



HAL
open science

Etude des performances thermoélastohydrodynamiques de paliers soumis à des conditions sévères

Jean Bouyer

► **To cite this version:**

Jean Bouyer. Etude des performances thermoélastohydrodynamiques de paliers soumis à des conditions sévères. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université de Poitiers, 2003. Français. NNT : . tel-00003900

HAL Id: tel-00003900

<https://theses.hal.science/tel-00003900>

Submitted on 4 Dec 2003

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour l'obtention du Grade de

Docteur de l'Université de Poitiers

(Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées)

(Diplôme National - Arrêté du 25 avril 1992)

Ecole doctorale : Sciences Pour l'Ingénieur

Secteur de Recherche :

GÉNIE MÉCANIQUE, PRODUCTIQUE, TRANSPORT

Présentée par :

Jean BOUYER

Étude des performances thermoélastohydrodynamiques de paliers soumis à des conditions sévères

Directeur de Thèse : Michel FILLON

Soutenue le 14 octobre 2003
devant la Commission d'Examen

JURY

D. BONNEAU	Professeur	Université de Poitiers	Président
B. BOU-SAÏD	HDR, Maître de Conférences	INSA de Lyon	Rapporteur
W. DMOCHOWSKI	Senior Research Officer	NRC Ottawa	Rapporteur
M. FILLON	Directeur de Recherche CNRS	Université de Poitiers	Examineur
D. NICOLAS	Professeur honoraire	Université de Poitiers	Examineur
I. PIERRE	Ingénieur de Recherche	EDF R&D Clamart	Examineur

A mon père Daniel,
A ma mère Renée-Françoise,
A Marylène,

A Pierre et Sabrina,

A tous ceux qui me sont chers...

Avant propos

Cette étude a été effectuée au Laboratoire de Mécanique des Solides (UMR 6610) dirigé par Messieurs les Professeurs Jean-Paul LALLEMAND puis Olivier BONNEAU.

Je remercie Monsieur le professeur Jean FRENE de m'avoir permis de découvrir la lubrification en m'acceptant au sein du DEA de Mécanique qui m'a conduit à réaliser ce travail.

Je tiens surtout à exprimer ma plus profonde gratitude à mon Directeur de Thèse, Michel FILLON, pour sa présence inconditionnelle, ses conseils avisés et ses encouragements ; il a su ainsi me communiquer sa passion pour la recherche.

J'apprécie également l'honneur que me font Messieurs Waldemar DMOCHOWSKI du National Research Center d'Ottawa et Benyebka BOU-SAÏD de l'INSA de Lyon d'avoir accepté de juger ce travail.

Je remercie Monsieur Dominique BONNEAU d'avoir accepté de présider le jury mais aussi Madame Isabelle PIERRE-DANOS et Monsieur Daniel NICOLAS, de s'être intéressés à mon travail en faisant partie du jury.

Merci à tous les membres du Laboratoire, à Laurence ARTUS, Djamila LAGACHE et Nathalie ROUSSEAU les secrétaires, ainsi qu'aux techniciens, Jean-Jacques BOUTET, Michaël BEAU et René BRANLE.

Un grand merci à tous mes potes qui ont eu à me supporter pendant ces trois années (et ce n'est pas fini...).

Enfin, je remercie chaleureusement tous les membres de ma famille qui eux aussi ont eu à me supporter et m'ont encouragé afin que je mène à bien ce travail.

Table des matières

Avant propos	5
Notations	11
Introduction à la tribologie	15
Introduction générale	19
1 Étude bibliographique	21
1.1 Rappels sur les effets thermiques	22
1.2 Les études thermoélastohydrodynamiques	29
1.3 Le mésalignement	34
1.3.1 Études expérimentales	34
1.3.2 Études théoriques	36
1.4 L'usure dans les paliers	43
1.5 Conclusion	45
2 Analyse théorique et numérique	47
2.1 Rappel des équations de base	47
2.2 Géométrie du palier	50
2.2.1 Rappels sur le mésalignement	51
2.2.2 Défaut d'usure	52
2.2.3 Modification géométrique créée dans la zone critique	53
2.3 Prise en compte des modifications géométriques	54
2.3.1 Déformations mécaniques	55
2.3.2 Déformations thermiques	56
2.3.3 Dilatation différentielle	56
2.4 Conditions aux limites	57

2.5	Méthode numérique de résolution	59
2.6	Conclusion	61
3	Performances d'un palier mésaligné	63
3.1	Présentation de la machine d'essais	63
3.1.1	Description du dispositif	64
3.1.2	Système d'acquisition	67
3.2	Résultats expérimentaux	68
3.2.1	Mésalignement suivant la direction de la charge	69
3.2.2	Autres directions de mésalignement	76
3.3	Comparaison théorie/expérimentation	80
3.3.1	Couple parallèle à la direction de la charge	81
3.3.2	Autres directions de mésalignement	85
3.4	Conclusion	86
4	Influence de la géométrie du palier	89
4.1	Performances du palier utilisé	90
4.2	Amélioration des performances d'un palier mésaligné	97
4.2.1	Modification géométrique locale	98
4.2.2	Modification géométrique globale	103
4.2.3	Autres intensités du couple de mésalignement	105
4.2.4	Conclusions	106
4.3	Conclusion	108
5	Palier soumis à des conditions sévères	109
5.1	Palier soumis à une forte charge	110
5.2	Palier fonctionnant à vitesse élevée	117
5.3	Palier soumis à un fort mésalignement	120
5.4	Pertinence du modèle TEHD	123
5.5	Conclusion	129
	Conclusions et perspectives	133
A	Validation des calculs de déformations	137
A.1	Déformations élastiques	137
A.2	Influence des conditions aux limites	139
A.2.1	Pression interne uniforme de 60 MPa	140

A.2.2	Champ de pression réel	141
A.3	Déformations thermiques	143
B	Incertitudes	147
B.1	Mise en forme	147
B.2	Méthode de calcul	147
B.2.1	Incertitude systématique (I_{Sys})	147
B.2.2	Incertitude de répétition ($I_{\bar{R}}$)	148
B.3	Incertitude sur nos résultats expérimentaux	148
B.3.1	Vitesse	148
B.3.2	Couple	148
B.3.3	Débit	148
B.3.4	Températures	149
B.3.5	Pressions	149
B.3.6	Capteurs de déplacements	150
C	Influence du maillage	151
C.1	Influence en unidimensionnel	151
C.2	Influence en tridimensionnel	153
	Bibliographie	157
	Liste des figures	173
	Liste des tableaux	179

Notations

C	Jeu radial (m)
C_1, C_0, C_2	Centres de l'arbre dans les sections avant, médiane et arrière
C_p	Chaleur spécifique du fluide ($J/kg.K$)
d	Amplitude du mésalignement (m)
d_d	Profondeur du défaut (m)
D	Diamètre du palier (m)
e	Excentricité (m)
E	Module d'Young (Pa)
g	Fonction binaire
h	Épaisseur de film (m)
H	Coefficient d'échange thermique ($W/m^2.K$)
K	Coefficient de conductivité thermique ($W/m.K$)
l_d	Longueur du défaut (m)
L	Longueur du palier (m)
m_p, m_T	Matrices de compliance élastique et thermique
M	Couple de mésalignement ($N.m$)
N	Vitesse de rotation (tr/min)
O_0	Centre du coussinet
p	Pression dans le film (Pa)
q	Flux de chaleur (W/m^2)
r, θ, z	Coordonnées cylindriques (m, rad, m)
R	Rayon du palier (m)
T	Température dans le film ($^{\circ}C$)
T_0	Température de référence ($^{\circ}C$)
\bar{T}_a	Température moyenne de l'arbre ($^{\circ}C$)
\bar{T}_c	Température moyenne du coussinet ($^{\circ}C$)

u, v, w	Composantes de la vitesse d'une particule fluide dans le repère lié à l'arbre ($m.s^{-1}$)
W	Charge radiale (N)
x, y, z ou θ, γ, z	Coordonnées cartésiennes dans le repère Re_a ($x = R\theta$) (m)
α	Coefficient de dilatation thermique (K^{-1})
β	Angle de mésalignement ($^\circ$)
β_d	Position angulaire du défaut ($^\circ$)
$\delta = \frac{d}{C}$	Mésalignement relatif
$\delta_d = \frac{d_d}{C}$	Profondeur du défaut en pourcentage
δh	Modification géométrique (m)
$\delta_m = \frac{d}{C}$	Mésalignement relatif maximal
$\varepsilon = \frac{e}{C}$	Excentricité relative
φ	Angle de calage (rad)
γ	Module d'élasticité en compression du lubrifiant (Pa)
μ	Viscosité dynamique du fluide ($Pa.s$)
ν	Coefficient de Poisson
ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
ω	Vitesse angulaire de l'arbre (rad/s)
Ψ	Angle du couple de mésalignement par rapport à la direction de la charge (rad)
Θ	Variable d'Elrod

Repères

$\mathfrak{R}_0(O_0, \vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})$	Repère orthonormé de référence lié au bâti
$\mathfrak{R}_a(C_0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$	Repère lié à l'arbre
$\mathfrak{R}_c(O_0, \vec{r}, \vec{\theta}, \vec{z})$	Repère lié au coussinet

Indices et exposants

a	Arbre
c	Coussinet
d	Défaut
e	Extérieur
i	Intérieur
impo	Imposée

inf	Inférieur
L	Lubrifiant
m	Maximal
P	Pression
rup	Rupture
sup	Supérieur
T	Température
W	Charge
0	Grandeur de référence
α	Dilatation
φ	Angle de calage

Sigles

HD	HydroDynamique
EHD	ElastoHydroDynamique
ETG	Equilibre Thermique Global
THD	ThermoHydroDynamique
TEHD	ThermoElastoHydroDynamique

Introduction à la tribologie

Les frottements sont omniprésents dans tout ce qui nous entoure. Même si parfois ils nous semblent gênants, il est pourtant impossible d'imaginer les supprimer. C'est le principe de l'action/réaction : un système mécanique où les différentes parties n'interagiraient pas les unes avec les autres ne fonctionnerait pas. L'étude de ces frottements et de la lubrification est le but de la tribologie, discipline dont l'importance est grandissante. Le mot tribologie vient du grec '*tribien*' : frotter et '*logos*' : étude ou science ; ainsi la tribologie est l'étude ou la science du frottement. Plus généralement, la tribologie regroupe l'étude de la lubrification, du frottement et de l'usure des éléments de machine.

L'interface

Les mécanismes sont composés de trois corps : les deux premiers sont en mouvement l'un par rapport à l'autre alors que le troisième est celui qui les sépare. Ce sont les mécanismes qui imposent les sollicitations aux contacts. Leurs tailles se situent dans des gammes extrêmement larges : leur masse peut aller de quelques grammes à plusieurs tonnes et leur dimensions du nanomètre au mètre. Il en est de même pour les conditions de fonctionnement qui vont de quelques micromètres par seconde à plusieurs centaines de mètres par seconde pour la vitesse, ou de -350 à +1200°C pour la température. Les sollicitations varient également au cours du temps. Les conditions fonctionnelles cinématiques, dynamiques et thermiques ainsi que leurs variations temporelles sont imposées par le mécanisme lui-même au contact. L'inverse est souvent vrai car la raideur et l'amortissement du contact peuvent influencer le comportement dynamique du système. Le troisième corps ou interface, qui est celui qui nous intéresse plus particulièrement, sépare les deux premiers et permet leur mouvement relatif. Il doit supporter les mêmes pressions, éventuellement les générer et, simultanément, constituer une zone tampon pour l'accommodation des vitesses relatives des parties en mouvement. Il peut s'agir soit d'un liquide visqueux dans le cas du palier hydrodynamique, soit d'un solide

ou encore d'un milieu granuleux, fourni par les deux parties en mouvement relatif, comme par exemple les débris de craie sur un tableau.

La mécanique du contact

Les sollicitations imposées aux premiers corps conduisent à des champs de contraintes, de déformation et de température à leur surface qui seront transmis par continuité au troisième corps. La dissipation d'énergie dans celui-ci induit des augmentations de température dans les trois corps en contact. Selon les vitesses et les propriétés thermiques des corps, la répartition de température variera dans chacun d'eux. Les pressions exercées sur les surfaces se situent dans une large gamme, de quelques centaines de kilopascals à quelques gigapascals. Elles sont parfois suffisantes pour entraîner l'endommagement des surfaces des contacts lubrifiés.

Les régimes de fonctionnement

Ils caractérisent les conditions dans lesquelles les premiers corps sont séparés du troisième. Leur spécificité repose sur l'existence d'un lubrifiant visqueux, en film complet ou non, et sur le mécanisme de génération de portance au sein du film fluide.

– Le régime hydrodynamique et hydrostatique

Le régime est dit hydrodynamique lorsque le troisième corps est un lubrifiant visqueux et que les vitesses relatives des deux surfaces conformes génèrent une pression suffisante à la séparation complète des deux surfaces. C'est le cas des paliers hydrodynamiques que l'on trouve par exemple dans les turbines et les alternateurs des centrales électriques. Si l'on tient compte en plus des effets thermiques, le régime est appelé thermohydrodynamique. Lorsque la génération de pression est effectuée à l'extérieur du contact, par une pompe par exemple, et que la vitesse n'est plus un critère de fonctionnement, le régime est dit hydrostatique.

– Le régime élastohydrodynamique

Ce régime se différencie du précédent par le fait que les surfaces, bien qu'étant égales, ne sont plus conformes. Les pressions dans ce type de contact, très élevées, entraînent des déformations élastiques non négligeables devant l'épaisseur du film et augmentent considérablement la viscosité du fluide. C'est le cas, par exemple, du contact entre les dentures d'engrenage. Le régime élastohydrodynamique est parfois aussi utilisé pour des paliers hydrodynamiques qui sont soumis à des conditions sévères comme

un chargement dynamique (paliers de moteurs thermiques par exemple), de très fortes charges ou encore un fort mésalignement.

– **Le régime mixte**

On parle de régime mixte lorsque l'épaisseur du troisième corps n'est pas suffisante pour assurer le non-contact des surfaces des premiers corps. Le contact est alors le siège de très forts gradients de pression ou de température. C'est le cas des phases de démarrage et d'arrêt dans le régime hydrodynamique.

Comment ça marche ?

Le fonctionnement du troisième corps repose sur la notion de débit. L'adhérence du fluide visqueux en film mince aux parois en mouvement crée le débit. La conservation du débit dans un convergent (entonnoir) est un puissant mécanisme générateur de pression, c'est le cas pour l'hydro- et l'élastohydrodynamique. Deux mécanismes entrent en jeu dans le fonctionnement du film fluide : la portance et le frottement. Selon les cas, l'un est recherché et l'autre subi : c'est le cas dans un palier hydrodynamique, où la portance est recherchée et le frottement une conséquence, ou à l'inverse pour un frein où le frottement est recherché. Pour que le fluide soit une interface efficace, il faut que le champ de pression soit suffisant pour équilibrer la charge normale en fonction de l'aire du contact disponible, mais aussi que l'épaisseur minimale du film soit supérieure aux éventuels défauts géométriques des surfaces. La force de frottement est génératrice de dissipation d'énergie et est opposée au mouvement relatif qui la crée, augmentant ainsi la température des corps dans le contact.

Conclusion

L'objet principal de la tribologie est de contribuer à la maîtrise du comportement, de la durée de vie et de la fiabilité des différents composants d'une liaison animée d'un mouvement de rotation et chargée. Elle utilise plusieurs concepts fondamentaux de la mécanique, de la physique ou même de la chimie, en les adaptant à des problèmes dont les grandeurs caractéristiques peuvent rapidement varier entre des bornes éloignées. De plus, la maîtrise de ses concepts théoriques permet souvent de s'affranchir d'une expérimentation qui pourrait être lourde et coûteuse à mettre en oeuvre, voire impossible à réaliser à échelle réelle. De nombreux progrès sont à venir, notamment sur les phénomènes d'usure ou sur les moyens de réduire les consommations d'énergie, avec des applications dans de nombreux domaines comme le spatial, l'automobile, le médical ou encore l'informatique.

Introduction générale

Les paliers hydrodynamiques ont pour objectif principal de supporter une charge radiale. Ces organes de support et de guidage en rotation sont de plus en plus utilisés dans les machines tournantes contemporaines. Ils sont constitués de trois parties : le coussinet (géométrie fixe ou à patins oscillants), l'arbre en rotation, et le film lubrifiant qui les sépare. De nos jours, ils sont pour la plupart très sollicités tant au niveau de la température de fonctionnement qu'au niveau de l'épaisseur minimale du film fluide. Cette situation résulte des conditions de plus en plus sévères appliquées sur ces organes de guidage de rotors. L'accroissement des vitesses et des charges augmente l'énergie dissipée dans le film d'huile donc les températures, modifiant sensiblement les caractéristiques du lubrifiant et les performances du palier. Ceci entraîne d'une part une baisse de la viscosité du lubrifiant, donc de la capacité de charge, et d'autre part une déformation élastique des surfaces de contact qui peut être dans certains cas très sévères, de l'ordre de, ou même supérieure à l'épaisseur minimale du film. Le mésalignement est aussi un facteur perturbant les conditions de fonctionnement du palier, notamment en réduisant considérablement l'épaisseur minimale du film et en augmentant les gradients de température. Afin de prédire au mieux le comportement du palier, il est donc nécessaire de réaliser des simulations numériques aussi précises que possible, prenant en compte tous ces paramètres.

Les effets thermiques dans les paliers hydrodynamiques ont été largement étudiés au cours des vingt dernières années, ainsi que les effets élastiques, mais peu d'études regroupent les deux approches. Le but de l'étude menée au cours de cette thèse a donc été de développer, à partir d'un modèle existant, une modélisation qui tienne compte du plus grand nombre de paramètres, comme les effets thermiques, les déformations thermiques et élastiques, afin qu'elle soit la plus précise possible. De plus, des expérimentations ont permis de valider cette étude, tant au niveau des conditions aux limites qu'au niveau des hypothèses retenues.

Le travail effectué est présenté en cinq parties. La première est bibliographique, la seconde présente l'étude numérique, les deux suivantes l'étude du palier mésaligné et la cinquième l'analyse des conditions de fonctionnement sévères. L'étude bibliographique qui constitue le chapitre premier retrace brièvement les travaux effectués sur les phénomènes thermiques. Puis les travaux sur le régime thermoélastohydrodynamique sont présentés avant ceux concernant le mésalignement. Enfin, les études sur les paliers usés sont analysées.

Le chapitre deux donne les détails des analyses théorique et numérique du comportement thermoélastohydrodynamique d'un palier lisse. Après un rappel des équations de base, la configuration géométrique du palier et notamment ses modifications comme le mésalignement ou l'usure sont analysés. La prise en compte des modifications liées aux conditions de fonctionnement est ensuite exposée à travers l'étude des déformations élastiques et thermiques. Enfin, la méthode de résolution est détaillée dans son fonctionnement et sa validation.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude expérimentale du mésalignement. Le dispositif expérimental qui comprend le palier d'essais, l'instrumentation et le système d'acquisition de données, est présenté. Les résultats sont ensuite discutés pour différentes directions de mésalignement et comparés avec ceux issus des simulations numériques. La comparaison est tout d'abord effectuée avec un couple de mésalignement parallèle à la direction de la charge puis l'influence de la direction du couple de mésalignement est analysée.

Le chapitre quatre traite des modifications qui peuvent être apportées à la géométrie du palier. Ce chapitre est composé de deux parties : la première est consacrée à l'analyse d'un palier lisse usé soumis à différentes conditions de fonctionnement, et la deuxième à l'étude d'une solution pour l'amélioration des performances d'un palier lisse mésaligné.

Le dernier chapitre consiste en l'étude des performances d'un palier soumis à des conditions sévères de fonctionnement. L'influence de la prise en compte des déformations thermiques et élastiques est tout d'abord exposée sur un palier fortement chargé, puis fonctionnant à une vitesse de rotation élevée, et en dernier lieu sur un palier fortement mésaligné. Enfin, la pertinence du modèle TEHD par rapport au modèle THD est discutée à travers l'analyse d'un palier soumis à diverses charges et vitesses.

Chapitre 1

Étude bibliographique

Une partie importante de la recherche est aujourd'hui concentrée sur l'économie d'énergie, que ce soit en termes de consommation ou de source d'énergie, l'efficacité est devenue une priorité. Il faut donc réduire toujours plus les frottements et diminuer l'usure afin d'améliorer le rendement des machines et minimiser les pertes d'énergie. Ceci nécessite, pour de nombreux mécanismes, de s'intéresser aux problèmes de lubrification et en particulier à la lubrification hydrodynamique.

Bien qu'ignorés pendant plusieurs décénies par la communauté scientifique, les premiers travaux sur la lubrification hydrodynamique sont ceux que Hirn [Hir54] réalise en 1854, dans lesquels il bouscule la référence établie par les lois de Coulomb.

Presque 30 ans plus tard, Towers [Tow83] découvre l'existence d'une répartition de pression entre les surfaces de l'arbre et du coussinet d'un palier de wagon de chemin de fer.

C'est à partir des travaux de Towers qu'Osborne Reynolds définit le phénomène fondamental de portance hydrodynamique. Le lubrifiant adhérant aux surfaces du palier en mouvement relatif génère, lorsqu'il entre dans un convergent, une répartition de pression capable de supporter une charge radiale conséquente. Cette théorie dont la formulation mathématique s'appuie sur les équations de Navier-Stokes, est publiée par Reynolds [Rey86] en 1886. Elle permet d'obtenir la répartition de pression hydrodynamique dans le film lubrifiant, et constitue ainsi la base de la théorie de la lubrification contemporaine.

Depuis plus d'un siècle, de nombreuses améliorations lui ont été apportées, aussi bien par des études théoriques que par des études expérimentales. Les travaux présentant ces améliorations, notamment l'étude des phénomènes thermiques, des déformations des surfaces, ou encore les défauts de fonctionnement comme le mésalignement ou l'usure sont rapportés dans la suite de ce chapitre.

1.1 Rappels sur les effets thermiques

Le modèle isotherme, qui fût utilisé durant de nombreuses années, ne donne de bons résultats que dans des cas simples, pour lesquels l'énergie dissipée est faible et l'augmentation de température trop faible pour induire une variation de la viscosité du lubrifiant. Cette observation, mise en évidence par des études expérimentales, conduit naturellement à étudier les phénomènes thermiques.

De nombreuses études font l'historique des travaux effectués sur les phénomènes thermiques, notamment celles de Pinkus [PW80, Pin90], Khonsari [Kho87a, Kho87b], Fillon [FFB87] ou, plus récemment, Tanaka [Tan00]. Nous ne ferons donc dans cette partie qu'un rappel des principaux travaux effectués sur le sujet.

La première approche du phénomène thermique a été réalisée par Kingsbury [Kin33] en 1933, qui propose de prendre en compte les variations de température et de viscosité à travers l'épaisseur du film. Cette étude, à la fois théorique et expérimentale, donne la première solution correcte du problème thermique en lubrification mais ne s'applique qu'à un cas axisymétrique.

Swift [Swi37] propose en 1937 une approche plus simple qui utilise un modèle global. Une température moyenne de fonctionnement est utilisée pour calculer une viscosité moyenne. Bien que n'offrant pas des résultats très précis, cette méthode, encore utilisée à l'heure actuelle, présente l'avantage d'être rapide et simple à mettre en oeuvre.

Quelques années plus tard, Hagg [Hag44] propose une formulation analytique du travail de Kingsbury [Kin33] en choisissant une variation simple de la viscosité en fonction de la température pour des paliers fonctionnant à haute vitesse.

Durant la seconde guerre mondiale, Fogg met en évidence expérimentalement un phénomène de portance qu'il attribue, dans ses travaux publiés en 1946 [Fog46], à la dilatation du fluide sous l'effet de l'échauffement dû au cisaillement dans un blochet à faces parallèles. Ce phénomène sera appelé 'coin thermique'. Cependant, en 1958, Cameron [CW58] montrera que ce phénomène, bien que très faible, est dû à la dilatation des surfaces.

En 1949, Cope [Cop49] fait intervenir l'équation de l'énergie pour obtenir la température dans le film et par conséquent les variations de viscosité à travers le film. Il montre que ces variations influencent fortement les performances du blochet à faces parallèles.

Dans son étude publiée en 1958, Cameron [CW58] montre que dans le cas du blochet à faces parallèles les déformations thermiques peuvent expliquer le phénomène de "coin thermique" observé par Fogg. Il démontre également que la variation de viscosité avec la température joue un rôle beaucoup plus important que la dilatation du fluide.

Dowson [Dow62] présente en 1962 un travail qui représente une avancée considérable dans l'étude des phénomènes thermiques. Il modifie l'équation de Reynolds classique afin de prendre en compte les variations de viscosité et de masse volumique à travers l'épaisseur du film fluide. C'est l'équation de Reynolds généralisée qui, couplée avec l'équation de l'énergie, permet l'étude locale des phénomènes thermiques en lubrification hydrodynamique.

La résolution de ces équations est basée sur des méthodes de calcul numérique (différences finies ou éléments finis), ce qui nécessite l'application de conditions aux limites particulières sur la température. On peut citer les conditions aux limites de type isotherme, adiabatique ou encore la condition d'échange thermique entre les fluides et les solides (continuité de flux de chaleur) qui est la plus utilisée, car sans doute la plus proche de la réalité. C'est encore Dowson qui publie en 1964 avec Hudson [DH64] un travail sur un blochet dans lequel ils imposent une condition d'égalité de flux à l'interface film/coussinet. Ceci implique la résolution de l'équation de la chaleur, dite équation de Laplace, dans le coussinet. De plus, il faut imposer de nouvelles conditions sur les autres frontières du coussinet. Le problème thermohydrodynamique ainsi posé n'admet plus de solution analytique.

Dowson, Hudson, Hunter et March [DHHM66] réalisent deux ans plus tard une étude expérimentale dans laquelle ils mesurent pour la première fois les champs de pression et de température dans le coussinet et l'arbre. Cette étude a mis en évidence les transferts de chaleur dus à l'écoulement du fluide ainsi que la faible variation circumférentielle de température dans l'arbre, ce qui a permis de considérer par la suite l'arbre comme un solide avec une symétrie axiale.

Huebner [Hue74] en 1974 propose une étude thermohydrodynamique tridimensionnelle d'une butée dans laquelle il montre qu'il est souvent possible d'utiliser une solution adiabatique pour déterminer les conditions de fonctionnement. Il montre également que la méthode des éléments finis est particulièrement adaptée à l'étude de configurations géométriques complexes.

Durant la même période, Majumdar et Saha [MS74] démontrent l'importance des effets thermiques dans les paliers en les comparant à des résultats isothermes, lesquels surestiment de 35% la capacité de charge du palier. Pascovici [Pas70, Pas74] met en évidence des discontinuités (brusques variations) de température au voisinage des zones de rupture et de reformation du film.

Boncompain et Frêne [BF79] publient en 1979 une étude sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier fonctionnant en régime laminaire dans laquelle ils concluent que les effets thermiques perturbent fortement les coefficients de raideur et d'amortissement.

En 1983, Ferron et al. [FFB83] présentent une comparaison entre théorie et expérimentation sur un palier lisse. Le modèle THD tient compte des transferts thermiques entre le fluide, l'arbre et le coussinet mais aussi de la recirculation du lubrifiant et de la cavitation. Ils mesurent expérimentalement les pressions et les températures dans le palier soumis à différentes charges à plusieurs vitesses. Ils observent une bonne concordance entre théorie et expérimentation mais soulignent que les dilatations différentielles ainsi que les déformations thermiques doivent être prises en compte afin d'obtenir une meilleure précision dans le calcul et dans les mesures.

La même année, Mitsui, Hori et Tanaka [MHT83] réalisent une étude théorique et expérimentale du refroidissement du fluide au niveau de la rainure d'alimentation. Ils mesurent les températures aux surfaces du coussinet et de l'arbre ainsi que les températures d'entrée et de sortie du film. Ils introduisent alors un "coefficient de mélange" obtenu expérimentalement qui varie entre 0,4 et 0,8, qui peut être utilisé dans les calculs THD pour prédire la température d'entrée du fluide au niveau de la rainure.

Dans sa thèse un an plus tard, Boncompain [Bon84] propose une modélisation de la zone inactive du film dans laquelle il modélise les filets fluides grâce à une largeur équivalente de fluide dans la zone de rupture. Les filets proviennent de la division du film lubrifiant dans la zone de divergence du contact. Une largeur fictive du fluide est définie et la conservation du débit est appliquée. Le détail de cette modélisation est exposé dans plusieurs travaux ultérieurs comme celui de Pierre [Pie00] par exemple.

A partir d'une excellente étude expérimentale qu'ils réalisent en 1981 [TH81] sur les effets thermiques dans les paliers fonctionnant en régime établi, Hansen et Tonnesen présentent en 1984 avec Lund [LH84, LT84] une étude théorique sur les effets thermiques dans les paliers. La variation de viscosité dans le film est évaluée par un polynôme d'ordre quatre ce qui permet de trouver une solution approchée de l'équation de l'énergie. Ils tiennent compte également des transferts thermiques par conduction dans le coussinet ainsi que des échanges de chaleur dans la rainure d'alimentation. Ils observent une bonne corrélation entre leurs travaux et leurs précédentes expérimentations [TH81] pour la température et la pression.

Khonsari et Beaman [KB85] publient en 1986 une étude THD dans laquelle ils tiennent compte de la cavitation et du mélange de fluide dans la rainure. Deux types de conditions aux limites sont étudiées : THD et ISOADI (arbre isotherme et surface intérieure du coussinet adiabatique). Ils montrent que les gradients de température suivant l'épaisseur du film sont beaucoup plus importants que ceux que l'on peut observer suivant la direction circumférentielle. Ils concluent également que l'hypothèse adiabatique pour la surface de l'arbre est une solution satisfaisante qui donne de bons résultats et permet un gain de temps de calcul

non négligeable. Boncompain, Fillon et Frêne [BFF86] présentent la même année une analyse THD et incluant le calcul des déformations thermoélastiques. Ils obtiennent des résultats théoriques proches des résultats expérimentaux de Ferron [Fer82] en prenant en compte les dilatations différentielles de l'arbre et du coussinet. Ils aboutissent à la même conclusion que Khonsari sur les gradients de température et montrent que la plus grande partie de la chaleur est évacuée par le fluide. Mitsui et al. [MHT86] poursuivent leurs travaux avec une expérimentation dans le but de recueillir des données sur la répartition de température dans un palier et de les comparer à leurs résultats théoriques. Ils concluent que la température maximale augmente fortement avec la vitesse ou la viscosité et décroît avec l'augmentation d'excentricité, et que sa localisation est également fonction de ces paramètres.

L'année suivante, Rajalingham [RP87] présente avec Prabhu une étude THD d'un palier lisse dans laquelle ils optimisent les temps de calcul en utilisant une modélisation bidimensionnelle négligeant le gradient axial de température. Mitsui [Mit87] présente la suite de son travail dans lequel il résout numériquement l'équation de l'énergie par différences finies, dans le film complet et dans les filets fluides. Il considère que la température ne varie pas axialement dans les filets fluides. Il obtient une bonne concordance entre résultats numériques et expérimentaux sur les variations de la température maximale dans le palier.

Plusieurs travaux font en 1987 un historique sur les effets thermiques dans les paliers hydrodynamiques. Fillon [FFB87] présente les différents travaux selon leur chronologie en les classant dans différentes catégories représentant leur niveau d'évolution. Il présente également un modèle TEHD appliqué au cas du palier ainsi qu'une comparaison avec des résultats expérimentaux. Khonsari [Kho87a, Kho87b] quant à lui publie une étude uniquement bibliographique en deux parties, la première étant consacrée aux butées et la deuxième aux paliers. Un historique complet de la tribologie en général a été écrit par Dowson [Dow79] et un livre sur l'histoire de la tribologie de l'antiquité à nos jours a été publié par Frêne et ses co-auteurs [FND⁺90].

Gethin [Get88] propose en 1988 une modélisation par éléments finis pour analyser les performances thermohydrodynamiques de paliers. Il compare deux modélisations avec des résultats expérimentaux et trouve une bonne concordance sauf pour la température maximale dans le film, légèrement sous-estimée. Il conclut qu'un gain de temps de calcul conséquent peut être obtenu tout en minimisant la perte de précision.

Han et Paranjpe [HP90] présentent trois ans plus tard une méthode de résolution basée sur les volumes finis pour prédire les performances THD de paliers hydrodynamiques. Ils étudient un palier automobile et montrent que la pression d'alimentation et la configuration de l'alimentation ont une importance non négligeable sur les performances du palier. Gupta,

Hammond et Szeri [GHS90] proposent une généralisation du problème THD à travers un travail dans lequel ils proposent une théorie simple d'utilisation dont le but est d'être facilement appliquée par les ingénieurs et mise en oeuvre sur leurs propres moyens de calcul.

En 1992, Fitzgerald et Neal [FN92] analysent la répartition de température ainsi que les transferts thermiques dans les paliers. Leur objectif est de fournir des données thermiques pour les paliers avec une rainure d'alimentation axiale. Ils discutent le fait de négliger ou non les transferts thermiques à travers le coussinet dans les calculs. Fillon [FBF92] réalise une étude expérimentale et théorique (TEHD) sur les paliers à patins oscillants et montre que les conditions de fonctionnement ont une forte influence sur les températures dans le palier qui sont plus sensibles à la vitesse qu'à la charge. A l'aide du modèle numérique développé, il confirme des observations expérimentales faites précédemment [Fil85] et montre que les déformations thermoélastiques conduisent à une réduction du jeu d'assemblage dans les paliers hydrodynamiques à patins. Khonsari et Wang [KW91] avaient étudié également l'effet des déformations élastiques et des dilatations de l'arbre et du coussinet sur les performances du palier. Mais cette analyse reste limitée car l'étude est effectuée à excentricité imposée. El-Deihi et Gethin [EDG92] étudient l'influence de la direction de la charge sur le comportement d'un palier comportant deux rainures d'alimentations axiales. Ils ont montré que la température maximale du coussinet dépendait fortement de la direction de la charge.

Rajalingham poursuit son travail et publie en 1994 une note technique [RPBX94] dans laquelle il détaille l'influence de la conduction à travers le film lubrifiant sur les performances THD d'un palier lisse. Il montre qu'une augmentation de la conduction à travers le film augmente la capacité de charge et diminue la température maximale dans le palier. La même année, Paranjpe et Han proposent dans la suite de leurs travaux [PH94] une étude THD tridimensionnelle d'un palier soumis à une charge statique, tenant compte de la conservation de la masse dans la zone de cavitation, de la conduction à travers le coussinet et l'arbre et des recirculations et mélanges de fluide dans la rainure. Ils concluent que la chaleur évacuée par conduction dans les solides ne représente qu'une petite part de la chaleur dissipée, qui est évacuée à 90% par le fluide. Ma et Taylor [MT94] présentent une étude théorique sur un palier elliptique dans laquelle ils analysent la répartition de température dans la zone de cavitation.

L'année suivante, Swanson et Kirk [SK95] publient une étude expérimentale dans laquelle ils analysent deux types de paliers (un en bronze et un en acier) soumis à une charge constante. Ils décrivent les profils de température et de pression et montrent que bien que les deux paliers soient identiques de par leurs dimensions, les résultats présentent des diffé-

rences. Ils attribuent ces écarts aux déformations thermiques, qui bien sûr ne sont pas identiques pour les deux matériaux.

Khonsari publie en 1996 avec Jang et Fillon [KJF96] une généralisation des analyses THD pour les paliers hydrodynamiques. Ils proposent une méthode simple et rapide pour calculer les températures dans le palier à partir des meilleures méthodes existantes. Ils valident cette méthode avec les résultats d'autres méthodes et des résultats expérimentaux de la littérature. Cette étude est un outil précieux pour les concepteurs qui peuvent dorénavant choisir la méthode qui leur convient. Vijaraghavan [Vij96] développe une méthode numérique de résolution du problème THD : il se base sur les travaux d'Elrod [Elr91] auxquels il ajoute le phénomène de cavitation. Cette méthode s'avère rapide, stable et assez précise. Pliakas et Parkins [PP96] présentent la même année une étude expérimentale d'un palier lisse comportant une rainure d'alimentation située selon la direction de la charge. Ils mesurent les températures et l'excentricité pour différentes conditions de fonctionnement et en déduisent leurs équations empiriques qui permettent de prédire les températures. Ma et Taylor [MT96] poursuivent leurs travaux sur les paliers avec une étude expérimentale grâce à laquelle ils montrent que les effets thermiques sont importants dans les deux types de paliers étudiés. Gethin [Get96] s'intéresse aux paliers fonctionnant à hautes vitesses. Il analyse l'influence des conditions aux limites sur la température et le rôle de la dissipation visqueuse sur les performances de paliers à deux et trois lobes. Bouchoule [BFNB96] réalise une étude expérimentale sur les paliers à patins fonctionnant à des vitesses élevées. Fillon et Khonsari [FK96] complètent leurs travaux sur les paliers lisses avec une étude sur les paliers à patins oscillants où ils donnent une méthode qui permet de trouver les températures de fonctionnement et à la surface des patins facilement et rapidement.

