

Étude paramétrique des joints d'étanchéité à faces radiales au cours de démarrages, en utilisant un modèle TEHD 1-D

AURELIAN FATU¹, BERNARD TOURNERIE^{1,a} ET TRAIAN CICONE²

¹ Université de Poitiers, UFR Sciences, SP2MI, Laboratoire de Mécanique des Solides, UMR 6610, Boulevard Marie et Pierre Curie, Téléport 2, BP 30179, 86962 Futuroscope Chasseneuil Cedex, France

² Université « Politehnica » de Bucarest, Roumanie, Faculté de Mécanique, Département Éléments des Machines et Tribologie, Spl. Independentei 313, 060042 Bucarest, Roumanie

Reçu le 15 avril 2004, accepté le 3 décembre 2004

Résumé – Le fonctionnement optimal des joints d'étanchéité à faces radiales impose que les faces de frottement soient séparées par un film lubrifiant pour éviter l'usure, mais celui-ci doit être aussi mince que possible pour limiter la fuite. Ce compromis nécessite l'équilibrage précis des forces exercées sur l'anneau flottant du joint. Cet équilibre est principalement contrôlé par la déformation thermo-élastique des faces qui est de l'ordre de grandeur de l'épaisseur du film lubrifiant (quelques micromètres). Il est donc important de modéliser le comportement thermoélastohydrodynamique (TEHD) du joint en particulier pendant les périodes transitoires durant laquelle des instabilités peuvent survenir. Le modèle étudié comporte deux anneaux alignés ayant un degré de liberté axial. Les faces sont très légèrement coniques. La température dans les anneaux ne varie que dans la direction axiale. La vitesse de rotation du rotor suit une loi de démarrage exponentielle. La vitesse et la pression dans le film lubrifiant sont obtenues par la résolution analytique de l'équation de Reynolds. Le champ de température unidimensionnel dans les anneaux est déterminé par l'équation de la chaleur. Cette équation est résolue numériquement, par différences finies, au moyen d'une méthode implicite d'intégration. La déformée des faces est établie analytiquement en fonction de la variation axiale de la température dans les anneaux. À chaque pas de temps l'équation de l'équilibre axial permet de déterminer la distance des centres des faces. Les résultats d'une étude paramétrique sont ensuite présentés.

Mots clés : Étanchéité / transitoire / TEHD / axisymétrique / unidimensionnelle

Abstract – **Parametric analysis of mechanical face seals transient behaviour during start up, using a 1D-TEHD model.** Optimal operation of mechanical face seals (MFS) requires the existence of fluid film between the mating faces to avoid wear, but the gap has to be as thin as possible to keep leakage within acceptable limits. This compromise leads to a fine balance control of the forces acting on the floating ring. The amount of heat dissipated in the very thin fluid film is quite important and induces thermo-elastic deformations. It is well known that the thermo-elastic deformations of the seal rings, which are of the same order of magnitude as the film thickness (a few microns), strongly influence the floating ring equilibrium. Hence, it is very important to study thermoelastohydrodynamic (TEHD) behavior of MFS seal especially in transient conditions, when seal instabilities may occur. The present seal model consists of two aligned rings (axisymmetric geometry) with slightly conical mating faces and one axial degree of freedom. It is assumed that temperature varies only axially in the seal rings and that the rotor rotating speed follows an exponential law during start-up. Reynolds equation is analytically solved and gives the pressure in the film and the corresponding opening force. For a given film geometry, the temperature distribution in the seal rings is obtained solving numerically (implicit formulation of finite difference method) the one-dimensional heat transfer equation. Based on the temperature distribution, the elastic deformation of seal faces (coning) is analytically obtained. At each time step the axial equilibrium of the floating ring gives the film thickness. The parametrical study using the above model point out the influence of some important constructive and functional parameters of the seal.

Key words: Sealing / transitory / TEHD / axisymmetric / one-dimensional

^a Auteur correspondant :
bernard.tournerie@lms.univ-poitiers.fr

Nomenclature

a	diffusivité thermique ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)
B	facteur d'équilibrage
c	chaleur massique ($\text{J}.\text{kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
F_0	force d'ouverture (N)
h	épaisseur de film (m)
h_{\min}	épaisseur minimale de film (m)
H_c	coefficient de convection ($\text{W}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
k	coefficient de conductivité thermique ($\text{W}.\text{m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
r	rayon (m)
p	pression (Pa)
L	longueur (m)
M_f	couple de frottement (N.m)
t	temps (s)
T	température ($^{\circ}\text{C}$)
q	flux de chaleur ($\text{W}.\text{m}^{-2}$)
W	force d'ouverture (N)
β	angle de rotation des faces (rad)
β^*	coefficient de thermoviscosité
τ	base de temps (s)
λ	coefficient de dilatation (K^{-1})
μ	viscosité dynamique (Pa.s)
ρ	masse volumique de fluide ($\text{kg}.\text{m}^{-3}$)
ω	vitesse angulaire (s^{-1})
Indices :	
f	référence
i	intérieur
o	extérieur
1	rotor
2	stator
0	état initial

1 Introduction

Les effets thermiques jouent un rôle important dans le fonctionnement des joints à faces radiales (JEFR). Ils influencent la viscosité (effet thermo-visqueux) du fluide lubrifiant et, dans certains cas, peuvent conduire à la vaporisation dans l'interface. Par ailleurs, les effets thermiques dans les solides induisent des déformations élastiques du même ordre de grandeur que l'épaisseur du film. Pendant le démarrage, les effets thermiques transitoires peuvent produire des instabilités et conduire à la destruction des joints.

