

## Modélisation du comportement statique et dynamique des joints labyrinthes dans les turbomachines

M. HMAMOU<sup>1</sup>, M. TOUZANI<sup>1</sup>, L. BOUKRIM<sup>2</sup>, and M. SRITI<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Université Moulay Ismaïl, F.S.T. d'Errachidia, Département de Physique,  
B.P. 509, Boutalamine, Errachidia, Maroc

<sup>2</sup>Faculté Polydisciplinaire Beni Mellal, Maroc

<sup>3</sup>Université Sidi Mohamed Ben Abdellah, Faculté Polydisciplinaire Taza, Maroc

---

Copyright © 2016 ISSR Journals. This is an open access article distributed under the *Creative Commons Attribution License*, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

**ABSTRACT:** The labyrinth seals are the devices used in rotating machinery, they serve to restrict the leakage flow crossing a carter by a rotating shaft and to avoid the important friction at high rotating speeds. These devices can modify the dynamic characteristics of the line of the shaft in which they are integrated. The present work allows determining the effect of physical parameters on the dynamic coefficients. The object of this work consists to better control the flows within labyrinth seals and to be a better the stability of machinery.

**KEYWORDS:** Labyrinth Seals, Rotating Machinery, Rotor-Stator, Dynamic behaviour, Stiffness-Damping.

**RESUME:** Les joints labyrinthes sont des dispositifs utilisés dans les machines tournantes, ils servent à limiter le débit de fuite à la traversée d'un carter par un arbre tournant et éviter le frottement important aux vitesses de rotation élevées. Ces dispositifs peuvent modifier les caractéristiques dynamiques de la ligne d'arbre dans laquelle ils sont intégrés. Le travail présenté permet de déterminer l'influence des paramètres physiques et géométriques sur les coefficients dynamiques de raideur et d'amortissement. Le but de ce travail consiste à mieux maîtriser les écoulements dans ces types de joints et avoir une meilleure stabilité des machines.

**MOTS-CLEFS:** Joint labyrinthe, Machines Tournantes, Rotor-Stator, Comportement dynamique, Raideur-Amortissement.

### 1 INTRODUCTION

Les joints labyrinthes sont, en général, utilisés dans les turbomachines (turbines, pompes, compresseurs, ...). Ils se comportent comme des paliers hydrodynamiques et peuvent modifier les caractéristiques dynamiques de la ligne d'arbre dans laquelle ils sont intégrés. Il existe plusieurs types de joints labyrinthes correspondant à des conditions de fonctionnement spécifiques.

Depuis les années quatre-vingt, plusieurs auteurs ont mené des recherches théoriques et expérimentales pour tenter de donner des prédictions sur le comportement statique et dynamique des joints labyrinthes. Citons à titre d'exemples les travaux de Benkert et Wachter [1], Kirk [2], Childs et Scharrer [3,4] et Pelletti [5].

Depuis 1991, nous nous sommes penchés sur la détermination du comportement statique et dynamique de ces joints en utilisant des moyens théoriques et expérimentaux [6-9]. L'étude théorique est basée sur un modèle de Childs et Scharrer [4], dont l'expression du débit de fuite au droit des dents a été remplacée par une nouvelle corrélation, obtenue par un calcul local axisymétrique, tient compte de la géométrie du joint et du nombre de Reynolds associé à la vitesse de rotation [7-9].

Ce travail consiste à déterminer les effets des paramètres physiques et géométriques sur le comportement dynamique des joints labyrinthes pour un écoulement compressible. Au cours de ce travail, nous avons comparé le comportement de deux joints labyrinthes: l'un à dents portées par le rotor (JDPR), l'autre à dents portées par le stator (JDPS).

2 MODÈLE THÉORIQUE

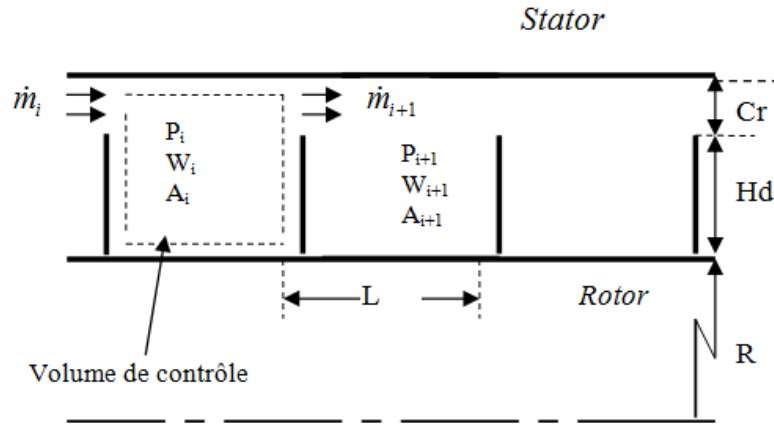


Fig.1: Modèle du joint labyrinthe

Pour déterminer le comportement statique et dynamique des joints labyrinthes pour un écoulement compressible, Childs et Scharrer [4] ont mis en œuvre un modèle global basé sur les hypothèses suivantes:

- L'écoulement dans les chambres est essentiellement circonférentiel.
- Au droit des dents l'écoulement est essentiellement axial.
- La variation de pression axiale dans les chambres est négligeable, les pertes de pression se font uniquement au droit des dents dans la zone de rétrécissement.
- Les forces de pesanteurs sont négligeables, la température est supposée constante.

Les équations qui régissent l'écoulement dans les joints labyrinthes sont l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement dans la direction circonférentielle et l'équation du débit de fuite axiale, liée à la conservation de quantité de mouvement axiale. L'équation d'état pour les gaz parfaits permet d'exprimer la masse volumique en fonction de la pression.