Swanson et Kirk [SK97] font en 1997 un historique des études expérimentales disponibles. Présentées sous forme de tableau, les 110 études qu'ils ont recensé sont classées par ordre chronologique et en fonction des caractéristiques du palier étudié. Pour chaque référence, ils font un bref rappel des données collectées lors des expérimentations. Ils proposent quelques améliorations à apporter aux travaux expérimentaux lors de la publication des résultats pour permettre leur utilisation facile et font une liste des travaux recommandés pour leur qualité. Fillon poursuit son travail avec Monmousseau [MFF97] qui présente un modèle TEHD transitoire pour un palier à patins. Ils montrent que l'épaisseur minimale du film et le jeu radial décroissent beaucoup lors du démarrage, ce qui peut causer des avaries.

Monmousseau et al. [MFF98a] décrit dans la suite de ses travaux les avaries qui peuvent être causées par des problèmes de température sur des paliers à patins oscillants lors de démarrages rapides. Ils prennent en compte les transferts de chaleur à travers l'arbre et le

coussinet et montrent que le phénomène prépondérant est la dilatation de l'arbre. Ils publient la même année une étude TEHD sur les paliers à patins oscillants soumis à une charge dynamique [MFF98b]. Une étude des conditions aux limites thermiques est réalisée par Banwait et Chandrawat [BC98] sur un palier lisse. Ils testent deux conditions aux limites à l'entrée et tiennent compte des transferts de chaleur du coussinet vers le fluide dans la rainure d'alimentation et concluent que ce phénomène doit être pris en compte afin d'obtenir des résultats précis. Kucinski [Kuc98] présente cette même année son travail, à la fois théorique et expérimental, sur les instabilités thermiques dans les paliers. Son étude traite des phénomènes transitoires qui peuvent conduire à des situations dangereuses ainsi que de la lubrification contaminée. Dadouche [Dad98] présente quant à lui un travail théorique et expérimental sur les effets thermiques dans les butées hydrodynamiques à géométrie fixe.

Kucinski [KF99] publie l'année suivante une étude expérimentale des effets thermiques transitoires dans un palier lisse. Il mesure le champ de température pendant les phases de démarrage et d'arrêt ou de changement de vitesse. La même année, Ma et Taylor [MT99] présentent une analyse comparative de différents types de paliers à travers leurs performances, notamment thermiques. Ils calculent pour chaque palier les caractéristiques de fonctionnement comme l'épaisseur minimale du film, la température maximale, la puissance dissipée ou le débit et concluent que les paliers de forme circulaire ont de meilleures performances que les paliers non-circulaires.

Pierre [Pie00] présente en 2000 ses travaux sur les effets THD dans les paliers alignés et mésalignés. L'étude proposée est tridimensionnelle afin de prédire au mieux les performances du palier mésaligné, celles du palier aligné étant quasiment aussi bien prédites par la modélisation bidimensionnelle. La même année, Tanaka [Tan00] publie un état de l'art des études THD existantes pour les paliers et les butées hydrodynamiques. Il s'intéresse principalement aux études publiées pendant les dix dernières années, sur les paliers de turbomachines mais aussi automobiles. Pierre [PF00] présente une étude tridimensionnelle de l'influence des paramètres géométriques sur les performances THD d'un palier lisse. Les effets de plusieurs facteurs géométriques comme la longueur, le diamètre ou le jeu radial mais aussi de différentes conditions de fonctionnement (vitesse, charge, lubrifiant) sur le comportement du palier sont analysés. Elle conclut que les performances du palier sont fortement dépendantes des conditions de fonctionnement ou de la géométrie du palier. Costa [CFMC00] publie les résultats obtenus durant sa thèse qui est une étude expérimentale de l'effet de la position de la rainure et de la pression d'alimentation sur les performances THD d'un palier lisse. Il montre que la position de la rainure peut avoir un rôle important dans le comportement du palier, notamment sur la température maximale ou la pression maximale qui peuvent être

dans certains cas réduites. Piffeteau et al. [PSB00] s'intéressent à un palier de bielle soumis à une charge dynamique tout comme Hoang [Hoâ02] qui développe un dispositif expérimental afin de mesurer l'épaisseur du film dans un palier soumis à une charge dynamique.

Plus récemment, Gandjalikhan et Moayeri [GNM02] ont proposé une étude THD tridimensionnelle de palier comportant une rainure d'alimentation axiale, de dimension finie et fonctionnant en régime laminaire établi. Ils utilisent une méthode basée sur la technique CFD, en résolvant l'équation de Navier-Stokes complète ainsi que l'équation de l'énergie et en considérant les transferts thermiques à travers le coussinet et l'arbre. Ils tiennent compte également du phénomène de cavitation grâce à un modèle tridimensionnel qui donne un mélange homogène équivalent au lieu de proportions locales de fluide et de gaz. Les vitesses, la pression et la température suivant les directions circonférentielle, axiale et suivant l'épaisseur du film sont calculées. Ils comparent leur résultats avec plusieurs résultats expérimentaux de la littérature. Ils concluent que le modèle utilisé pour la cavitation donne de bon résultats et confirment que la température de l'arbre ne varie que faiblement suivant le direction circonférentielle et que très peu axialement. Ils montrent également que l'étude bidimensionnelle surestime la température maximale et plus largement la pression maximale par rapport à l'étude tridimensionnelle.

Les phénomènes thermiques sont avec les effets dynamiques parmi les phénomènes les plus étudiés dans la lubrification hydrodynamique et ce, depuis de nombreuses années. Dans l'optique de toujours prédire au mieux les performances des paliers hydrodynamiques, d'autres phénomènes s'ajoutent à ces études, comme le calcul des déformations, qu'elles soient dues au champ de pression ou au champ de température. L'étude du comportement élastohydrodynamique était jusqu'alors plutôt concentrée sur les contacts élastohydrodynamiques qui sont le siège de très gros efforts ; mais avec les performances de plus en plus élevées qui sont demandées aux paliers, ce phénomène devient également un problème, d'où l'apparition d'études TEHD (thermoélastohydrodynamique) qui combine effets thermiques et déformations.

1.2 Les études thermoélastohydrodynamiques

Les études thermoélastohydrodynamiques ont d'abord été utilisées dans les paliers soumis à des charges dynamiques comme les paliers de bielle de moteurs automobile. En effet, c'est dans ce type d'application que les déformations élastiques dues au champs de pression sont les plus importantes. Les déformations dues au champ de pression ou déformations élastiques ou encore mécaniques ne sont à considérer que dans des cas très sollicités où le palier

subit une forte charge donc une pression hydrodynamique de l'ordre de plusieurs dizaines ou centaines de mégapascals. Les déformations thermiques se rapprochent du calcul de dilatation sauf dans les cas sévères où les gradients de température sont forts comme pour un palier fonctionnant à grande vitesse par exemple. De nos jours, de plus en plus de modèles tiennent compte des déformations des surfaces du contact car il est maintenant bien connu qu'elles jouent un rôle très important sur le comportement des paliers actuels.

Jusque dans les années 80, les études sur les déformations sont essentiellement dédiées aux déformations élastiques des billes de roulements. En 1983, Ferron et al. [FFB83] constatent que la dilatation des éléments du palier entraîne une modification du jeu radial en fonctionnement. Dans leur étude des effets thermiques sur les paliers publiée en 1986, Boncompain et al. [BFF86] constatent l'importance des effets thermoélastiques en les rendant responsables des écarts observés entre théorie et expérimentation.

Durant les deux années suivantes, Sinhasan et ses collaborateurs [PNSS87, SC88] présentent deux études concernant les effets élastohydrodynamiques dans un palier à trois lobes et un palier comportant deux rainures d'alimentation. Ils étudient les caractéristiques statiques et dynamiques des paliers pour différentes valeurs de déformation mais ne s'intéressent pas aux effets thermiques.

Ils s'y intéressent dans une étude qu'ils présentent en 1989 [SC89] sur un palier à deux rainures d'alimentation axiales. Ils montrent que l'épaisseur de film est significativement réduite par les effets thermiques et les déformations élastiques mais aussi que l'excentricité, l'angle de calage et le débit axial sont modifiés. Ils présentent la même année [PNSS89] une étude similaire sur un palier elliptique dans laquelle ils analysent les mêmes paramètres mais observent en plus l'effet de la viscosité du lubrifiant. Ils classent les lubrifiants étudiés suivant trois catégories : isovisqueux, piezovisqueux et thermopiezovisqueux. Ils observent que la capacité de charge décroît avec l'augmentation de la déformation et que la déformation, lorsqu'elle est grande, est prépondérante sur les effets piezovisqueux ou thermopiezovisqueux. Ils montrent également que les déformations ont une influence importante sur les caractéristiques dynamiques des paliers.

En 1991, Khonsari et Wang [KW91] présentent une étude paramétrique afin de déterminer les effets sur les performances d'un palier de la dilatation thermique du coussinet et/ou de l'arbre, et de la déformation élastique du coussinet due au champ de pression, à la fois séparément et collectivement. Ils mettent en évidence que les caractéristiques thermoélastohydrodynamiques dépendent fortement des conditions aux limites et des propriétés du matériau. Lin et Rylander [LRJ91] étudient les performances d'un palier compliant et montrent que lorsque le coefficient de déformation augmente, la capacité de charge diminue, le couple

de frottement augmente et la stabilité est accrue pour de petits angles de calage. De plus, ils observent que l'épaisseur du film devient minimale des deux cotés du palier.

Fillon, Bligoud et Frêne [FBF92] réalisent en 1992 une comparaison théorie/expérimentation sur un palier à patins oscillants et montrent qu'une étude THD ne suffirait pas à prédire correctement le comportement du palier et qu'il est nécessaire de prendre en compte les déformations de tous les éléments du palier (patins, bague support, arbre).

Freund et Tieu [FT93] font une étude TEHD sur un palier dans lequel ils réalisent un usinage dans la partie inférieure afin de contrôler sa déformation. Ils concluent que cette configuration, bien choisie, permet d'améliorer sensiblement les performances du palier. En effet, par rapport aux résultats THD, le cas TEHD présente une augmentation de la capacité de charge et une diminution du coefficient de frottement et de l'angle de calage. Ils observent également une variation axiale de température due à la dissipation visqueuse et à l'usinage.

Wang reprend en 1994 avec Seireg [WS94] le concept de "coin thermique" développé par Fogg en 1946 [Fog46] qu'il modélise par une zone de génération de chaleur ou zone de cisaillement. La modélisation utilisée est thermohydrodynamique et permet de donner une base analytique pour expliquer ce phénomène où des pressions importantes peuvent être générées dans le contact entre deux surfaces parallèles du fait de la dilatation thermique du fluide suivant l'épaisseur du film.

Desbordes et al. [DFCHWF94] s'intéressent à l'influence des déformations de patins sur les caractéristiques dynamiques d'un palier à patins oscillants mais cette étude est isotherme. Toutefois, ils montrent que les déformations de patins conduisent à une réduction de l'épaisseur de film et à l'augmentation de la pression maximale. Ils publient un an plus tard [DFCHW95] une étude tridimensionnelle des déformations de patins d'un palier soumis à une charge dynamique. Leurs conclusions sont que le comportement dynamique du palier est sensiblement modifié lorsque la charge dynamique devient élevée par rapport à la charge statique. De plus, ils observent que la modélisation 3D donne une épaisseur minimale du film 40% inférieure et une pression maximale inférieure de 16% à celles obtenues par la modélisation 2D.

Tieu poursuit ses travaux avec Freund [TN95] et propose un palier avec un usinage optimisé pour avoir de très hautes performances. Les déformations ne sont contrôlées que sur une partie du palier mais l'analyse EHD est réalisée sur un palier entier. Ceci conduit à une augmentation significative de la capacité de charge, réduit fortement les frottements et augmente l'étendue du film complet.

Comme nous l'avons décrit dans la première partie de ce chapitre, Monmousseau a présenté dans les deux années qui suivent [MFF97, MFF98a] une étude thermoélastohydrody-

namique transitoire d'un palier à patins oscillants. Cette modélisation bidimensionnelle qu'il compare à ses résultats expérimentaux lui permet de conclure que les effets élastiques doivent impérativement être pris en compte dans les simulations numériques afin de prédire un éventuel serrage ou grippage au cours des phases de démarrage et d'arrêt. Shi et Wang [SW98] présentent un modèle TEHD de lubrification mixte pour des paliers fonctionnant à des excentricités élevées afin d'analyser le phénomène de lubrification mixte. Ils concluent que les effets des rugosités doivent être correctement pris en compte dans les problèmes de lubrification mixte TEHD. Il complètent ce travail en analysant le contact, l'épaisseur de film et les performances d'un palier fortement chargé [WSL98]. Ils montrent que les performances du palier et la pression hydrodynamique au niveau des rugosités sont fortement influencées par la configuration géométrique et les déformations thermoélastiques.

En 2000, Piffeteau et al. [PSB00] présentent une étude numérique sur le comportement thermoélastohydrodynamique transitoire de paliers de bielle soumis à une charge dynamique. Ils montrent que, pour les cas étudiés, la modélisation TEHD n'apporte pas beaucoup plus de précision par rapport à une modélisation EHD isotherme comme celle réalisée un an plus tôt par Garnier et al. [GBG99] sur un moteur automobile 4 cylindres en ligne. Une étude similaire est présentée par Kucinski et al. [KFFP00] sur un palier lisse. L'étude TEHD transitoire bidimensionnelle qu'ils proposent utilise la méthode des éléments finis pour prédire le comportement du palier soumis à une charge statique. Une comparaison théorie/expérimentation sur un palier à patins oscillants est proposée par Swarnamani et al. [SKRSP00]. L'étude théorique utilise la méthode des éléments finis pour résoudre les équations de Reynolds, de l'énergie et de déformation de l'analyse TEHD. Les résultats sont présentés pour un palier à 4 patins en régime établi et transitoire. Ils observent une variation significative des caractéristiques statiques et dynamiques lorsque les effets thermiques et élastiques sont pris en compte. Zhang et al. [ZYZ00] s'intéressent aux effets turbulents dans une étude THD incluant les déformations thermiques qu'ils comparent à des résultats expérimentaux. Ils observent que les déformations thermiques du coussinet tendent à diminuer la température du lubrifiant et que la température maximale est obtenue à l'interface film/coussinet dans la zone où l'épaisseur de film est minimale.

Souchet et al. [MB01] présentent en 2001 une étude thermoélastohydrodynamique des paliers de tête de bielle dans laquelle ils analysent l'influence des conditions aux limites (température constante imposée ou température calculée dans le maneton) sur les performances du palier. Dans le même temps, Hoang [HB01] réalise une étude expérimentale sur les effets thermiques dans les paliers de tête de bielle. La mesure locale de l'épaisseur du film est réalisée à l'aide d'une caméra CDD sur un palier soumis à une charge dynamique,

à 150 tr/min. Enfin, Xu [XMP01] réalise un travail sur les paliers de pompes à engrenage (dans ce type de mécanisme, les paliers sont très chargés) en tenant compte des déformations de l'arbre et du coussinet. Ils montrent que la zone d'épaisseur minimale du film lubrifiant est située du côté de l'engrenage et concluent que le palier fonctionne sous des conditions extrêmes grâce au type de matériau utilisé : d'autres matériaux pourraient s'user plus facilement et avoir quelques problèmes de fatigue.

Plus récemment, Wang et al. [WZWL02] présentent une étude théorique et expérimentale d'un palier hydrodynamique soumis à des conditions extrêmes en frottement mixte. Ce modèle, très complet, tient compte des rugosités de surface, des contacts locaux au niveau des aspérités, des déformations thermoélastiques des surfaces actives, des effets thermovisqueux et piezovisqueux ainsi que du possible mésalignement de l'arbre dans le palier. Ils montrent que la flexion de l'arbre ainsi que le mésalignement doivent être pris en compte dans l'analyse en lubrification mixte, et que la rugosité de la surface a une influence importante sur les résultats du calcul du contact dès lors qu'elle s'approche de l'ordre de l'épaisseur minimale du film fluide. Chang et al. [CYMW02] réalisent une étude TEHD d'un palier à patins oscillants utilisant la méthode de Newton-Raphson pour calculer simultanément la pression hydrodynamique, l'excentricité et l'angle de calage. Ils calculent également les températures, les déformations élastiques et les dilatations thermiques. Ils concluent que les déformations élastiques dues à la pression hydrodynamique et l'élévation de température jouent un rôle important dans le calcul des performances du palier. Enfin, Zhang [Zha02] propose une analyse du comportement TEHD d'un palier soumis à une charge dynamique en lubrification mixte. Ils s'intéressent aux effets de la rugosité, du coefficient de cisaillement, des déformations élastiques et thermiques sur le comportement du palier. Il conclut que tous ces paramètres doivent être pris en compte pour prédire correctement le comportement du palier.

La prise en compte des déformations qu'elles soient mécaniques ou thermiques est donc aujourd'hui prise en compte de façon très générale. Ce phénomène étudié surtout au cours des dix dernières années permet d'obtenir des résultats numériques plus proches de la réalité que ceux que l'on obtiendrait avec des calculs THD. Cependant, il n'est vraiment intéressant de prendre en compte les déformations des surfaces que pour des cas très sollicités (haute vitesse, forte charge, lubrification mixte, structure très souple...) où les conditions de fonctionnement sont très sévères. Un autre facteur peut également nécessiter la prise en compte des déformations, du fait qu'il conduit le palier à fonctionner sous des conditions plus ou moins sévères selon les cas étudiés, c'est le mésalignement. Les études concernant ce phénomène, plus courant que l'on pourrait le penser et très étudié depuis de nombreuses années, sont décrites dans la partie suivante.

1.3 Le mésalignement

Depuis les cinquante dernières années, le mésalignement, que ce soit pour des paliers ou pour des butées, fût un phénomène de plus en plus étudié. A notre connaissance, la première personne à s'intéresser au mésalignement fut Fisher [Fis22] qui, en 1922, avait noté que le mésalignement pouvait entraîner des différences notables dans l'écoulement aux extrémités du palier ainsi qu'un échauffement irrégulier de celui-ci. Les premières études furent essentiellement expérimentales. Les premiers travaux concernant le problème de mésalignement sont réalisés en 1932 par Mckee [MM32] qui mesure les profils de pression dans la direction axiale du palier. Piggott [Pig42] s'y intéresse de plus près et montre en 1942 qu'un mésalignement de 0,0002 radian peut réduire la capacité maximale de chargement d'un palier de 40%. En 1949, Buske et Rolli [BR49] observent que le mésalignement perturbe la symétrie axiale de la distribution de pression dans le palier. Mais dans ces études, le mésalignement ne représente qu'une partie du travail et il est étudié en tant que singularité, comme un phénomène qui peut parfois intervenir dans les mesures.

1.3.1 Études expérimentales

La première étude consacrée entièrement au mésalignement est celle que Dubois, Mabie et Ocvirk [DMO51] réalisent en 1951, sur trois différents cas de mésalignement, où ils montrent que le champ de pression d'un palier mésaligné n'est pas symétrique. Ils observent que la valeur maximale de la pression augmente de façon importante lors de sévères conditions de mésalignement, dû à la déformation permanente du palier à ses extrémités, ce qui réduit ses capacités. Dubois et Ocvirk reprennent leurs travaux en 1957 avec Wehe [DOW57] afin d'évaluer l'excentricité aux extrémités du palier, le débit axial et les températures locales dans le palier. Ils décrivent une quantité qu'ils appellent le degré de mésalignement, afin de quantifier le mésalignement à partir duquel on pourrait avoir un contact entre l'arbre et le coussinet.

Dans les années suivantes, les travaux sont théoriques et ce n'est qu'en 1972 qu'Asanabe, Akahoshi et Asai [AAA71] réalisent une nouvelle étude expérimentale afin de comparer leurs résultats théoriques à des résultats expérimentaux. Ils mesurent la distribution de pression dans le film d'huile, l'épaisseur de celui-ci ainsi que le coefficient de frottement et l'angle d'inclinaison de l'arbre. Ils constatent que la distribution de pression est sérieusement affectée par le mésalignement, que l'excentricité relative augmente à mesure que le mésalignement augmente mais que le coefficient de frottement n'est que peu modifié.

Après avoir soutenu sa thèse en 1972 [Nic72], Nicolas poursuit ses travaux avec Frêne en 1973 [NF73], où ils effectuent une comparaison entre théorie et expérimentation pour un palier soumis à une charge centrale et un couple quelconque, la rainure d'alimentation étant située soit au point d'épaisseur maximale du film d'huile soit à 180° dans la section médiane du coussinet. Ils notent que les moments hydrodynamiques générés dans les paliers complets sont très petits et que par conséquent, les paliers n'ont qu'une faible résistance au couple de mésalignement. Ils constatent également que le mésalignement n'a qu'une faible influence à une excentricité donnée dans le plan médian sur la charge, le débit axial et le coefficient de frottement, que la pression maximale augmente rapidement et que son point d'application se rapproche des extrémités du palier lorsque le degré de mésalignement augmente.

En 1979, Markho, Grewal et Stowel [MGS79] étudient expérimentalement l'effet du mésalignement dans les paliers à air, définissant différents paramètres comme par exemple le taux de mésalignement, afin de pouvoir déterminer l'épaisseur du film. Ils soulignent que l'hypothèse de pression uniforme conduit à surestimer les capacités de chargement des paliers et analysent l'influence du mésalignement sur les coefficients de raideur et le débit. Ils notent que la direction du couple de mésalignement modifie peu les caractéristiques du palier.

En 1985, Ikeuchi, Katsuse, Hamamura et Mori [IKHM85] étudient l'influence du mésalignement sur les performances statiques d'un palier possédant une rainure d'alimentation circumférentielle. Ils mesurent l'épaisseur minimale du film d'huile et concluent que celle-ci est réduite par le mésalignement à l'une des extrémités du palier entraînant une réduction de la capacité de chargement. Ils observent que cet effet est plus marqué lorsque la direction du couple de mésalignement est selon la direction de la charge.

Pendant une dizaine d'années, les travaux sur le mésalignement sont théoriques jusqu'en 1996, où Qiu et Tieu [QT95] développent un dispositif expérimental. Celui-ci leur permet de mesurer sur des paliers mésalignés sous charge statique, l'épaisseur du film d'huile, la pression et la température dans le palier. Ils examinent aussi l'excentricité, l'angle de calage et le débit en fonction du nombre de Sommerfeld. Ils s'intéressent ensuite aux caractéristiques dynamiques de ces paliers mésalignés et enfin, analysent les différentes erreurs expérimentales ainsi que les incertitudes des coefficients estimés.

La même année, une autre étude est menée par Prabhu [Pra97] sur des paliers à trois lobes mésalignés, où le mésalignement est restreint au plan horizontal. Il constate que lorsque celui-ci s'accroît, le coefficient de frottement augmente, que l'épaisseur du film d'huile diminue et que le coefficient d'amortissement augmente. Il s'intéresse également à la variation de l'amplitude des vibrations du premier au quatrième harmonique en fonction du mésalignement.

Il poursuit ses travaux avec Arumugam et Swarnamani [ASP97] en 1997, en analysant les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier circulaire sous l'influence d'un mésalignement horizontal. Ils constatent qu'à mesure que le mésalignement augmente, les caractéristiques dynamiques se modifient aussi bien pour le palier circulaire que pour le palier à trois lobes. Ils étudient également les vibrations ainsi que les coefficients de raideur ; ces derniers augmentent lorsque le mésalignement est colinéaire à la charge appliquée (mésalignement de torsion) et diminuent lorsqu'il est perpendiculaire à la charge appliquée (mésalignement axial). Pour les coefficients d'amortissement, ils notent une augmentation quelle que soit la direction du mésalignement.

Huber, Strzelcki et Steinhilper [HSS98] réalisent en 1998 une étude expérimentale et théorique sur un palier circulaire mésaligné en chargement statique. Ils recueillent des données sur les caractéristiques statiques du palier lorsqu'il est mésaligné, afin de pouvoir les comparer aux résultats théoriques.

Lors du Leeds-Lyon Symposium en septembre 1999, Ono et Hayashi [OH99] présentent une étude expérimentale et théorique sur les effets d'un contact dans un palier de moteur réalisé dans différents alliages de métaux. Ils analysent la fatigue des matériaux et la formation de fissures lorsqu'un contact apparaît lors d'un mésalignement. Ils concluent que la pression à laquelle apparaît la fissure diminue lorsque le degré de mésalignement augmente.

Récemment, Hu et al. [HMFH00] réalisent un dispositif expérimental qui permet d'appliquer un mésalignement sur un arbre supporté par trois paliers. Ils s'intéressent principalement à la stabilité des paliers, aux vibrations et aux coefficients dynamiques. Le banc d'essai leur permet de valider les calculs numériques.

Le travail réalisé au cours de cette thèse a permis de réaliser une étude expérimentale complète de l'influence du mésalignement (variant en intensité et en direction) sur les performances thermohydrodynamiques d'un palier lisse.

Il y a donc peu d'études purement expérimentales et quelques études alliant théorie et expérimentation. En effet, une grande partie des travaux réalisés sur le mésalignement est théorique et concerne la modélisation du mésalignement essentiellement réalisée avec des méthodes numériques.

1.3.2 Études théoriques

La première étude théorique fût menée en 1940, par Cowlin [Cow40] qui décrit le mésalignement comme étant l'une des sept raisons principales de la difficulté à corrélérer les performances réelles d'un palier et celles de la théorie hydrodynamique.

En 1950, Walther et Sassenfeld [WS50] donnent une solution analytique du champ de pression pour un palier mésaligné obtenue à l'aide d'une méthode itérative aux différences finies ; ils ont fait varier la direction du mésalignement jusqu'à ce qu'elle soit dans le même plan que la direction de charge. En 1960, Ausman [Aus60] calcule le couple engendré par un palier à gaz mésaligné en utilisant une théorie de perturbation.

Rice [Ric65] reprend ces travaux cinq ans plus tard et présente des abaques pour des couples de mésalignement dans les paliers à gaz utilisés à des taux de mésalignement élevés. Il réalise cette amélioration des travaux d'Ausman [Aus60] grâce à une solution numérique directe de l'équation de Reynolds. Galletti-Manacorda et Capriz [GMC65] mènent la même année, une étude sur les paliers courts mésalignés et s'intéressent au couple produit par le film lubrifiant.

A partir des travaux de Walther et Sassenfeld [WS50], Smalley et McCallion [SM66] effectuent en 1966 une analyse complète pour des paliers lisses mésalignés de rapport L/D de 0,5 et 0,75 pour laquelle ils présentent des solutions numériques des équations de Reynolds pour des paliers partiels ou complets. Ils comparent leurs résultats avec les résultats expérimentaux obtenus par Dubois, Ocvirk et Wehe [DOW57] et constatent une bonne corrélation.

En 1969, Stokley et Donaldson [SD69] étudient un palier partiel de 180° dans lequel le mésalignement est axial et dû à la courbure de l'arbre. Ils publient une série de résultats numériques pour des paliers de rapport L/D de 1, $\frac{1}{2}$ et $\frac{1}{4}$ et discutent l'effet du mésalignement sur les performances des paliers.

Asanabe, Akahoshi et Asai [AAA71] prennent, en 1972, une configuration plus complexe du palier mésaligné en introduisant deux rainures d'alimentation mais en se limitant à des mésalignements axiaux et en utilisant les conditions aux limites de Sommerfeld pour les solutions de l'équation différentielle. La même année, Nicolas [Nic72] présente une thèse qui a pour titre " les paliers hydrodynamiques soumis à un torseur de forces quelconques " qui reste une des rares études faites sur le mésalignement en statique. Il y expose les caractéristiques et la géométrie du mésalignement ainsi que ses effets sur la répartition de pression. Il précise que la répartition de pression est différente pour chaque cas de mésalignement, et que l'effet de celui-ci est, entre autres, d'augmenter la valeur de la pression maximale et de rapprocher son point d'application de l'une des extrémités du palier. Il étudie également le mésalignement dans un palier lisse dont la rainure d'alimentation est axiale et située au point d'épaisseur maximale du film d'huile.

Comme nous l'avons présenté dans la première partie, Nicolas [NF73] poursuit ses travaux avec Frêne en 1973, où ils effectuent une comparaison entre théorie et expérimentation pour un palier soumis à une charge centrale et un couple quelconque, la rainure d'alimen-

tation étant située soit au point d'épaisseur maximale du film d'huile soit à 180° dans la section médiane du coussinet. Ils comparent les résultats en choisissant différents paramètres et observent une bonne concordance entre théorie et expérimentation. Ils constatent que pour de grands degrés de mésalignement, la corrélation est satisfaisante alors que pour de plus petits, elle est moins bonne. Ils expliquent ces quelques différences en considérant de petites incertitudes dans la détermination de la position relative de l'arbre.

Associée à son étude expérimentale, Bannister [Ban76] réalise, en 1976, une étude théorique pour laquelle il calcule les huit coefficients dynamiques du film fluide de paliers statiquement mésalignés.

En 1979, Pinkus et Bupara [PB79] proposent dans une étude isotherme, une méthode de résolution des paliers de rapport L/D quelconque et comportant un nombre quelconque de rainures axiales situées de façon arbitraire. Le mésalignement peut varier en amplitude et en direction jusqu'au contact entre l'arbre et le coussinet et les moments dus au mésalignement dans les directions horizontale et verticale sont calculés. Ils montrent que des paliers longs ont des valeurs d'épaisseur minimale de film plus faibles et sont inutilisables (à cause des contacts) à des valeurs de mésalignement auxquelles des paliers plus courts pourraient encore fonctionner. Ils constatent que le choix et l'emplacement des rainures d'alimentation pour des paliers mésalignés est très complexe, et donc que ceci doit être fait au cas par cas.

En 1980, Hori et Uematsu [HU80] font une étude pratique sur un système multi-rotors pour lequel ils analysent l'influence du mésalignement sur la stabilité. Ils constatent que pour un grand mésalignement, le système finit toujours par se stabiliser et que les mésalignements horizontaux et verticaux ont la même influence sur la stabilité.

La même année, Craighead, Dowson, Sharp et Taylor [CDST80] étudient l'influence des effets thermiques sur la viscosité du lubrifiant et l'influence du mésalignement et de l'écoulement non-laminaire du lubrifiant sur le comportement dynamique d'un palier à travers l'étude des huit coefficients de raideur et d'amortissement.

Deux ans plus tard, Reason et Siew [RS82] présentent une méthode de résolution pour les paliers mésalignés permettant de déterminer, pour différents degrés de mésalignement, les performances d'un palier. Ils ont développé cette méthode pour permettre aux concepteurs de réaliser des calculs de paliers en faisant un compromis entre les différentes contraintes de conception.

Cookson, Feng et Kossa [CFK83] s'intéressent en 1983 à l'effet du mésalignement sur les forces générées dans un film amortisseur, en établissant une méthode numérique. Ils montrent que le mésalignement augmente de façon significative la transmission de l'effort de balourd

à travers le film fluide et qu'elles peuvent être plus élevées que celles déterminées avec l'hypothèse "palier aligné".

En 1984, Goenka [Goe84] étudie un palier de bielle mésaligné sous charge dynamique en utilisant la méthode des éléments finis et constate que le mésalignement dynamique entraîne une augmentation de l'épaisseur minimale de film pendant le cycle moteur. Il propose deux schémas numériques qui réduisent les temps de calcul, basés sur la méthode des éléments finis. Ces schémas peuvent être utilisés pour des paliers partiels ou complets avec des rainures d'alimentation quelconques, fonctionnant avec un mésalignement ou toute autre variation géométrique axiale.

Safar [Saf84] analyse, en 1984, les effets de l'alimentation en huile sur la capacité de charge et le coefficient de frottement d'un palier mésaligné. Le mésalignement varie en amplitude jusqu'à un niveau où l'on atteint le contact entre les surfaces, et en direction jusqu'à une direction normale au plan axial contenant le plan de chargement (mésalignement axial). Elle réalise également l'analyse d'un palier de rapport L/D égal à 1 soumis au mésalignement maximal qu'il puisse supporter, dans les mêmes conditions de fonctionnement que l'étude précédente. Elle constate que ceci modifie le comportement du palier et que, pour une même charge, un palier mésaligné dépense plus d'énergie qu'un palier aligné. Par ailleurs, elle reprend ses travaux avec Mokhtar et Abd-El-Rahman [MSAER85] en s'intéressant aux effets thermiques ; ces auteurs montrent que ces effets sont plus importants dans les paliers mésalignés que dans les paliers alignés, que l'alimentation des paliers soit axiale ou bien circonférentielle.

En 1985, Safar [SMP85] poursuit son travail de 1984 avec Mokhtar et Peeken mais en résolvant simultanément par différences finies les équations de Reynolds et de l'énergie. Jakeman [Jak85], quant à lui, réalise une étude théorique dans laquelle il présente les 32 coefficients caractéristiques du film d'huile, sur les paliers d'arbre de transmission de bateaux dont le mésalignement est dû à l'influence de l'hélice qui produit du mésalignement statique et dynamique. La même année, Ikeuchi, Kalsuse, Hamamura et Mori [IKHM85] étudient, comme nous l'avons présenté dans la première partie, l'influence du mésalignement sur les performances statiques d'un palier possédant une rainure d'alimentation circonférentielle. Une équation de Reynolds modifiée, introduisant la proportion de fluide au noeud considéré, permet de calculer le champ de pression en utilisant la méthode Newton-Raphson ainsi que les effets sur la capacité de chargement et l'angle de calage. Ils observent que la théorie respecte bien les résultats expérimentaux observés pour des excentricités élevées.

En 1986, Medwell et Gethin [MG86] résolvent simultanément les équations de Reynolds et de l'énergie, introduisant ainsi les effets de dissipation visqueuse et la variation de la

viscosité du fluide en fonction de la température. L'avantage de cette méthode, qui tient compte de l'énergie dissipée sous forme de chaleur dans le film fluide, est que les positions relatives de l'arbre et du coussinet ne sont pas restreintes par la méthode de résolution. Par conséquent, il est possible de prédire les variations brutales des champs de pression et de température lorsqu'il y a du mésalignement ; les fortes températures étant souvent la cause de détériorations. Buckholz et Lin [BL86] présentent l'effet du mésalignement d'un palier partiel sur la capacité de charge et la cavitation pour des lubrifiants non-newtoniens sous des conditions isothermes. Ils montrent qu'il y a une diminution de la charge adimensionnelle lors d'une augmentation du mésalignement.

En 1987, Heshmat et Pinkus [HP87] font une analyse du mésalignement dans les butées avec des lubrifiants newtoniens en tenant compte des effets thermiques et de cavitation. Jang et Chang [JC87] obtiennent une solution adiabatique pour le palier mésaligné avec des lubrifiants non-newtoniens et en considérant la viscosité comme une fonction exponentielle de la température. Cette solution adiabatique montre que la capacité de chargement peut être très réduite par rapport à celle donnée par les solutions isothermes.

Bou-Said et Chaomleffel [BSC87] étudient l'influence du mésalignement sur les caractéristiques d'un palier à trois lobes. Ils concluent que l'influence du mésalignement est d'autant plus forte que l'excentricité est faible.

Maspeyrot [Mas89] fait, en 1988, une étude similaire à celle de Goenka [Goe84] en utilisant la méthode de mobilité de Booker avec des hypothèses sur la direction et le module du mésalignement plus réalistes. Il constate que, dans le cas d'un mésalignement, le contact peut se produire entre l'arbre et le coussinet entraînant une augmentation brutale du couple de frottement et des moments dynamiques. Il note aussi que la prise en compte des vitesses de mésalignement dans la résolution des équations de Reynolds n'influence que faiblement les différentes caractéristiques calculées. Safar et Riad [SR88] développent une approche numérique des paliers mésalignés fonctionnant en régime turbulent. Ils étudient les caractéristiques dynamiques de paliers à diverses excentricités et pour différents degrés de mésalignement jusqu'à la valeur maximale de mésalignement qui correspond au contact entre l'arbre et le coussinet.

En 1989, Yu et Adams [YA89] présentent une formulation mathématique pour un modèle dynamique qui inclut les mouvements radiaux et de mésalignement. La même année, Singh et Sinhasan [SS89] calculent les caractéristiques dynamiques d'un palier de tête de bielle sans rainure d'alimentation prenant en compte les effets de petits mésalignements. Ils résolvent l'équation de Navier-Stokes par la méthode de Galerkin et font une comparaison avec un palier comportant une seule rainure d'alimentation.