Les premiers travaux consacrés aux effets thermiques transitoires dans les joints à faces radiales ont seulement pris en compte le phénomène thermohydrodynamique (THD – effet de la thermoviscosité). Pascovici et al. [1,2] ont développé un modèle unidimensionnel du transfert de chaleur en supposant la puissance dissipée constante pendant le démarrage. Cicone [3] considère d'abord une variation linéaire de la puissance dissipée au cours du temps, puis ensuite, il résout numériquement l'équation de la conduction dans l'anneau tournant du joint avec une loi de variation exponentielle de la puissance dissipée

plus réaliste. Danos et al. [4,5] ont développé un modèle bidimensionnel du transfert dans les deux anneaux du joint et prennent en compte la loi de variation de la vitesse durant le démarrage. Les modélisations du comportement TEHD en régime transitoire sont peu nombreuses : la plupart de celles-ci déterminent, analytiquement ou expérimentalement, la puissance moyenne dissipée dans l'interface et l'introduisent comme donnée d'entrée dans des codes d'éléments finis commercialisés (Doust et Parmar [6,7]). Afin de réduire les temps de calcul et d'obtenir une résolution analytique pour la déformation des faces, Blasbalg et Salant [8], Harp et Salant [9] et Salant et Key [10] utilisent la méthode des coefficients d'influence en utilisant un code d'élément finis. Tournier et al. [11] ont complété le modèle numérique de Danos et al. [4,5] par le calcul des déformations au moyen de coefficients d'influence.

L'étude présentée ici a été entreprise dans le but de réaliser une analyse paramétrique pour évaluer l'influence des principaux éléments constructifs et fonctionnels sur le comportement transitoire après le démarrage. L'étude utilise un modèle simple, dont le temps de calcul est considérablement réduit, mais procurant néanmoins une

description réaliste du comportement TEHD des joints dont le champ de température dans les anneaux est uniaxial. Ce modèle reprend l'équation unidimensionnelle de la conduction de Pascovici [1, 2] et Cicone [3]. Les déformations des faces sont évaluées au moyen de la formulation approchée de Lebeck [12] et adaptée par Cicone et al. [13]. En outre, il prend en compte les effets thermoélastiques des deux anneaux.

2 Description du modèle

Le modèle a été déjà présenté en détail par les auteurs dans d'autres travaux (Fatu et al. [14]). Pourtant, pour une meilleure compréhension, les principales caractéristiques sont décrites brièvement dans cet article.

2.1 Modèle géométrique et cinématique

L'épaisseur de film dans l'interface d'un joint d'étanchéité est en général de l'ordre du micromètre. Les déformations des faces sont du même ordre de grandeur que l'épaisseur du film et doivent donc être prises en compte. La figure 1 représente la géométrie du modèle. Les deux faces sont coniques; les centres des anneaux sont alignés avec l'axe de rotation de l'arbre. La conicité des surfaces, $\beta = \beta_1 - \beta_2$ est très petite, l'expression de l'épaisseur du film s'écrit alors : $h(r) = h_i + (r - r_i)(\beta_1 - \beta_2)$.

Le modèle est axisymétrique. Le stator possède un degré de liberté axial et la distance des centres des faces h_i est variable.

2.2 Équation de Reynolds

Dans cette étude les hypothèses classiques de la mécanique des films minces, en régime isotherme, et l'hypothèse du joint étroit sont utilisées. Pour le modèle géométrique et cinématique ci-dessus, l'équation de Reynolds prend la forme simple suivante :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 0 \quad (1)$$

L'expression du champ de pression, solution de cette équation, est classique :

$$p(r) = (p_o - p_i) \frac{h_o^2}{h_o^2 - h_i^2} \left[1 - \left(\frac{h_i}{h(r)} \right)^2 \right] + p_i \quad (2)$$

En intégrant ce champ de pression sur la surface de contact on obtient la force d'ouverture exercée dans la direction axiale, par le film sur les anneaux :

$$W = \pi(r_o^2 - r_i^2)(p_o - p_i) \frac{h_o}{h_o + h_i} + \pi p_i (r_o^2 - r_i^2) \quad (3)$$

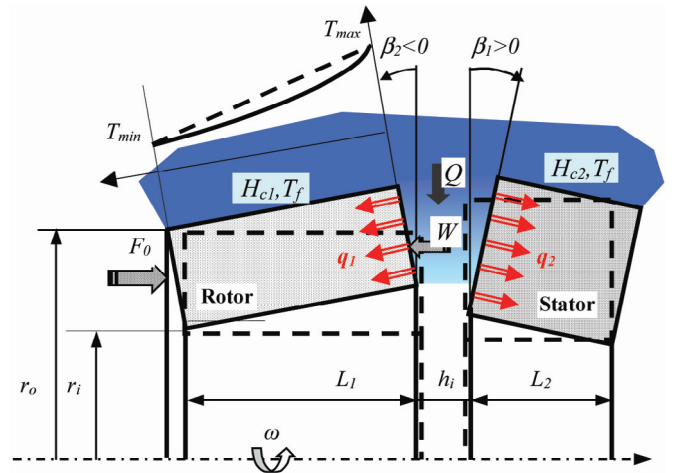


Fig. 1. Schéma du modèle.

2.3 Thermoviscosité

La viscosité du fluide varie sensiblement en fonction de la température dans le film. La loi de variation de la viscosité avec la température, utilisée le plus souvent dans les modélisations, est une loi de type exponentielle :

$$\mu(T) = \mu_f e^{-\beta^*(T - T_f)} \quad (4)$$

2.4 Couple de frottement. Puissance dissipée

Si on néglige la courbure des surfaces, la densité moyenne de puissance dissipée par le cisaillement du film a pour expression :

$$q = \frac{\omega M_f}{\pi(r_o^2 - r_i^2)} \quad (5)$$

où M_f est le couple de frottement, obtenu par intégration du cisaillement du film sur la surface de frottement. Le flux de chaleur moyen est la somme des flux de chaleur évacués par conduction dans chacun des anneaux : $q = q_1 + q_2$. Le partage des flux q_1 et q_2 est effectué en supposant que les faces de frottement ont la même température $T_{face1} = T_{face2}$.

