

COURS DE VIBRATION DES MACHINES TOURNANTES

CHAPITRE IV

**MODELISATION DU ROTOR-PALIER-
ACCOUPLEMENT ET LES EQUATIONS DU
MOUVEMENT**

Dr. M.T DEKHMUCHE

1-Modélisation du Rotor-Palier:

Le modèle de Jeffcott est utilisé pour simuler la réponse dynamique d'un rotor soumis à deux pannes classiques : palier libre avec jeu anormal et accouplement non alignés.

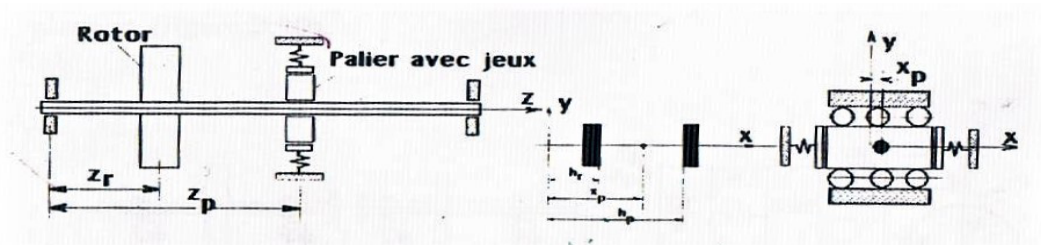


Figure 01: Arbre et rotor supportés par un palier avec un jeu

Le mouvement du palier est partiellement libre dans la direction verticale et totalement limité dans la direction horizontale.

La force du support sur le palier, dépend de la position relative du palier par rapport aux jeux h_r et h_p . Quand le palier se déplace dans l'espace du jeu, cette force est nulle, quand il y a contact entre le palier et le support : la force de contact F_s est accrue (figure 01).

Pour une vitesse de rotation constante de l'arbre, les mouvements du rotor et du palier sont décrits par les équations différentielles, rotationnelles et de translation :

- POUR LE ROTOR:

$$m_r \cdot d_r'' + a_r \cdot d_r' - F_r = m_r \cdot e_u \cdot \omega^2 \cdot e^{j\theta} + m_r \cdot g$$

- POUR LE PALIER :

$$m_p \cdot x_p'' + a_p \cdot x_p' - F_{px} - F_s = m_p \cdot g$$

Avec:

$$F_r = -k_r \cdot d_r - k_p \cdot d_p$$

$$F_{px} = -k_{pr} \cdot x_r - k_{pp} \cdot x_p$$

Et les conditions aux limites suivantes :

$$\begin{aligned} - \text{Si } x_p > h_r & \quad \text{alors} \quad F_s = -(x_p - h_r) \cdot k_s \\ - \text{Si } x_p < h_p & \quad \text{alors} \quad F_s = -(x_p - h_p) \cdot k_s \end{aligned}$$

Sans ça le système devient **indéfinie** .

$$- \text{Si } h_r > x_p > h_p \quad \text{alors} \quad F_s = 0$$

Sans ça le système devient **définie** .

m_r et m_p : masses du rotor et du palier,

c_r et c_p : coefficients d'amortissement,

d_r et d_p : déflexions radiales du rotor et du palier,

F_r et F_p : les forces de l'arbre sur le disque et le palier,

e_u : déséquilibre mécanique unitaire

ω : vitesse de rotation ,

θ : angle de rotation autour de l'axe x,

g : accélération de la pesanteur,

x et y : déflexions verticale et horizontale,

F_s : force du support sur le palier,

K_{ij} : coefficients de raideur de l'arbre,

h_r et h_p : les jeux entre le palier et le support,

k_s : raideur du support,

F_{px} : Force de l'arbre sur le palier,

F_r : force de l'arbre sur le disque,

a : matrice «a ».

2- Modélisation de l'accouplement:

Rappel:

Les accouplements lient les arbres en rotation de deux machines, ils peuvent être :

- rigides,
- plus ou moins souples afin d'absorber les vibrations de torsion et les désalignements des deux machines,
- à cardans: transmettant les vibrations de torsion mais permettant un désalignement important des deux arbre,
- interruptibles: embrayage, coupleurs.

Les défauts des accouplements rigides ou élastiques proviennent :

- du non alignement important des arbres avec pour conséquence des couples de réaction en flexion tournante sur les arbres des machines et une « non concentricité » des arbres dans les paliers,
- du manque de souplesse de l'accouplement qui transmet les couples vibratoires de torsion d'une machine à l'autre,

- d'une trop grande souplesse ou d'un manque d'amortissement, avec pour conséquence soit un échauffement prématuré de l'accouplement soit des chocs créés par les allers-retours en butée de la partie rigide de l'accouplement dans la partie élastique.

Pour les accouplements interruptibles : d'un dérèglement de l'automatisme aboutissant soit :

- à un patinage long des surfaces de frottement qui sont en présence, avec pour conséquence un échauffement de ces surfaces suivi de leur usure ou de leur destruction pour les embrayages solides, à réchauffement du liquide dans le cas des coupleurs,
- soit à des chocs au moment de l'accouplement ou du désaccouplement sous charge.
- La mise en évidence de ces défauts fait intervenir des techniques de mesures vibratoires, de position des arbres, de température. Ils ont des conséquences sur l'ensemble des organes de la ligne d'arbres.