Safar [SEM89] reprend ses travaux de 1988 avec Elkotb et Mokhtar ; ils résolvent l'équation de Reynolds modifiée en tenant compte du fait que la distribution de viscosité effective dépend du cisaillement. Ils prouvent que le mésalignement n'affecte le comportement du palier qu'aux faibles excentricités et que le palier mésaligné consomme plus de puissance que le palier aligné pour un même chargement. Jakeman [Jak89] reprend ses travaux sur les lignes d'arbre de bateaux et développe un nouveau modèle non-linéaire pour le film d'huile afin d'y inclure les vibrations engendrées par l'hélice. Ce modèle est applicable aux paliers complets asymétriques sujets au mésalignement dynamique.

Vijayaraghavan et Keith [VK90] reprennent en 1990 les travaux de Pinkus et Bupara [PB79] en y incluant la conservation de la masse aux limites du film d'huile et publient de nombreuses données sur les caractéristiques statiques des paliers avec et sans rainures. Ils utilisent l'algorithme d'Elrod pour prédire les frontières de rupture et de reformation du film et ils observent que la zone de cavitation s'agrandit lorsque le mésalignement augmente. Maspeyrot et Frêne [MF90] réalisent une comparaison entre des paliers alignés et mésalignés sous charge dynamique. Ils obtiennent les variations du mésalignement à partir d'un moteur, en tenant compte de la raideur du vilebrequin et du carter. Ils en concluent que le mésalignement dynamique cause une diminution de l'épaisseur du film et une augmentation du débit axial.

En 1991, Choy, Braun et Hu [CBH91a, CBH91b] s'intéressent comme Jakeman [Jak85] aux effets non-linéaires dans les paliers hydrodynamiques et plus particulièrement l'effet du mésalignement sur la position d'équilibre, l'épaisseur minimale de film fluide, la distribution de pression et les coefficients de rigidité. Ils utilisent les différences finies pour résoudre le modèle numérique.

En 1992, Bou-Saïd et Nicolas [BSN92] étudient les effets du mésalignement sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hybride dont l'écoulement du fluide est laminaire ou turbulent. Ils font une comparaison entre les résultats théoriques, obtenus à l'aide de méthodes aux différences finies et aux éléments finis, et des résultats expérimentaux ; ils remarquent que le mésalignement modifie considérablement les coefficients dynamiques.

Nikolakopoulos et Papadopoulos [NP94] présentent en 1994 une approche analytique du calcul des coefficients dynamiques non-linéaires et linéaires de raideur et d'amortissement, pour des paliers alignés et mésalignés dans différentes conditions de chargement et pour des caractéristiques de paliers différentes.

La stabilité étant un phénomène important dans les calculs de palier, ils cherchent à l'étudier en 1995 [NP95], et calculent les coefficients d'amortissement et de raideur non-linéaires par la méthode des éléments finis en utilisant le second théorème de Lyapunov pour résoudre

le système non-linéaire engendré par le palier mésaligné. Ils concluent que la théorie linéaire prédit bien les amplitudes de vibration mais que la théorie non-linéaire est mieux adaptée à l'étude des problèmes de stabilité et d'instabilité. La même année, Qiu et Tieu [TQ96] étudient les caractéristiques statiques d'un palier sous différentes excentricités et conditions de mésalignement. Ils résolvent l'équation de Reynolds par la méthode des différences finies en considérant une charge statique agissant dans la direction verticale.

Monmousseau et Fillon [Mon97] étudient en 1997 l'influence du mésalignement (statique et dynamique) d'un palier à patins oscillants à travers trois différents cas isothermes, pour lesquels ils comparent le jeu radial et la viscosité, pour un cas initial puis pour un cas déduit d'une analyse thermohydrodynamique, et enfin pour un cas traité par analyse thermoélastohydrodynamique. Ils en déduisent que les caractéristiques du palier sont largement modifiées en augmentant le mésalignement ainsi que la charge dynamique en réduisant la viscosité et le jeu.

En 1998, Huber, Strzelecki et Steinhilper [HSS98] étudient dans la partie numérique de leur travail dont nous avons déjà parlé dans le premier paragraphe, les caractéristiques statiques d'un palier mésaligné. Ils observent une bonne correspondance entre leurs calculs et les résultats trouvés expérimentalement. Strzelecki présente avec Litwicki [SL98] l'effet du mésalignement sur les coefficients d'amortissement et de raideur du film d'huile. Ils expriment les caractéristiques dynamiques du palier en fonction de ces coefficients, essentiels pour pouvoir analyser les vibrations et la stabilité des paliers dans les machines rotatives. Zachariadis [Zac98] étudie quant à lui l'effet du mésalignement dynamique sur les pales d'un rotor. Il donne les expressions analytiques des 32 coefficients dynamiques du modèle linéaire complet, comprenant les coefficients obtenus grâce au modèle plan et en considérant les moments dépendant des coefficients angulaires et des translations. Banwait, Chandrawat and Adithan [BCA98] étudient un palier mésaligné avec une modélisation THD. Ils soulignent l'influence du mésalignement sur les caractéristiques statiques du palier, les champs de pression et de température, et l'épaisseur minimale du film.

Ono et Hayashi [OH99] présentent au "Leeds-Lyon Symposium" de septembre 1999 leur étude sur la fatigue d'un palier de moteur, pour laquelle ils utilisent une méthode numérique utilisant la théorie élastohydrodynamique de la lubrification. La même année, Garnier [GBG99] publie avec Bonneau et Grente une étude élastohydrodynamique tridimensionnelle du comportement des paliers de vilebrequin dans les moteurs à quatre cylindres en ligne. Ils utilisent pour cela la méthode des éléments finis et la méthode de Newton-Raphson pour les simulations numériques.

Guha [Guh00] présente en 2000 une étude sur un palier mésaligné incluant le phénomène de rugosité. Il étudie les deux types de mésalignement, axial et de torsion. Il compare et analyse l'influence de la rugosité et du degré de mésalignement sur la capacité de charge, l'angle de calage, le débit axial et le coefficient de frottement. Il montre que la capacité de charge diminue avec l'augmentation de la rugosité alors qu'elle augmente avec le degré de mésalignement. Yang et Jeng [YJ01] présentent en 2001 une étude des effets du mésalignement sur des vérins hydrauliques. Ils analysent l'effet du mésalignement dans une étude THD sur les performances du palier comme la pression, la température ou encore la capacité de charge et le coefficient de frottement.

En 2001, Pierre et al. [PBF02] comparent des résultats expérimentaux avec des résultats théoriques obtenus à partir d'une modélisation THD tridimensionnelle d'un palier mésaligné. Ils concluent que, aux incertitudes expérimentales près, le modèle donne une très bonne estimation des performances du palier mésaligné fonctionnant en régime établi.

Dernièrement, Das et al. [DGC02] présentent une étude de paliers mésalignés fonctionnant avec des fluides micropolaires et comparent le fluide non-newtonien qu'ils utilisent avec un fluide Newtonien. Ils concluent que le fluide utilisé présente des avantages parmi lesquels une meilleure capacité de charge et un coefficient de frottement plus faible.

En conclusion, la plupart des études faites sur le mésalignement sont théoriques et peu d'études expérimentales donnent suffisamment d'informations pour être vraiment complètes. Mais toutes ces études font apparaître que le mésalignement modifie (de façon plus ou moins importante selon les cas) les caractéristiques statiques d'un palier comme le champ de pression, l'épaisseur du film fluide aux extrémités, l'excentricité relative et que cela entraîne la réduction de la capacité de chargement du palier. Un autre défaut de fonctionnement peut également modifier sensiblement les performances du palier : l'usure. Une étude des défauts d'usure dans les paliers nous a permis de mettre en évidence que, sous certaines conditions, les défauts d'usure pouvaient améliorer les performances des paliers. Cette étude est l'objet de la quatrième partie de ce chapitre.

1.4 L'usure dans les paliers

L'usure dans les paliers est un phénomène qui intervient surtout sur des paliers qui fonctionnent pendant de très longues périodes (plus de 10 ans) et souvent sur de grosses lignes d'arbre comme dans les bateaux ou sur de grosses turbines. L'étude de ce phénomène pourtant plus courant qu'on ne pourrait le penser a débuté dans le milieu industriel car il posait un réel problème aux utilisateurs de paliers.

Ainsi, en 1957, Duckworth et Forrester [DF57] analysent l'usure dans les paliers lubrifiés. Forrester [For60] et Katzenmeier [Kat72] ont analysé les différentes avaries dues à l'usure aussi bien qualitativement que quantitativement.

Une autre étude consacrée à l'usure fut menée par Dufrane et al. [DKM83] en 1983 qui analysèrent le défaut d'usure dans un palier de turbine. Ils furent les premiers à proposer un modèle de géométrie prenant en compte ce défaut pour pouvoir l'inclure dans les calculs. Ils se sont particulièrement intéressés aux mécanismes conduisant à l'usure lorsque les vitesses de rotation étaient faibles. Ils montrent que l'usure se produit le plus souvent symétriquement en bas du palier et que même les paliers équipés d'une poche de soulèvement ne sont pas à l'abri de telles usures si la poche est mal dimensionnée. Ils concluent que comme les épaisseurs sont très faibles à petite vitesse, l'usure est souvent provoquée par la présence de particules dans le lubrifiant et que la solution est soit d'augmenter l'épaisseur de film soit de décontaminer les lubrifiants.

Les premiers à s'intéresser aux conséquences d'un défaut d'usure sur les performances du palier sont Hashimoto et al. [HWN86a, HWN86b]. Ils analysent l'influence du défaut d'usure sur les caractéristiques dynamiques et statiques telles que le champ de pression et l'excentricité relative. Ils montrent que le défaut d'usure affecte les performances aussi bien statiques que dynamiques du palier, qu'il détériore sa stabilité et que les paliers de faible rapport L/D sont moins sensibles à la présence d'un défaut.

Vaidyanathan et Keith [VK91] ont analysé les performances de quatre paliers fonctionnant en régime turbulent et ayant des formes géométriques différentes, dont un ayant une géométrie comportant un défaut d'usure. Ils utilisent le modèle d'Elrod [Elr81] pour la cavitation et y introduisent le modèle de turbulence de Ng et Pan [NP65] linéarisé. Ils comparent leurs résultats avec quelques autres qu'ils trouvent dans la littérature. Ils s'intéressent à l'influence du défaut d'usure sur des paramètres tels que le frottement, la pression et le nombre de Sommerfeld par rapport à l'excentricité relative mais aussi à la position de la frontière de rupture du film fluide.

En 1991, Scharrer et al. [SHH91] analysent l'effet de l'usure sur les coefficients dynamiques d'un palier hydrostatique et montrent que les défauts d'usure, lorsqu'ils sont petits (inférieurs à 5 ou 10 % du jeu radial), n'ont que peu d'influence sur les performances du palier. De plus, ils ajoutent que l'emplacement du défaut ne modifie pas les caractéristiques de fonctionnement du palier. Ils concluent que l'usure est préjudiciable au fonctionnement du palier hydrostatique et peut entraîner des problèmes de frottement ou de stabilité. La stabilité d'un palier usé fut analysée par Suzuki et Tanaka [ST95] en 1995.

Kumar et Mishra [KM96a] présentent étude se rapprochant de celle de Suzuki et al. [ST95] ; ils montrent que le défaut diminue sensiblement la stabilité du palier hydrodynamique lorsqu'il est peu chargé mais aussi que lorsqu'il est fortement chargé, un palier présentant un défaut d'usure représentant plus de 30% du jeu radial est beaucoup plus stable. Ils poursuivent leurs travaux la même année [KM96b] en étudiant les paliers non circulaires en régime turbulent présentant un défaut d'usure en régime établi. Ils concluent que l'usure augmente le couple de frottement ainsi que le débit et réduit la capacité de charge des paliers. La turbulence est encore plus prononcée lorsque le défaut est grand et augmente la capacité de charge, le coefficient de frottement et le débit. La présence du défaut augmente également l'excentricité relative.

Les quelques études menées sur les paliers usés sont essentiellement théoriques et ne s'intéressent pas aux problèmes thermiques. Nous avons donc réalisé, à partir des travaux de Dufrane et al. [DKM83], une modélisation THD tridimensionnelle du palier usé afin d'analyser l'effet du défaut sur la pression, la température, le débit, la puissance dissipée ainsi que l'épaisseur de film. Il a été montré que le défaut d'usure, bien qu'il puisse être considéré comme une avarie ou un désavantage, peut être, dans certaines conditions, un facteur améliorant les performances thermohydrodynamiques du palier.

1.5 Conclusion

Les nombreuses études sur les paliers hydrodynamiques dont nous avons donné ici un bref aperçu (non exhaustif) mettent en évidence la nécessité de prendre en compte non seulement les phénomènes thermiques mais aussi les déformations, aussi bien élastiques que thermiques afin de prédire au mieux le comportement des paliers soumis à des conditions sévères. En effet, ces organes de guidage en rotation d'arbres de plus en plus sollicités sont souvent difficiles à équiper en capteurs divers qui pourraient servir à détecter d'éventuelles avaries. C'est pourquoi l'on se doit de réaliser des modèles numériques très précis qui permettent de s'affranchir d'expérimentations qui seraient lourdes et coûteuses à mettre en oeuvre.

La plupart des modèles de la littérature tiennent maintenant compte des effets thermiques mais peu d'entre elles considèrent les déformations élastiques et thermiques ensemble. Elles incluent très souvent les déformations élastiques dues au champ de pression mais rarement les déformations thermiques ou alors elles ne considèrent que les effets des dilatations. La modélisation que nous nous proposons de réaliser dans cette thèse est une évolution de celle proposée par Isabelle Pierre [Pie00] ; elle inclut les déformations élastiques mais aussi les déformations thermiques de tous les éléments du palier lisse comme le coussinet, le support

de coussinet et l'arbre. Elle permet également de réaliser des simulations sur un palier usé ou comportant une modification de la géométrie, ajoutée en vue d'améliorer ses performances lorsqu'il est mésaligné. L'analyse TEHD permet en outre d'étudier des paliers soumis à des conditions de fonctionnement sévères comme de grandes vitesses ou de fortes charges ou encore un fort mésalignement.

Il est à noter que lorsque l'on s'intéresse aux paliers fonctionnant sous des conditions sévères, les pressions hydrodynamiques atteignent parfois plusieurs centaines de mégapascals. Il serait alors souhaitable de considérer les effets de la pression sur le lubrifiant ou effets piezovisqueux, le modèle proposé ne tenant compte que de la variation de viscosité avec la température. Cependant, il a été préféré une validation rigoureuse du code de calcul, par des études paramétriques et des études expérimentales, à la réalisation d'une partie tenant compte de la piezoviscosité du lubrifiant. Un autre aspect que nous n'avons pu aborder et qui peut également intervenir lors de conditions très sévères est la lubrification mixte, mais ce domaine est vaste et encore peu exploré. Notre modèle, fonctionnant en régime établi, ne peut pas prédire le régime de lubrification mixte, celui-ci apparaissant le plus souvent lors des phases transitoires comme le démarrage et l'arrêt des paliers.

Cette étude propose donc deux approches : la première, théorique, tiendra compte des effets des déformations élastiques et thermiques pour prédire les performances d'un palier lisse soumis à des conditions sévères ; la deuxième, expérimentale, décrira les caractéristiques de fonctionnement d'un palier mésaligné soumis à différents mésalignements variant en intensité et en direction. Une comparaison entre théorie et expérimentation sera bien entendu réalisée. Enfin, on pourra constater l'importance de la prise en compte des déformations dans les simulations numériques de paliers fortement sollicités.

Chapitre 2

Analyse théorique et numérique

Comme nous l'avons vu dans le premier chapitre, les études menées sur les paliers allient rarement effets thermiques et déformations. Les effets thermiques sont souvent pris en compte et les diverses méthodes pour résoudre le problème thermique sont maintenant bien connues. C'est pourquoi nous nous attacherons dans ce chapitre, après un bref rappel des équations de base de la lubrification thermohydrodynamique, à préciser et décrire les méthodes de calcul des déformations élastiques engendrées par des chargements mécaniques et thermiques. Nous préciserons également celles qui permettent de prendre en compte les défauts et les modifications de la géométrie du palier. L'étude TEHD est réalisée sur un palier lisse comportant une rainure d'alimentation axiale et soumis à une charge radiale statique. L'étude thermique THD a déjà été présentée par ailleurs par Pierre et al. pour le cas du palier aligné [PF00] ou mésaligné [PBF02].

2.1 Rappel des équations de base

Un palier lisse est généralement composé d'un arbre tournant et d'un coussinet, fixe. La charge appliquée et la rotation de l'arbre conduit à son excentrement, i.e. les centres de l'arbre et du coussinet ne sont plus confondus, ce qui crée un convergent comme le montre la figure 2.1. La surface de l'arbre, en rotation, entraîne du fluide dans ce convergent : il s'y crée alors une pression hydrodynamique qui équilibre la charge.

Le champ de pression est calculé à partir de l'équation de Reynolds généralisée, obtenue à partir des équations de Navier-Stokes en posant les hypothèses suivantes :

- le milieu est continu,
- le fluide est newtonien,
- l'écoulement est laminaire,

- le film est un milieu continu et la zone de rupture est considérée comme un mélange homogène de fluide et de gaz,
- les forces massiques extérieures et les forces d'inertie sont négligeables,
- il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact,
- l'épaisseur de film est très faible devant les autres dimensions du contact.

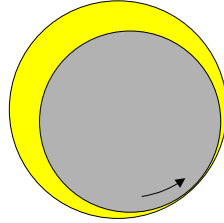


FIG. 2.1 – Palier lisse

La dernière hypothèse, qui est l'hypothèse fondamentale de la lubrification, nous permet de négliger la courbure du contact et de négliger la variation de pression dans l'épaisseur du film. Le référentiel choisi est donc le repère cartésien $(O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ associé à la surface du palier développé (fig. 2.2). Un point quelconque du film sera repéré par ses coordonnées (x, y, z) ou (θ, y, z) avec $x = R\theta$.

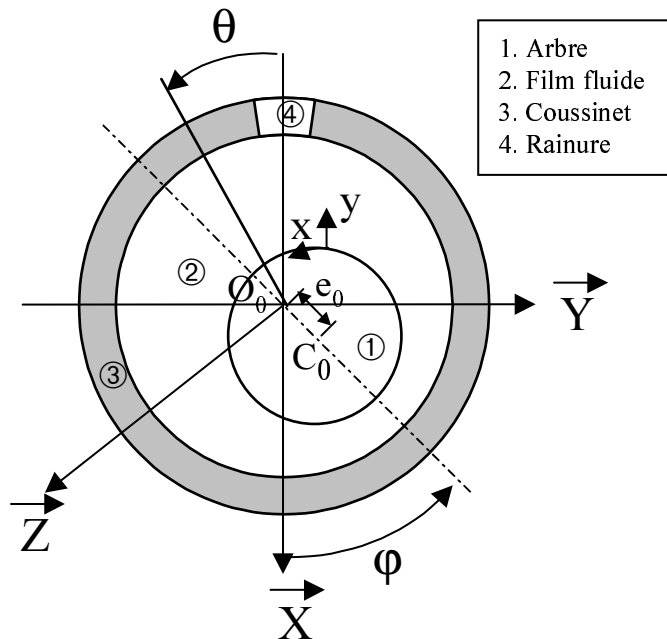


FIG. 2.2 – Système d'axes

L'équation généralisée de Reynolds (2.1) est résolue en utilisant l'algorithme d'Elrod [Elr81].

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(g \gamma G \frac{\partial \Theta}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(g \gamma G \frac{\partial \Theta}{\partial z} \right) = \omega \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\Theta \frac{I_2}{J_2} \right) \quad (2.1)$$

$$\text{avec} \quad G = \int_0^h \frac{y}{\mu} \left(y - \frac{I_2}{J_2} \right) dy \quad I_2 = \int_0^h \frac{y}{\mu} dy \quad J_2 = \int_0^h \frac{dy}{\mu}$$

L'avantage de cette formulation est qu'elle est conservative, la zone de rupture du film étant considérée comme un mélange homogène de fluide et d'air à pression constante P_{rup} . La variable Θ correspond à la proportion locale de fluide dans la zone inactive. Selon la zone considérée, Θ prend deux valeurs différentes :

$$\begin{aligned} \Theta(\theta, z) &\geq 1 \text{ si } p(\theta, z) > 0 \quad (\text{zone active ou zone de film complet}) \\ \Theta(\theta, z) &< 1 \text{ si } p(\theta, z) = P_{rup} \quad (\text{zone inactive ou zone de rupture de film}) \end{aligned}$$

La pression dans la zone de rupture est connue pour être très proche de la pression atmosphérique, prise comme référence, donc nous considérerons dans cette étude que $P_{rup} = 0$. La variation de compressibilité dans la zone active est caractérisée par γ qui est le module d'élasticité en compression du fluide et s'exprime de la façon suivante :

$$\gamma = \rho \frac{\partial p}{\partial \rho} = \Theta \frac{\partial p}{\partial \Theta} \quad \text{avec } \Theta(x, z) \geq 1 \quad (2.2)$$

Le module d'élasticité en compression est pris égal à 10^{10} N/m^2 . Pierre a montré dans une étude antérieure [Pie00] d'une part que cette valeur était correcte pour le type de lubrifiant que nous utilisons et d'autre part que les résultats numériques n'étaient que très peu affectés dès lors que la valeur de γ se situait entre 10^8 et 10^{10} N/m^2 .

L'équation (2.2) n'est cependant valable que dans la zone active. Elrod introduit donc une fonction g , binaire, qui étend la validité à tout le domaine d'étude. La fonction g dépend alors de la variable Θ de telle sorte que :

$$\begin{aligned} g &= 0 \quad \text{si } \Theta < 1 \quad (\text{zone de rupture de film}) \\ g &= 1 \quad \text{si } \Theta \geq 1 \quad (\text{zone de film complet}) \end{aligned}$$

L'équation (2.2) prend alors la forme suivante :

$$g\gamma = \rho \frac{\partial p}{\partial \rho} = \Theta \frac{\partial p}{\partial \Theta} \text{ avec } \theta(x, z) \geq 1 \quad (2.3)$$

Cette formulation donne l'équation de Reynolds généralisée tenant compte du modèle d'Elrod (2.1). Le champ de pression dans le palier est alors obtenu par l'équation (2.4) :

$$p = g\gamma \ln \Theta + p_{rup} \text{ avec } \Theta = \frac{\rho}{\rho_{rup}} \quad (2.4)$$

La viscosité du fluide est déduite du champ de température tridimensionnel par la relation de McCoull et Walther :

$$\text{Log}_{10} \text{Log}_{10} \left(\frac{\mu_L}{\rho_L} + a \right) = -m \text{Log}_{10}(T) + n \quad (2.5)$$

où ρ_L , $\mu_L(\theta, y, z)$ et $T(\theta, y, z)$ représentent respectivement la masse volumique du lubrifiant, sa viscosité dynamique et la température en tout point du film lubrifiant ; $a = 0,6$ et m et n sont calculés à partir de deux valeurs de la viscosité dynamique du lubrifiant à différentes températures. Cette relation a été retenue car elle présente l'avantage d'être valable sur une large échelle de températures. Cependant, elle ne peut être utilisée que dans la zone de film complet car dans la zone inactive, on a un mélange de fluide et d'air.

L'équation de l'énergie permet de calculer le champ de température dans le film fluide. Elle traduit la conservation de l'énergie et permet d'étudier localement les transferts thermiques existant dans le palier. En utilisant les hypothèses des films minces on obtient, d'après Boncompain [Bon84], l'équation de l'énergie sous la forme suivante :

$$\underbrace{\rho C_p \left(\frac{u}{R} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right)}_{\text{Convection}} = \underbrace{K \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2}}_{\text{Conduction}} + \underbrace{\mu \left(\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right)}_{\text{Dissipation visqueuse}} \quad (2.6)$$

où $T(\theta, y, z)$ est la température en un point quelconque du film et chaque terme caractérise un des principaux types de transferts thermiques qui ont lieu dans le film lubrifiant.

Cette étude tient également compte des transferts de chaleur par conduction dans le coussinet. Ainsi, en appliquant ce même principe dans le coussinet, on obtient une forme particulière de l'équation de l'énergie, appelée équation de Laplace ou équation de la chaleur :

$$\frac{\partial^2 T_c}{\partial r_c^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial T_c}{\partial r_c} + \frac{1}{r_c^2} \frac{\partial^2 T_c}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} = 0 \quad (2.7)$$

où $T(r_c, \theta, z)$ est la température en un point quelconque du coussinet exprimée dans le repère cylindrique lié au coussinet $(O_0, \vec{r}, \vec{\theta}, \vec{z})$.

2.2 Géométrie du palier

Le palier auquel nous nous intéressons dans cette étude est un palier lisse qui comporte une seule rainure d'alimentation, axiale. La configuration géométrique d'un palier est définie grâce à trois grandeurs qui sont sa longueur L , son diamètre D ou son rayon R et le jeu radial C . Ce dernier paramètre est le jeu qui existe entre l'arbre et le coussinet : il est déterminé par $C = R_c - R_a$, R_c étant le rayon du coussinet et R_a celui de l'arbre. Afin que la modélisation du palier soit plus aisée, nous considérerons que la rainure d'alimentation a une longueur équivalente à celle du palier.

Si l'on rapporte l'ensemble des forces exercées sur l'arbre au centre O_0 du palier, on obtient la capacité de charge \vec{W} du palier. Lorsque le palier fonctionne sous des conditions normales, c'est-à-dire lorsqu'il est aligné, la géométrie du contact est alors définie par l'excentricité e (distance entre les centres de l'arbre C_0 et du coussinet O_0) et l'angle de calage φ (angle entre la ligne des centres et la direction de la charge). On utilise également l'excentricité relative qui est le rapport de l'excentricité et du jeu radial ($\varepsilon = \frac{e}{C}$). Si l'on caractérise par θ la position angulaire d'un point quelconque de la surface du coussinet, on obtient l'équation de l'épaisseur du film en tout point du palier :

$$h_0(\theta) = C + e \cos(\theta - \varphi) = C (1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi)) \quad (2.8)$$

Mais parfois les lignes des centres de l'arbre et du coussinet peuvent ne plus être parallèles : c'est le mésalignement.

2.2.1 Rappels sur le mésalignement

Lorsque le palier est mésaligné, l'excentricité et l'angle de calage ne suffisent plus pour donner la position du palier. Comme on peut le voir sur la figure 2.3, quatre grandeurs sont alors nécessaires pour caractériser la position de l'arbre par rapport à celle du coussinet. Nous utiliserons les grandeurs suivantes [Nic72] :

- l'excentricité relative e_0 dans la section médiane ($\varepsilon_0 = \frac{e_0}{C}$), où e_0 représente la distance entre le centre de l'arbre C_0 et le centre du coussinet O_0 ;
- l'angle de calage φ dans la section médiane, qui correspond à l'angle entre la ligne des centres O_0C_0 et la direction de charge \vec{W} ;

- l'amplitude du mésalignement d caractérisée par le module de la projection du segment C_1C_2 dans une section droite du palier. C_1 et C_2 sont les positions du centre de l'arbre aux deux extrémités du palier. On utilise aussi le mésalignement relatif $\delta = \frac{d}{C}$;
- l'angle de mésalignement β entre la ligne des centres C_1C_2 et la direction de la charge \vec{W} .

Le domaine de variation de ces paramètres dans le cas du palier lisse rigide (sans modification géométrique) est tel que :

$$\begin{aligned} 0 &\leq \varepsilon_0 < 1 \\ -180^\circ &\leq \beta \leq +180^\circ \\ 0 &\leq \delta < \delta_m \end{aligned}$$

où δ_m représente la valeur maximale que peut prendre δ pour une excentricité ε_0 et un angle de calage φ_0 fixés. Cette valeur maximale est donnée par :

$$\delta_m = 2 \left((1 - \varepsilon_0 \sin^2(\beta - \varphi_0))^{1/2} - \varepsilon_0 \cos(\beta - \varphi_0) \right) \quad (2.9)$$

Le mésalignement conduit à une dissymétrie du champ de pression et donc à un couple de mésalignement caractérisé par son module $\|\vec{M}\|$ et sa direction repérée par l'angle Ψ (figure 2.3). Lorsque Ψ est égal à 0 ou 180°, le mésalignement est appelé "mésalignement de torsion" et lorsque Ψ est égal à 90 ou 270°, le mésalignement est qualifié de "mésalignement axial". La relation définissant l'épaisseur du film et tenant compte du mésalignement a ainsi la forme suivante :

$$h(\theta, z) = C + e \cos(\theta - \varphi) - \delta \left(z - \frac{L}{2} \right) \frac{C}{L} \cos(\theta - \beta) \quad (2.10)$$

2.2.2 Défaut d'usure

La modélisation de la zone d'usure est réalisée à partir de la géométrie définie par Dufrane et al. [DKM83] qui supposent que l'empreinte de l'usure créée par l'arbre dans le coussinet est située en bas du palier, centrée par rapport à la direction de la charge (verticale). Cette géométrie est présentée sur la figure 2.4 où C_0 est le centre de l'arbre, O_0 le centre du coussinet et W la charge.

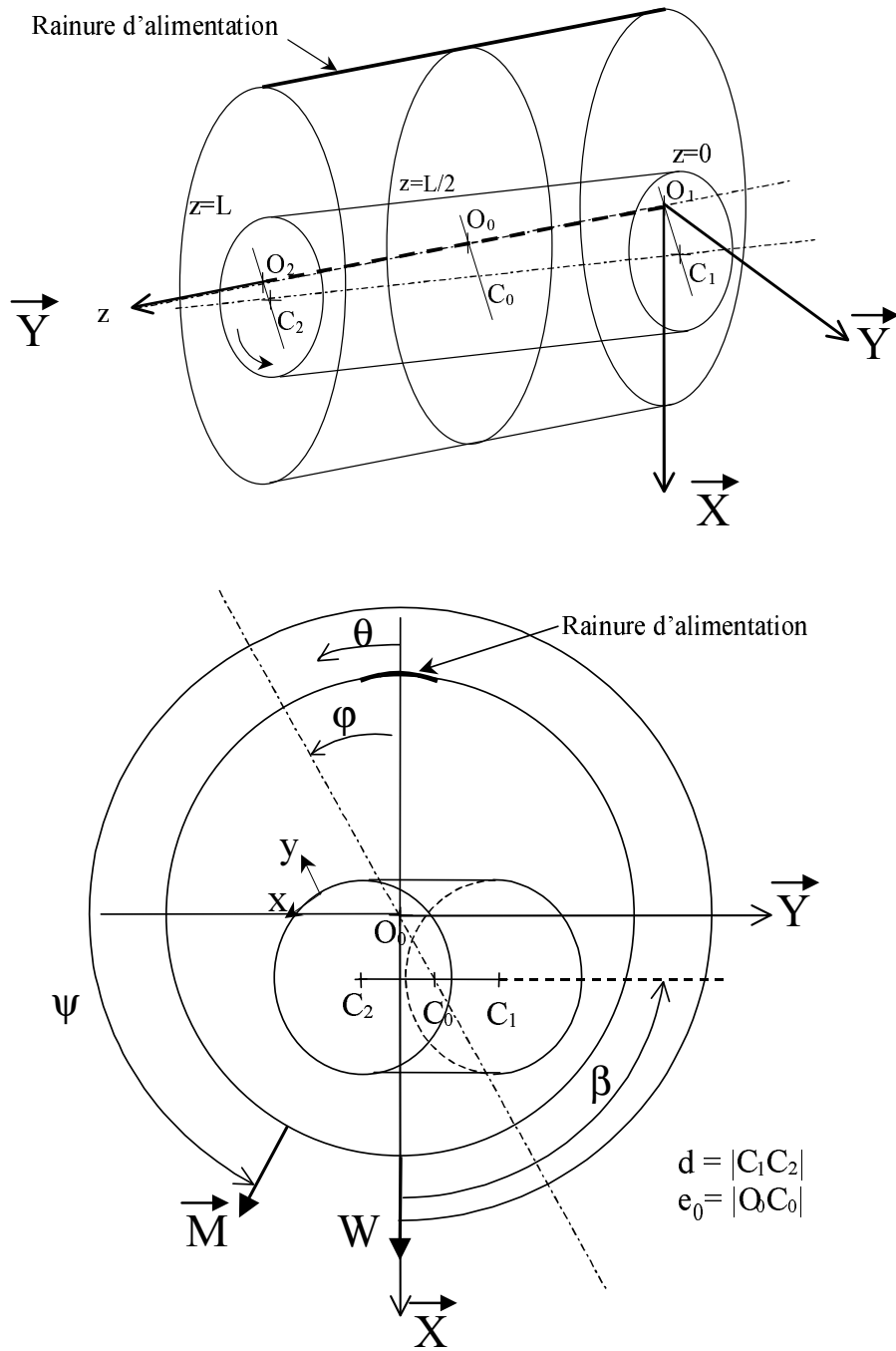


FIG. 2.3 – Configuration d'un palier mésaligné

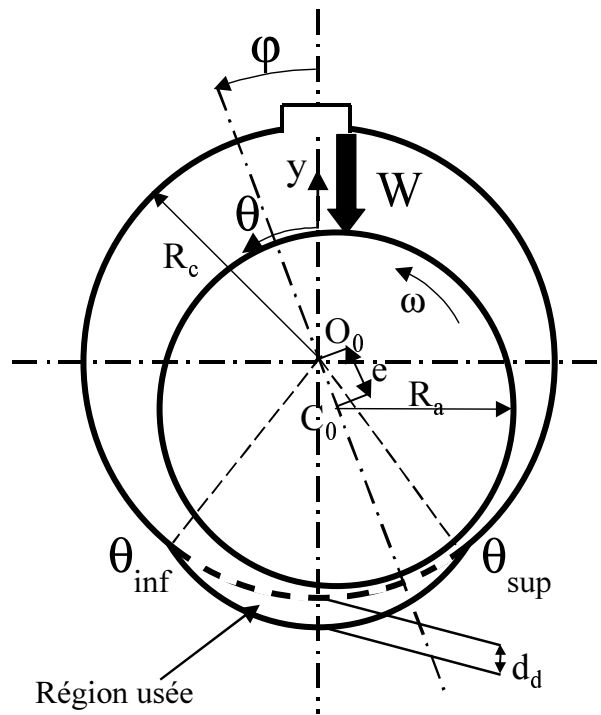


FIG. 2.4 – Palier usé

Dufrane et ses co-auteurs ont défini une valeur maximale de défaut qui est égale à la moitié du jeu radial du palier. Le défaut est donné par l'équation suivante :

$$\delta h(\theta) = d_d - C - C \cos(\theta) \quad (2.11)$$

La variable adimensionnée δ_d est utilisée pour les calculs : elle correspond au pourcentage d'usure par rapport au jeu radial $\left(\frac{d_d}{C}\right)$. La valeur du défaut (équation 2.11) est ensuite ajoutée à l'épaisseur de film calculée avec :

$$h = h + \delta h(\theta) \quad \text{avec} \quad \begin{cases} \delta h(\theta) = C [\delta_d - 1 - \cos \theta] \text{ pour } \theta_{inf} \leq \theta \leq \theta_{sup} \\ \delta h(\theta) = 0 \text{ pour } \theta < \theta_{inf} \text{ et } \theta > \theta_{sup} \end{cases}$$

Les angles θ_{inf} et θ_{sup} , qui correspondent respectivement au début et à la fin de l'empreinte, sont calculés à partir de l'équation : $\cos(\theta) = \delta_d - 1$.

2.2.3 Modification géométrique créée dans la zone critique

Lorsque le palier est mésaligné, la zone critique se déplace vers l'une ou les deux extrémités du palier et on observe une diminution de l'épaisseur minimale du film très nette

dans cette zone. La pression maximale augmente alors fortement et la température dans la zone critique est également plus élevée. Pour pallier cet effet, certains utilisateurs de paliers réalisent des modifications de la géométrie "à la main", afin d'augmenter artificiellement l'épaisseur du film dans la zone où il y a eu parfois un contact direct entre l'arbre et le coussinet.

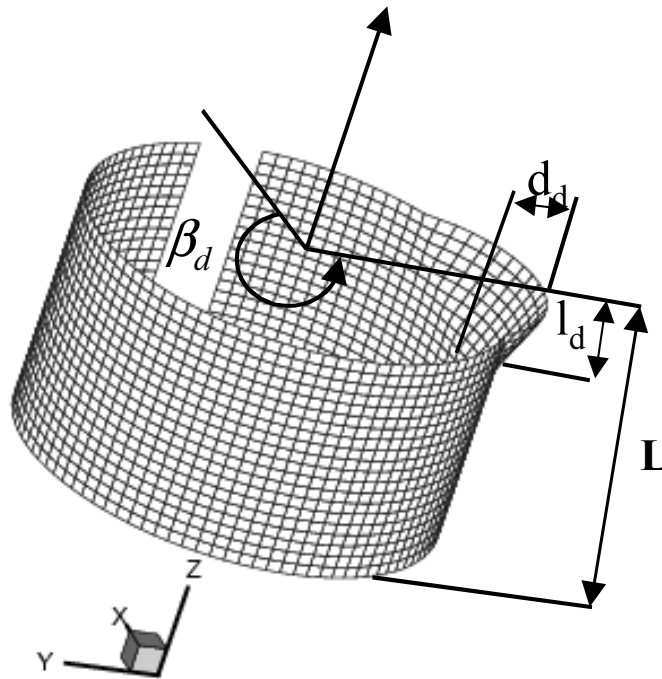


FIG. 2.5 – Défaut local

L'étude que nous avons menée se propose d'augmenter l'épaisseur du film dans la zone critique par une modification de la forme géométrique du palier. Cette modification pourra être de deux types : un "défaut local", dans la zone d'épaisseur minimale du film (semblable à ceux qui sont parfois effectués par les utilisateurs) ou un "défaut global", de forme conique, située du côté de la zone critique. Nous utiliserons dans la suite de ce chapitre indifféremment les termes "défaut" ou "modification" pour caractériser la modification apportée à la géométrie du palier.