2.5 Équation du transfert de chaleur

Les hypothèses utilisées pour le calcul du transfert de chaleur dans les anneaux sont les suivantes :

- dans chaque section droite des anneaux la température est uniforme, elle ne varie qu'en fonction de la position axiale,
- le flux de chaleur q dissipé dans le film est uniformément distribué sur la surface de frottement,
- les anneaux sont refroidis par convection par le fluide environnant avec un coefficient de convection H_c , constant sur la largeur, à une température de référence T_f ,

- les surfaces en contact avec l'air sont adiabatiques,
- la distribution initiale de température est uniforme et égale à la température T_f ,
- les rayons intérieurs et extérieurs des anneaux sont respectivement égaux.

Dans ces conditions l'équation de l'énergie dans les anneaux s'écrit sous la forme :

$$(\rho c)_j \frac{\partial T}{\partial t} = k_j \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{2r_o H_{c_j}}{r_o^2 - r_i^2} (T - T_f) \quad j = 1, 2 \quad (6)$$

avec la condition initiale :

$$T|_{t=0} = T_f$$

et les conditions aux limites :

$$k_j \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{S_j} = -q_j(t) \quad j = 1, 2$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{S'_j} = 0 \quad j = 1, 2$$

où S_j et S'_j sont respectivement les faces avant et arrière des anneaux.

2.6 Déformations des faces

Pour déterminer les déformations des anneaux engendrées par les gradients de température, on utilise le modèle thermo-élastique simplifié proposé antérieurement par Mayer [15], Lebeck [12] et Cicone et al. [13]. Cette méthode repose sur l'hypothèse simplificatrice suivante : la déformation thermo-élastique ne modifie pas la forme de la section droite rectangulaire de l'anneau mais produit une rotation de celle-ci (Fig. 1). L'équilibre des efforts internes dans chaque anneau conduit à l'expression de cette rotation (Cicone et al. [13]) :

$$\beta_j = \frac{12\lambda_j}{L_j^3} \frac{r_o - r_i}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \left[I_2 - I_1 \frac{L_j}{2} \right] \quad (7)$$

où : $I_1 = \int_0^L (T_j(x) - T_0) dx$ et $I_2 = \int_0^L x [T_j(x) - T_0] dx$, $j = 1, 2$.

2.7 Calcul de l'équilibre des faces

Les garnitures mécaniques fonctionnent avec un film fluide dont l'épaisseur est de l'ordre du micromètre. Le déplacement axial de l'anneau flottant est très lent car il varie avec les déformations thermo-élastiques des anneaux. Dans cette étude, les effets dynamiques sont donc supposés négligeables, la distance séparant les faces est gouvernée par l'équilibre statique des deux forces exercées sur l'anneau : la force d'ouverture W et la force de fermeture F_0 .

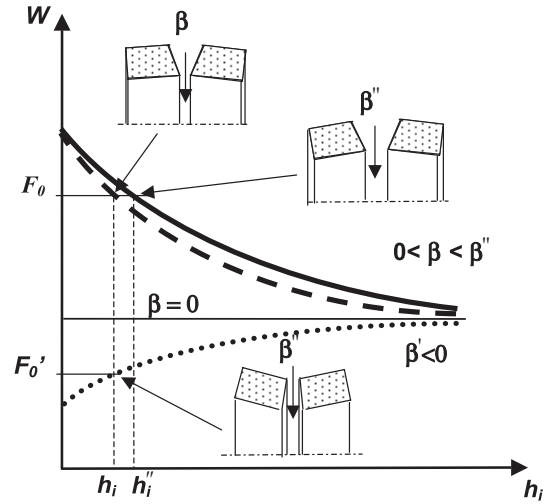


Fig. 2. Variation de la force d'ouverture avec l'épaisseur du film pour différentes conicités des faces.

La force de fermeture F_0 est constante et elle ne dépend que du rayon effectif r_h de l'étanchéité secondaire (rayon de la circonférence limite des actions hydrostatiques des fluides aux pressions p_0 et p_i , sur la face arrière du stator) :

$$F_0 = \pi(r_o^2 - r_i^2) [Bp_0 + (1 - B)p_i] \quad (8)$$

où $B = \frac{r_o^2 - r_h^2}{r_o^2 - r_i^2}$ est le facteur d'équilibrage.

Par contre la force d'ouverture W varie avec h_i et β (Fig. 2). Dans le cas où les faces forment un convergent dans la direction radiale de l'écoulement, la force d'ouverture W est une fonction décroissante de l'épaisseur du film h_i . L'équilibre des deux forces F_0 et W est stable. Pour deux valeurs différentes de la conicité, β et β'' , la portance W qui équilibre F_0 correspond alors à deux valeurs différentes, h_i et h_i'' , de l'épaisseur au centre. Dans le cas où les faces formeraient un divergent dans la direction radiale de l'écoulement ($\beta < 0$) l'équilibre est instable.

2.8 Variation de la vitesse de rotation

La loi de variation de la vitesse, pendant le démarrage, est donnée par l'équation :

$$\omega = \omega_0 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \quad (9)$$

où ω_0 est la vitesse angulaire en régime permanent et τ la constante de temps.

