbore, nu se regasește decât curba de creștere, cea cu roșu, pentru că rigiditățile lagărelor sunt extrem de apropiate pe cele două direcții, deci nu ar trebui să apară decât o curbă. În plus, efectul giroscopic dat de disc este foarte mic, discul este ușor și are un diametru mic. Arborele este suficient de rigid și de scurt pentru a nu duce la apariția unor efecte giroscopice însemnate. Figura 8 arată modul de determinare a rigidității lagărului .

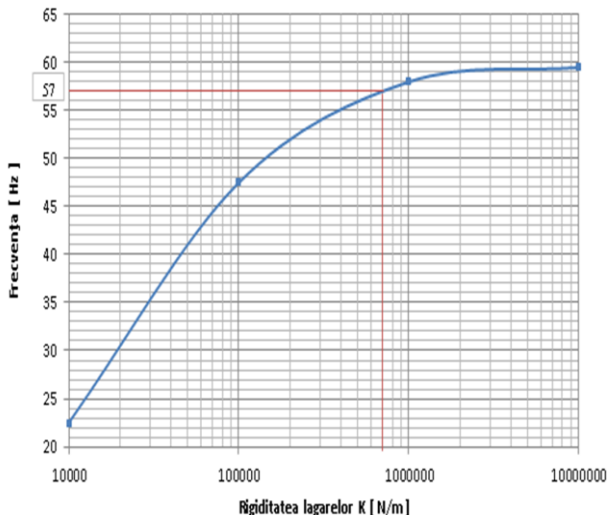


Fig. 8. Aflarea rigidității lagărului

Graficul din figura 8 reprezintă frecvențele de precesie în funcție de rigiditatea lagărelor, la creșterea turației. Conform graficului, valoarea rigidității K corespunzătoare frecvenței de 57Hz este de  $7 \times 10^5$  N/m. Frecvența de 57Hz s-a găsit experimental, însemnând 3424 rpm, de aceea s-a și ales acest domeniu, în jurul valorii de 50 Hz.

### 3.3. Diagrama Campbell

S-a realizat diagrama Campbell introducând valoarea de  $7 \times 10^5$  N/m pentru rigiditatea lagărului. Se observă în figura 9 că obținem turația determinată experimental, ceea ce arată faptul că am determinat corect valoarea acestei rigidități.

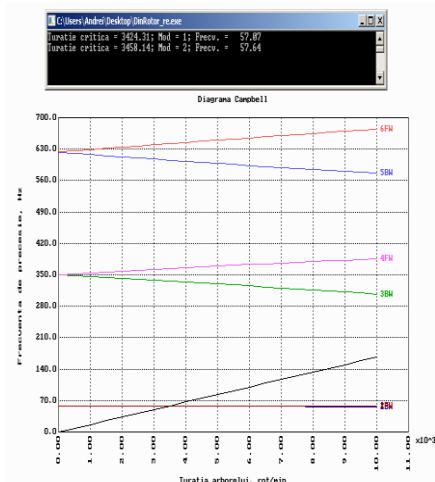


Fig.9. Diagrama Campbell

În figura 9 apar primele 6 moduri de precesie, dar se ține cont doar de primele două, pentru că celelalte apar la turații foarte mari, arborele nu atinge aceste turații în realitate. Intersecția curbelor date de frecvențele din modurile respective cu dreapta  $\Omega = \omega$  de pe grafic, determină apariția rezonanței, adică a turației critice.

### 4. CONCLUZII

În urma analizei cu elemente finite s-a putut determina rigiditatea lagărului, precum și turația critică. S-a determinat corect această rigiditate deoarece turația critică corespunzătoare acestei valori este aceeași cu cea determinată experimental, cu ajutorul softului PULS. În continuare se poate face o analiză modală a sistemului Rotor-Kit.

### 5. BIBLIOGRAFIE

[1]. Părăușanu, I., *Dinamica mașinilor cu rotor*, Ed. Cavallioti, București, 1996