La figure 2.5 donne une représentation de la modification locale qui correspond en fait à l'empreinte qu'aurait laissé dans le coussinet un arbre mésaligné. Le rayon de courbure du défaut est donc celui de l'arbre. Le défaut local est défini par trois paramètres :

- sa position angulaire (β_d),
- sa longueur axiale (l_d),
- sa profondeur maximale (d_d).

La profondeur maximale du défaut est située, dans les cas que nous avons étudiés, à l'arrière du palier car c'est à cet endroit que se situait le point d'épaisseur minimale du film dans le cas d'un palier mésaligné sans défaut. La modification géométrique δh est ensuite ajoutée à l'épaisseur du film calculée selon le même procédé que pour le défaut d'usure. Elle est calculée de la façon suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta h(\theta, z) = \left(C + d_d \left(\frac{z-L+l_d}{l_d} \right) \right) \cos(\theta - \beta_d) - C \quad \text{si} \quad \left\{ \begin{array}{l} \left(C + d_d \left(\frac{z-L+l_d}{l_d} \right) \right) \cos(\theta - \beta_d) \geq C \\ \text{et} \\ z \geq L - l_d \end{array} \right. \\ \delta h(\theta, z) = 0 \quad \text{si} \quad \left\{ \begin{array}{l} \left(C + d_d \left(\frac{z-L+l_d}{l_d} \right) \right) \cos(\theta - \beta_d) < C \\ \text{ou} \\ z < L - l_d \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (2.12)$$

Le défaut global, représenté sur la figure 2.6, est défini quant à lui par seulement deux paramètres qui sont les mêmes que ceux du défaut local : sa longueur axiale (l_d) et sa profondeur maximale (d_d). La modification δh est donnée par les relations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta h(\theta, z) = d_d \left(\frac{z-L+l_d}{l_d} \right) \quad \text{si} \quad z \geq L - l_d \\ \delta h(\theta, z) = 0 \quad \text{si} \quad z < L - l_d \end{array} \right. \quad (2.13)$$

2.3 Prise en compte de modifications géométriques au cours du fonctionnement

Les modifications auxquelles nous allons nous intéresser dans ce paragraphe sont des modifications d'ordre géométrique, qui interviennent au cours du fonctionnement du palier comme par exemple une modification du jeu radial qui peut être due aux déformations thermiques. Les déformations élastiques engendrées par la pression hydrodynamique modifient également la forme géométrique du palier mais plus localement, en induisant une augmentation ou une réduction de l'épaisseur de film dans certaines zones du palier. Nous détaillerons donc les calculs qui permettent d'obtenir les déformations élastiques puis, après avoir fait une première approche par le calcul des dilatations différentielles, ceux qui donnent les déformations thermiques. La modification sera comme dans ce qui a précédé, effectuée sous la forme d'un changement de l'épaisseur de film à laquelle on ajoute

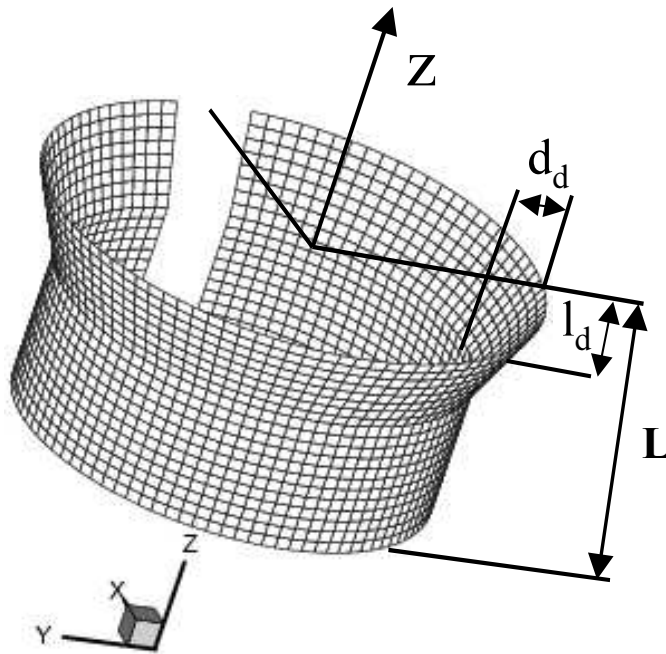


FIG. 2.6 – Défaut global

$\delta h(\theta, z) = \delta h_{P_c}(\theta, z) + \delta h_{T_c}(\theta, z) + \delta h_{\alpha}$. Le calcul des différentes parties est détaillé dans la suite de ce paragraphe.

2.3.1 Déformations mécaniques

Les déformations mécaniques du coussinet sont les déformations élastiques qui sont engendrées par le champ de pression hydrodynamique qui règne dans le palier. Elles sont dites "élastiques" car nous considérons que, ne dépassant pas les limites de l'élasticité, les déformations sont purement élastiques. Le calcul de ces déformations est un calcul long ; c'est pourquoi effectuer ce calcul à chaque itération sur la pression, serait extrêmement pénalisant en temps de calcul. Pour cette raison, nous faisons appel initialement à un code de calcul par éléments finis qui va nous permettre d'obtenir, en chaque point de l'interface film/coussinet, les déplacements engendrés par un champ de pression unitaire. Une fois ce calcul effectué, les déplacements sont stockés dans une matrice de coefficients d'influence que nous appellerons "matrice de compliance".

Le logiciel que nous utilisons est CASTEM 2000, qui utilise les équations classiques de l'élasticité :

$$\bar{\sigma} = \frac{E}{1+\nu} \left(\bar{\epsilon} + \frac{\nu}{1-2\nu} Tr(\bar{\epsilon})G \right) \quad (2.14)$$

L'équation 2.14 donne l'expression du tenseur des contraintes ($\bar{\sigma}$) et l'équation 2.15 celle du tenseur des déformations ($\bar{\epsilon}$) avec E le module d'Young et ν le coefficient de Poisson, pour un problème d'élasticité linéaire isotrope.

$$\bar{\epsilon} = \frac{1+\nu}{E}\bar{\sigma} - \frac{\nu}{E}Tr(\bar{\sigma})G \quad (2.15)$$

Les éléments du maillage sont de type hexaédrique à 8 noeuds. Ce type d'éléments à été préféré à des éléments à 20 noeuds dans un soucis de rapidité des calculs, car nous estimons que la précision des résultats est suffisante avec les éléments hexaédriques. Le logiciel permet d'obtenir les déplacements nodaux engendrés par une pression "unitaire" de 1 MPa. Cette valeur de la pression est utilisée afin de ne pas avoir de trop grands facteurs d'échelle, la pression hydrodynamique étant de l'ordre du MPa.

Ainsi, le déplacement en chaque point de la surface est obtenu en multipliant le coefficient de la matrice de compliance associé au noeud considéré par la pression correspondante :

$$\delta h_{pc}(\theta, z) = m_p(\theta, z) * p(\theta, z) \quad (2.16)$$

De cette façon, seul le champ de pression est recalculé à chaque itération et les déplacements correspondants sont obtenus directement. Les conditions aux limites appliquées sur le coussinet seront de deux types : le premier sera un encastrement du coussinet, qui correspond à ce qui est pratiqué en général sur les machines, et le deuxième, un coussinet libre dans sa partie supérieure et en appui sur un bâti dans sa partie inférieure qui correspond aux conditions de notre coussinet d'essais. La pertinence et la validité de ces conditions aux limites est discutée dans l'annexe A.

En ce qui concerne les déformations de l'arbre dues au champ de pression, nous admettons qu'elles sont négligeables car l'arbre est massif.

Nous considérons que le calcul a convergé lorsque l'écart relatif entre deux valeurs successives des déplacements est inférieur à 0,1%.

2.3.2 Déformations thermiques

Le calcul des déformations thermiques du coussinet se fait selon le même procédé que celui des déformations élastiques. Nous utilisons le même logiciel éléments finis qui nous donne une matrice de compliance "thermique" pour un flux de 1000 W/m^2 (cette valeur est également choisie pour éviter un grand facteur d'échelle). Les calculs de la matrice sont effectués pour des conditions thermiques données : le coefficient de convection ainsi que la

température extérieure ambiante sont imposés sur les faces externes du coussinet. A partir du champ de température calculé à chaque itération, les déplacements sont calculés par multiplication de la matrice par le flux de chaleur à l'interface film/coussinet :

$$\delta h_{T_c}(\theta, z) = m_T(\theta, z) * q(\theta, z) \quad (2.17)$$

L'arbre étant en rotation rapide, les gradients thermiques y sont peu importants et nous ne considérons donc pas les déformations engendrées par ceux-ci mais seulement la dilatation globale.

Nous considérons pour le calcul éléments finis que l'arbre et le coussinet sont libres de se dilater. Le détail du calcul de dilatation est donné dans le paragraphe suivant et les conditions aux limites et la validation du calcul des déformations thermiques sont discutés en annexe A.

2.3.3 Dilatation différentielle

Le calcul des dilatations différentielles est bien entendu beaucoup plus simple puisqu'il n'est nul besoin de recourir à des calculs extérieurs. La procédure de calcul est la suivante : tout d'abord, une température moyenne du coussinet ($\overline{T_c}$) est calculée à chaque itération et une dilatation δh_c est calculée en référence à un état initial de température T_0 :

$$\delta h_c = R_c \alpha_c (\overline{T_c} - T_0) \quad (2.18)$$

La température T_0 est égale à 20°C : c'est la température de référence à laquelle ont été prises les dimensions du palier (diamètres de l'arbre et du coussinet). Le calcul de la dilatation de l'arbre est identique, avec une température moyenne d'arbre $\overline{T_a}$:

$$\delta h_a = R_a \alpha_a (\overline{T_a} - T_0) \quad (2.19)$$

La dilatation différentielle δh_d est alors calculée avant d'être ajoutée à l'épaisseur du film :

$$\delta h_\alpha = \delta h_c - \delta h_a \quad (2.20)$$

Le fait d'ajouter cette quantité à l'épaisseur du film permet de tenir compte du jeu radial en fonctionnement.

2.4 Conditions aux limites

Les équations que nous venons de voir permettent de décrire le comportement du palier soumis à diverses conditions de fonctionnement. Pour les résoudre, il est nécessaire d'appliquer des conditions aux limites particulières, qui permettront de simuler au plus près la réalité.

Pression

Les conditions aux limites sur la pression sont assez simples : on suppose que la pression de référence est la pression atmosphérique. La pression dans les sections d'entrée et de sortie du film est considérée égale à la pression d'alimentation et celle des bords du palier égale à la pression atmosphérique. La détermination des frontières de rupture et de reformation du film est rendue implicite par l'utilisation du modèle d'Elrod que nous avons décrit au début de ce chapitre.

Température

Les conditions aux limites définies permettent de déterminer la production de chaleur au cours du fonctionnement du palier engendrée par la dissipation visqueuse dans le film ainsi que les transferts thermiques dans le coussinet. Les transferts thermiques sont une combinaison des différents modes de transmission de chaleur qui interviennent dans le palier : la convection, la conduction et le rayonnement. Ceux-ci peuvent intervenir à chaque endroit dans le palier.

La température d'entrée est déterminée à partir d'un bilan des flux de chaleur dans la rainure qui tient compte du mélange de fluide frais qui est apporté par l'alimentation et de la recirculation d'huile chaude du contact (on considère que la totalité du fluide chaud est recyclée, la longueur de la rainure représentant près de 90 % de la longueur du palier). On suppose que la température est constante dans la section d'entrée du film. L'échange de chaleur entre le coussinet au niveau des faces de la rainure et de l'huile dans la rainure est également pris en compte par un coefficient de convection qui est pris égal à 750. Ce coefficient a été déterminé dans des études précédentes [Mon97] qui ont également montré que l'influence du profil (constant ou parabolique) de température selon l'épaisseur du film dans la section d'entrée sur les performances du palier était très limitée.

A l'interface film/coussinet, les dimensions du film étant très faibles devant celles du coussinet, on considère que l'échange ne se fait que par conduction. On applique donc une

continuité des flux de chaleur et on considère que les températures du film et du coussinet sont les mêmes au niveau de l'interface.

A l'extérieur du coussinet, l'échange s'effectue par convection avec l'air ambiant mais aussi par rayonnement : ceci est caractérisé par un coefficient d'échange unique qui englobe les deux types d'échange. Cela permet de n'appliquer qu'une seule condition pour l'extérieur du coussinet (faces avant, arrière et dos) qui est une condition de convection libre.

Les transferts thermiques dans l'arbre seront négligés car il serait très difficile de les modéliser, puisqu'il faudrait tenir compte de la configuration de la machine, qui est très complexe et qui de plus n'est pas la même d'un dispositif à l'autre. De plus, Boncompain [Bon84] et Fillon [Fil85] ont montré que cette approximation n'avait que peu d'influence sur les résultats. Par contre, Monmousseau [Mon97] a montré qu'il était nécessaire de tenir compte des transferts thermiques lorsque l'on s'intéressait au régime transitoire. Pour une coordonnée axiale (z), la température de la surface de l'arbre est obtenue en admettant que le flux thermique global à l'interface film/arbre est nul. Du fait que l'arbre soit en rotation, sa température est considérée constante suivant la direction circonférentielle et variable selon la direction axiale.

Déplacements

En ce qui concerne les déformations élastiques, deux types de conditions sont utilisées : les conditions "usuelles" qui sont un encastrement dans une structure rigide ou les conditions de notre banc d'essais. Le palier est considéré libre de se dilater et de se déformer pour les calculs de dilatation et de déformations. Le détail des conditions aux limites pour les calculs de déformations est donné en annexe A.

2.5 Méthode numérique de résolution

Ce paragraphe a pour but de préciser les différentes étapes de résolution du problème TEHD utilisées dans le code de calcul.

Les équations que nous avons présentées sont résolues grâce à la méthode des différences finies dans un processus itératif. Le champ de pression est déterminé par la méthode proposée par Elrod et l'équation de l'énergie est résolue sur le domaine fluide en tenant compte des conditions aux limites imposées. L'équation de la chaleur permet alors d'obtenir le champ de température dans le coussinet. Les caractéristiques géométriques du palier sont ensuite déterminées (excentricité et angle de calage) avant d'y ajouter d'éventuelles modifications

comme des déplacements thermiques et/ou élastiques ou des dilatations. Enfin, on calculera un éventuel mésalignement, toujours suivant un processus itératif.

Pression	$\frac{\Delta p}{p}$	10^{-6}
Température	K	0,02
Angle de calage	rad	10^{-3}
Charge	$\frac{\Delta W}{W}$	5.10^{-4}
Déplacements	$\frac{\Delta(\delta h)}{C}$	5.10^{-4}
Amplitude de mésalignement	$\frac{\Delta d}{C}$	10^{-3}
Angle de mésalignement	$^{\circ}$	10^{-2}

TAB. 2.1 – Critères de convergence

La procédure générale est très bien décrite par Boncompain et al. [BFF86]. Le maillage utilisé pour les calculs est 115 points et 41 points pour les directions circonférentielle et axiale respectivement, 61 points suivant l'épaisseur de film et 21 points suivant l'épaisseur du coussinet. Ces valeurs de maillage ont été choisies pour leur rapidité et leur précision (ce choix est discuté en annexe C). Les détails de l'influence du maillage sur la solution finale sont décrits par Pierre [Pie00] qui a réalisé un grand nombre de simulations numériques en faisant varier le nombre de noeuds suivant les directions axiale et circonférentielle et suivant l'épaisseur du film et du coussinet. Elle a également analysé l'influence des critères de convergence sur la solution finale. Les critères de convergence que nous utiliserons, présentés dans le tableau 2.1, ont été choisis suivant cette étude.

Un organigramme (fig. 2.7) est donné afin d'avoir une vision plus globale du processus de résolution.

Tout d'abord, une initialisation des champs de température et de pression est réalisée avant de calculer l'épaisseur de film, qui va être le point de retour du processus itératif. La viscosité est ensuite calculée avant la détermination du champ de pression par la méthode proposée par Elrod. La convergence sur le champ de pression est obtenue lorsque la différence relative entre deux valeurs du champ de pression est inférieure à 10^{-6} . Ce n'est que lorsque ce calcul est fini que l'on calcule le champ des vitesses qui va servir à la résolution de l'équation de l'énergie. L'équation de la chaleur permet d'obtenir le champ de température dans le coussinet, qui est définitif lorsque la différence entre deux températures successives est inférieure à la précision ε_T . On itère ensuite sur la charge W et l'angle de calage φ jusqu'à obtention d'une valeur stable de φ (à ε_φ près) et de la charge imposée (W_{impo}) à ε_W près. Si

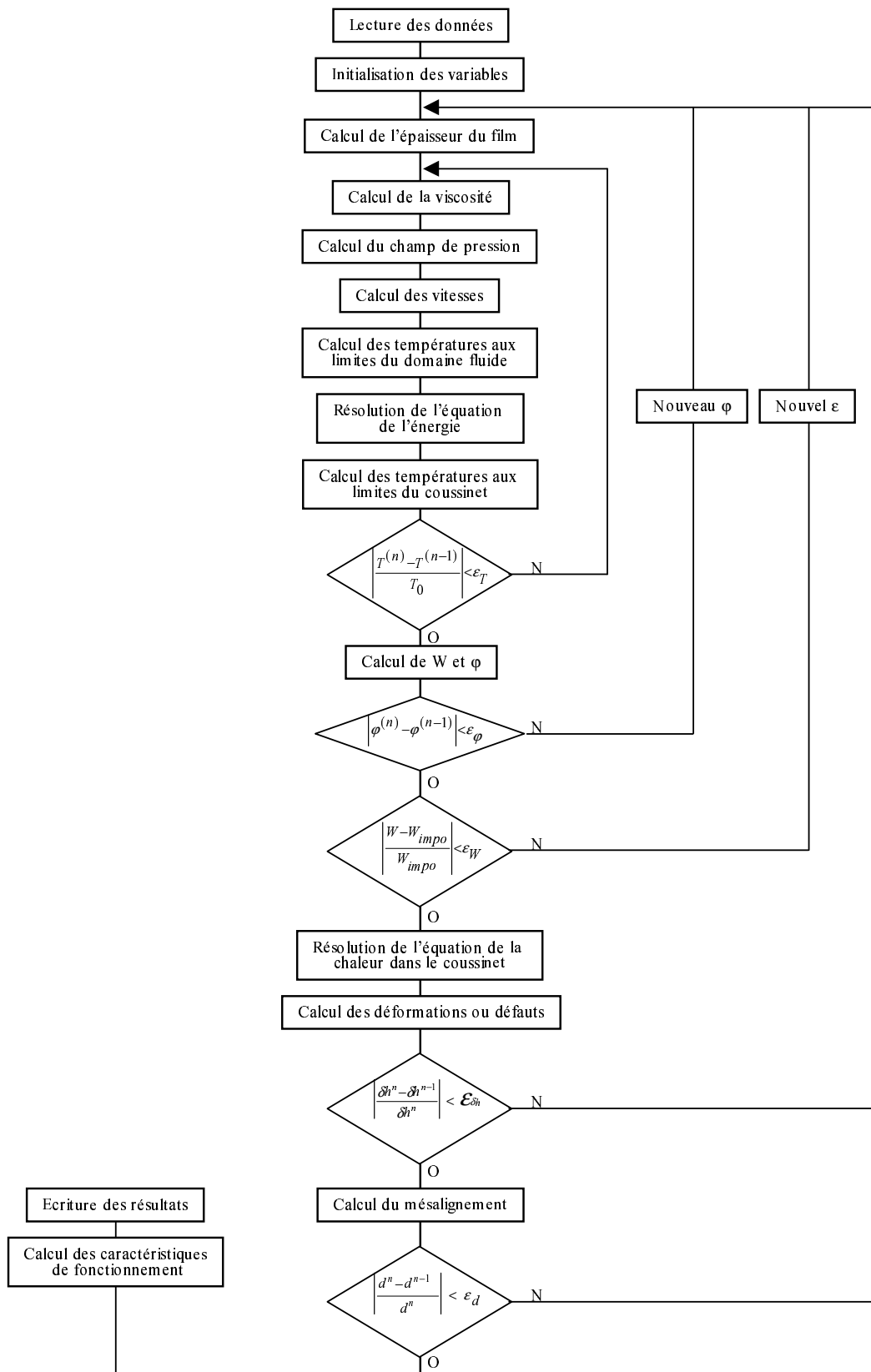


FIG. 2.7 – Organigramme du programme de calcul

tel n'est pas le cas, une nouvelle excentricité est calculée avant de recommencer le processus itératif au niveau du calcul de l'épaisseur de film. Lorsque ce critère est atteint, on calcule les éventuelles modifications $\delta_h(\theta, z)$ de la forme géométrique du palier (déplacements élastiques et/ou thermiques, dilatation différentielle) par un processus itératif. La convergence sur les déplacements est effective lorsque la différence maximale entre deux valeurs du déplacement par rapport au jeu radial, entre deux itérations successives, est inférieure à un critère de convergence ε_d . On passe ensuite au calcul d'un éventuel mésalignement. Enfin, lorsque la convergence sur l'angle et l'amplitude du couple de mésalignement est achevée (erreur sur le couple de mésalignement inférieure à 0,1% sur l'amplitude et $0,01^\circ$ sur la direction), on calcule les caractéristiques de fonctionnement du palier (pression maximale, température maximale, débits, épaisseur minimale de film, puissance dissipée, température d'arbre...).

2.6 Conclusion

Ce chapitre nous a permis de présenter les analyses théorique et numérique utilisées pour la résolution du problème TEHD dans un palier à géométrie fixe. Les différentes techniques de résolution, comme l'utilisation du modèle d'Elrod par exemple, nous permettent d'obtenir un code de calcul THD fiable dont les performances ont déjà été testées à maintes reprises. L'ajout du module de calcul de déformations permet d'obtenir le code TEHD qui a été validé par comparaison avec des résultats de la littérature mais aussi avec des calculs analytiques lorsque cela était possible. La validation ainsi qu'une étude sur l'influence du maillage et des conditions aux limites sur les résultats est présentée dans les annexes A et C. L'organigramme met en évidence la méthode itérative utilisée.

Ainsi, grâce à des conditions aux limites aussi réalistes que possibles et une méthode de résolution éprouvée, le code de calcul va nous permettre de simuler toutes sortes d'avaries ou défauts et des conditions de fonctionnement sévères avec la plus grande précision.

Chapitre 3

Performances d'un palier soumis à un couple de mésalignement

De nos jours, les paliers hydrodynamiques sont pour la plupart très sollicités que ce soit du point de vue de la température maximale que du point de vue de l'épaisseur minimale du film. Cette situation résulte des conditions de plus en plus sévères appliquées sur les organes de guidage de rotors. L'énergie dissipée dans le film étant alors plus grande, la température dans le palier augmente et l'épaisseur minimale du film diminue : les limites d'utilisation du palier peuvent être dépassées. C'est pourquoi le mésalignement est réellement un problème car il modifie sensiblement ces paramètres et augmente le risque d'endommagement du palier. S'il est dû la plupart du temps à un défaut de montage ou d'usinage, il peut être également engendré par la flexion de l'arbre sous l'influence de son propre poids. Le mésalignement n'est donc pas qu'une singularité et il convient d'en tenir compte lorsque l'on s'intéresse aux performances des paliers.

3.1 Présentation de la machine d'essais

Le dispositif du Laboratoire de Mécanique des Solides de Poitiers, qui fut mis au point en 1980 par Ferron et Frêne [FF80], a été utilisé à de nombreuses occasions.

La première étude, à laquelle ce dispositif était destiné, fut celle menée par Ferron [Fer82] sur les phénomènes thermiques dans les paliers lisses en régime établi. Par la suite, le dispositif a été utilisé pour l'analyse des paliers à patins oscillants en régime stationnaire par Fillon [Fil85, FBF92]. Le dispositif a ensuite été modifié pour étudier le régime transitoire, sur lequel 2 études ont été menées. Monmousseau [Mon97] a réalisé celle des paliers à patins oscillants durant les phases de démarrage et de montée en vitesse. Les travaux de

Kucinski [Kuc98] furent basées sur le comportement d'un palier lisse en régime thermique transitoire. Enfin, les derniers travaux furent effectués par Costa [CFMC00] sur l'effet de la position de la rainure d'alimentation sur les performances d'un palier lisse hydrodynamique en régime établi.

Afin de pouvoir étudier l'effet du mésalignement sur les caractéristiques d'un palier lisse, le dispositif a ensuite été modifié. Une vue générale du dispositif est présentée sur la figure 3.1.

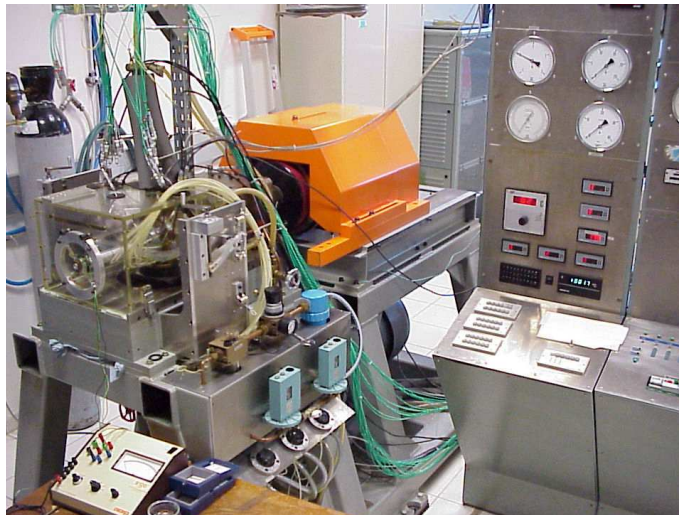


FIG. 3.1 – Dispositif d'essais

3.1.1 Description du dispositif

La figure 3.2 donne un schéma détaillé du dispositif d'essais qui est constitué de sept parties essentielles :

- la broche de précision,
- le palier lisse d'essai,
- le dispositif de mésalignement,
- le système d'entraînement,
- un système de mise en charge,
- un système d'alimentation d'huile,
- un système de sécurité.

Ce dispositif ayant déjà été détaillé [BF00], nous ne ferons ici qu'un bref descriptif des parties essentielles du banc d'essais.

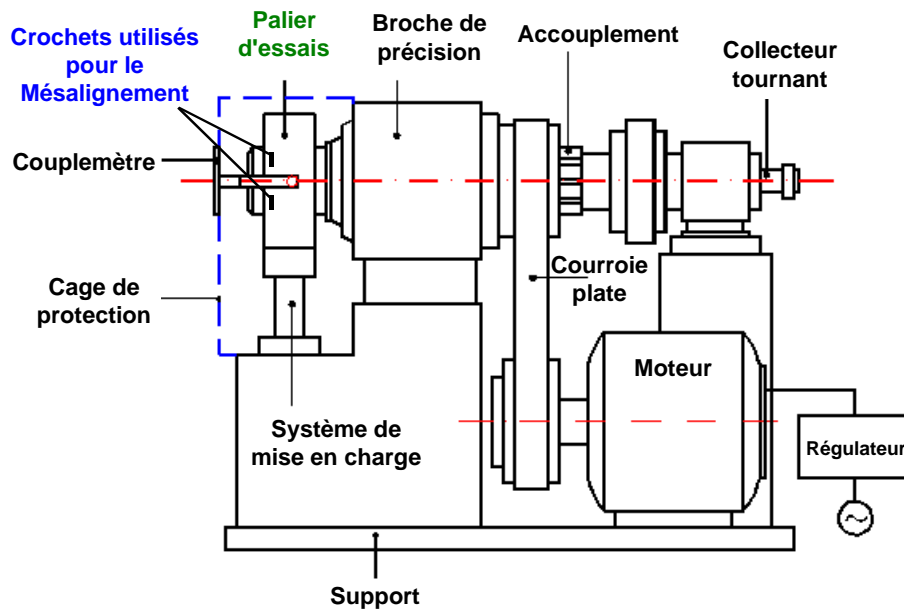


FIG. 3.2 – Schéma du dispositif d'essais

La broche de précision est très rigide afin de limiter au maximum le niveau de vibrations. Ceci permet que les mesures expérimentales effectuées au niveau du palier d'essai demeurent indépendantes de son environnement mécanique.

L'arbre et le coussinet sont les deux parties qui composent le palier d'essai. L'arbre est en acier (fig. 3.3) et a un diamètre de 99,780 mm. Il est monté sur la broche par emmanchement conique ce qui permet de modifier facilement le jeu radial en remplaçant l'arbre par un autre de diamètre différent.



FIG. 3.3 – Arbre



FIG. 3.4 – Coussinet d'essai

La figure 3.4 est une vue du coussinet d'essai : il est en bronze et son diamètre est de $100,015 \text{ mm}$ ce qui confère au palier un jeu radial de $117,5 \mu\text{m}$. Il est inséré dans une bague support (fig. 3.5) dont la partie inférieure est sphérique et constitue l'une des parties d'une butée hydrostatique.

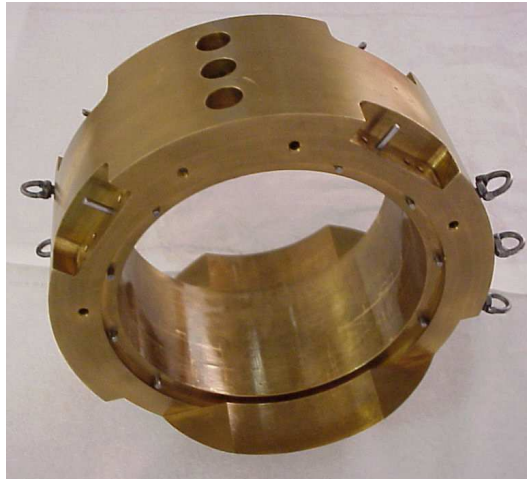


FIG. 3.5 – Bague support du coussinet

Le dispositif de mésalignement est composé de deux plaques fixées au bâti de part et d'autre du palier. L'application du couple de mésalignement est réalisée par une manivelle de réglage du couple appliqué et d'un câble en acier relié aux cotés du coussinet par des crochets ancrés dans la bague support. La figure 3.6 montre également les dynamomètres qui sont placés sur le câble afin de mesurer la force appliquée pour créer le couple de mésalignement.

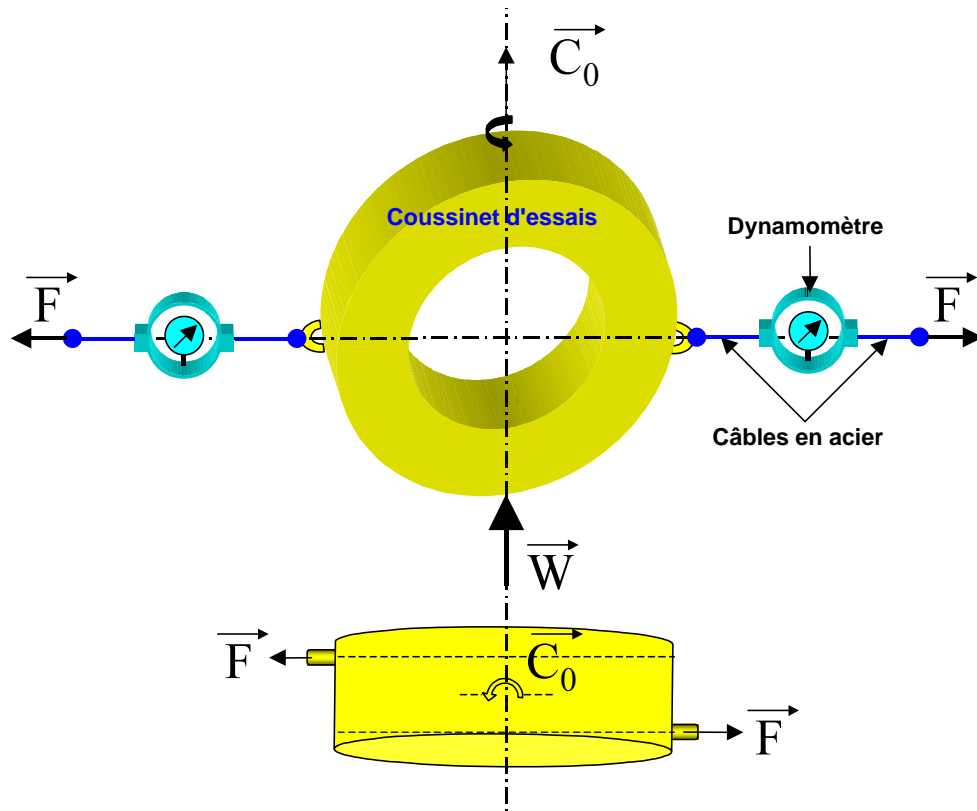


FIG. 3.6 – Schéma du dispositif de mésalignement

La bague support comporte trois crochets (fig. 3.5) qui permettent de créer un couple de mésalignement suivant la direction de la charge et suivant deux autres directions à plus ou moins 20° par rapport à la première. La figure 3.7 présente ces différentes possibilités.

L'entraînement de la broche est assuré par un moteur à courant continu de 21 kW. La transmission est réalisée par une courroie plate, ce qui permet de limiter les vibrations. Selon le jeu de poulies utilisé pour la transmission, on peut obtenir une vitesse de rotation allant jusqu'à 6000 tr/min.

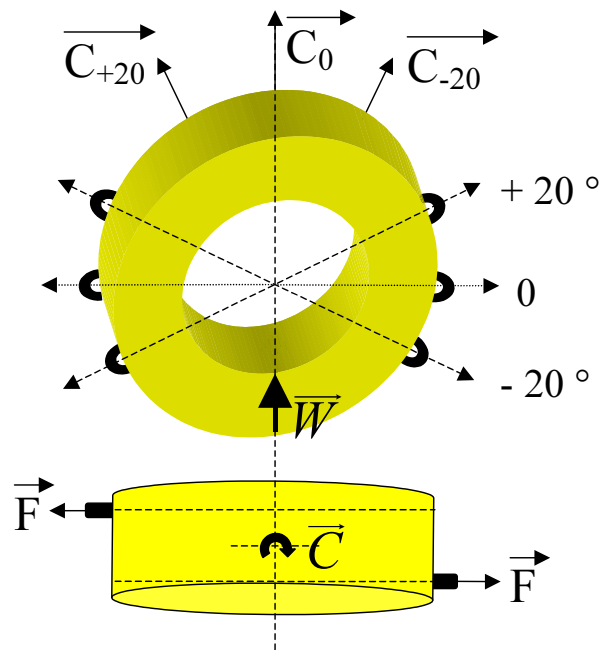


FIG. 3.7 – Orientation du couple de mésalignement

La charge est appliquée par l'intermédiaire de deux butées hydrostatiques (dont l'une est sur la bague support comme nous l'avons déjà vu) qui garantissent un bon alignement de l'arbre et du coussinet. Un vérin pneumatique permet d'appliquer au palier une charge allant jusqu'à 10000 N. Le dispositif de chargement est présenté sur la figure 3.8.

L'alimentation en huile est assurée par deux pompes à engrenages. La même huile est utilisée pour le palier et les deux butées hydrostatiques ce qui permet de s'affranchir du problème de l'étanchéité qui serait engendré par l'utilisation de deux huiles différentes. Une troisième pompe à engrenages permet le retour de l'huile sortant du palier vers le réservoir d'huile. La température de l'huile est régulée manuellement par un jeu de vannes qui font circuler de l'eau chaude ou froide, selon que l'on veut réchauffer ou refroidir l'huile d'alimentation, dans un serpentin placé directement dans le réservoir d'huile.