La durée du démarrage t_0 est définie par la relation $\frac{\omega(t_0)}{\omega_0} = 1 - e^{-\frac{t_0}{\tau}} = 0,999$ soit, $\frac{t_0}{\tau} = 7$.

2.9 Résolution

L'organigramme du programme de calcul est présenté dans la figure 3. Le calcul de la distance h_i des faces

Tableau 1. Caractéristiques des matériaux et géométrie d’anneaux.

Paramètres	Rotor	Stator
Rayon extérieur (m)	$50,5 \times 10^{-3}$	
Rayon intérieur (m)	$46,5 \times 10^{-3}$	
Longueur (m)	50×10^{-3}	20×10^{-3}
Matériau	Acier	Carbone
Conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	50	0 / 15
Densité (kg.m^{-3})	7800	1800
Coefficient de dilatation (K^{-1})	8×10^{-6}	$6,8 \times 10^{-6}$
Chaleur spécifique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	470	670
Vitesse de rotation (rad.s^{-1})	100	0

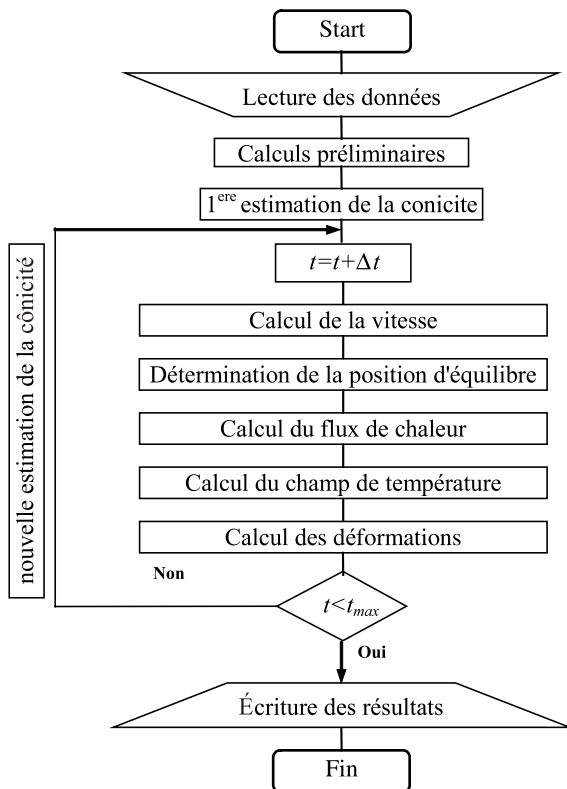


Fig. 3. Organigramme.

à l’équilibre est obtenu analytiquement en utilisant les équations (3) et (8).

L’angle β_j de rotation des faces ($j = 1, 2$), est calculé en intégrant numériquement, par la méthode de Simpson, les intégrales de l’équation (7).

Pour résoudre l’équation du transfert de la chaleur dans les anneaux (6) on adopte une discrétisation par différences finies. Le système d’équations associé est résolu par une méthode implicite pure.

3 Résultats

Cette étude est appliquée à deux cas :

- Cas 1 : Le stator est isolant. Il ne participe pas au transfert thermique. Sa face de frottement est

Tableau 2. Caractéristiques du fluide.

Paramètres	Huile
Densité (kg.m^{-3})	890
Chaleur spécifique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	1980
Conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	0,14
Température du fluide ($^{\circ}\text{C}$)	50
Viscosité de référence (Pa.s)	0,1414
Coefficient de thermoviscosité (K^{-1})	0,045
Coefficient de convection ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)	1000
Pression huile (MPa)	1

adiabatique. Toute la puissance dissipée dans le film est transmise au rotor.

- Cas 2 : Le stator est conducteur. Le bilan thermique prend en compte le transfert thermique dans les deux anneaux.

Pour chaque modèle une étude numérique est réalisée en faisant varier les valeurs des principaux paramètres du cas de référence caractérisé dans les tableaux 1 et 2.

3.1 Étude lorsque le stator est isolant (cas 1)

3.1.1 Analyse du comportement

Au démarrage, la puissance dissipée croît d’abord rapidement avec la vitesse (Fig. 4). La vitesse est ensuite stabilisée. Puis, l’élévation consécutive de la température provoque la diminution de la viscosité, la croissance de la conicité et de l’épaisseur du film (Fig. 5) et donc, la réduction de la dissipation visqueuse. La puissance dissipée décroît, puis atteint sa valeur de régime permanent.

3.1.2 Influence de la nature du fluide

Il s’agit de simuler le comportement d’un joint pour différents types d’huiles et pour de l’eau (Tab. 3). On considère, pour tous ces fluides la loi exponentielle de variation de la viscosité (4).

Les graphes des figures 6 et 7 montrent que la viscosité du fluide a une influence directe sur la température de la face et, implicitement, sur l’épaisseur du film fluide donc

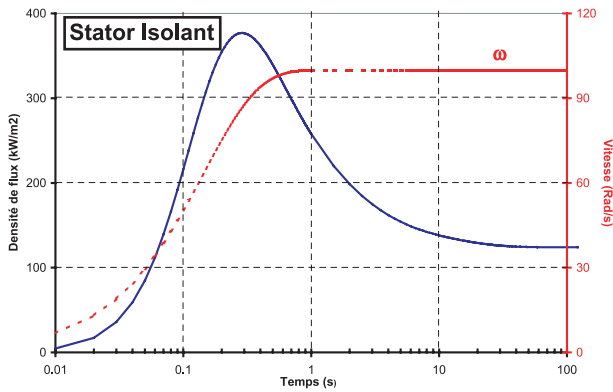


Fig. 4. Évolution de la densité de flux dans l'interface en fonction de temps (Cas 1).