Le modèle proposé est montré dans la figure 1. Dans chaque cavité (i) de longueur  $L_i$  et de hauteur  $Hd_i$ , la section  $A_i$  varie en temps et en espace dans la direction circonférentielle. L'équation de continuité et l'équation de quantité de mouvement s'écrivent ainsi:

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho_i A_i) + \frac{1}{R} \frac{\delta}{\delta \theta}(\rho_i A_i W_i) + \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho_i A_i W_i) + \frac{1}{R} \frac{\delta}{\delta \theta}(\rho_i A_i W_i^2) + (\dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i) W_i = - \frac{A_i}{R} \frac{\delta P_i}{\delta \theta} + (\tau_r ar_i - \tau_s as_i) L_i \tag{2}$$

$P_i$ ,  $W_i$ ,  $A_i$ ,  $\rho_i$  et  $\dot{m}_i$  sont respectivement la pression, la vitesse circonférentielle, la section du volume de contrôle, la masse volumique et le débit massique par unité de longueur.  $R$  est le rayon du rotor et  $\theta$  représente l'angle suivant la circonférence.  $ar$  et  $as$  sont des grandeurs sans dimensions qui représentent le rapport du contour mouillé sur la longueur équivalente de la cavité, respectivement pour le rotor et le stator. La forme de la cavité n'est prise en compte qu'à travers la valeur de la surface mouillée:

- si les dents sont portées par le rotor :  $ar_i = (2Hd_i + L_i) / L_i$  ;  $as_i = 1$ .
- si les dents sont portées par le stator :  $ar_i = 1$  ;  $as_i = (2Hd_i + L_i) / L_i$

Les contraintes de frottement  $\tau_r$  et  $\tau_s$  respectivement pour le rotor et le stator, sont déterminées par le modèle de Blasius [10]:

$$\tau_i = \frac{\rho_i}{2} (R\omega - W_i)^2 n_o \left[ (R\omega - W_i) \frac{D_i}{v_i} \right]^{m_o} \quad (3)$$

$$\tau_s = \frac{\rho_i}{2} W_i^2 n_o \left[ W_i \frac{D_i}{v_i} \right]^{m_o} \quad (4)$$

où  $m_o$  et  $n_o$  sont les coefficients empiriques de Blasius ( $m_o=-0.25$ ,  $n_o=0.079$ ).  $D_i$  représente le diamètre hydraulique équivalent de la chambre (i), défini par:

$$D_i = \frac{2(H_i + Hd_i)L_i}{(H_i + Hd_i + L_i)} \quad (5)$$

Au droit des dents, l'expression du débit de fuite donnée par Childs et Scharrer [4] a été remplacée par une corrélation qui résulte d'un calcul paramétrique à l'aide d'un code 3D axisymétrique [7,8]. Cette corrélation débit-pressions des chambres tient compte de la géométrie du joint et du nombre de Reynolds associé à la vitesse de rotation, ce qui n'était pas le cas dans le modèle de Childs et Scharrer [4]:

$$\dot{m}_i = \lambda(1 + 1.57 \frac{Cr_i}{L_i}) H_i \sqrt{\frac{P_{i-1}^2 - P_i^2}{R_c T}} \quad (6)$$

- Si  $Re \leq 1250$ ;  $\lambda = 0.8 Re^{-0.014}$ : Le débit est presque indépendant de la vitesse de rotation (faibles vitesses de rotation).

- si  $Re > 1250$ ,  $\lambda = 3.65 Re^{-0.22}$ ; le débit dépend de la vitesse de rotation (vitesses de rotation élevées).

L'équation d'état pour les gaz parfaits permet d'exprimer la masse volumique en fonction de la pression.

$$P_i = \rho_i R_c T \quad (7)$$

Pour des petits mouvements du rotor par rapport à sa position d'équilibre initiale, les équations sont linéarisées en fonction de l'excentricité relative ( $\varepsilon = e/Cr \ll 1$ ). Chaque grandeur physique est décomposée en une grandeur moyenne plus une fluctuation:

$$\begin{aligned} P_i &= P_{oi} + \varepsilon P_{1i}(\theta, t) & ; & & H_i &= Cr_i + \varepsilon H_i(\theta, t) \\ W_i &= W_{oi} + \varepsilon W_{1i}(\theta, t) & ; & & A_i &= A_{oi} + \varepsilon L_i H_1(\theta, t) \end{aligned} \quad (8)$$

Dans de nombreuses recherches [11], le centre du rotor décrit une trajectoire elliptique autour de sa position initiale. Le terme fluctuant de l'épaisseur du film  $H_1$  est une fonction harmonique de la forme:

$$\begin{aligned} \varepsilon H_1 &= -a \cos(\omega t) \cos \theta - b \sin(\omega t) \sin \theta \\ &= -\frac{a}{2} [\cos(\theta + \omega t) + \cos(\theta - \omega t)] - \frac{b}{2} [\cos(\theta - \omega t) - \cos(\theta + \omega t)] \end{aligned} \quad (9)$$

Les fluctuations de pression et de vitesse sont recherchées sous la même forme. Le problème comprend une solution d'ordre zéro et une solution du premier ordre. La solution d'ordre zéro permet de déterminer les distributions de pressions moyennes et de vitesses circonférentielles moyennes dans les chambres du joint labyrinthe ainsi que le débit de fuite. La solution du premier ordre, utilisant ces grandeurs moyennes, permet de déterminer les fluctuations de pression et de vitesse. Les efforts exercés par le fluide sur le rotor sont déterminés en intégrant la fluctuation de pression le long du joint et le long de la circonférence (Fig.2).