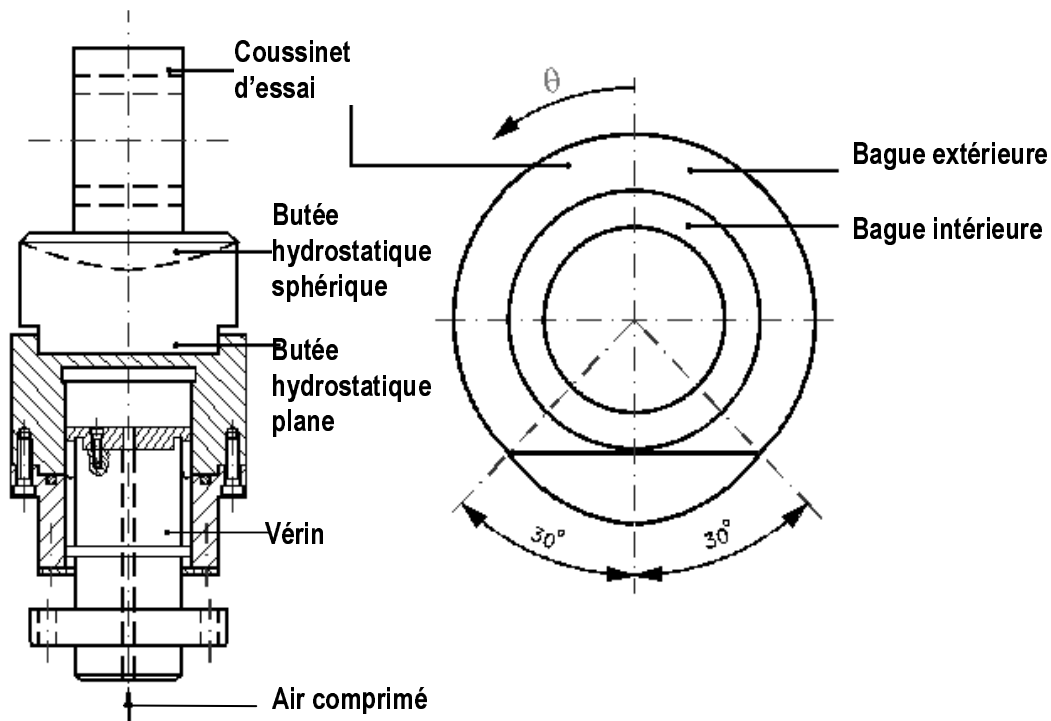


FIG. 3.8 – Dispositif de chargement

Enfin, un système de sécurité a été mis en place afin d'éviter des avaries sur la machine à la suite d'éventuelles erreurs de manipulation, coupures de courant ou encore panne d'un quelconque élément du système.

Cette machine est également équipée de différents capteurs afin de réaliser des mesures et contrôler les paramètres de fonctionnement.

- La pression hydrodynamique, la pression d'alimentation, ainsi que la pression dans la chambre du vérin (qui donne la charge) sont lues grâce à 5 manomètres de précision de type Bourdon.
- La mesure de débit d'huile est réalisée à l'aide d'un compteur volumétrique en relevant la quantité de fluide entrant dans le palier d'essais sur un intervalle donné. Cette mesure ne peut par conséquent se faire qu'en régime établi.
- Le positionnement de l'arbre dans le coussinet est donné sans contact, par quatre capteurs à courant de Foucault, placés comme indiqué sur la figure 3.9. La position de l'arbre est déterminée relativement à sa position lorsque le palier est arrêté (la sensibilité des capteurs est de l'ordre de $8 \text{ mV}/\mu\text{m}$). Mais ce positionnement relatif ne nous est utile que lorsque nous étudions un cas mésaligné : il nous a été impossible de déterminer la position du centre de l'arbre même lorsque le palier était aligné ; la position du

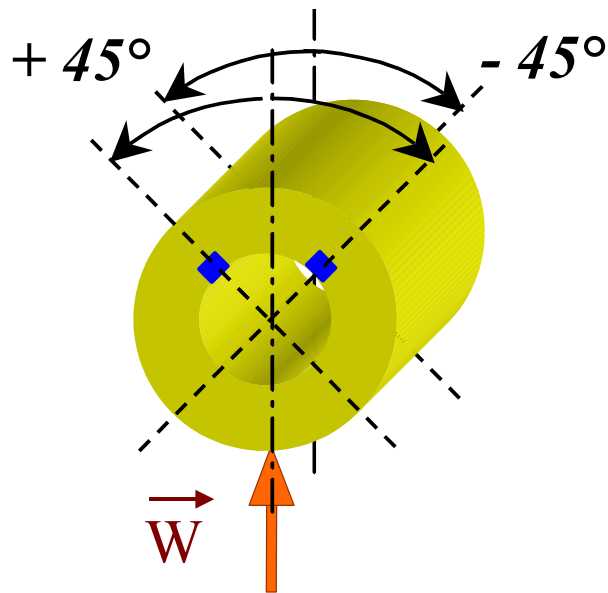


FIG. 3.9 – Positionnement des capteurs de déplacement

centre aligné est donnée par le calcul THD et on en déduit sa position lorsque l'arbre est mésaligné, relativement à cette position alignée.

- Pour surveiller l'évolution des températures dans le palier, nous utilisons des thermocouples de type K et J. Ils sont répartis comme indiqué sur la figure 3.10. Vingt-huit sont placés à l'interface film/coussinet dont seize dans le plan médian, deux à mi-épaisseur, trois dans l'arbre et six autres pour mesurer les températures annexes comme la température d'entrée, la température ambiante ou la température de roulements. La valeur de la température est relevée sur un afficheur digital pour lequel un sélecteur permet de choisir la température à afficher. La figure 3.10 présente également l'emplacement des quinze prises de pression dans le plan médian.

La machine d'essais ainsi équipée a permis de réaliser deux cent soixante essais à différentes vitesses, charges ou couples de mésalignement. Malgré ces nombreux essais qui ont apporté une contribution à la connaissance du phénomène de mésalignement, ce système comporte un désavantage : il faut à l'expérimentateur plusieurs minutes pour relever tous les paramètres de fonctionnement (trente neuf thermocouples, quinze prises de pression, débit, positionnement) et il est assez difficile de conserver exactement les conditions de fonctionnement durant ce laps de temps.

C'est pourquoi nous avons décidé récemment d'équiper le dispositif d'essais d'un système d'acquisition qui devrait permettre d'amener le temps de relevé en deçà de la minute.

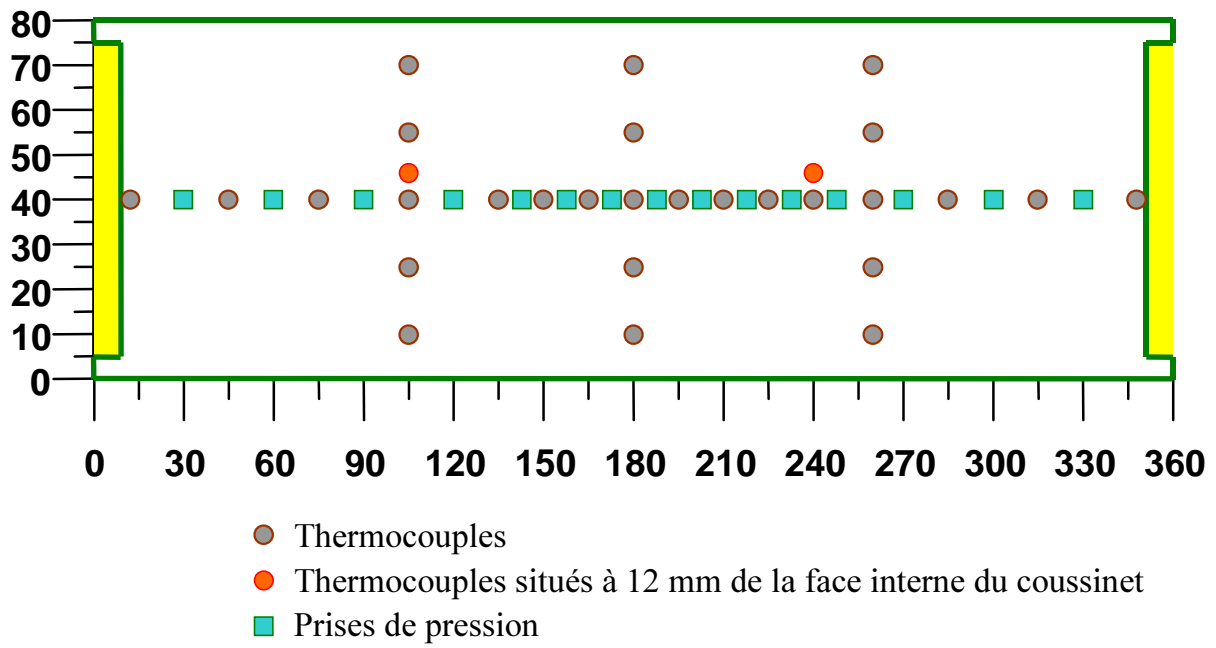


FIG. 3.10 – Coussinet développé

Les modifications apportées à la machine et la description du système d'acquisition font l'objet du paragraphe suivant.

3.1.2 Système d'acquisition

La machine d'essais a tout d'abord été équipée d'un cryothermostat qui permet de maintenir la température dans le réservoir d'huile automatiquement. Ceci se fait par consigne que l'on donne à l'appareil par l'intermédiaire d'un afficheur et d'un bouton de réglage. Pour obtenir une température d'alimentation de 37°C , il faut appliquer une consigne de 38°C au cryothermostat. Cette première amélioration constitue une réelle avancée et un gain de temps certain puisqu'il n'est plus nécessaire de jouer sur les robinets de réglage de la circulation d'eau.

La seconde amélioration qui a été apportée au banc d'essais est un dispositif d'acquisition qui, relié à un PC, permettra d'acquérir un grand nombre de données en un minimum de temps. En effet, par l'intermédiaire de diverses cartes d'acquisition, le PC pourra contrôler et piloter la vitesse et la charge par exemple. De plus, il permettra de mesurer instantanément les températures données par les 36 thermocouples ainsi que le débit (un nouveau débitmètre électronique doit être installé). La mesure des pressions restera manuelle dans un premier temps.

Ce système d'acquisition sera piloté par un programme réalisé par nous-même à l'aide du logiciel *Labview*.

Une fois complet, le pilotage de la machine ne se fera plus qu'à partir du PC ce qui permettra de réaliser facilement des mesures en régime transitoire avec des relevés très fins. Ceci est particulièrement intéressant pour les arrêts et démarrages de la machine, où le régime hydrodynamique n'est pas encore établi, et où la phase transitoire ne dure que quelques secondes.

3.2 Résultats expérimentaux

Les essais sont réalisés sur un palier de 100 *mm* de diamètre et de longueur 80 *mm* dont les principales caractéristiques sont reportées dans le tableau 3.1.

Diamètre de l'arbre	<i>mm</i>	99,780
Longueur du palier	<i>mm</i>	80
Jeu radial	μm	117,5
Épaisseur du coussinet	<i>mm</i>	50
Longueur de la rainure	<i>mm</i>	70
Amplitude angulaire de la rainure	°	18
Conductivité thermique du coussinet	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	50
Coefficient d'échange thermique avec l'extérieur	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	65
Coefficient d'échange dans la rainure	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	750

TAB. 3.1 – Caractéristiques du palier

Le coefficient d'échange dans la rainure a été obtenu à partir d'une étude réalisée par Monmousseau et al. [MF99].

Le lubrifiant utilisé est une huile minérale *ISO VG 32* (PRESLIA 32) fournie gracieusement par TOTAL S.A dont les caractéristiques sont données dans le tableau 3.2.

Un essai se déroule de la façon suivante : après la mise en route de la machine, on effectue une montée en vitesse progressive jusqu'à la vitesse désirée, tout en maintenant la pression d'alimentation choisie pour les essais. Un temps d'attente d'environ deux heures est nécessaire pour atteindre un état stationnaire et commencer à effectuer les essais. Cet état, principalement d'équilibre thermique, est atteint lorsque la température des roulements de la broche, contrôlée pendant toute la durée du fonctionnement, se stabilise. Chaque changement

Densité	$kg.m^{-3}$	870
Capacité calorifique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	2000
Viscosité dynamique à 40°C	$Pa.s$	$29,9.10^{-3}$
Viscosité dynamique à 70°C	$Pa.s$	$11,1.10^{-3}$
Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$	0,13

TAB. 3.2 – Caractéristiques du lubrifiant

de vitesse et/ou de charge s'accompagne d'un nouveau temps de stabilisation des conditions de fonctionnement.

Les relevés sont alors effectués dans l'ordre suivant : cas aligné puis cas mésalignés, en allant du couple de mésalignement le plus faible vers le plus fort, et enfin on répète le cas aligné. Les différents essais sont répétés plusieurs fois, soit dans la même journée soit à une date différente, afin de vérifier leur reproductibilité. Toutes les mesures ont été effectuées en régime établi et collectées par les différents manomètres et afficheurs digitaux que nous avons présenté au paragraphe 3.1.1. Les incertitudes sur les mesures expérimentales sont données et expliquées dans l'annexe B.

3.2.1 Couple de mésalignement parallèle à la direction de la charge

Le mésalignement dont nous allons parler dans ce paragraphe est un mésalignement de "torsion", c'est-à-dire que la direction du couple de mésalignement est parallèle à la direction de la charge. Nous nous intéresserons à l'influence du mésalignement sur le comportement du palier soumis à différentes conditions de fonctionnement, en particulier à son influence sur la pression, la température et l'épaisseur du film. Le tableau 3.3 regroupe les caractéristiques et les conditions de fonctionnement des essais que nous allons analyser ici.

Vitesse	tr/min	1500...4000
Charge	N	3000...9000
Couple de mésalignement	$N.m$	0...70
Température ambiante	$^{\circ}C$	32...39
Température d'alimentation	$^{\circ}C$	37
Pression d'alimentation	MPa	0,08

TAB. 3.3 – Caractéristiques des essais

Les vitesses étudiées varient de 1500 à 4000 tr/min et trois charges sont étudiées : 3000, 6000 et 9000 N. Les couples de mésalignement appliqués varient de 0 (cas aligné) à 70 N.m. La température et la pression d'alimentation sont respectivement fixées à 37°C et 0,08 MPa.

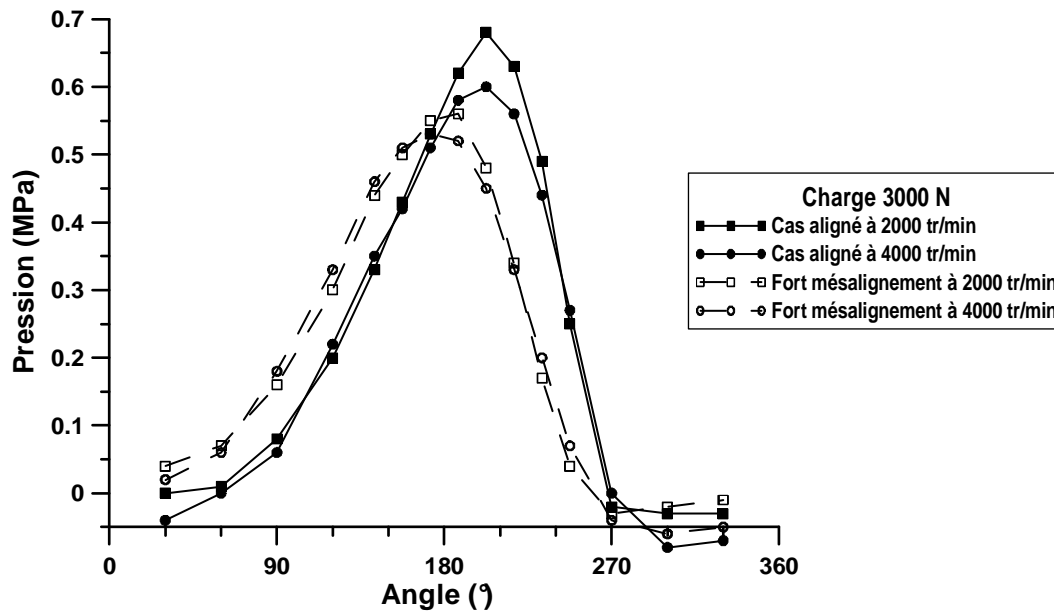


FIG. 3.11 – Répartition circconférentielle de pression dans le plan médian du palier

Pression

La figure 3.11 montre l'influence du mésalignement sur le champ de pression dans le plan médian du palier pour une charge de 3000 N et deux vitesses, 2000 et 4000 tr/min. La pression maximale dans le plan médian est obtenue pour le palier aligné dans les deux cas de vitesse. Elle diminue lorsque l'on applique un couple de mésalignement comme on pouvait s'y attendre. En effet, il faut noter que les analyses théoriques de la littérature montrent bien que la pression dans le plan médian diminue mais surtout qu'elle augmente fortement sur les zones proches de l'une ou des deux extrémités du palier selon la direction et l'intensité du couple de mésalignement. Pour une vitesse de 2000 tr/min, la diminution atteint 0,12 MPa soit 17,6% et 0,07 MPa soit 11,7% lorsque la vitesse est de 4000 tr/min. De plus, la localisation du maximum change : il se déplace de 202,5° à 187,5° à 2000 tr/min et de 202,5° à 172,5° à 4000 tr/min.

L'influence de l'intensité du mésalignement sur la répartition circconférentielle de pression dans le plan médian est présentée sur la figure 3.12. Plusieurs vitesses sont étudiées pour

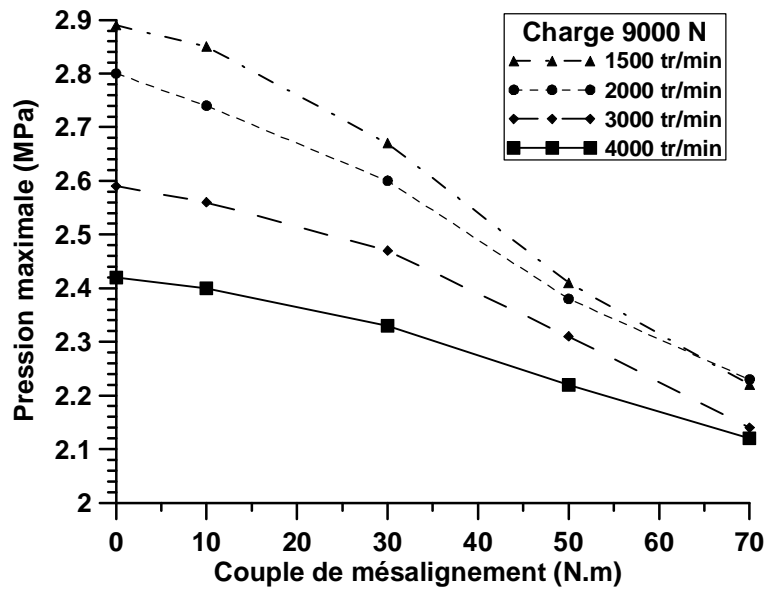


FIG. 3.12 – Pression maximale dans le plan médian

une charge de 9000 N. On observe que le mésalignement a plus d'influence sur la pression maximale lorsque la vitesse est faible. En effet, la diminution est de $0,77 \text{ MPa}$ (23,2%) à 1500 tr/min alors qu'elle n'est que de $0,29 \text{ MPa}$ (12%) à 4000 tr/min. Cette baisse est également de $0,54 \text{ MPa}$ soit 19,5% et $0,45 \text{ MPa}$ soit 17,3% à 2000 et 3000 tr/min respectivement.

Température

La température est également affectée par le mésalignement, que ce soit dans le plan médian ou axialement comme nous allons le voir. Les figures 3.13 et 3.14 montrent la répartition de température dans le plan médian du palier pour une charge de 3000 N et 9000 N respectivement. La température augmente globalement dans le plan médian de 2 à 3 K lorsqu'un couple de mésalignement de 70 N.m est appliqué pour une charge de 3000 N. Pour le cas à 9000 N, l'augmentation n'est que de 1 à 2 K car le palier offre plus de résistance au mésalignement, les effets hydrodynamiques étant plus importants à cause de la charge plus élevée.

Pour la charge la plus élevée, comme le montre la figure 3.15, la température maximale augmente avec le degré de mésalignement. En effet, l'augmentation atteint 4 K pour les deux plus grandes vitesses (3000 et 4000 tr/min) et 3 K pour les deux plus faibles (1500 et 2000 tr/min) avec un couple de mésalignement de 70 N.m . Plus le couple de mésalignement est élevé et plus la température maximale dans le plan médian du palier est élevée.

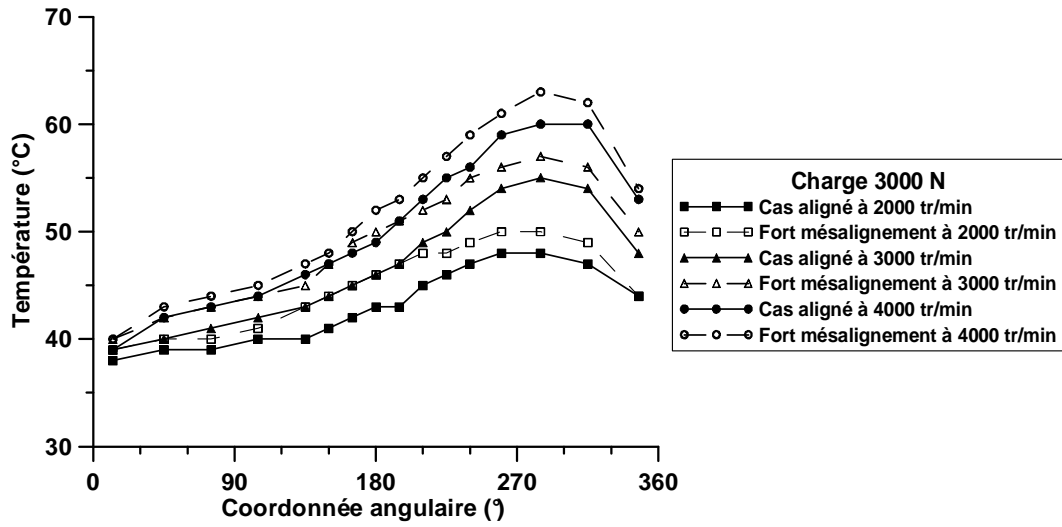


FIG. 3.13 – Température à l'interface film/coussinet pour une charge de 3000 N, dans le plan médian

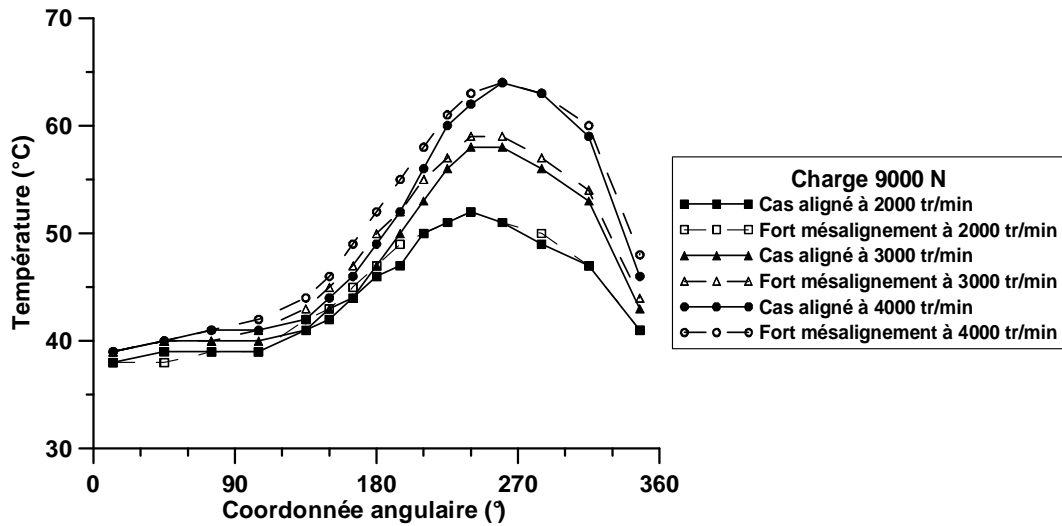


FIG. 3.14 – Température à l'interface film/coussinet pour une charge de 9000 N, dans le plan médian

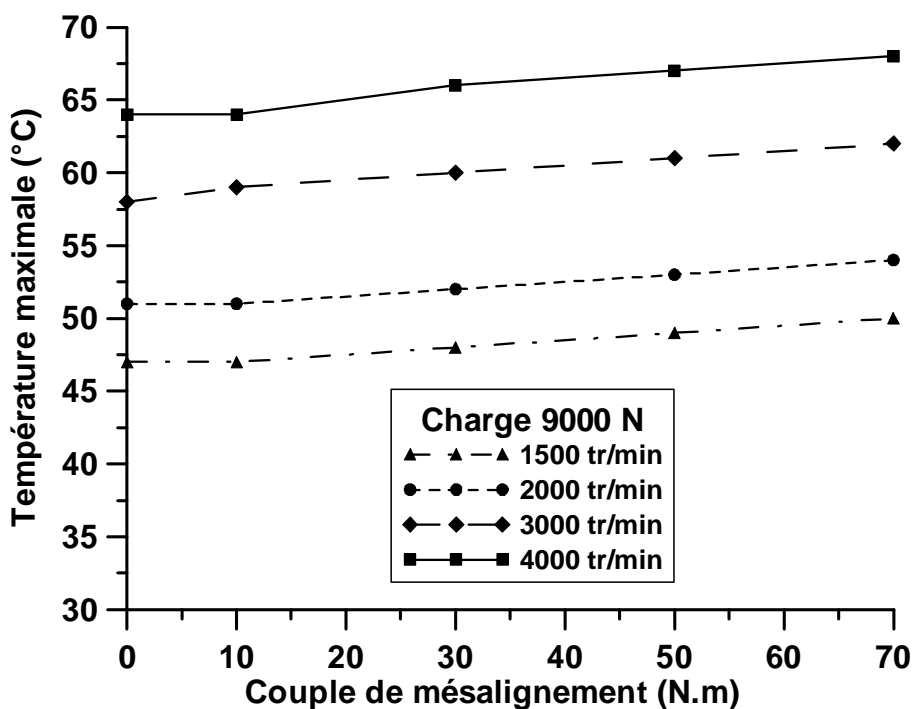


FIG. 3.15 – Température maximale dans le plan médian

La figure 3.16a montre la répartition axiale de température à l'interface film/coussinet à la coordonnée angulaire 180° pour une vitesse de 4000 tr/min et une charge de 9000 N. Le mésalignement entraîne une augmentation de température à l'une des extrémités du palier (abscisse 10 mm) allant de 2 K pour un couple de 30 N.m à 7 K pour le couple de mésalignement le plus grand (70 N.m). La température à l'autre extrémité n'est que peu affectée.

La répartition axiale de température a également été mesurée dans le plan à la coordonnée angulaire 260° dans la zone où la température est maximale (fig. 3.16b) sous les mêmes conditions de fonctionnement. L'effet que l'on peut observer ici est légèrement différent : il se produit du côté opposé à l'abscisse 70 mm, la température maximale augmente de 4 K pour le mésalignement le plus fort mais ne reste pas constante de l'autre côté et diminue même de 3 K. Cette tendance de la température à diminuer d'un côté et à augmenter de l'autre est en accord avec des résultats théoriques obtenus par Pierre [PBF02], Banwait et al. [BCA98] ou Medwell et Gethin [MG86].

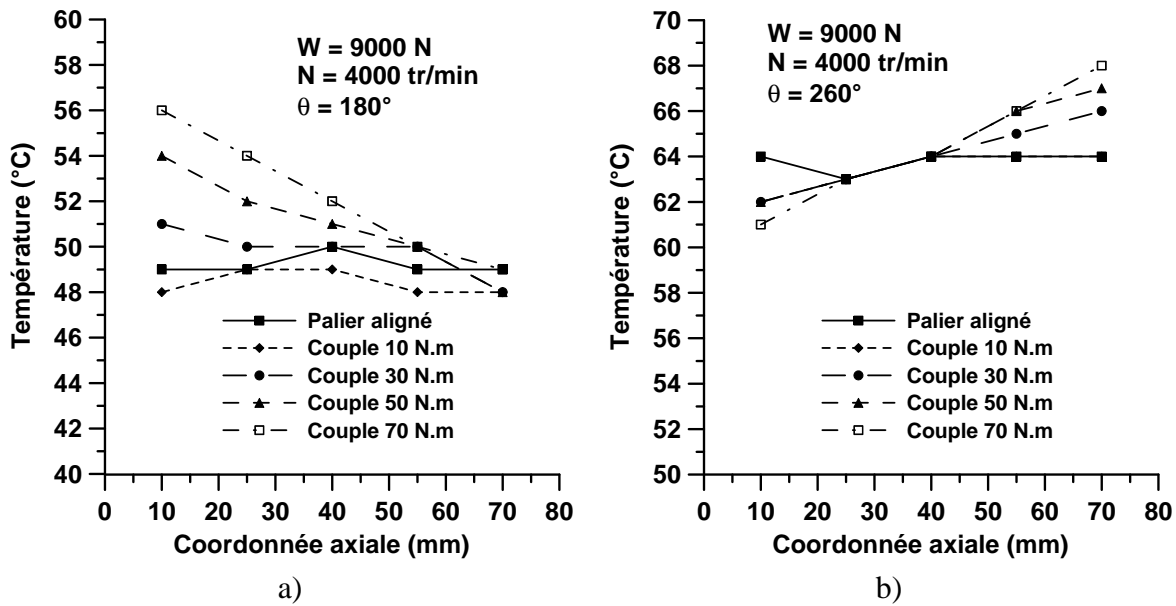


FIG. 3.16 – Température axiale à l'interface film/coussinet pour une charge de 9000N

Épaisseur minimale du film

L'épaisseur minimale du film est également très sensible au mésalignement et la position relative de l'arbre par rapport au coussinet est très sensiblement modifiée par l'application d'un couple de mésalignement. Elle est réduite considérablement aux extrémités du palier (avant et arrière) alors qu'elle reste quasiment constante dans le plan médian comme le montre la figure 3.17. Cette figure donne la position du centre de l'arbre dans le plan médian ($z = 40 \text{ mm}$) et aux deux extrémités ($z = 0$ et $z = 80 \text{ mm}$) pour différentes valeurs du couple de mésalignement : chaque ligne représente la projection de la ligne des centres de l'arbre dans le plan perpendiculaire à l'axe de symétrie du coussinet. Le cercle donne la valeur du jeu radial en fonctionnement déterminé à partir de relevés de température du coussinet et de l'arbre : la distance radiale entre le cercle et la projection de la ligne des centres de l'arbre représente ainsi l'épaisseur de film dans chaque section du palier (avant, centre et arrière).

La position du centre de l'arbre dans le cas aligné, qui correspond à notre position de référence, est obtenue par un calcul numérique THD et dans ce cas précis, elle se réduit à un point : l'arbre étant aligné, les centres des trois sections verticales sont confondus. Le mésalignement de l'arbre est mesuré par rapport à la position alignée.

La position du centre de l'arbre dans la section médiane n'est que très peu affectée par le couple de mésalignement. En revanche, les variations sont significatives dans les sections avant et arrière : pour une charge de 3000 N, la longueur du segment que forme la pro-

jection de la ligne des centres de l'arbre augmente avec le couple de mésalignement (de $48 \mu\text{m}$ pour un petit mésalignement à $199 \mu\text{m}$ pour le mésalignement le plus fort). L'angle de mésalignement entre la direction de la charge et la projection de la ligne des centres décroît sensiblement, passant de $149,7^\circ$ à $130,8^\circ$.

La position et la valeur de l'épaisseur minimale de film varie en fonction de l'amplitude du mésalignement : la diminution de l'épaisseur minimale du film atteint 97,6%, passant de $82 \mu\text{m}$ dans le cas aligné à $2 \mu\text{m}$ dans le cas le plus sévèrement mésaligné. Lorsque la charge est de 9000 N et le couple de mésalignement de 70 N.m , l'épaisseur minimale de film passe de 82 à $10 \mu\text{m}$. Ainsi, pour le cas de mésalignement que nous avons étudié, plus la charge est faible, plus le mésalignement a d'influence sur l'épaisseur du film.

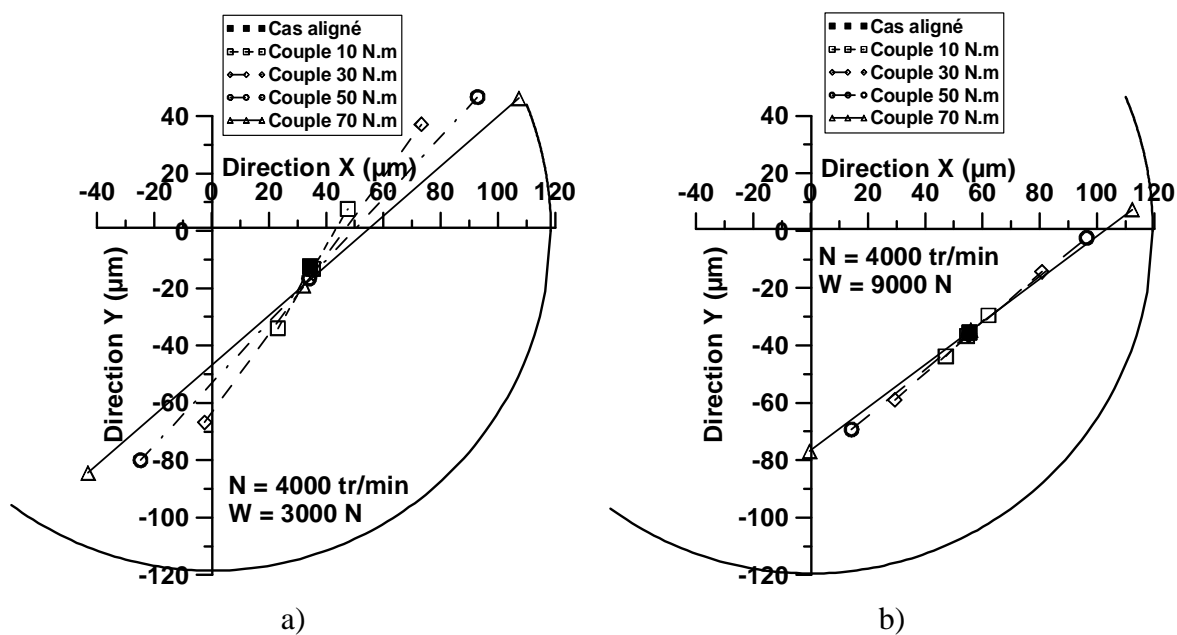


FIG. 3.17 – Projection de la ligne des centres de l'arbre pour diverses conditions de fonctionnement

La figure 3.18 montre l'épaisseur minimale du film dans les sections avant ($z = 0 \text{ mm}$) et arrière ($z = 80 \text{ mm}$) du palier pour la charge maximale (9000 N). L'épaisseur minimale absolue du film est obtenue dans la section arrière. Plus la vitesse de rotation est faible, plus la diminution de l'épaisseur de film est prononcée : 97,5% pour une vitesse de 1500 tr/min et 82% pour une vitesse de 4000 tr/min . Le même phénomène se produit dans la section avant mais il est moins marqué : 31,5% à 1500 tr/min et 20,5% à 4000 tr/min .

Les résultats ont également montré que pour le plus fort mésalignement, à la vitesse la plus faible (1500 tr/min) avec une charge moindre, nous étions très près du contact direct entre les surfaces de l'arbre et du coussinet. Cependant, étant donné l'incertitude sur la mesure de la position initiale du centre de l'arbre, on peut assurer que ce contact n'a jamais eu lieu (pour en être certain, les surfaces de l'arbre et du coussinet ont été inspectées après démontage du palier).

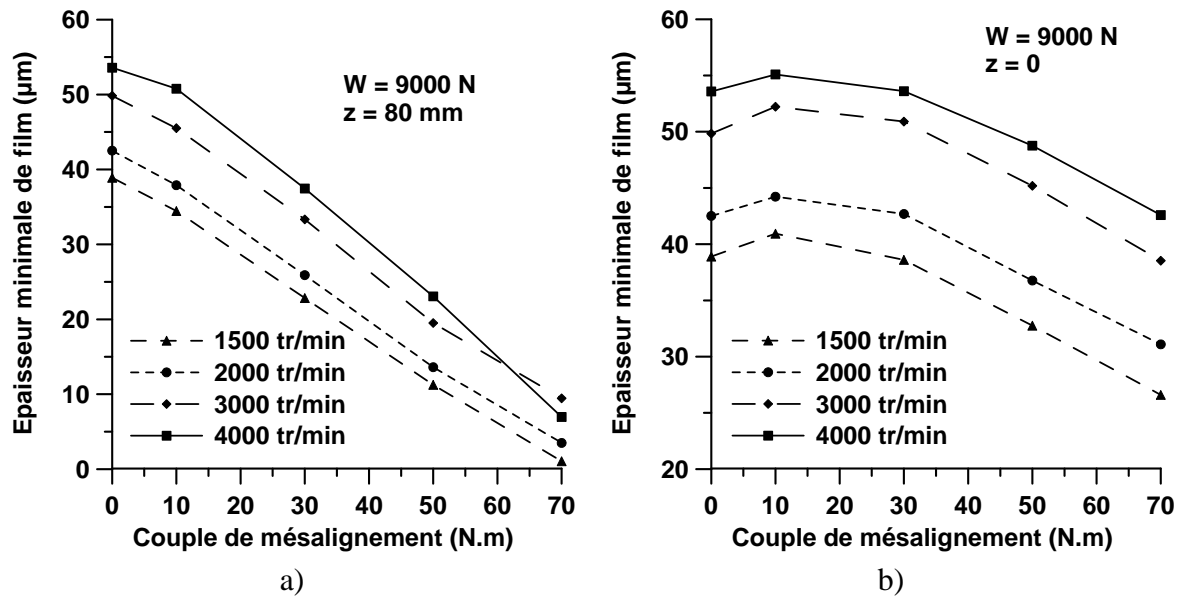


FIG. 3.18 – Épaisseur minimale du film dans les sections avant et arrière du palier

Débit

Le débit est lui aussi affecté par le mésalignement. La figure 3.19 présente l'évolution du débit axial en fonction du couple de mésalignement appliqué pour quatre vitesses de rotation et une charge de 3000 N. Lorsque le mésalignement augmente, le débit axial augmente, surtout lorsque la vitesse de rotation est élevée.