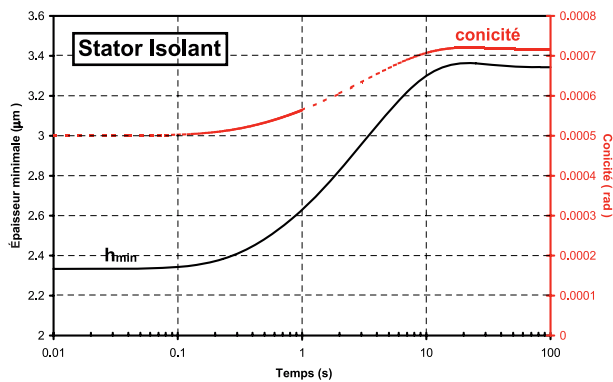


Fig. 5. Variation de la géométrie des faces avec le temps (Cas 1).

Tableau 3. Différents fluides utilisés.

Huile 1	$\mu_f = 0,1414 \text{ Pa}\cdot\text{s}$; $\beta^* = 0,045 \text{ C}^{-1}$
Huile 2	$\mu_f = 0,0773 \text{ Pa}\cdot\text{s}$; $\beta^* = 0,036 \text{ C}^{-1}$
Huile 3	$\mu_f = 0,0193 \text{ Pa}\cdot\text{s}$; $\beta^* = 0,047 \text{ C}^{-1}$
Huile 4	$\mu_f = 0,0281 \text{ Pa}\cdot\text{s}$; $\beta^* = 0,038 \text{ C}^{-1}$
Eau	$\mu_f = 0,5627 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$; $\beta^* = 0,0147 \text{ C}^{-1}$

sur le débit des fuites. Un fluide plus visqueux implique une température plus grande de la face, une déformation plus grande ce qui conduit à une épaisseur du film et un débit de fuite plus importants.

3.1.3 Influence de la nature des matériaux

Divers matériaux sont utilisés pour fabriquer des garnitures mécaniques en fonction des applications pratiques. Nous avons choisi 4 types de matériaux représentatifs des garnitures usuelles (acier inoxydable, carbone, bronze et fonte) [16] et la fluorine (CaF₂) qui est utilisée par les auteurs comme matériau pour le stator de certaines études expérimentales [3, 13]; ses caractéristiques sont décrites dans le tableau 4.

On observe que les diffusivités thermiques des différents matériaux ont des valeurs voisines. Pour cette

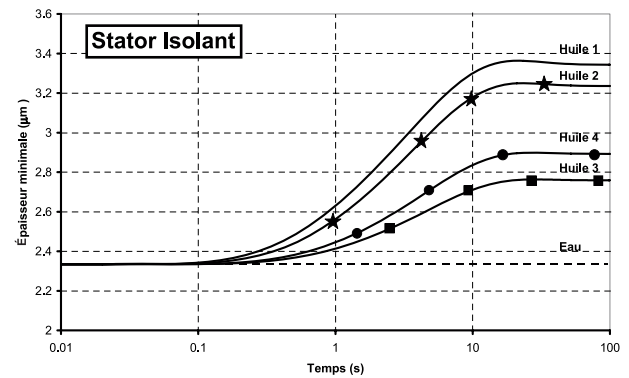


Fig. 6. Variation de l'épaisseur minimale pour différents types de lubrifiants (Cas 1).

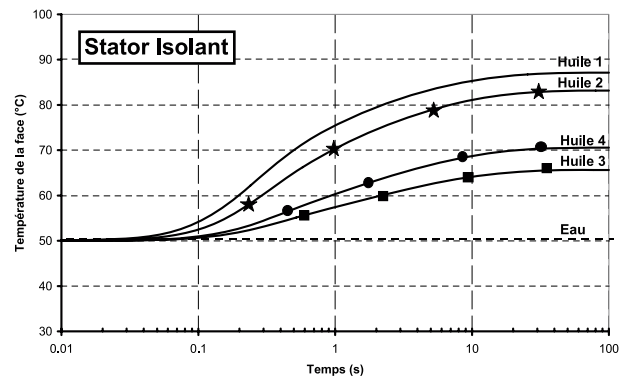


Fig. 7. Variation de la température à l'interface pour différents types de lubrifiants (Cas 1).

raison la durée des périodes transitoires est quasi identique, sauf pour la fluorine (Fig. 8a). Par contre, l'évolution de l'épaisseur minimale du film est assez différente (Fig. 8b).

L'écart des résultats s'explique de la façon suivante. Lorsque le matériau possède un coefficient de dilatation important deux cas typiques surviennent :

- si la conductivité est faible il est le siège d'un important gradient de température, la conicité, l'écartement des faces, et donc la fuite, sont importants ; c'est le cas de la fluorine,
- si au contraire la conductivité du matériau est importante elle réduit les gradients de température ; on observe alors que la conicité, l'écartement des faces, et donc la fuite, sont faibles. C'est le cas du bronze et de la fonte.

Le carbone et l'acier dont les coefficients de dilatation sont plus faibles présentent un comportement intermédiaire. En général, les applications industrielles nécessitent que la fuite reste faible indépendamment de la température, ce qui explique l'usage de ces matériaux.

3.2 Étude lorsque les deux anneaux sont conducteurs (Cas 2)

La chaleur dissipée dans l'interface est évacuée par les deux anneaux en parallèle.

Tableau 4. Caractéristiques des matériaux.