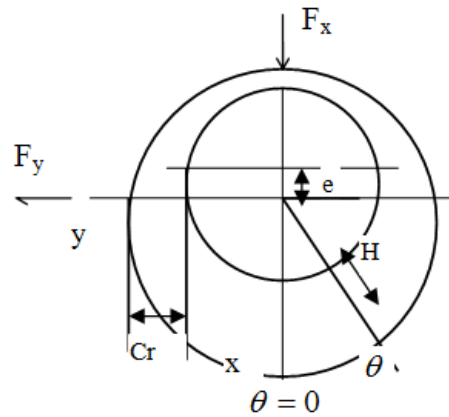


Fig.2: Section droite du joint labyrinthe

$$F_x = -\varepsilon R \sum_{i=1}^{N-1} \int_0^{2\pi} P_{li} L_i \cos \theta d\theta ; \quad F_y = \varepsilon R \sum_{i=1}^{N-1} \int_0^{2\pi} P_{li} L_i \sin \theta d\theta \quad (10)$$

L'équation dynamique (11) permet d'exprimer les composantes  $F_x$  et  $F_y$  de la résultante des forces en fonction du déplacement  $(x,y)$  et de la vitesse de déplacement  $(\dot{x}, \dot{y})$  du centre du rotor.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (11)$$

$$\text{avec } \begin{cases} x = a \cos(\omega t) \\ y = b \sin(\omega t) \end{cases} ; \begin{cases} \dot{x} = -a\omega \sin(\omega t) \\ \dot{y} = b\omega \cos(\omega t) \end{cases} \quad (12)$$

où  $a$  et  $b$  représentent les amplitudes de la trajectoire elliptique. Les coefficients dynamiques de raideur  $(K,k)$  et d'amortissement  $(C,c)$  sont déterminés par identification avec l'équation (10). Cependant, dans l'ensemble des applications effectuées, on suppose que le centre du rotor décrit une orbite circulaire d'amplitude  $a$  autour de sa position initiale.

### 3 RÉSULTATS ET DISCUSSION

#### 3.1 INFLUENCE DES PARAMÈTRES PHYSIQUES

L'excitation d'un joint labyrinthe se manifeste par des forces exercées sur le rotor. Cette excitation est induite par un écoulement circonférentiel dans les chambres du joint labyrinthe.

L'écoulement circonférentiel résultant peut être provoqué soit par la rotation d'arbre qui entraîne le fluide dans les différentes chambres du joint labyrinthe, soit par la vitesse tangentielle initiale importante. Cette dernière est souvent contrôlée par une vanne permettant de varier sa valeur et peut être du même sens que la vitesse de rotation d'arbre ou de sens opposé.

Les conditions physiques susceptibles d'influer sur les coefficients dynamiques sont la vitesse tangentielle initiale, la vitesse de rotation et la pression d'alimentation.

Le calcul a été effectué sur les deux types de joints labyrinthes: l'un à dents sur le rotor (JDPR), l'autre à dents sur le stator (JDPS).

Les conditions de fonctionnement nominales sont:  $Pe=5bars$ ,  $Ps=1bar$ ,  $Win=20m/s$ ,  $\omega=6000tr/min$ ,  $R=75mm$ ,  $L=3mm$ ,  $Hd=3mm$ ,  $Cr=0.3mm$ ,  $N=15$ . Le fluide étudié est de l'air à une température de  $300^\circ K$ .

**3.1.1 COEFFICIENT CROISE DE RAIDEUR ( $k$ )**

Le coefficient croisé de raideur joue un rôle déstabilisant pour les machines tournantes, son signe dépend du signe de la différence des vitesses tangentielles entre l'entrée et la sortie du joint.

La figure 3 montre que le coefficient ( $k$ ) croit relativement avec l'accroissement de la vitesse tangentielle initiale ( $W_{in}$ ). Cependant, il reste constant pour des vitesses de rotation

$\omega \leq 10000$  tr/min, puis, augmente instantanément pour  $\omega > 10000$  tr/min (Fig 4), ce qui témoigne le résultat de Pelletti et Childs [5]. La figure 5 indique que le coefficient ( $k$ ) subit une légère augmentation pour le joint JDPR et croit distinctement pour le joint JDPS, avec l'accroissement du rapport des pressions ( $P_e/P_s$ ).