Pour le plus fort mésalignement, l'augmentation atteint 27,4% pour le cas à 1500 tr/min et 41,8% pour le cas à 4000 tr/min. Les essais ont également permis de mettre en évidence que pour les plus fortes charges (par exemple 9000 N), cette augmentation du débit axial était moins prononcée comme on peut le voir sur la figure 3.19b.

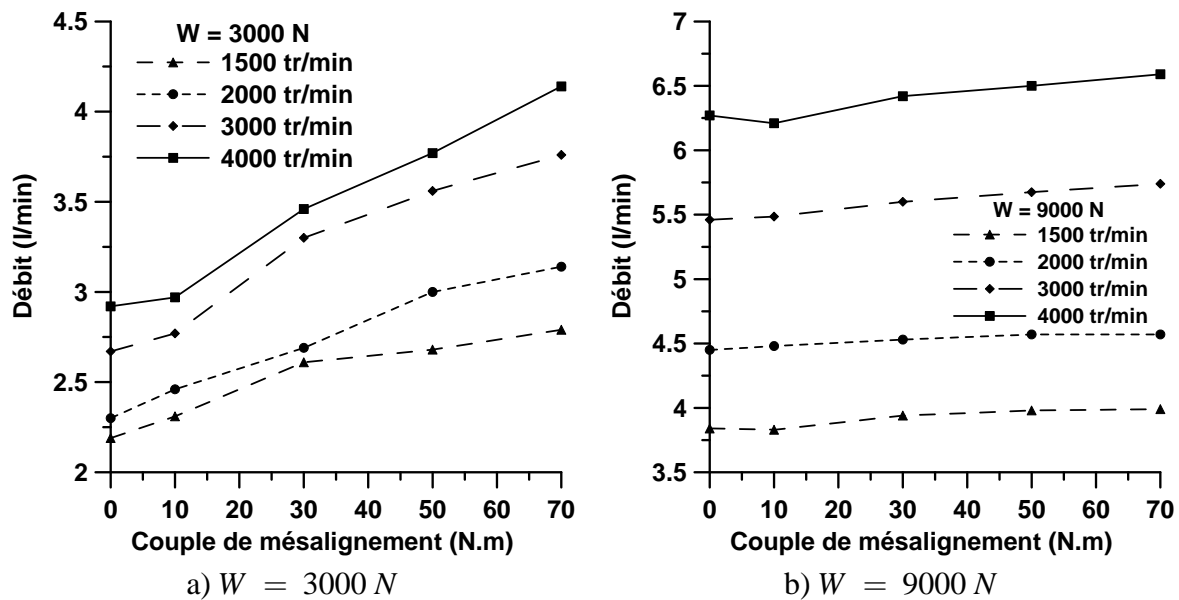
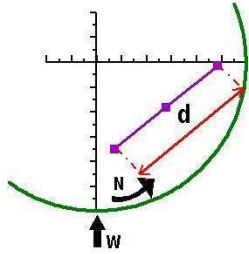


FIG. 3.19 – Variation du débit axial en fonction du couple de mésalignement pour deux cas de chargement

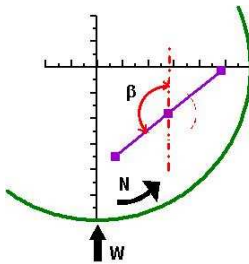
Amplitude et angle de mésalignement

Les tableaux 3.4 et 3.5 présentent les deux paramètres qui sont directement liés au mésalignement : l'amplitude (longueur du segment de la projection de la ligne des centres) et l'angle de mésalignement (angle entre la ligne des centres et la direction de la charge).

Comme on pouvait le prévoir, l'amplitude du mésalignement augmente avec l'intensité du couple de mésalignement, d'autant plus lorsque la charge ou la vitesse de rotation est faible. Plus la vitesse est élevée, plus l'amplitude de mésalignement est faible. De plus, lorsque l'on considère la charge la plus forte qui est de 9000 N, l'augmentation de l'amplitude est moindre. Lorsque le couple de mésalignement augmente, l'angle de mésalignement diminue, d'autant plus que la vitesse est élevée. La variation de l'angle est malgré cela plus petite lorsque la charge est élevée : 3 à 7° à 9000N alors que l'on observe 15 à 19° à 3000 N.



Projection de la ligne des centres de l'arbre (μm)				
Couple de mésalignement ($N.m$)	10	30	50	70
Charge 3000 N				
1500 tr/min	64,2	155,6	200,3	222,6
2000 tr/min	56,8	139,7	185,0	207,6
3000 tr/min	49,9	131,0	175,5	200,3
4000 tr/min	48,2	128,5	172,9	199,2
Charge 9000 N				
1500 tr/min	27,7	79,0	116,6	146,5
2000 tr/min	26,2	76,1	114,5	144,0
3000 tr/min	25,1	69,1	110,8	138,3
4000 tr/min	20,6	68,1	105,9	140,7

TAB. 3.4 – Amplitude de mésalignement d pour différentes conditions de fonctionnement

Position angulaire de la ligne des centres de l'arbre ($^{\circ}$)				
Couple de mésalignement ($N.m$)	10	30	50	70
Charge 3000 N				
1500 tr/min	137,6	133,5	127,2	122,7
2000 tr/min	141,8	137,3	130,7	125,9
3000 tr/min	147,6	139,0	134,3	128,6
4000 tr/min	149,7	143,9	137,0	130,8
Charge 9000 N				
1500 tr/min	121,3	121,7	120,5	118,5
2000 tr/min	124,0	124,1	123,2	121,2
3000 tr/min	128,2	127,6	126,8	125,0
4000 tr/min	133,7	131,0	129,1	126,8

TAB. 3.5 – Angle de mésalignement β pour différentes conditions de fonctionnement

Conclusions

Cette étude conduit aux conclusions suivantes :

- Lorsqu'un couple de mésalignement est appliqué, la pression maximale dans le plan médian du palier diminue. La localisation de la pression maximale change : de $202,5^\circ$ dans le cas aligné à $187,5^\circ$ à 2000 tr/min et $172,5^\circ$ à 4000 tr/min dans le cas mésaligné.
- Une augmentation de la température dans le plan médian de 2 à 3 K est observée lorsqu'un fort mésalignement est appliqué. Suivant les directions axiales, l'augmentation peut atteindre 7 K à l'une des extrémités du palier.
- L'épaisseur minimale de film est le paramètre qui est le plus affecté par le mésalignement. Elle peut être réduite dans les cas peu chargés à seulement quelques micromètres.
- Le débit axial augmente avec le mésalignement, de façon plus importante lorsque la vitesse ou la charge est faible.

La conclusion générale de cette étude est la suivante :

Lorsque la vitesse de rotation et/ou la charge sont peu élevées, les effets hydrodynamiques sont plus faibles, le palier résiste donc moins au mésalignement.

3.2.2 Autres directions de mésalignement

Comme nous l'avons vu dans la première partie de ce chapitre, la machine d'essais permet aussi d'appliquer un couple de mésalignement à plus ou moins vingt degrés par rapport à la direction de la charge.

Nous nous intéresserons ici à l'influence de l'intensité et de la direction du couple de mésalignement sur le comportement du palier soumis à trois directions différentes du couple de mésalignement : 0, +20 et -20° .

Le tableau 3.6 regroupe les caractéristiques des essais ainsi que les conditions de fonctionnement sous lesquelles les essais ont été réalisés.

Vitesse	<i>tr/min</i>	2000 et 4000
Charge	<i>N</i>	3000 et 9000
Couple de mésalignement	<i>N.m</i>	0,30,70
Direction du mésalignement	$^\circ$	0,+20,-20
Température d'alimentation	$^\circ C$	37
Pression d'alimentation	MPa	0,08

TAB. 3.6 – Caractéristiques des essais

Les vitesses étudiées sont 2000 et 4000 tr/min et deux charges radiales sont appliquées : 3000 et 9000 N. Notons que la charge intermédiaire (6000 N) a également fait l'objet d'essais mais que pour des raisons de clarté, les résultats associés ne seront pas présentés car les effets les plus marqués sont obtenus pour les cas extrêmes. Les couples de mésalignement appliqués varient de 0 (cas aligné) à 70 $N.m$. La température et la pression d'alimentation sont respectivement fixées à 37°C et 0,08 MPa.

Pression

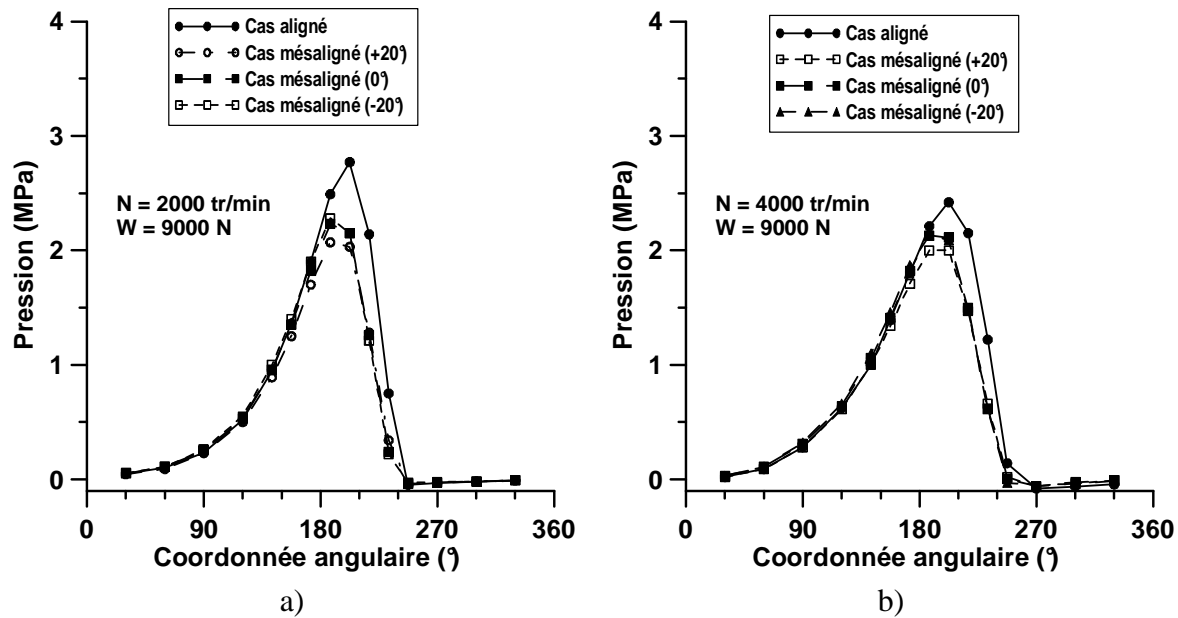


FIG. 3.20 – Répartition circconférentielle de pression dans le plan médian du palier pour un couple de 70 $N.m$

La figure 3.20 présente la répartition de pression dans le plan médian du palier : une chute significative de celle-ci apparaît lorsque l'on applique un couple de mésalignement. En effet, à 2000 tr/min (3.20a), on observe une chute de la pression maximale de 19,5% pour le cas mésaligné à 0°, 17,7% pour le cas à -20° et 25,3% pour le cas à $+20^\circ$.

A 4000 tr/min (3.20b), pour les mésalignements à 0 et -20° , cette chute n'est que de 12%, alors qu'elle est de 17,4% pour le mésalignement à $+20^\circ$. De plus, on observe toujours le même phénomène de déplacement de la pression maximale vers l'une ou les deux extrémités du palier comme nous l'avons souligné précédemment.

Pour une charge statique de 3000 N (figure 3.21), des effets semblables sont observés même pour une faible valeur du couple de mésalignement. En effet, lorsqu'un couple de

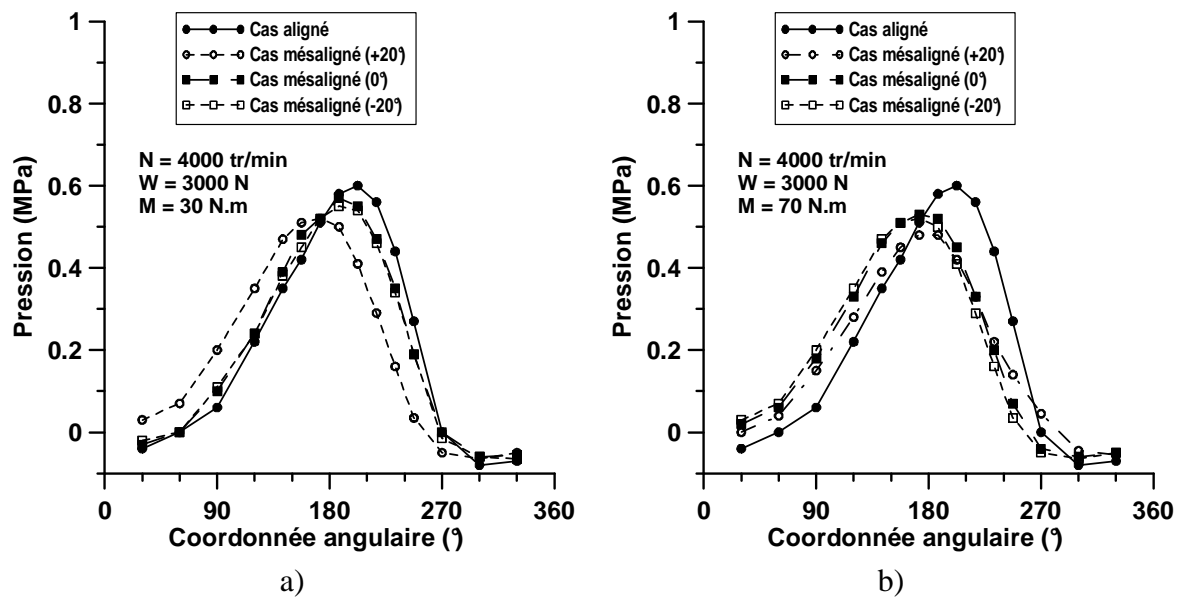


FIG. 3.21 – Répartition circonférentielle de pression dans le plan médian du palier

mésalignement de 30 N.m est appliqué (3.21a), la pression maximale diminue dans le plan médian mais de façon moins prononcée : 8% pour les directions 0 et -20° , et 13,3% pour la direction $+20^\circ$. Pour un couple de 70 N.m, la pression maximale dans le plan médian diminue respectivement de 13,3 et 11,7% pour les mésalignements à 0 et -20° et de 20% pour le mésalignement à $+20^\circ$.

Température

Le champ de température dans le plan médian est également modifié par le mésalignement. On constate une augmentation globale de la température de 1 à 2 K quelle que soit la direction du mésalignement (figure 3.22).

Comme le montre la figure 3.23, lorsque la vitesse est plus élevée (4000 tr/min) et la charge radiale de 3000 N, cette augmentation globale atteint 2 à 6 K. La plus forte augmentation de température est obtenue pour la direction du couple de mésalignement -20° , que ce soit pour un couple de mésalignement faible (30 N.m) ou fort (70 N.m). Pour ce dernier, la température s'accroît de 1 à 3 K pour les directions 0 et $+20^\circ$ et de 2 à 7 K pour la direction -20° . La direction -20° du couple de mésalignement est celle qui est la plus marquante au niveau de la température car l'épaisseur du film dans cette zone est alors à son minimum.

Les températures relevées suivant deux directions axiales, à 180° et 260° , sont présentées sur la figure 3.24 à la fois pour les cas aligné et mésaligné et pour une charge élevée de 9000 N. Ces températures sont beaucoup plus affectées par le mésalignement. En effet, dans le

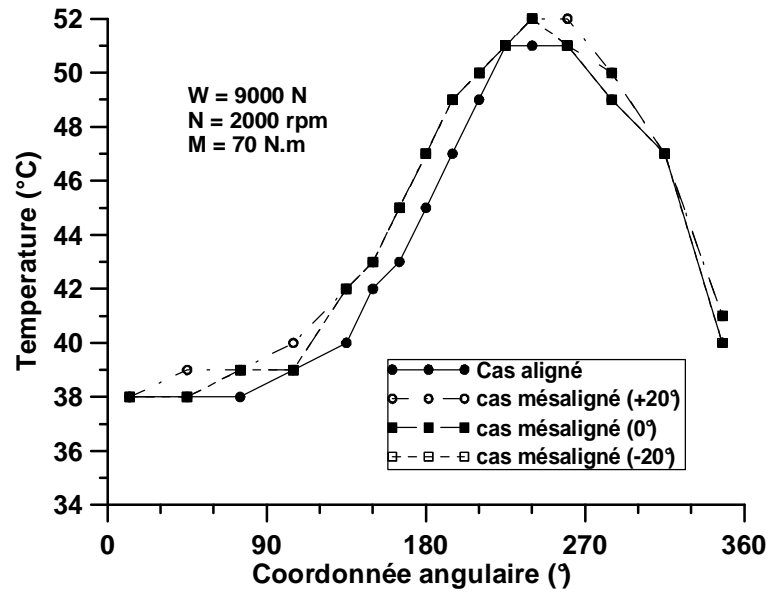


FIG. 3.22 – Répartition circonférentielle de température dans le plan médian du palier pour une vitesse de 2000 tr/min

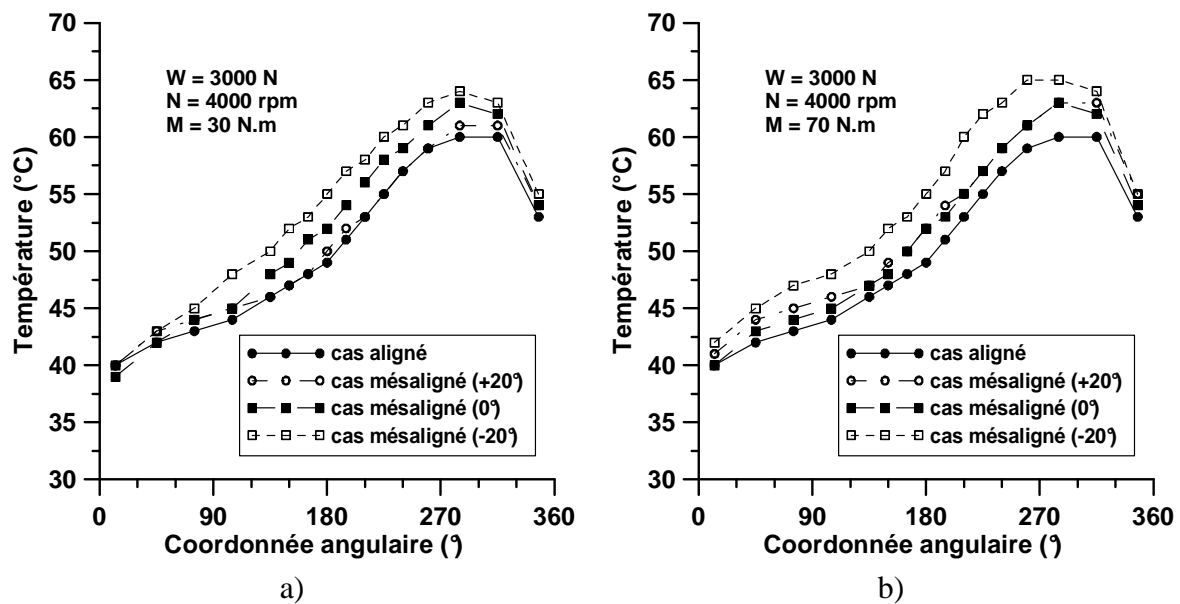


FIG. 3.23 – Répartition circonférentielle de température dans le plan médian du palier pour une vitesse de 4000 tr/min

plan à 180° (3.23a), l'augmentation atteint 4 à 8 K à l'avant du palier ($z = 10\text{mm}$) alors que la température reste constante de l'autre côté quelle que soit la vitesse de rotation considérée. Dans cette section, la plus forte variation axiale de température est relevée pour la direction $+20^\circ$ du couple de mésalignement.

Dans le plan à 260° (3.23b), on observe que ce phénomène se produit cette fois à l'arrière du palier ($z = 70\text{mm}$) mais avec une augmentation de température plus faible (2 à 5 K) alors que sur l'autre côté, elle diminue de 1 à 2 K. La plus forte augmentation est ici obtenue lors du mésalignement suivant la direction -20° .

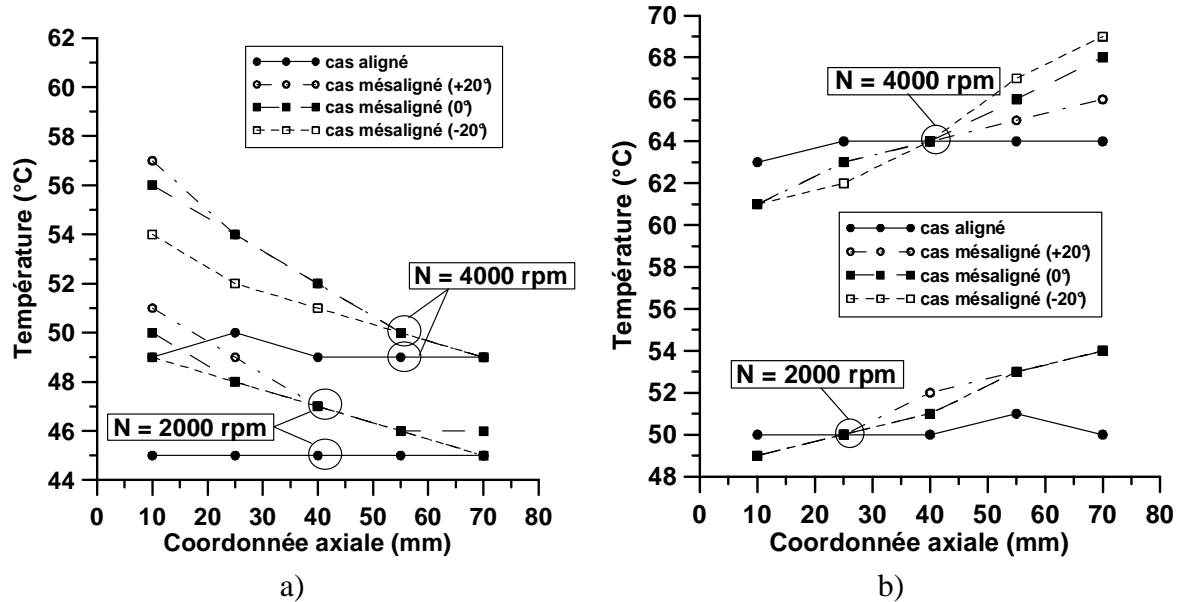


FIG. 3.24 – Répartition axiale de température dans deux sections du palier pour une charge de 9000N et les cas alignés et mésalignés (70 N.m)

Épaisseur du film

La position relative de l'arbre par rapport au coussinet, présentée sur la figure 3.25, est très sensiblement modifiée par l'application d'un couple de mésalignement. En effet, les directions de mésalignement 0 et -20° conduisent à une diminution de l'épaisseur de film de plus de 95% d'un côté du palier.

Pour la direction $+20^\circ$, les résultats expérimentaux donnent une épaisseur de film fluide négative, c'est à dire un contact entre les surfaces. Comme nous l'avons déjà précisé, le palier a été démonté et aucune avarie n'a été constatée. Ce contact présumé n'a donc pas eu lieu et cette erreur est due d'une part aux incertitudes assez grandes sur les mesures mais aussi à la

difficulté d'assurer un mésalignement parfaitement nul dans le cas aligné. En effet, l'instrumentation disposée sur le palier d'essai (tuyaux de prise de pression, thermocouples, capteurs de déplacements) peut conduire à un léger mésalignement résiduel dans le cas aligné.

La détermination du centre de l'arbre aligné a dû être obtenue numériquement. Des essais expérimentaux ont montré que la position de l'arbre à l'arrêt est très difficile à obtenir avec des capteurs à courant de Foucault car la réponse du capteur est sensible à l'hétérogénéité des matériaux et à l'oxydation des surfaces. Comme dans le paragraphe précédent, la position des centres de l'arbre mésaligné dans les trois sections est donc déterminée à partir de la position alignée, elle-même déduite d'une simulation numérique.

Pour le cas à 9000 N (figure 3.26), cet effet est moins marqué et la diminution de l'épaisseur minimale du film d'huile est moins importante, surtout pour le couple de mésalignement 30 $N.m$.

Mais la direction du couple de mésalignement a également une grande importance. Pour les directions 0 et $+20^\circ$, la diminution de l'épaisseur minimale du film n'atteint pas 30% alors qu'elle est de 39% dans le cas du mésalignement à -20° . Pour une charge élevée et un couple de mésalignement important (70 $N.m$), la réduction de l'épaisseur minimale du film devient très importante. Elle s'élève à 90% d'un côté du palier pour la direction -20° et respectivement 82 et 87% pour les directions $+20$ et 0° .

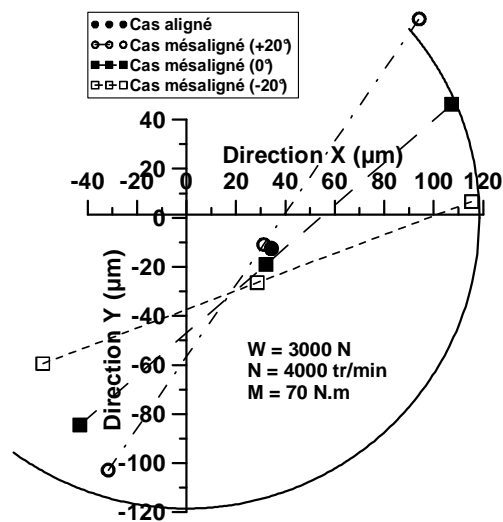


FIG. 3.25 – Projection de la ligne des centres de l'arbre pour une charge de 3000 N

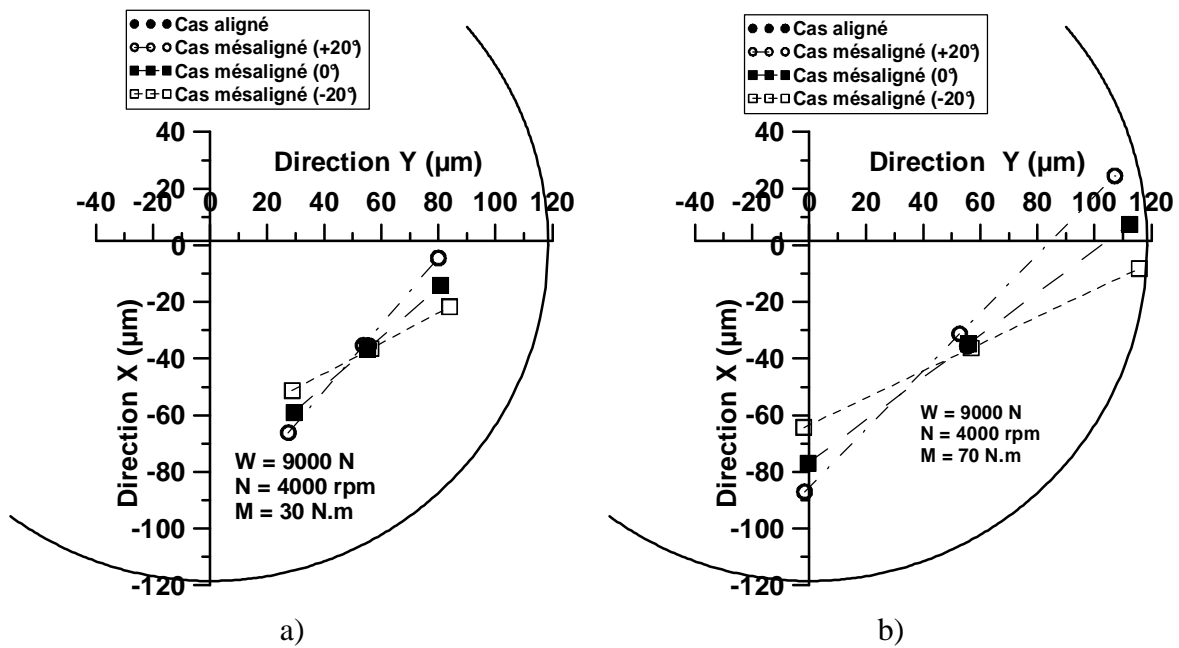


FIG. 3.26 – Projection de la ligne des centres de l'arbre pour une charge de 3000 N

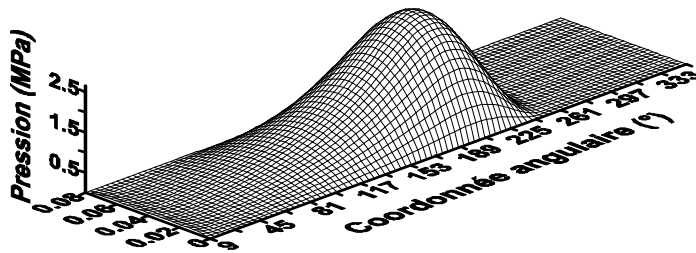
Conclusions

Les conclusions qui peuvent être faites ici sont sensiblement les mêmes que pour le paragraphe précédent car si la direction n'est pas la même, il s'agit toujours de mésalignement. Nous pouvons rappeler que le mésalignement a une forte influence sur les caractéristiques du palier, modifiant aussi bien les pressions que les températures mais également l'épaisseur minimale du film d'huile qui, dans certains cas, est réduite très fortement. Ces effets sont plus marqués lorsque le palier est peu chargé ou lorsque la vitesse de rotation de l'arbre est moins élevée car ici encore, lorsque la vitesse ou la charge sont peu élevées, les effets hydrodynamiques sont moins importants et le palier résiste moins au mésalignement.

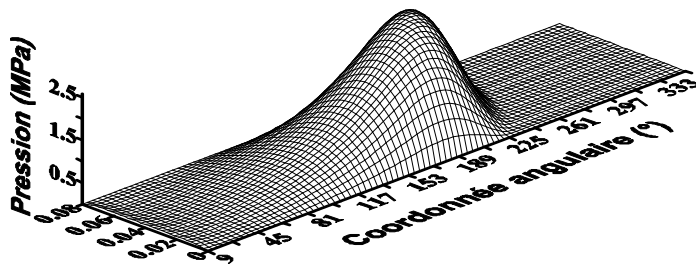
Malgré l'importance de l'effet du mésalignement lui-même, sa direction est également un facteur non négligeable. Les paramètres auxquels nous nous sommes intéressés, à l'exception de la pression maximale dans le plan médian, sont plus affectés par un couple de mésalignement dont la direction est -20° . La direction $+20^\circ$ n'affecte pas plus les performances du palier que la direction 0° .

3.3 Comparaison théorie/expérimentation

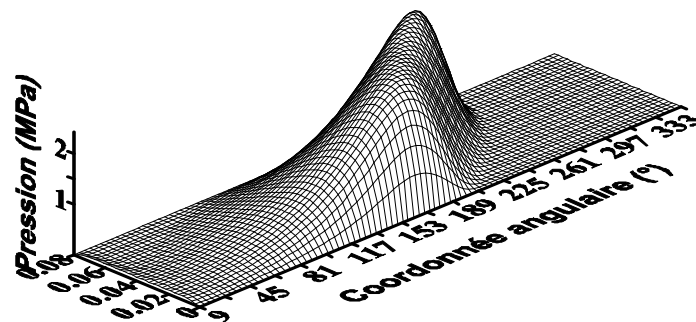
Ces nombreux résultats expérimentaux nous ont permis de valider le code de calcul THD. Le code de calcul est validé par rapport aux cas d'une vitesse de rotation de 4000 tr/min, d'une charge radiale de 3000 ou 9000 N et d'un mésalignement suivant trois directions.



a) $M = 0 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$



a) $M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$



a) $M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$

FIG. 3.27 – Vue 3D du champ de pression pour différents couples de mésalignement (N=4000 tr/min, W=9000 N)

3.3.1 Couple parallèle à la direction de la charge

Dans ce paragraphe, le couple de mésalignement aura la même direction ($\Psi = 0$) que la charge qui sera de 9000 N.

Pression

L'influence du mésalignement sur le champ de pression est illustré par la figure 3.27. Le mésalignement de l'arbre dans le coussinet est tout à fait identifiable par l'orientation du pic de pression qui dépend du mésalignement. Sur cette figure, nous pouvons vérifier que le champ de pression dans le plan médian diminue et que la pression maximale se déplace bien vers l'une des extrémités du palier. Dans le cas le plus fortement mésaligné, on peut remarquer que le champ de pression est beaucoup plus étendu que dans le cas aligné, le pic de pression se déplaçant vers un bord du coussinet.

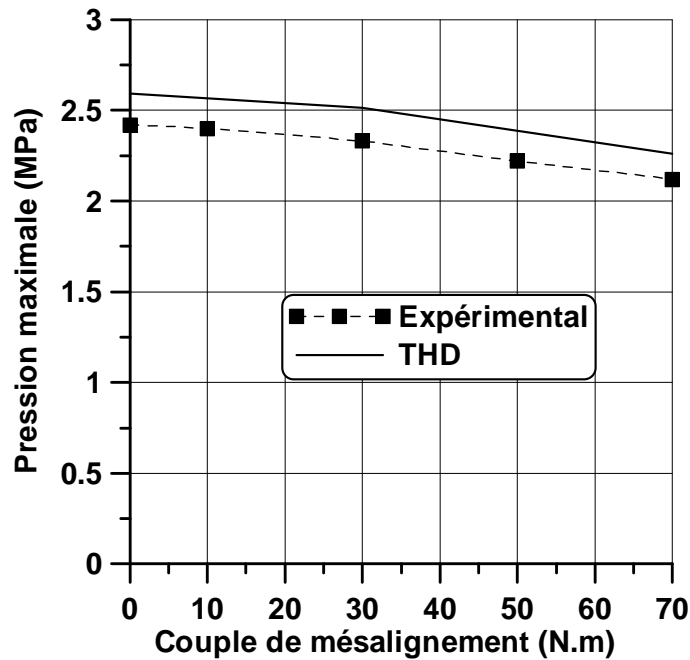


FIG. 3.28 – Variation de la pression maximale dans le plan médian en fonction de l'intensité du couple de mésalignement ($N=4000\text{tr/min}$, $W=9000\text{N}$)

Cette tendance est également visible sur la figure 3.28 qui montre bien que la pression maximale dans le plan médian diminue avec l'augmentation du couple de mésalignement. La comparaison entre résultats théoriques et expérimentaux fait apparaître que les écarts entre les deux approches sont faibles. La figure 3.29 qui présente la répartition du champ de pression dans le plan médian du palier, confirme ces observations : les différences entre résultats

numériques et expérimentaux ne dépassent pas 5%. Les différences observées s'expliquent par le fait que le modèle numérique ne tient pas vraiment compte de tous les phénomènes car il existe déjà un écart pour le cas aligné (figs. 3.28, 3.29). La variation de la pression maximale avec le couple de mésalignement est en parfait accord avec les mesures. Cependant, on peut constater que le modèle prédit de façon précise la frontière de rupture de film et que, comme nous l'avons observé dans la première partie, la pression dans le plan médian diminue avec le mésalignement.