Matériaux	Acier (rotor)	Carbone (rotor/stator)	Fluorine (stator)	Bronze (rotor)	Fonte (rotor)
Conductivité thermique (k) [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	50	25/15	9,6	50	50
Densité (ρ) [kg.m ⁻³]	7800	2800/1800	3180	9000	7300
Chaleur spécifique (Cp) [J.kg ⁻¹ .K]	470	650/670	854	380	500
Coefficient dilatation [K ⁻¹]	8×10^{-6}	$6,8 \times 10^{-6}$	$18,7 \times 10^{-6}$	15×10^{-6}	18×10^{-6}
Diffusivité thermique [m ² .s ⁻¹]	$0,1363 \times 10^{-4}$	$0,1373 \times 10^{-4}$	$0,35 \times 10^{-5}$	$0,1462 \times 10^{-4}$	$0,137 \times 10^{-4}$

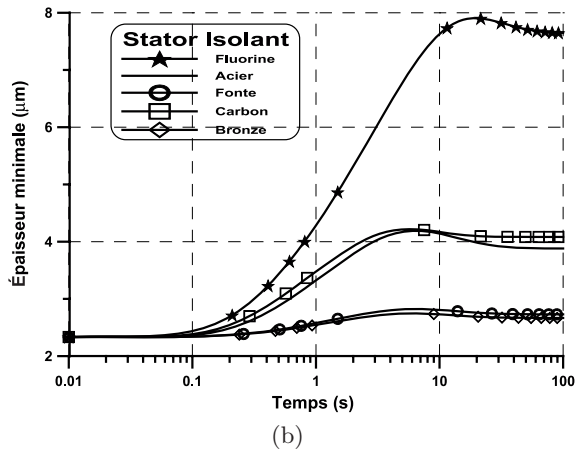
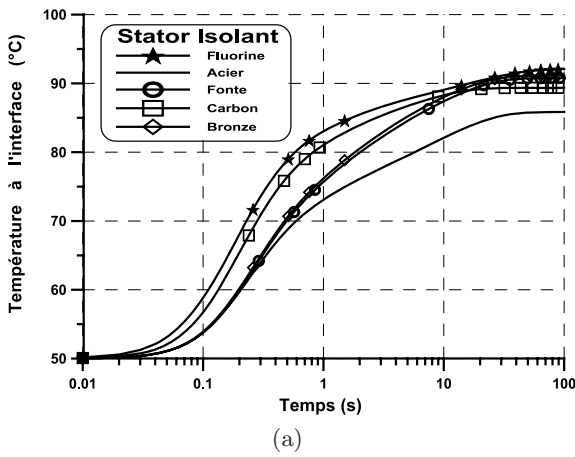


Fig. 8. (a) Température pour différents matériaux (Cas 1).
(b) Épaisseur minimale pour différents matériaux (Cas 1).

3.2.1 Influence du transfert dans le stator

La figure 9 représente la variation en fonction du temps de la géométrie des faces. On observe une sous-estimation de l'épaisseur du film lorsque la contribution du stator dans les échanges thermiques est négligée. Ces résultats montrent que la conicité du stator varie

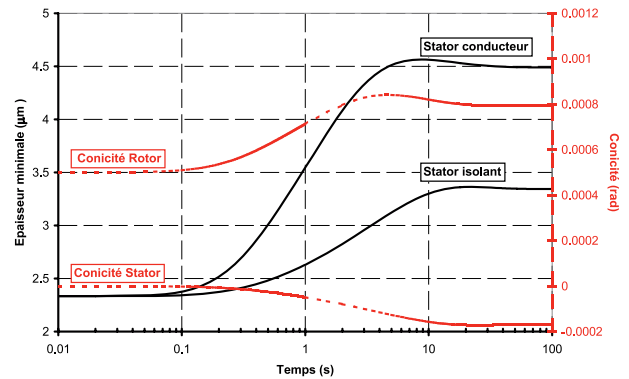


Fig. 9. Variation de la géométrie des faces avec le temps (Cas 2 – les deux anneaux sont conducteurs).

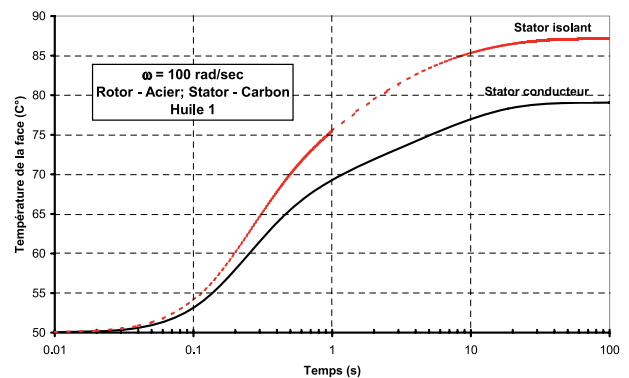
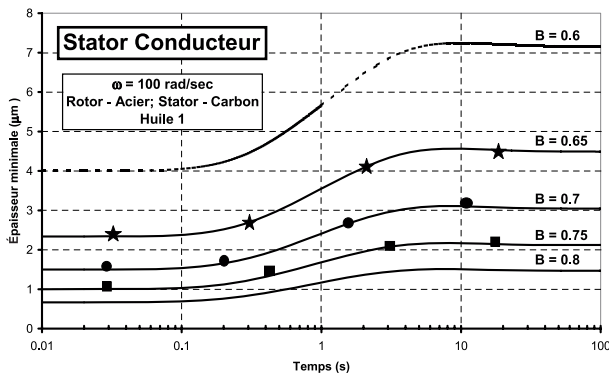
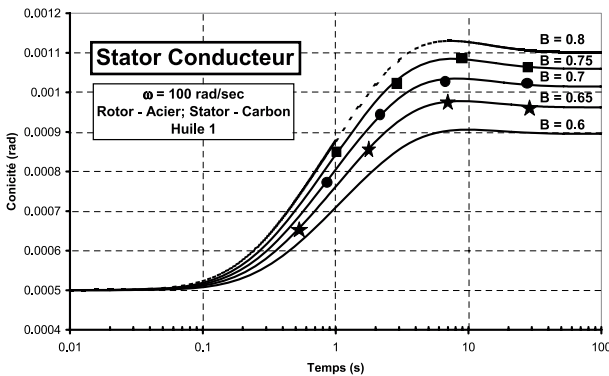


Fig. 10. Température à l'interface pour les deux cas (stator conducteur ou non).

sensiblement et provoque une variation de la distance des faces non négligeable. Pour le cas étudié, on observe une différence de 8 °C environ, selon que le stator est isolant ou non, dans la variation de la température de la face (Fig. 10). Évidemment, l'importance du transfert assuré par le stator dépend de sa surface d'échange et du coefficient de convection.