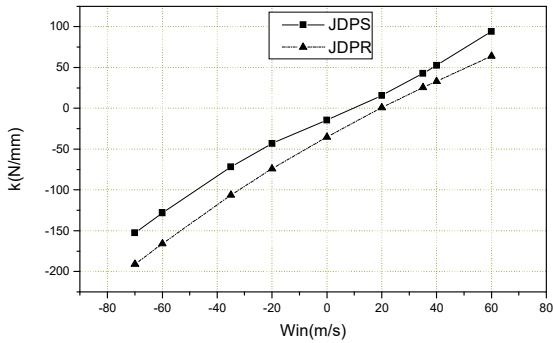


Fig.3:  $k$  en fonction de vitesse tangentielle initiale  $W_{in}$

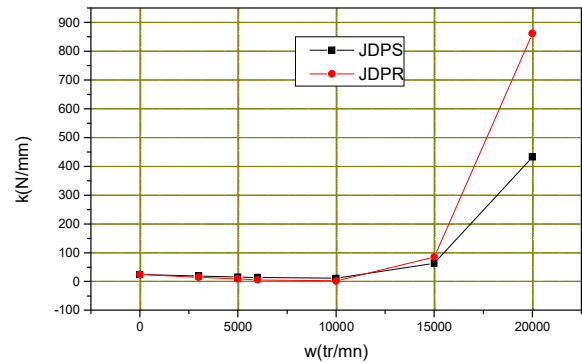


Fig.4:  $k$  en fonction de vitesse de rotation  $\omega$

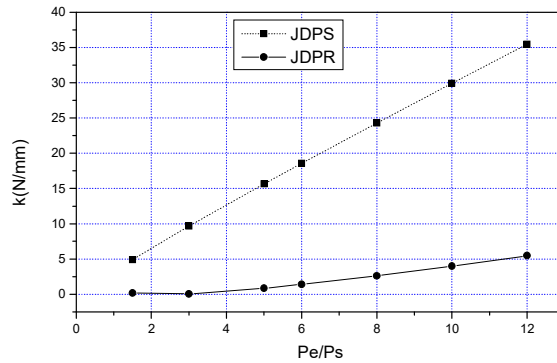


Fig.5:  $k$  en fonction du rapport des pressions ( $P_e/P_s$ )

**3.1.2 COEFFICIENT DIRECT D'AMORTISSEMENT ( $C$ )**

Le coefficient direct d'amortissement est précisément faible pour les joints labyrinthes, mais il a un sens concret pour l'étranglement de l'effet déstabilisant du coefficient croisé de raideur.

Le coefficient ( $C$ ) présente un minimum pour la valeur nulle de la vitesse tangentielle initiale ( $W_{in}=0$ ) (Fig 6) et croit régulièrement avec l'augmentation de la vitesse de rotation (Fig 7). La figure 8 montre que le coefficient ( $C$ ) augmente lorsque le rapport des pressions ( $P_e/P_s$ ) augmente.

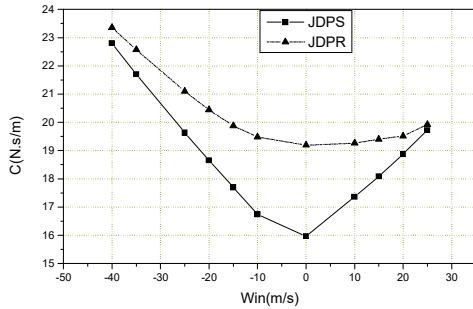


Fig 6: C en fonction de  $W_{in}$

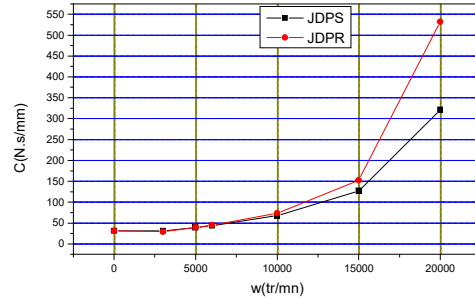


Fig 7: C en fonction de vitesse de rotation  $\omega$

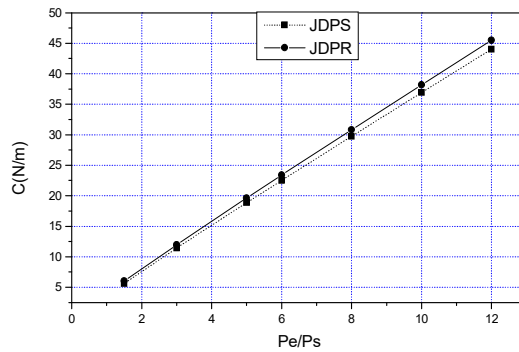
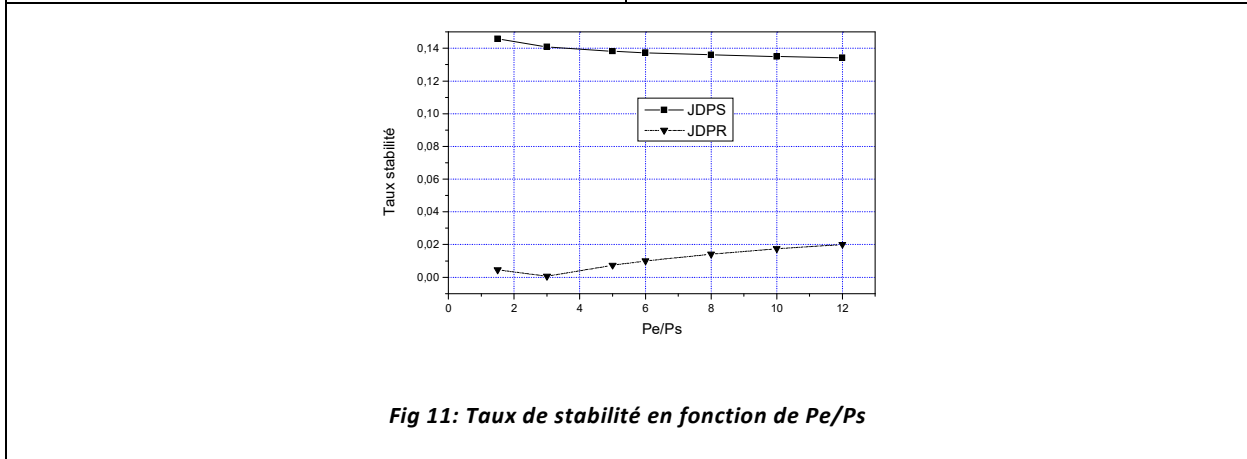
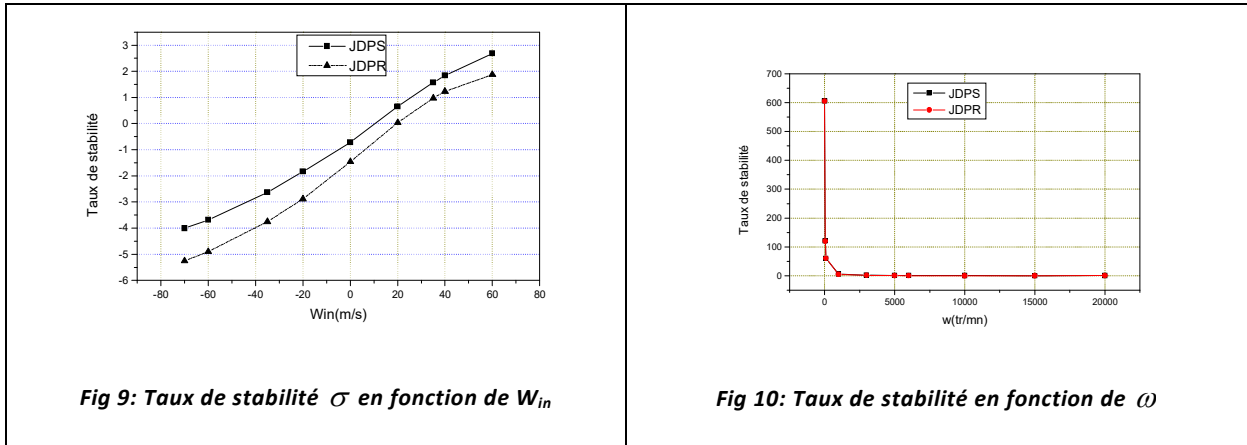