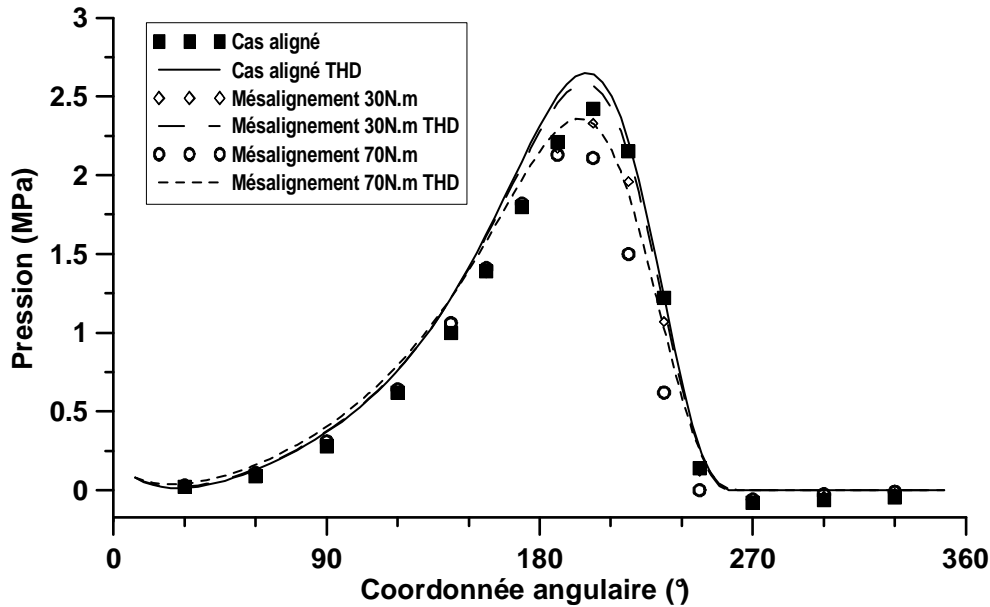
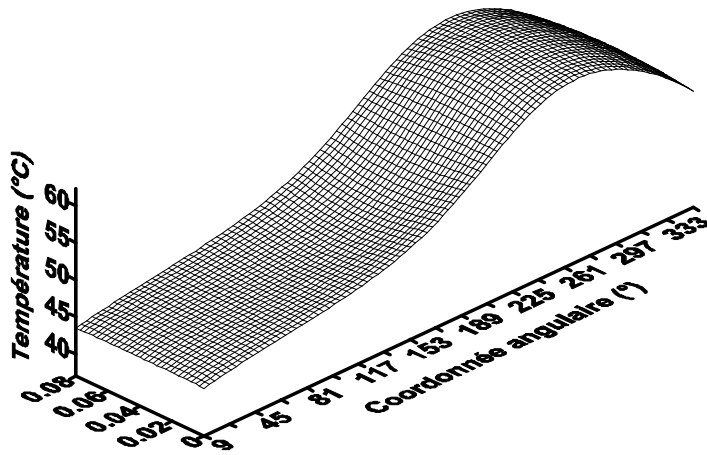


FIG. 3.29 – Variation circconférentielle de pression dans le plan médian du palier (N=4000 tr/min, W=9000 N)

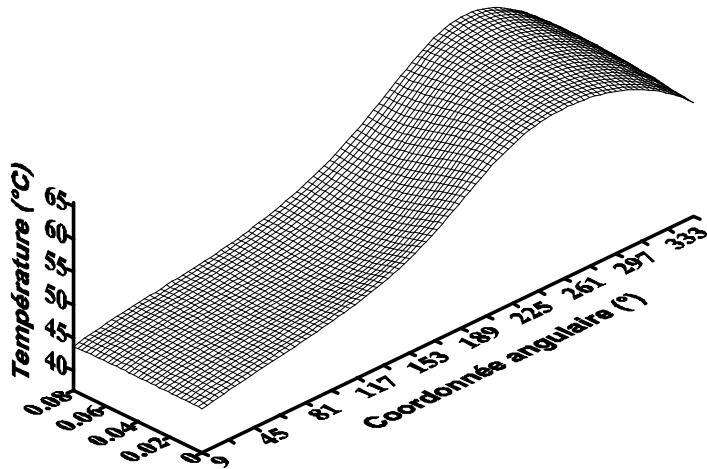
Température

La figure 3.30 illustre l'influence du mésalignement sur le champ de température pour trois valeurs du couple de mésalignement de 0, 30 et 70 N.m. Les tendances sont les mêmes que celles observées pour le champ de pression mais on remarque une augmentation globale de la température dans la zone de température maximale. De plus, la position du maximum se déplace avec le mésalignement vers l'une des extrémités du palier.

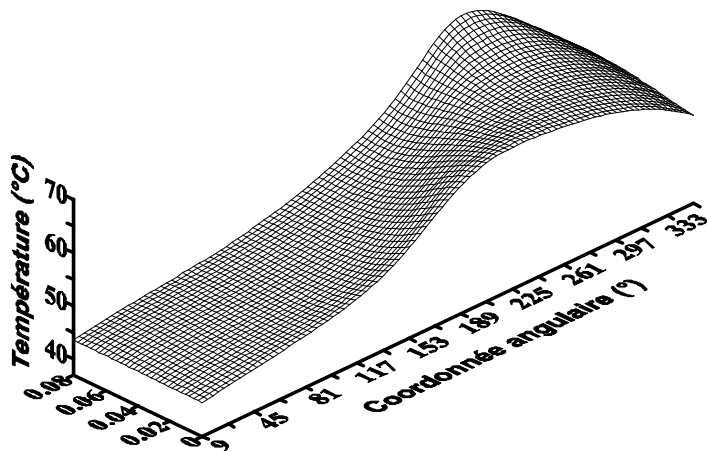
Cette tendance se confirme sur la figure 3.31 : la température maximale augmente avec le mésalignement. En effet, l'augmentation atteint 4 K pour le couple de mésalignement le plus fort. Les écarts entre le modèle numérique et les résultats expérimentaux atteignent 3 K pour le plus fort mésalignement.



a) $M = 0 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$



b) $M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$



c) $M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$

FIG. 3.30 – Vue 3D du champ de température pour différents couples de mésalignement (N=4000 tr/min, W=9000 N)

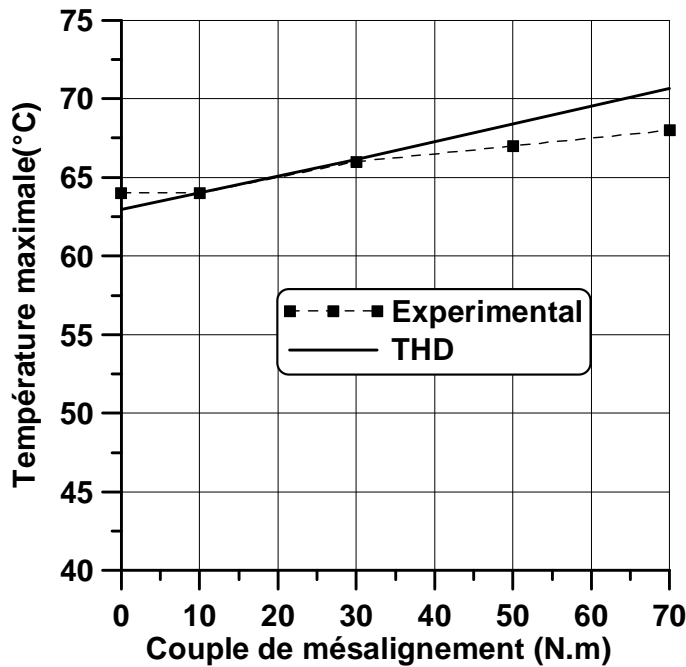


FIG. 3.31 – Variation de la température maximale dans le plan médian en fonction de l'intensité du couple de mésalignement ($N=4000$ tr/min, $W=9000$ N)

La répartition de température dans le plan médian du palier est donnée par la figure 3.32. Les simulations numériques donnent des résultats très proches des résultats expérimentaux, excepté dans la zone d'entrée de film au voisinage de la rainure où le modèle numérique surestime de quelques degrés la température. Ceci est dû à la complexité des échanges thermiques au voisinage de la rainure et au fait que les conditions aux limites ne sont pas assez précises. Cependant, le modèle thermique appliqué à la rainure ne modifie que peu la détermination de la température maximale (moins de 1 K) qui est un facteur très important.

Les écarts sont sensiblement les mêmes en ce qui concerne la répartition axiale de température dans les plans à 180° et 260° (fig. 3.33). Un écart de 2 à 3 K est constaté selon les cas. Le modèle théorique donne les mêmes tendances que les résultats expérimentaux : dans le plan à 180° (fig. 3.33a), la température augmente d'un côté du palier alors qu'elle reste constante de l'autre. Dans le plan à 260° (fig. 3.33b), les variations axiales obtenues numériquement et expérimentalement sont également d'allure semblable.

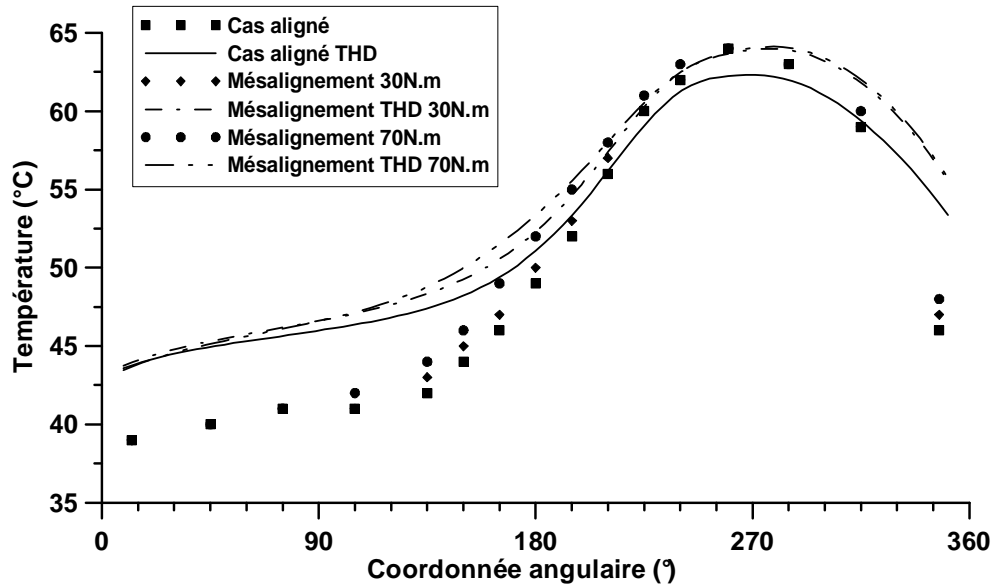


FIG. 3.32 – Variation circonférentielle de température dans le plan médian du palier (N=4000 tr/min, W=9000 N)

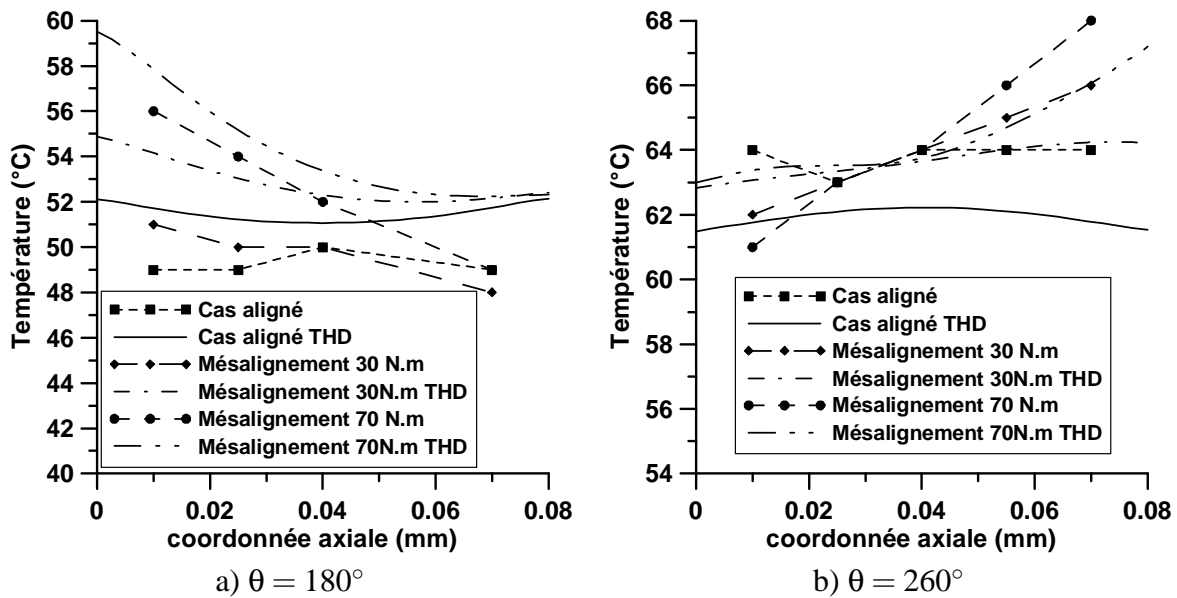


FIG. 3.33 – Variation axiale de température dans les plans à 180 et 260° (N=4000 tr/min, W=9000 N)

Projection de la ligne des centres

La figure 3.34 montre les projections de la ligne des centres de l'arbre pour deux cas de mésalignement, 30 et 70 $N.m$. Comme nous l'avons déjà vu, la portion de cercle représente le jeu radial en fonctionnement et donne donc le déplacement maximal possible du centre de l'arbre avant le contact.

La position du centre de l'arbre est peu affectée et ce sont les extrémités qui tendent vers le contact. En effet, pour le cas le plus sévère (fig. 3.34b), la position de l'une des extrémités de l'arbre tend à se rapprocher du cercle de jeu radial. Les simulations numériques reproduisent assez fidèlement ce qui est observé expérimentalement, plus précisément pour le cas de mésalignement à 30 $N.m$ (fig. 3.34a).

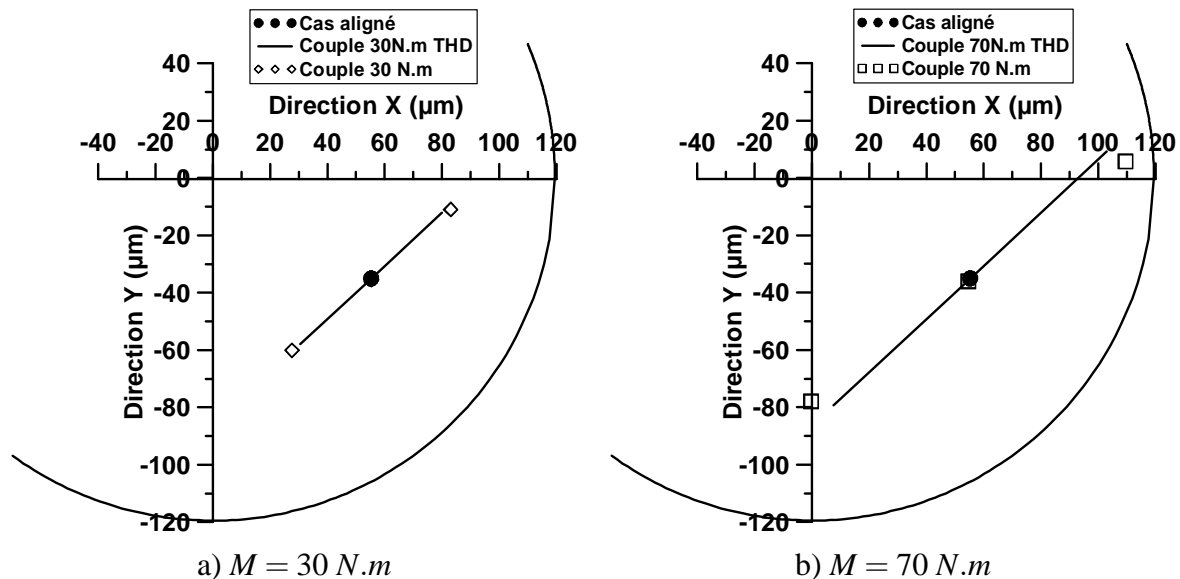


FIG. 3.34 – Projection de la ligne des centres de l'arbre pour deux valeurs du couple de mésalignement ($N=4000$ tr/min, $W=9000$ N)

Les différences entre théorie et expérimentation ne dépassent pas $8 \mu m$ sur la mesure de la position de l'arbre dans le coussinet. Le tableau 3.7 donne les amplitudes et les angles de mésalignement pour deux cas de chargement à 30 $N.m$ et 70 $N.m$. Ceci met en évidence le peu d'écart que nous avons obtenu entre les deux approches.

		Expérimental	THD
$M = 30 \text{ N.m}$	amplitude (μm)	70,1	67,4
	angle ($^\circ$)	131,5	132,9
$M = 70 \text{ N.m}$	amplitude (μm)	138,1	130,2
	angle ($^\circ$)	127,3	132,9

TAB. 3.7 – Angle et amplitude de mésalignement pour deux valeurs du couple de mésalignement ($N=4000\text{tr/min}$, $W=9000\text{N}$)

Épaisseur du film

Nous nous intéressons maintenant aux résultats sur l'épaisseur du film. La figure 3.35 donne l'épaisseur minimale du film en fonction du couple de mésalignement appliqué : l'épaisseur de film est réduite de $35 \mu\text{m}$ pour le plus fort mésalignement ($M = 70 \text{ N.m}$) et sa forme est modifiée. Cette figure montre également la bonne corrélation que nous obtenons entre les résultats expérimentaux et numériques.

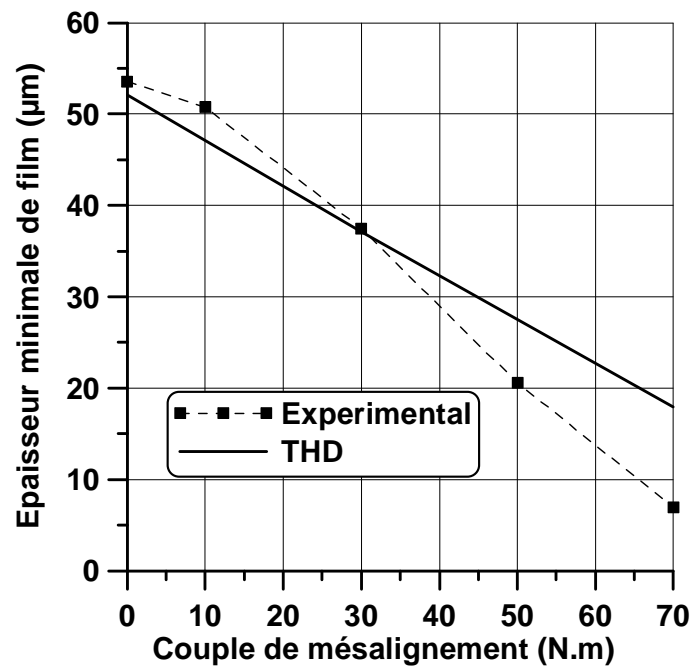
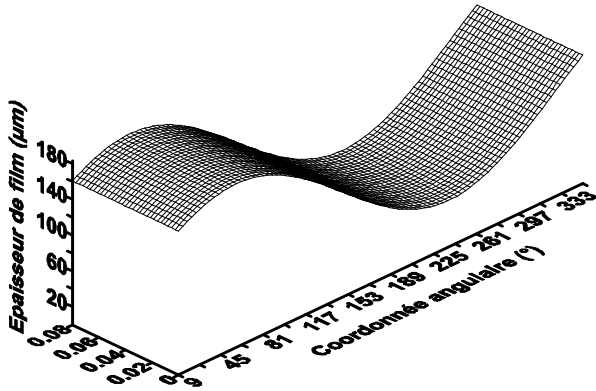
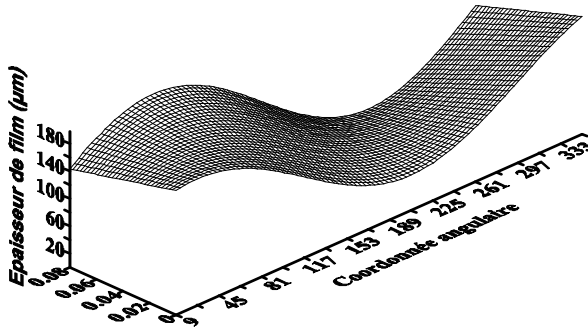


FIG. 3.35 – Variation de l'épaisseur minimale du film en fonction de l'intensité du mésalignement ($N=4000 \text{ tr/min}$, $W=9000 \text{ N}$)

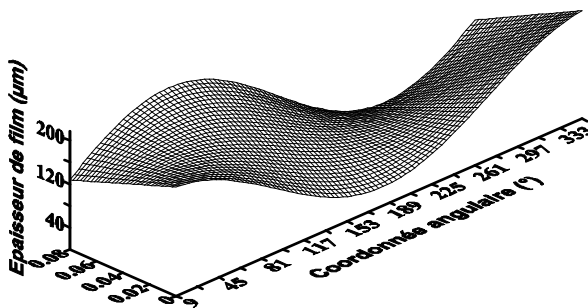
Cette tendance est mise en évidence sur la figure 3.36 qui donne une représentation de l'épaisseur du film pour trois valeurs du couple de mésalignement : 0, 30 et 70 $N.m$. Comme nous l'avons remarqué, la forme de l'épaisseur du film est sensiblement modifiée par le mésalignement et la façon dont l'arbre pivote dans le coussinet est tout à fait visible. L'épaisseur du film est fortement réduite aux extrémités du palier, plus fortement d'un côté que de l'autre.



a) $M = 0 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$



b) $M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$



c) $M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$

FIG. 3.36 – Vue 3D des épaisseur de film pour différents couples de mésalignement ($N=4000$ tr/min, $W=9000$ N)

Débit

Le débit est lui aussi affecté par le mésalignement. La figure 3.37 montre une légère augmentation du débit axial avec le couple de mésalignement par rapport à celui obtenu dans le cas aligné. Pour le mésalignement le plus sévère, on observe une augmentation d'environ 5%. Le modèle théorique prédit correctement le débit axial mais le sous-estime légèrement. Ceci est dû au fait que le calcul ne prend pas en compte le débit en bout de la rainure.

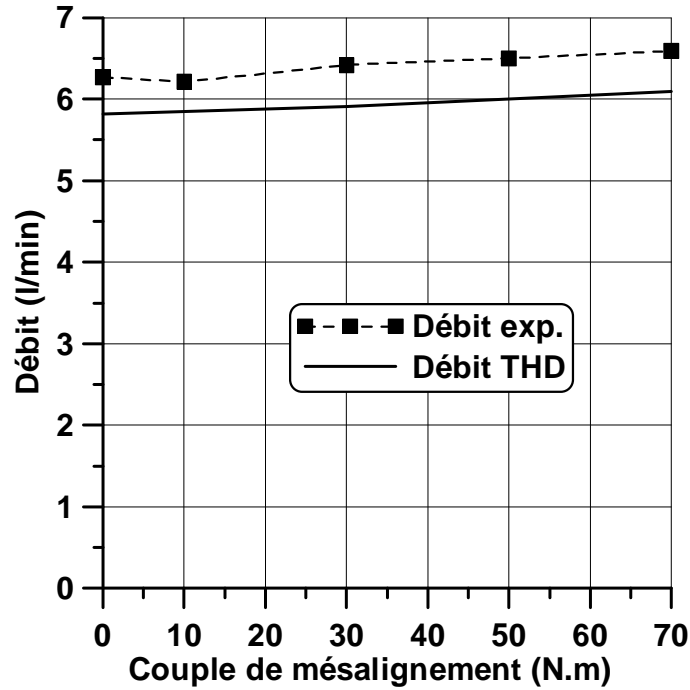


FIG. 3.37 – Variation du débit axial en fonction du couple de mésalignement (N=4000 tr/min, W=9000 N)

3.3.2 Autres directions de mésalignement

Nous allons analyser dans ce paragraphe l'influence de la direction du couple de mésalignement sur les champs de pression et de température pour une charge de 3000 N. La direction du couple de mésalignement sera de plus ou moins 20 degrés par rapport à la direction de la charge, i.e. $\Psi = 0^\circ$, $\Psi = -20^\circ$, $\Psi = +20^\circ$.

Pression

Les résultats que nous avons observés dans le paragraphe précédent sont également illustrés par la figure 3.38 qui présente des vues tridimensionnelles du champ de pression pour

différentes directions du couple de mésalignement, fixé à 30 $N.m$. Lorsque le couple est suivant la direction de la charge ($\psi = 0^\circ$) ou suivant la direction -20° , le pic de pression se déplace vers une extrémité du palier alors que pour la direction $+20^\circ$, il se forme deux pics de pression, ce qui entraîne une diminution plus prononcée de la pression maximale dans le plan médian : ceci confirme ce qui a été observé expérimentalement.

Température

L'élévation de température se produit suivant l'augmentation de la pression que nous venons de voir. Les résultats expérimentaux nous avaient permis de conclure que la température augmentait plus fortement pour la direction -20° . En effet, c'est pour celle-ci que le pic de pression et le pic de température sont les plus prononcés. Pour la direction $+20^\circ$ (effet moins prononcé pour la direction 0°), cette augmentation vient aux deux extrémités du palier, suivant les pics de pression. Ceci confirme donc ce que nous avons observé expérimentalement.

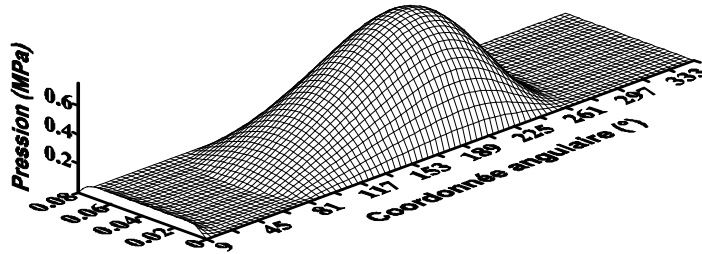
3.4 Conclusion

Ce chapitre nous a permis de présenter les résultats de nos expérimentations¹ sur les paliers mésalignés ainsi que leur utilisation pour la validation du code de calcul THD.

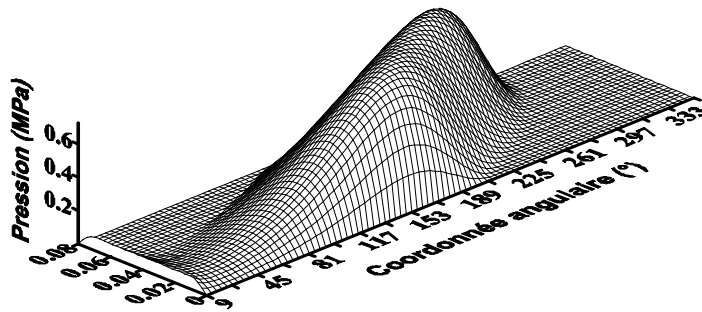
Les caractéristiques de fonctionnement observées durant les expérimentations sont équivalentes à celles obtenues par les simulations numériques. Si l'on considère les incertitudes expérimentales, on peut conclure que le modèle numérique proposé offre une estimation réaliste des performances THD du palier mésaligné fonctionnant en régime établi. Cependant, le code de calcul a depuis lors été modifié afin d'y adjoindre un calcul de déformations. Les calculs présentés dans ce chapitre ont été pour partie refaits mais les différences observées entre le modèle THD et le modèle TEHD ne justifiaient pas de reprendre tous les calculs. C'est pourquoi nous avons choisi de laisser les résultats en l'état et de simplement en faire la remarque.

L'importance de la prise en compte du mésalignement a été mise en exergue par la forte influence qu'il a sur les performances du palier. Il modifie très sensiblement ses paramètres de fonctionnement et des paramètres critiques comme la pression maximale, la température maximale ou l'épaisseur minimale du film. Lorsqu'il existe, le mésalignement de l'arbre dans

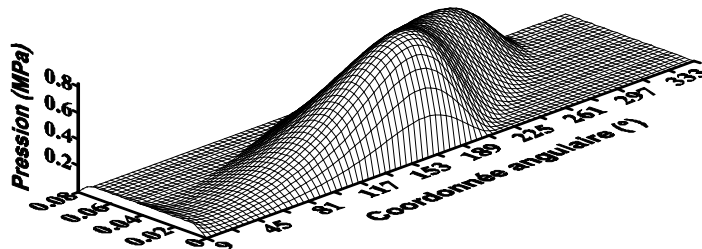
¹L'étude dont traite ce chapitre a été présentée lors de trois conférences internationales et publiée [BF02, PBF02, FB01]



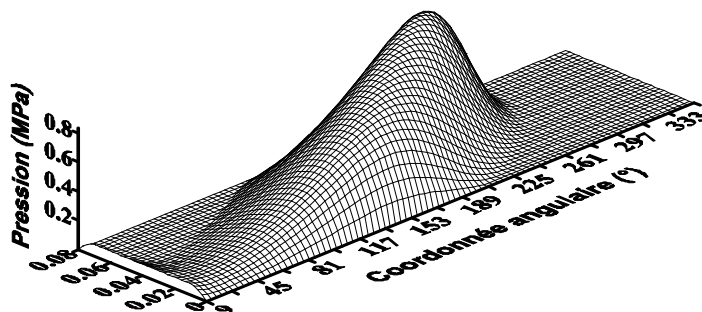
a) $M = 0 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$



b) $M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$

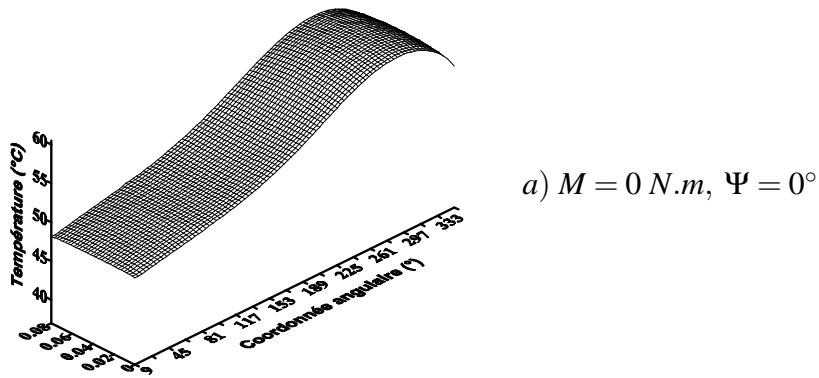


c) $M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = +20^\circ$

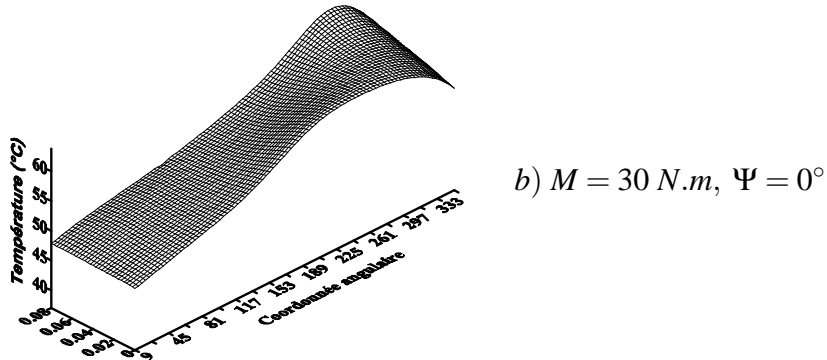


d) $M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = -20^\circ$

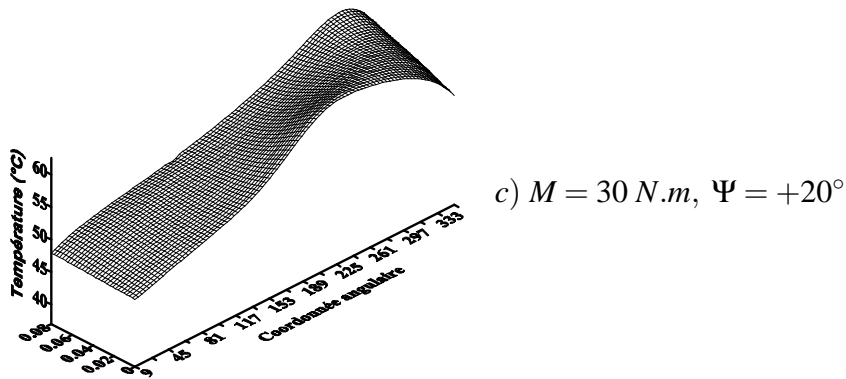
FIG. 3.38 – Vue 3D du champ de pression pour différentes directions de mésalignement (N=4000 tr/min, W=3000 N)



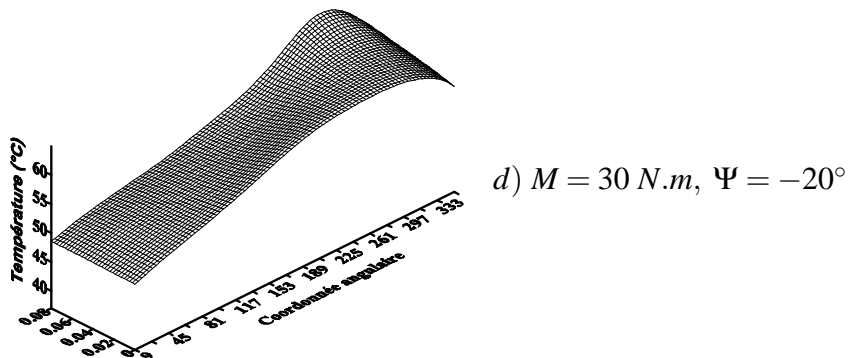
a) $M = 0 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$



b) $M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$



c) $M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = +20^\circ$



d) $M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = -20^\circ$

FIG. 3.39 – Vue 3D du champ de température pour différentes directions de mésalignement (N=4000 tr/min, W=3000 N)

le palier ne peut donc être négligé pour prédire les performances thermohydrodynamiques des paliers.

Les arrêts et démarrages plus ou moins fréquents auxquels le palier est soumis, souvent pendant de nombreuses années, le mésalignement ou encore une alimentation en fluide contaminé par exemple, peuvent entraîner une usure importante du palier. Son comportement peut devenir ainsi totalement différent, et il convient de le connaître afin de déterminer si le palier peut continuer à fonctionner en l'état ou non. De plus, certains utilisateurs de paliers réalisent volontairement des usures afin d'améliorer les performances d'un palier qu'ils savent mésaligné. Ceci nous a amené à étudier l'influence de ce genre de modification géométrique sur les performances d'un palier mésaligné, ce que nous décrivons dans le prochain chapitre.

Chapitre 4

Influence de la géométrie du coussinet sur les performances du palier

La géométrie d'un palier est un facteur déterminant dans la prédiction de ses performances. Les paliers hydrodynamiques sont utilisés dans l'industrie souvent sur de grosses machines comme des turbines ou des lignes d'arbre de grandes dimensions. Ils fonctionnent pendant de nombreuses années et sont souvent usés du fait de leur utilisation intensive et des démarrages et arrêts plus ou moins fréquents qu'ils ont subis. La première partie de ce chapitre sera consacrée à l'étude d'un palier lisse usé à travers une analyse paramétrique en régime thermohydrodynamique. Comme nous l'avons vu dans le chapitre 1, cette usure se produit le plus souvent sur toute la longueur du palier dans la zone de contact de l'arbre sur le coussinet à l'arrêt. Elle peut également ne pas faire toute la longueur du palier et se concentrer d'un seul côté, dû à un mésalignement par exemple. Ce dernier type de défaut peut aussi être créé volontairement par les utilisateurs eux-mêmes afin d'améliorer les performances du palier. Nous verrons dans la deuxième partie de ce chapitre, à travers une étude numérique THD, comment il est possible d'améliorer les performances d'un palier mésaligné par la modification de sa géométrie.

Ainsi, ce chapitre va nous permettre de déterminer avec précision l'influence d'une modification, voulue ou non, de la géométrie du palier sur ses performances. Il va également contribuer à mieux comprendre le phénomène d'usure et à fournir des données aux utilisateurs de paliers, que ce soit pour améliorer leurs performances ou pour savoir s'ils peuvent encore être utilisés malgré leur usure.

4.1 Performances du palier usé

L'usure dans les paliers est un phénomène qui intervient surtout sur des paliers qui fonctionnent pendant de très longues périodes (plus de 10 ans) et qui subissent de nombreux arrêts et démarrages. Durant ces périodes transitoires, il existe un contact direct entre l'arbre et le coussinet et le frottement est très élevé. L'empreinte de l'arbre apparaît dans le coussinet et il s'use progressivement.

Cette étude se propose d'analyser les performances THD d'un palier lisse hydrodynamique usé d'un diamètre de 100 *mm*. Pour ce faire, nous avons retenu les conditions extrêmes étudiées précédemment par Pierre *et al.* [PF00, PBF02] : faible vitesse (5,2 *m/s*) ou haute vitesse (52 *m/s*) et faible pression spécifique (0,5 *MPa*) ou forte pression spécifique (3 *MPa*). Nous étudions ici les défauts d'usure d'une profondeur allant de 10 à 50% du jeu radial du palier, centrés par rapport à la direction de la charge. Différentes conditions de fonctionnement seront testées afin de déterminer l'influence du défaut d'usure sur les performances du palier telles que la pression, la température, le débit axial ou encore l'épaisseur du film. Ces caractéristiques sont regroupées dans le tableau 4.1.