(a)



(b)

Fig. 11. (a) Variation de l'épaisseur minimale pour différentes valeurs de facteur d'équilibrage. (b) Variation de la concité pour différentes valeurs de facteur d'équilibrage.

3.2.2 Influence du rapport d'équilibrage

La force de fermeture dépend du rapport d'équilibrage B . Les valeurs étudiées pour ce facteur sont 0,6 ; 0,65 ; 0,7 ; 0,75 et 0,8. Les résultats sont présentés dans la figure 11. Comme on pouvait le prévoir, lorsque B augmente, l'épaisseur du film décroît et donc l'échauffement résultant, et par suite la concité des faces, augmentent.

On remarque que plus B (et donc la force de fermeture) augmente, plus la concité augmente pour « s'opposer » au contact des faces. Cette dernière remarque montre que les garnitures mécaniques pressurisées à l'extérieur présentent un comportement stable.

3.2.3 Influence de la période transitoire

Dans tous les calculs faits auparavant, la vitesse de rotation atteint un régime stable après 1 s. En réalité cette période transitoire peut varier. Les figures 12 et 13 montrent la variation de la puissance dissipée, et respectivement de l'épaisseur minimale pour des bases de temps de la période transitoire qui varient de 0,01 s à 6 s.

La figure 12 montre que plus la phase de démarrage est courte, plus le pic de la puissance dissipée est important. Le gradient axial de température dans les anneaux croît

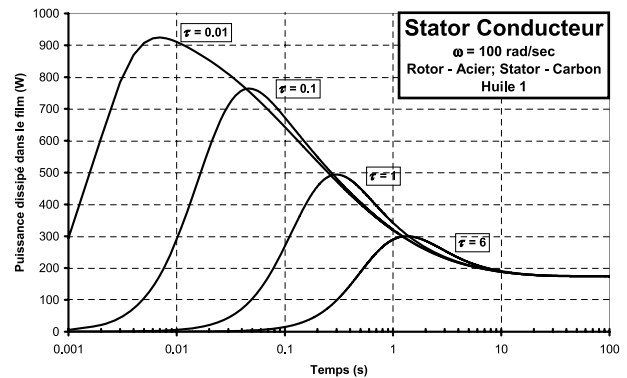


Fig. 12. Variation de la puissance dissipée à l'interface pour des périodes transitoires différentes.

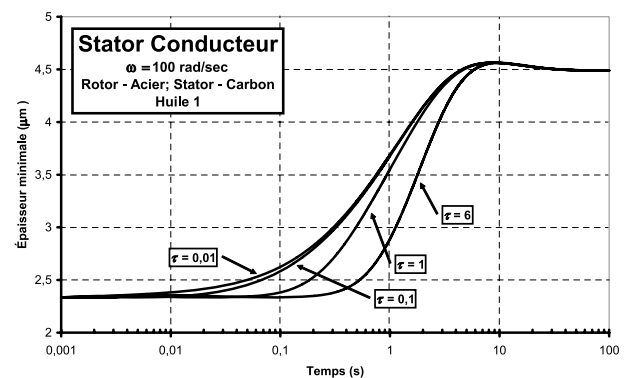


Fig. 13. Variation de l'épaisseur minimale du film pour des périodes transitoires différentes.

rapidement ainsi que la concité. Dans la figure 13 on voit que plus la période transitoire est courte, plus l'accroissement de l'épaisseur minimale, qui varie comme la concité, est rapide. Inversement, plus la période transitoire est longue, plus l'accroissement de l'épaisseur minimale est retardé

3.2.4 Étude de la stabilité

Dans les cas étudiés jusqu'ici la pression extérieure est égale à 1 MPa et la pression intérieure est nulle. L'évolution de la concité accentue le convergent dans le sens de l'écoulement radial. Les garnitures pressurisées à l'extérieur sont stables.

Les figures 14 et 15 montrent l'évolution au cours du temps de l'épaisseur minimale (sur le rayon extérieur) et de la puissance dissipée, pour une garniture mécanique dont la pression intérieure est 1 MPa et dont la pression extérieure est nulle. La concité diminue au cours du temps. L'évolution transitoire est simulée pour deux valeurs de la concité initiale. On observe les mécanismes décrits précédemment (Sect. 2.7 et Fig. 2). Si sa valeur initiale est suffisante (0,6 mrad), la concité se stabilise en formant un espace entre les faces faiblement convergent dans le sens de l'écoulement. Un film lubrifiant très mince, stable, sépare les faces. Si sa valeur initiale est trop faible

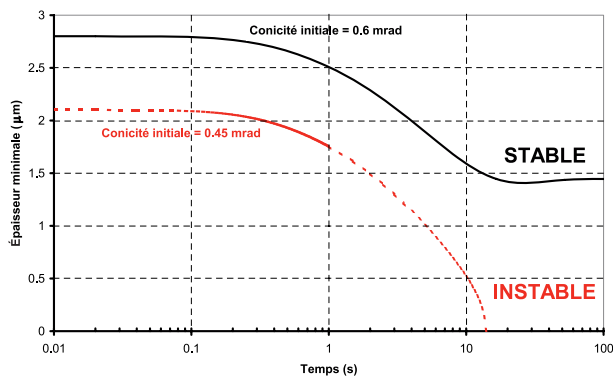


Fig. 14. Variation de l'épaisseur minimale du film pour un joint pressurisé à l'intérieur.