Fig 8: C en fonction de  $P_e/P_s$

### 3.1.3 TAUX DE STABILITÉ $\sigma$ :

Childs et al [12,13] ont défini un paramètre sans dimension appelé taux de stabilité ( $\sigma = k/C\omega$ ), Caractérisé par l'effet d'instabilité dû au coefficient croisé de raideur ( $k$ ) sur l'effet de stabilité dû au coefficient direct d'amortissement ( $C$ ).  $\omega$  Représente la fréquence de vibration qui dans de nombreuses applications est supposée égale à la fréquence de rotation d'arbre. Une valeur minimale du taux de stabilité est souhaitable pour assurer la stabilité des machines utilisant ces joints labyrinthes.

La figure 9 montre que les joints labyrinthes sont stables pour une vitesse tangentielle initiale négative et moins stables pour des valeurs positives. La fig 10 empreinte une chute brutale du taux de stabilité pour des vitesses de rotation  $\omega < 1000$  tr/min, puis reste constant (presque nul) pour des valeurs de  $\omega \geq 1000$  tr/min. Dans la fig 11, on observe que le rapport des pressions ( $P_e/P_s$ ) n'a pas beaucoup d'influence sur le taux de stabilité. Dans l'ensemble des applications effectuées, nous avons constaté que les joints JDPR sont plus stables que les joints JDPS.

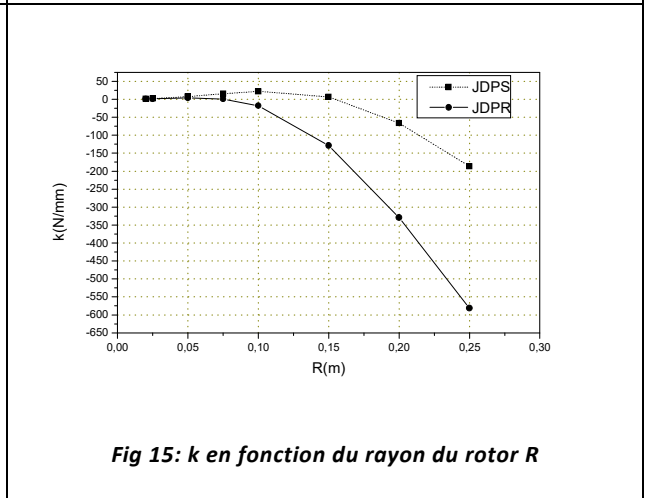
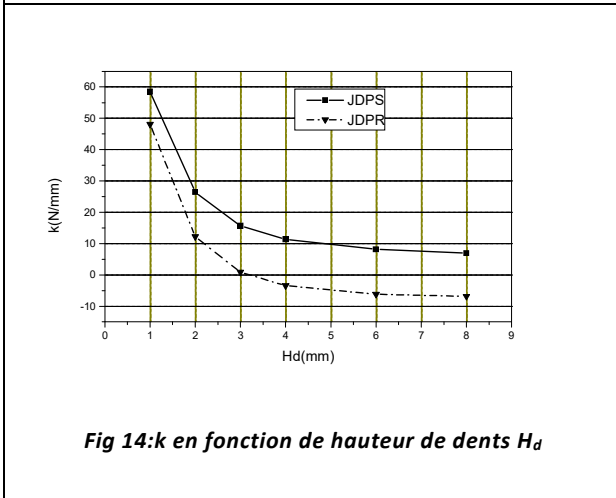
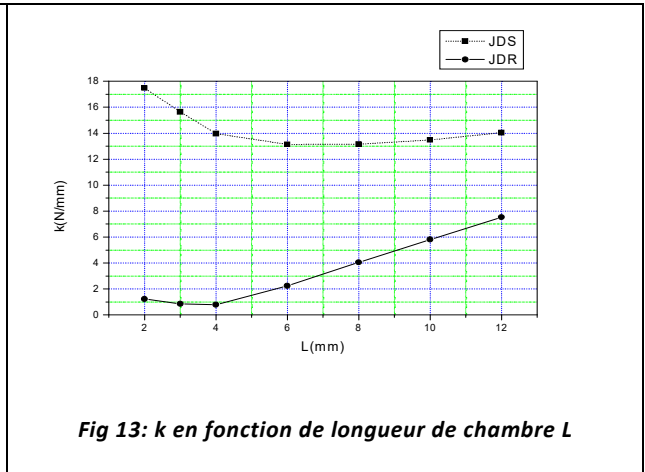
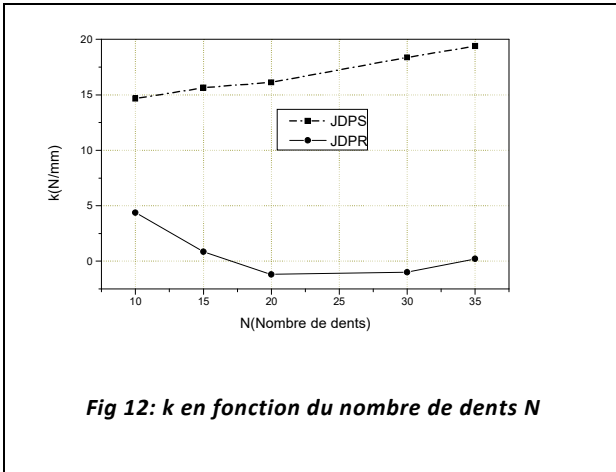


### 3.2 INFLUENCE DES PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES

Les paramètres géométriques permettant aussi d’influer sur les coefficients dynamiques tels que le nombre de dents ( $N$ ), la longueur des chambres ( $L$ ), la hauteur des dents ( $Hd$ ) et le rayon du rotor ( $R$ ). Le calcul a été effectué sur les deux types de joints labyrinthes cités précédemment: l’un à dents portés sur le rotor (JDPR), l’autre à dents portés sur le stator (JDPS), ainsi les mêmes conditions de fonctionnement nominales.

#### 3.2.1 COEFFICIENT CROISE DE RAIDEUR ( $\kappa$ )

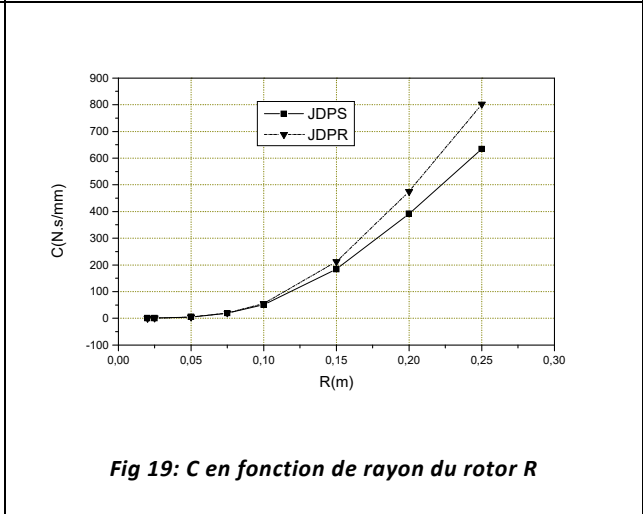
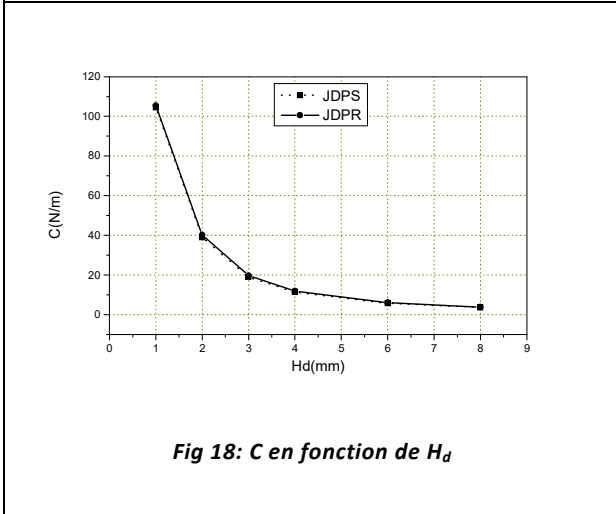
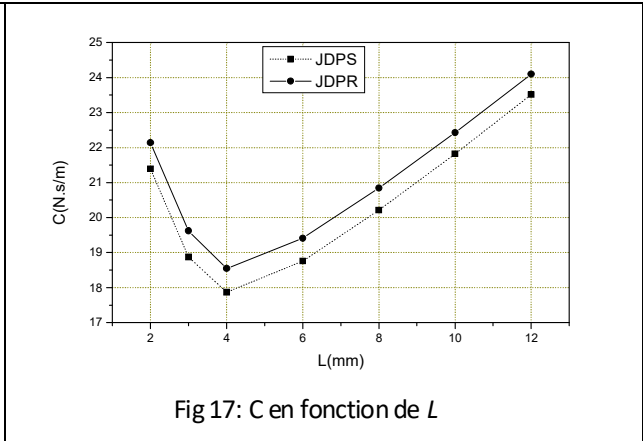
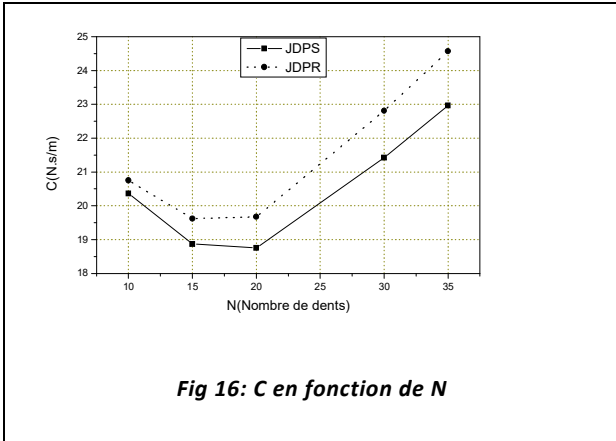
On observe aussi que le coefficient ( $k$ ) est très sensible par rapport à la géométrie du joint, notamment le nombre de cavités  $N$  (Fig 12), la longueur des chambres  $L$  (Fig 13), la hauteur des dents  $Hd$  (Fig 14) et le rayon du rotor  $R$  (Fig 15). En outre, nous avons constaté que dans l’ensemble de ces figures, le joint JDPR possède un coefficient croisé de raideur inférieur à celui du joint JDPS.