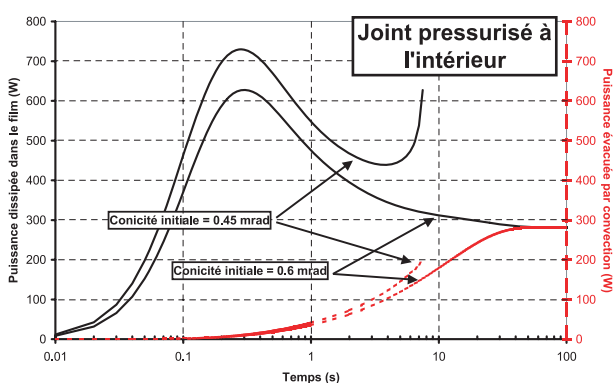


Fig. 15. Variation de la puissance dissipée à l'interface pour un joint pressurisé à l'intérieur.

(0,45 mrad), la pente change de sens, le comportement devient instable et conduit au contact des faces.

4 Conclusion

Le modèle de comportement TEHD d'une garniture d'étanchéité présenté dans cette étude repose sur l'hypothèse d'un champ de température unidimensionnel. Cette hypothèse est réaliste dans le cas usuel des anneaux de faible épaisseur (Cicone [3], Tournerie et al. [11]). Les résultats mettent en évidence l'apparition d'un pic de dissipation aux premiers instants du démarrage. L'intensité de ce pic varie à l'inverse de la durée d'établissement de la vitesse nominale. Le modèle montre que le comportement des joints pressurisés à l'extérieur est stable. L'influence de divers paramètres est analysée. En particulier, on voit que la conduction thermique des anneaux, en réduisant le gradient de température, conduit dans certains cas à une conicité plus faible et une température dans l'interface plus élevée. Les échanges thermiques avec le fluide environnant, par l'intermédiaire du stator, peuvent ne pas être négligeables. Enfin, si le joint est pressurisé à l'intérieur, les faces doivent présenter une conicité initiale supérieure à la déformation thermique en fonctionnement qui est de sens opposé. Il restera, par comparaison avec

une modélisation 2D du champ de température dans les anneaux, à déterminer précisément le domaine de validité du modèle 1D présenté dans cette étude.

Références

- [1] M.D. Pascovici, V. Olariu, T. Cicone, Transient Thermohydrodynamic Analysis of a Mechanical Face Seal, 6th Intern. Conf. VAREHD6, Suceava, Romania, 1992
- [2] M.D. Pascovici, T. Cicone, B. Kucinschi, Transient Thermohydrodynamic Analysis of a Mechanical Face Seal, Part II: The Apportionment of the Heat Flux, Proceedings of Micro-CAD '94, International Computer Science Conference, Ungaria, 1994
- [3] T. Cicone, Studiul Problemei Termohidrodinamice ale Etansarilor Frontale cu Frecare Fluida, Thèse de doctorat de l'Université Politehnica de Bucarest, 1997 (en roumain)
- [4] J.C. Danos, Lubrification thermohydrodynamique dans les joints d'étanchéité à faces radiales, Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, France, 2000
- [5] J.C. Danos, B. Tournerie, J. Frêne, THD lubrication of mechanical face seals during transient period after start-up: 2D modelisation, 29th Leeds-Lyon Symp., 2002
- [6] T.G. Doust, A. Parmar, Transient thermoelastic effects in a mechanical face seal, Proc. of the 14th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHRA, Cannes, 1987
- [7] A. Parmar, Thermal cycling in mechanical seals – Causes, prediction, prevention, Proc. of the 13th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHRA, Brugge, 1992, 507–526
- [8] D.A. Blasbalg, R.D. Salant, Numerical Study of Two-Phase Mechanical Seal Stability, STLE Tribology Trans. 38(4) (1995) 791–800
- [9] S.R. Harp, R.F. Salant, Analysis of Mechanical Seal Behavior During Transient Operation, ASME Paper, 1997, No. 75-Lub-22
- [10] R.F. Salant, W.E. Key, Development of an Analytical Model for Use in Mechanical Seal Design, Proc. of the 10th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHRA, Austria, 1984
- [11] B. Tournerie, N. Brunetière, J.C. Danos, 2D Numerical modeling of the TEHD transient behaviour of mechanical face seals, Proc. of the 17th BHRG Conf. on Fluid Sealing, York, UK, 2003
- [12] A.O. Lebeck, Principles And Design of Mechanical Face Seals, John Wiley, New York, 1991
- [13] T. Cicone, B. Tournerie, N. Brunetière, J. Frêne, Analysis of lubrication regime transition, experimentally observed in liquid face seals, using an analytical model for thermoelastic face distorsion, 16th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHR Group, Brugge, Belgium, 2000
- [14] A. Fatu, B. Tournerie, T. Cicone, A simplified thermo-elastic model for a mechanical face seal in transient operation, VAR-HED2003 Conference, Suceava, Romania, April 2003
- [15] E. Mayer, Garnitures mécaniques d'étanchéité, Dunod Technique, 1978
- [16] Technique de l'Ingénieur, Garnitures mécaniques, Technologie, 2001