### 3.2.2 COEFFICIENT CROISE DE RAIDEUR (C)

De même, on observe que le coefficient (C) est très sensible par rapport aux paramètres géométriques N, L, Hd et R (respectivement pour les fig 16, 17, 18 et 19). Par contre, dans ces applications, le joint JDPR présente un coefficient direct d'amortissement supérieur à celui du joint JDPS.





**3.2.3 TAUX DE STABILITÉ  $\sigma$  :**

La figure 20 montre que le taux de stabilité est minimal pour le joint JDPR et maximal pour le joint JDPS, pour le nombre de dents  $N=20$ . Dans la figure 21 désigne un accroissement du taux de stabilité en fonction de L pour le JDPR tandis qu'il y a une diminution pour JDPS. La figure 22 marque une diminution du taux de stabilité en fonction de l'accroissement de la hauteur des dents ( $Hd$ ) pour JDPR et une augmentation en fonction de Hd pour JDPS, on note que les joints labyrinthes sont instables pour des faibles rayons du rotor ( $R < 80mm$  ou  $NcL/D > 0.3$ ) et stables pour des grandes valeurs de R. ( $R \geq 80mm$  ou  $NcL/D \leq 0.3$ ). De même, il diminue lorsque le rayon du rotor croit (Fig 23). Dans l'ensemble des applications effectuées, nous avons souligné que les joints JDPR sont plus stables que les joints JDPS.

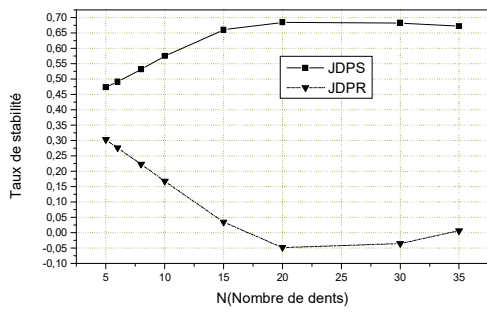


Fig 20: Taux de stabilité en fonction N

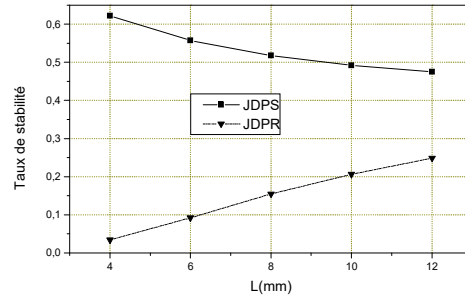


Fig 21: Taux de stabilité en fonction L

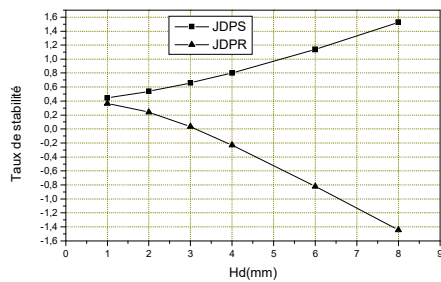


Fig 22: Taux de stabilité en fonction de Hd

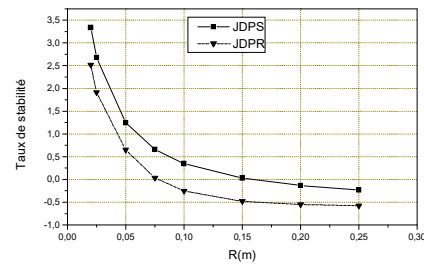


Fig 23: Taux de stabilité en fonction de R

#### 4 CONCLUSION

Dans ce travail, nous avons testé l'influence des paramètres physiques sur les coefficients dynamiques ainsi que la stabilité ou l'instabilité des joints labyrinthes. Ces tests sont portés sur deux types de joints labyrinthes, l'un à dents portées par le rotor, l'autre à dents portées par le stator. Les résultats obtenus permettent de conclure:

- Les joints sont stables pour des vitesses tangentielles initiales opposées au sens de la vitesse de rotation.
- Le rapport de pression d'entrée ( $Pe$ ) par rapport à celle de la sortie ( $Ps$ ) a une faible influence sur la stabilité des joints.
- Les joints sont stables pour des vitesses de rotation  $\omega > 1000$  tr/min.
- Les paramètres géométriques ont des effets importants sur la stabilité des joints.

Par ailleurs, les tests effectués dans les cas compressible et incompressible ont permis de montrer la sensibilité des coefficients de raideur à la vitesse tangentielle initiale, à la vitesse de rotation et à la différence de pression, ainsi à la géométrie du joint labyrinthe (N, L, Hd, R).

**NOTATIONS:**

$A$  : section du volume de contrôle ( $l^2$ )  
 $C$  : coefficient direct d'amortissement ( $M.t^{-1}$ )  
 $c$  : coefficient croisé d'amortissement ( $M.t^{-1}$ )  
 $Cr$  : jeu radial ( $l$ )  
 $D$  : diamètre hydraulique ( $l$ )  
 $F_x$  : composante de force suivant  $x$  ( $Mlt^{-2}$ )  
 $F_y$  : composante de force suivant  $y$  ( $Mlt^{-2}$ )  
 $H$  : épaisseur du film ( $l$ )  
 $H_d$  : hauteur des dents ( $l$ )  
 $JDR$  : joint à dents sur rotor  
 $JDS$  : joint à dents sur stator  
 $K$  : coefficient direct de raideur ( $M.t^{-2}$ )  
 $k$  : coefficient croisé de raideur ( $M.t^{-2}$ )  
 $L$  : longueur des chambres ( $l$ )  
 $R$  : rayon du rotor ( $l$ )  
 $R_c$  : constante des gaz parfaits ( $l^2t^{-2}k^{-1}$ )  
 $W$  : vitesse circonférentielle ( $lt^{-1}$ )  
 $W_a$  : vitesse de rotation d'arbre ( $lt^{-1}$ )  
 $W_{in}$  : vitesse tangentielle initiale ( $lt^{-1}$ )  
 $P$  : pression ( $MI^{-1}t^{-2}$ )  
 $P_e$  : pression en entrée du joint ( $MI^{-1}t^{-2}$ )  
 $P_s$  : pression en sortie du joint ( $MI^{-1}t^{-2}$ )  
 $m_o, n_o$  : constantes de Blasius  
 $\dot{m}$  : débit masse ( $MI^{-1}t^{-1}$ )  
 $N$  : nombre de dents  
 $T$  : température ( $^{\circ}K$ )  
 $t$  : temps  
 $x, y$  : coordonnées du centre du rotor ( $l$ )  
 $\dot{x}, \dot{y}$  : vitesse du centre du rotor ( $lt^{-1}$ )  
 $e$  : excentricité ( $L$ )  
 $\varepsilon$  : excentricité relative  
 $\rho$  : masse volumique ( $MI^{-3}$ )  
 $\sigma$  : Taux de stabilité  
 $\nu$  : viscosité cinématique ( $l^2t^{-1}$ )  
 $\omega$  : vitesse angulaire ( $t^{-1}$ )  
 $\mathcal{T}'$  : contrainte sur rotor ( $MI^{-1}t^{-2}$ )  
 $\mathcal{T}$  : contrainte sur stator ( $MI^{-1}t^{-2}$ )  
 $\theta$  : angle suivant la circonférence  
 $\pi$  : =3.14159

**REFERENCES**

- [1] Benkert H. and Wachter J., 'Flow Induced Coefficients of labyrinth Seals of Applications in Rotordynamic', NACA CP 2133 Proceeding of a Workshop Held at Texas A&M University, May 1980, pp.189-212.
- [2] Kirk R.G., 'A method for Calculation Labyrinth Seal Inlet Swirl Velocity', Rotation Machinery Dynamics, ASME, New-York, 1987, Vol.2, pp.345-350.
- [3] Childs D. and Sharrer J., 'An Iwatsubo-Based Solution for Labyrinth Seals : Comparison to Experimental Results', Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, pp.325-331.
- [4] Childs D. and Scharrer J., 'Theory Versus Experiment for the Rotordynamic Coefficients of labyrinth Seals: Part II-A comparison to Experiment', Journal of Vibration Acoustics, Stress, Reliability and Design, 1988, Vol.110, pp.281-287.
- [5] Pelletti J. and Childs C., 'A Comparison of Theoretical Predictions for the Rotordynamic Coefficients of short (L/D=1/6) Labyrinth Seals', In Rotating Machinery and Vehicle Dynamics, Proceeding of the 13<sup>th</sup> Vibration Conference. AMSE, New York, 1991, vol.35, pp.69-76.
- [6] Sriti M. and Micheau P., 'Simulation Numérique d'Écoulement Turbulent dans les Joints Labyrinthes', 11<sup>e</sup> Congrès Français de Mécanique, Lille 1993, Vol.5 pp.241-244.
- [7] Sriti M., 'Comportement Statique et Dynamique des Joints Labyrinthes', Thèse de Doctorat de Mécanique de l'Université de Lille I, Mai 1994.
- [8] Sriti M., Agouzoul M., Ouazar D. and Micheau P., 'Simulation Numérique d'Écoulement Compressible dans les Joints Labyrinthes', Journal de Physique III, France, Mai 1997, pp.1025-1037.
- [9] Sriti M., Agouzoul M., Ouazar D. and Micheau P., 'Experimental and Theoretical Static and Dynamic Behaviour in Labyrinth Seals', Journal AMSE, 1999, Vol.67, N°2, pp.15-35
- [10] Blasius H., Grenzschicht in Flüssigkeiten mit Kleiner Reibung. Z. Mathematik- Physik, 1908, N°1, p.56.
- [11] Brancacci R., Rocca E., Russo M., and Russo R., 'Orbits and their Stability for Rigid Unbalanced Rotors, Journal of Tribology, October 1995, Vol.117, pp.709-716.
- [12] Childs D.W., "Dynamic Analysis of Turbulent Annular Seals Based on Hirs", Texas A&M University, journal of Lubrification Technology, Gas Vol 105, 1983, PP. 429-436.
- [13] Childs, D. W. and Wade, J., 2004, "Rotordynamic-Coefficient and Leakage Characteristics for Hole-Pattern-Stator Annular Gas Seals - Measurements versus Predictions," ASME Journal of Tribology, **126** (2), pp. 326-333