Diamètre de l'arbre	<i>mm</i>	100
Longueur du palier	<i>mm</i>	100
Jeu radial à 20°C	μm	75
Vitesse	<i>tr/min</i>	1000 & 10000
Charge	<i>N</i>	5000 & 30000
Température d'alimentation	$^{\circ}\text{C}$	40
Pression d'alimentation	<i>MPa</i>	0,04
Viscosité dynamique à 40°C	<i>Pa.s</i>	$3 \cdot 10^{-2}$
Viscosité dynamique à 100°C	<i>Pa.s</i>	$4,05 \cdot 10^{-3}$

TAB. 4.1 – Caractéristiques du palier et conditions de fonctionnement

Le modèle numérique présenté dans le chapitre 2 a été validé par comparaison avec des résultats trouvés dans la littérature. Les deux études auxquelles nous avons comparé nos résultats portent sur un palier de rapport L/D de 1 fonctionnant à une excentricité de 0,6 en régime isotherme. Comme le montre la figure 4.1 a, nous obtenons une bonne concordance avec les résultats en régime laminaire publiés par Hashimoto *et al.* [HWN86a]. L'écart ne dépasse pas 3% pour le défaut 50% et 10% pour le cas sans défaut.

L'autre comparaison a été effectuée avec les résultats de Vaidyanathan et Keith [VK91] qui portent sur une usure de 25% du jeu radial : ils confirment l'exactitude de nos calculs numériques (fig. 4.1 b).

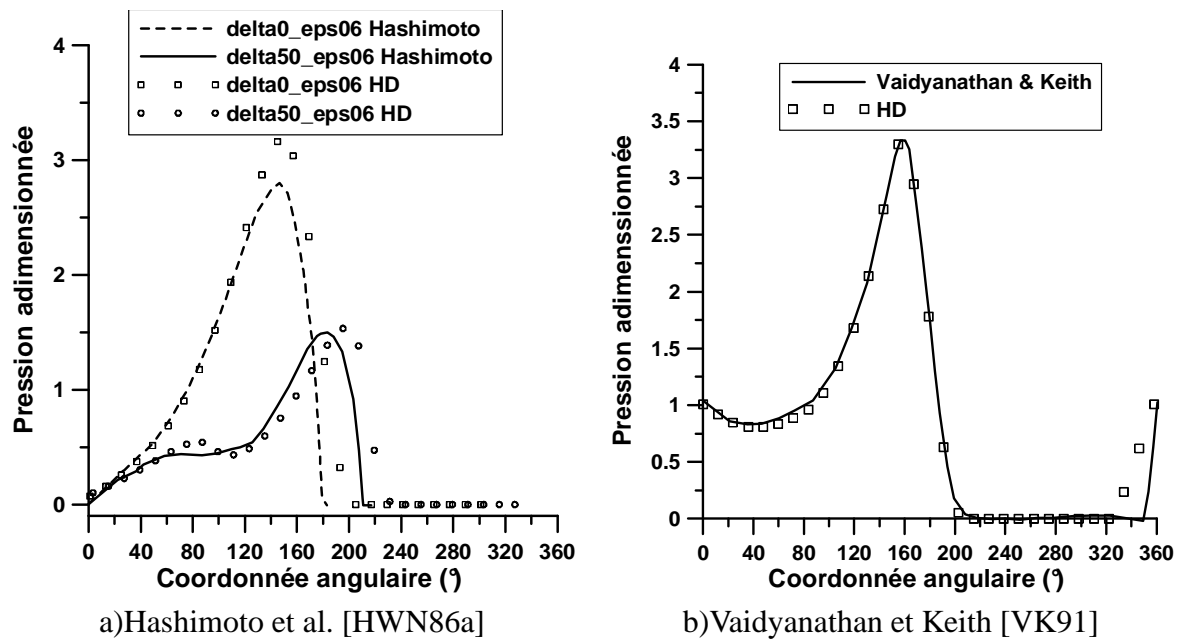


FIG. 4.1 – Comparaison avec les résultats de la littérature

Nous allons voir dans ce qui suit l'influence du défaut d'usure sur différents paramètres pour quatre conditions de fonctionnement : faible et forte charge pour deux vitesses, faible et rapide.

Influence sur le champ de pression

Le champ de pression est modifié lorsque le palier présente un défaut comme on peut le voir sur la figure 4.2, qui donne le champ de pression dans le plan médian du palier sans défaut et avec des défauts de 30 et 50% du jeu radial, pour les quatre conditions de fonctionnement. La présence du défaut d'usure se traduit par une extension de la zone active du film ; elle demeure très faible dans le cas où l'arbre est très excentré (faible vitesse et très forte charge).

Pour le cas à 1000 tr/min et 5000 N (fig. 4.2 a), on observe une chute de la pression dans le divergent créé par le défaut d'usure, peu importante pour une usure de 30% et de 0,15 MPa pour le défaut de 50%. On peut observer le même effet sur la figure 4.2 b mais beaucoup plus prononcé lorsque la vitesse de rotation est élevée (10000 tr/min) avec une

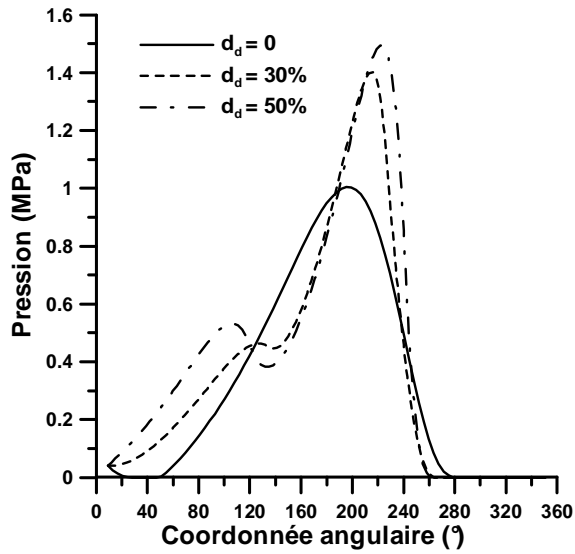
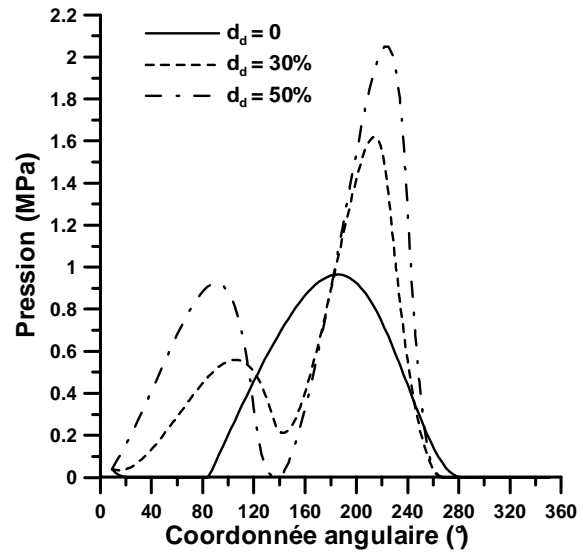
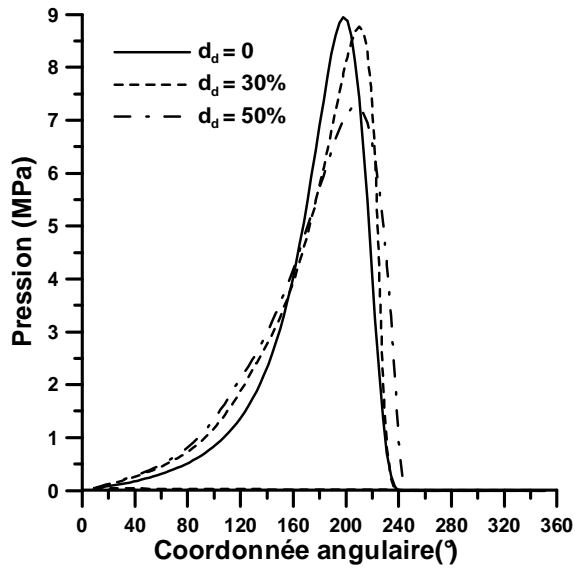
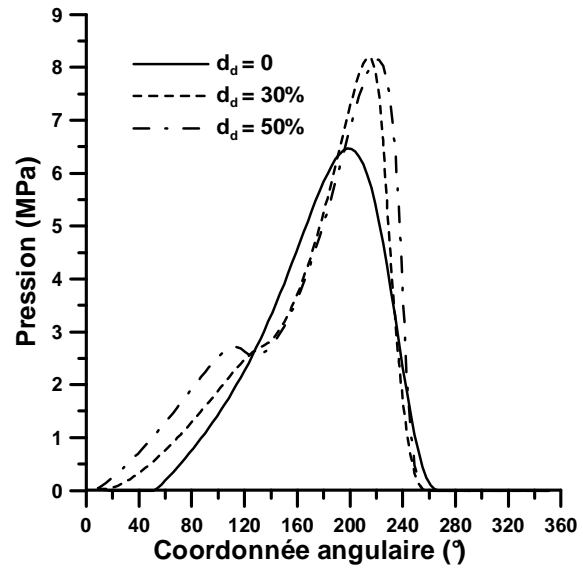
a) $N=1000\text{tr/min}$, $W=5000\text{N}$ b) $N=10000\text{tr/min}$, $W=5000\text{N}$ c) $N=1000\text{tr/min}$, $W=30000\text{N}$ d) $N=10000\text{tr/min}$, $W=30000\text{N}$

FIG. 4.2 – Champs de pression dans le plan médian du palier pour différentes conditions de fonctionnement et profondeurs du défaut

chute de la pression jusqu'à une pression nulle, toujours à l'endroit où le défaut d'usure crée un divergent. Le défaut introduit également un convergent : le palier se comporte comme un palier à deux lobes, faisant apparaître deux pics de pression.

Pour les cas très chargés (figures. 4.2 c et 4.2 d), le divergent n'influe que peu sur l'allure du champ de pression mais l'usure entraîne une forte chute de la pression maximale pour la vitesse faible (jusqu'à $1,68 \text{ MPa}$ pour le défaut de 50%) et une augmentation significative de celle-ci pour une vitesse élevée. On retrouve ces résultats sur la figure 4.3, qui représente la variation de la pression maximale en fonction du degré d'usure du palier allant de 0 à 50% du jeu radial.

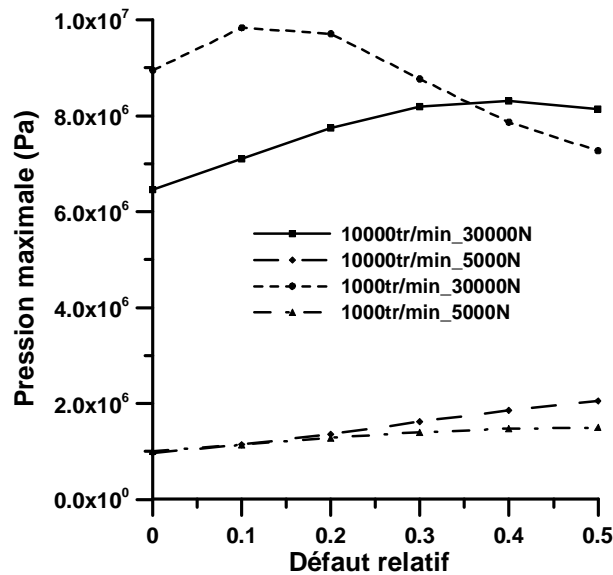


FIG. 4.3 – Pression maximale pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure

La pression maximale augmente avec le défaut d'usure, sauf pour le cas à faible vitesse et forte charge où elle diminue de plus de 18%. On a, dans les autres cas, une augmentation de 49% pour le cas 1000 tr/min-5000 N, 112% pour le cas 10000 tr/min-5000 N et 26% pour le cas 10000 tr/min-30000 N.

Ceci peut s'expliquer par le fait que le cas à 1000 tr/min 30000 N est le seul à présenter une légère augmentation de l'épaisseur minimale du film avec l'augmentation du défaut d'usure. En fait, plus le défaut est grand et plus le palier s'excentre pour se placer dans l'empreinte du défaut, donc l'épaisseur du film augmente dans la zone d'épaisseur minimale et diminue dans la zone convergente : ceci se traduit par une meilleure répartition du champ de pression et donc par une diminution du pic.

Influence sur le champ de température

D'une manière générale, l'allure des champs de température n'est que peu modifiée par la présence du défaut d'usure. La figure 4.4 donne les champs de température pour le palier sans défaut et usé à 30 et 50%, pour les quatre cas de charge et de vitesse.

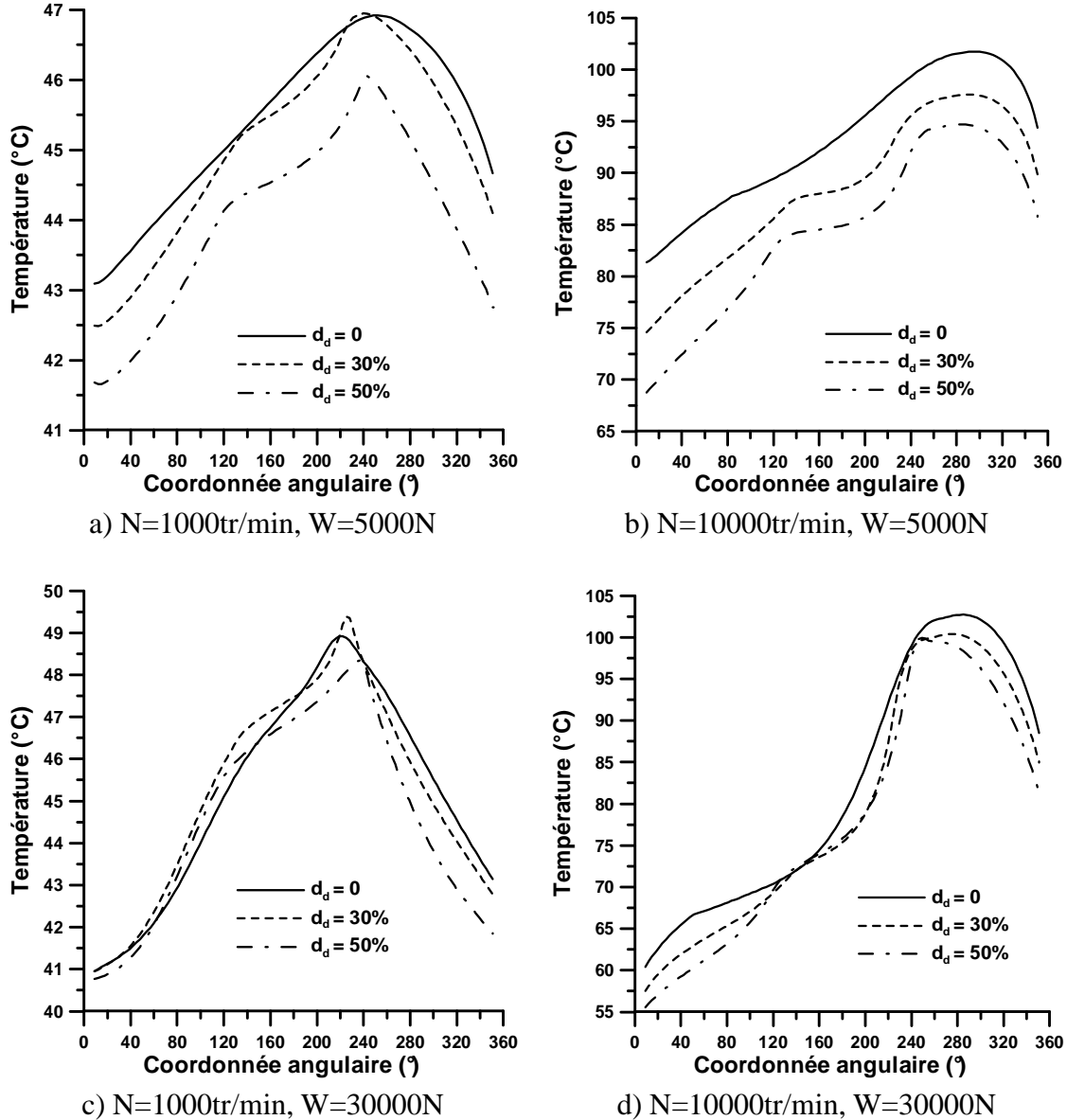


FIG. 4.4 – Température dans le plan médian du palier pour différentes conditions de fonctionnement et profondeurs du défaut

Le défaut d'usure de 50% entraîne une baisse systématique des températures, jusqu'à 5 K pour le cas à forte charge et vitesse élevée (fig. 4.4d) et jusqu'à 13 K pour le cas faiblement

chargé (fig. 4.2b). Lorsque l'arbre est peu excentré, le défaut d'usure a pour conséquence une augmentation de l'épaisseur du film en particulier en amont de l'épaisseur minimale : ceci se traduit par une baisse significative du taux de cisaillement et donc un échauffement moindre.

Le palier usé à 30% refroidit moins, la baisse n'est pas significative, et dans certains cas, on peut même observer une légère augmentation de la température : à faible vitesse (figs. 4.4a et 4.4c), il y a une légère augmentation de la température maximale, comme on peut le voir sur la figure 4.5 qui représente la variation de la température maximale en fonction du défaut d'usure.

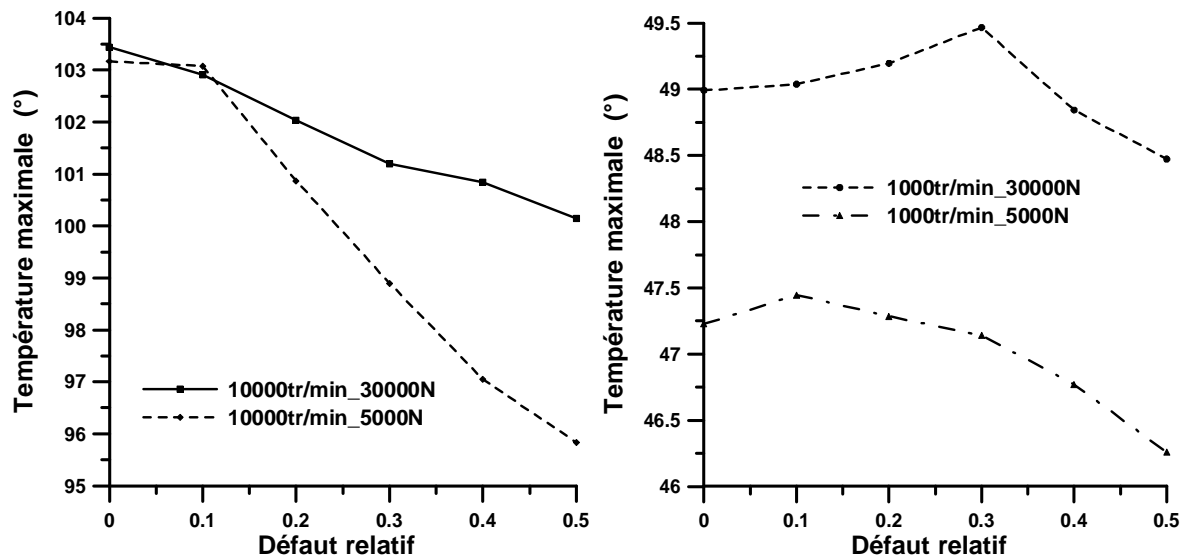


FIG. 4.5 – Température maximale pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure

Dans les cas à vitesse élevée (figs. 4.4b et 4.4d), le défaut entraîne une baisse de la température dès que le défaut dépasse les 10%. Le défaut de 50%, comme nous l'avons déjà observé, entraîne une chute de la température maximale dans tous les cas, spécialement pour le cas 10000 tr/min-5000 N où la température maximale chute de plus de 7 K. Dans ce dernier cas, la température de l'arbre, représentative de la température moyenne de fonctionnement, diminue de 13 K.

Influence sur l'épaisseur du film

La figure 4.7 montre l'évolution de l'épaisseur du film dans le plan médian du palier en fonction du défaut d'usure, pour différentes conditions de fonctionnement. Comme on pouvait le prévoir, le défaut modifie largement la géométrie du film, avec des discontinuités au niveau de l'empreinte.

L'épaisseur minimale du film, donnée par la figure 4.6, diminue avec l'augmentation du défaut sauf pour le cas 1000 tr/min et 30000 N, où elle augmente légèrement, passant de 16,8 à 18,1 μm , soit une augmentation de 8%. Pour le cas le plus extrême (10000 tr/min et 30000 N), elle diminue de 5,3 μm soit 15%. Cette diminution atteint 7,5 et 8,9 μm soit 12,5 et 18% pour une faible charge, respectivement pour des vitesses de 1000 et 10000 tr/min.

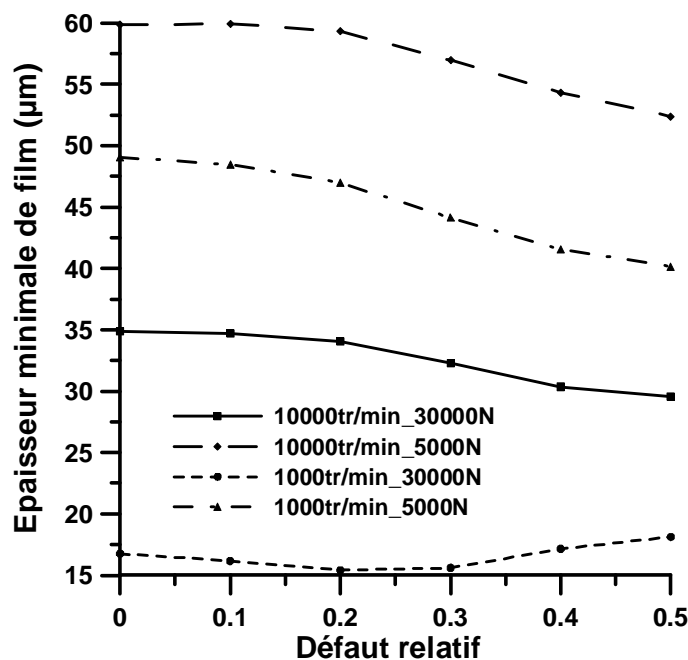


FIG. 4.6 – Épaisseur minimale du film pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure

Comme le montrent les figures 4.7a et 4.7b, lorsque le palier est peu chargé, ce phénomène est très prononcé, d'autant plus si la vitesse est élevée. On observe une diminution de l'épaisseur minimale du film et un changement de pente, si prononcé dans le cas d'une forte vitesse et d'une faible charge (fig. 4.7 b) que l'on obtient une géométrie comparable à celle de paliers à lobes : cette configuration conduit à la génération de deux zones de pression distinctes (fig. 4.2).

Plus la vitesse est élevée et plus la diminution de l'épaisseur minimale du film est importante. Dans le cas de l'arbre très excentré (1000 tr/min et 30000 N), l'augmentation de l'épaisseur minimale et surtout la diminution de la pente du convergent se traduit par une meilleure répartition de la pression et donc une chute du pic de pression (fig. 4.2).

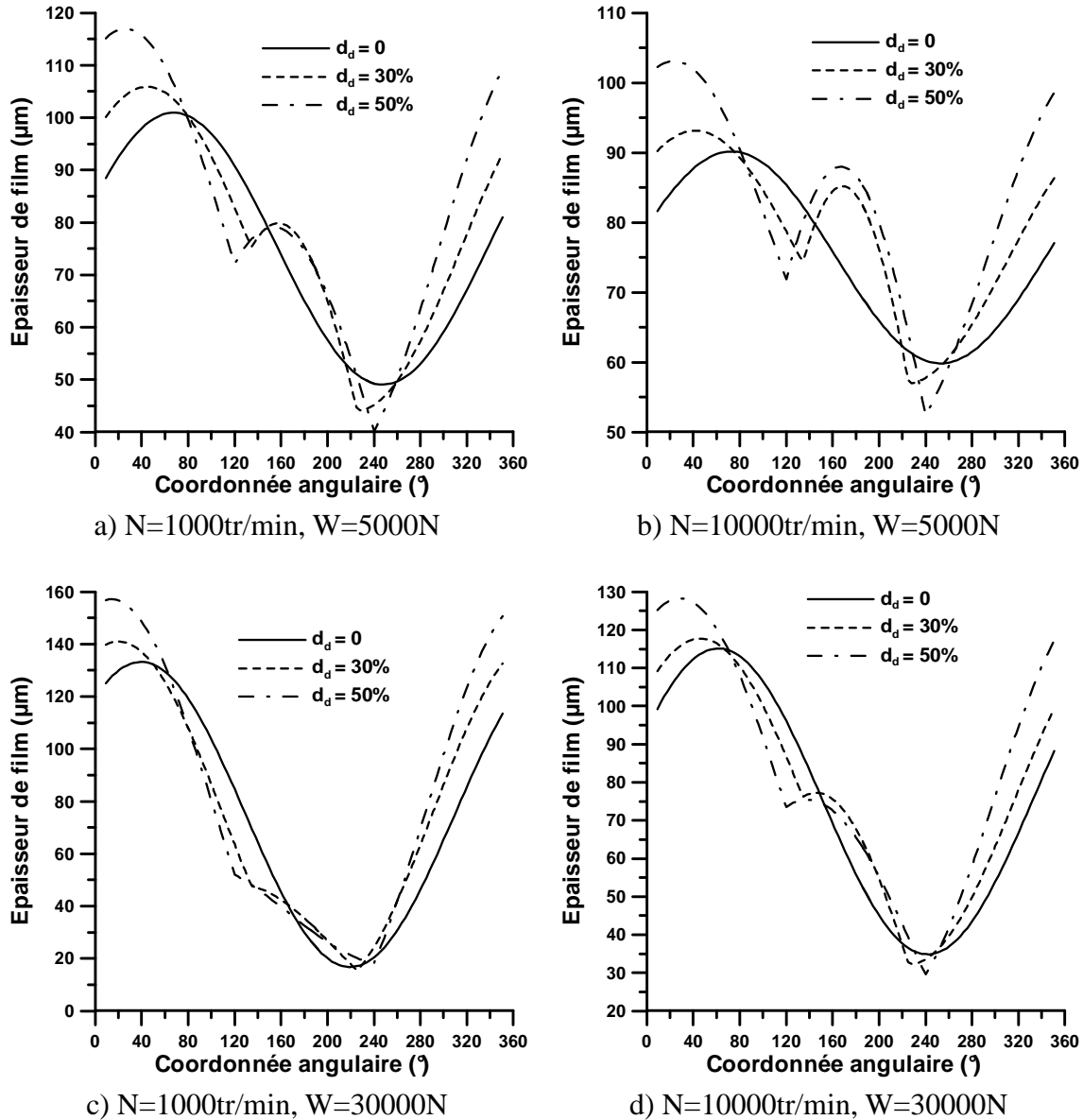


FIG. 4.7 – Épaisseur du film dans le plan médian du palier pour différentes conditions de fonctionnement et profondeurs du défaut

Influence sur le débit axial

Lorsque la charge est peu élevée, l'augmentation du débit axial avec le défaut, présenté à la figure 4.8, est importante. Il augmente respectivement de 51 et 80% pour les cas 1000 et 10000 tr/min, pour une charge de 5000 N. Pour une charge de 30000 N, cette augmentation est moins prononcée et n'est que de 9 et 29% pour les vitesses 1000 et 10000 tr/min respectivement.

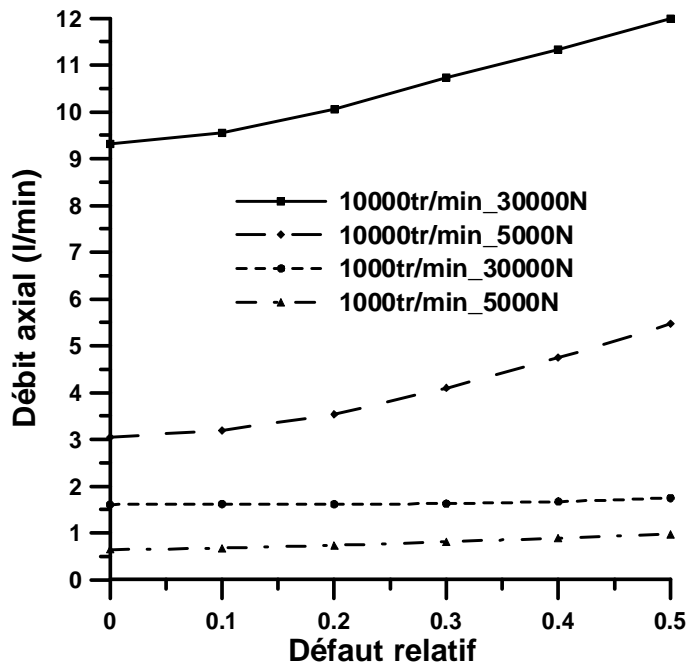


FIG. 4.8 – Débit axial pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure

Influence sur l'excentricité

Comme le débit, l'excentricité relative augmente avec le défaut d'usure, comme on peut le constater sur la figure 4.9. A faible charge, elle augmente de 51% à 1000 tr/min et 86% à 10000 tr/min, pour le défaut le plus important. Lorsque la charge est élevée, l'augmentation est seulement de 41 et 33% respectivement pour les vitesses de 1000 et 10000 tr/min.

Il faut remarquer que pour le cas très chargé à faible vitesse, où l'augmentation est de 41%, l'excentricité relative passe de 0,78 à 1,1 pour le défaut de 50% : l'arbre se positionne dans l'empreinte lorsque le défaut est important.

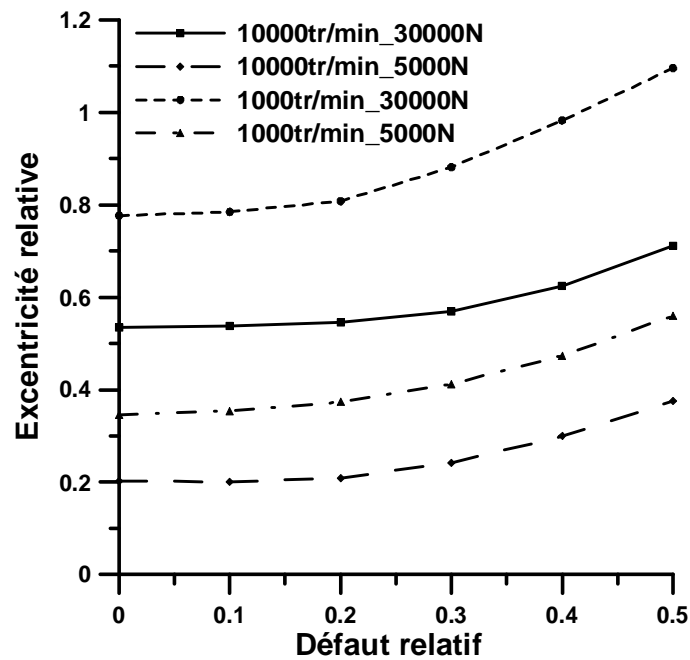


FIG. 4.9 – Excentricité relative pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure

Influence sur la puissance dissipée

La figure 4.10 montre que la puissance dissipée augmente lorsque le défaut augmente pour les vitesses élevées. En effet, on note une augmentation de 21% pour le cas à 5000 N et de 5% pour une charge de 30000 N, avec un défaut d'usure de 50%.

Dans le cas de vitesses élevées, la diminution de la température dans le fluide conduit à l'augmentation de la viscosité dynamique et donc de la puissance dissipée, bien que l'épaisseur du film augmente.

Pour les cas à faible vitesse et pour un défaut de 50%, elle ne diminue que de 4% pour une charge de 5000 N et de 8% pour la charge 30000 N. Le défaut de 30%, dans le cas 1000 tr/min et 30000 N, entraîne une baisse plus forte de la puissance dissipée, avec une diminution de celle-ci de 11%. A faible vitesse, les effets thermiques sont plus faibles et donc l'augmentation de l'épaisseur du film a pour conséquence la diminution du couple de frottement.

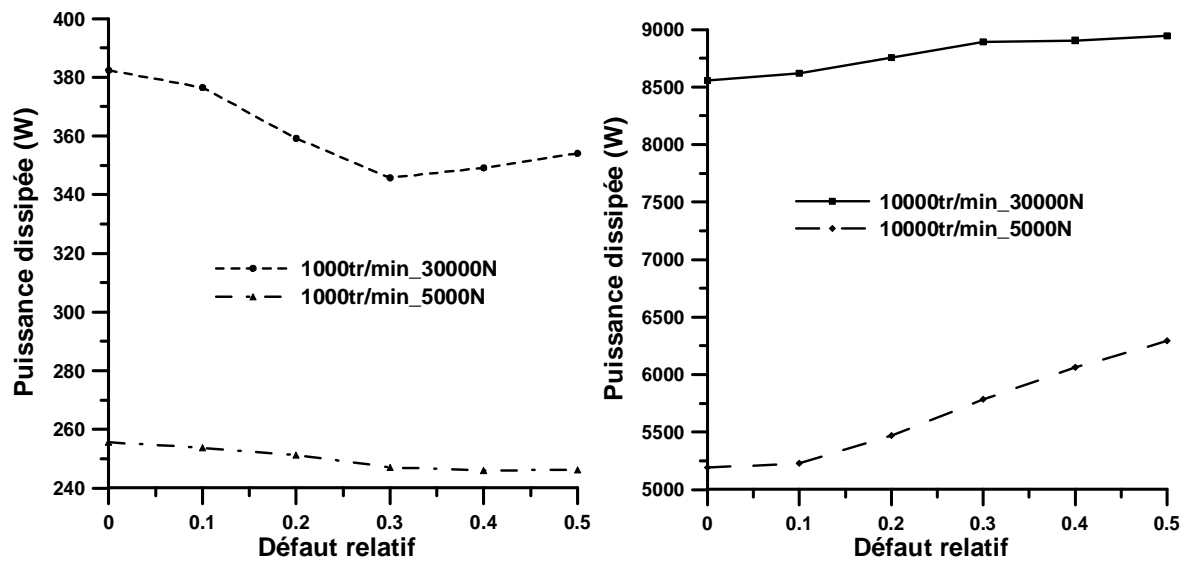


FIG. 4.10 – Puissance dissipée pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure

Conclusion

La présence d'un défaut d'usure semble à priori être un inconvénient pour l'utilisateur de paliers lisses hydrodynamiques. Cependant, les conclusions de cette étude montrent que le défaut d'usure peut conduire à l'amélioration des performances statiques en régime thermo-hydrodynamique.

Dans le cas de paliers très chargés fonctionnant à de faibles vitesses de rotation, les paramètres critiques sont l'épaisseur minimale du film et la pression maximale : la présence d'un défaut d'usure permet de diminuer le pic de pression tout en maintenant ou en augmentant sensiblement l'épaisseur minimale du film. On obtient également une diminution de la puissance dissipée.

Dans le cas de paliers peu chargés fonctionnant à des vitesses de rotation élevées, l'arbre étant centré, l'échauffement devient important et la température maximale devient le paramètre critique. La présence d'un défaut d'usure conduit à une chute importante de la température maximale et également de la température moyenne de fonctionnement. Ceci est dû principalement à l'augmentation de l'épaisseur moyenne du film. Cependant, la puissance dissipée augmente sensiblement.

De plus, certains auteurs ont montré que le palier usé avait, dans certains cas (défaut d'usure supérieur ou égal à 30% et forte charge), une meilleure stabilité dynamique que le

palier non usé. Il faut noter que ces résultats sont originaux puisque jusqu'à présent, les études sur le sujet se limitaient au régime isotherme ou à des cas d'excentricité imposée.

Ces conclusions nous ont permis de montrer qu'un défaut pouvait être, dans certains cas, bénéfique aux performances statiques du palier. Ceci nous a conduit à tenter d'améliorer les performances d'un palier mésaligné en modifiant sa forme géométrique à l'endroit où l'épaisseur du film était minimale afin de l'augmenter artificiellement. Cette étude est l'objet du paragraphe suivant.

4.2 Amélioration des performances d'un palier mésaligné

Cette étude numérique se propose de montrer l'influence d'une modification de la géométrie du coussinet sur les performances THD d'un palier fonctionnant en régime établi. Les performances du palier mésaligné sont améliorées grâce à l'ajout, dans la configuration géométrique du palier, d'un défaut local ou global, décrit dans le chapitre 2.

Le terme "défaut" s'entend comme "défaut de géométrie" dans le sens où celle-ci est modifiée. Nous utiliserons de nouveau dans la suite de ce chapitre indifféremment les termes "défaut" ou "modification" pour caractériser la modification apportée à la configuration géométrique du palier.

L'influence de la modification locale, située dans la zone d'épaisseur minimale du film, est analysée pour diverses longueurs et profondeurs de défaut. Un défaut global, conique et situé d'un côté du palier, est également étudié avec plusieurs mésalignements, variant en direction et en intensité. Le palier étudié est le même que celui de notre banc d'essais : les tableaux 3.1 et 3.2 du chapitre précédent regroupent ses caractéristiques ainsi que celles du lubrifiant. Les conditions de fonctionnement sont données dans le tableau 4.2.

Nous allons analyser dans ce qui suit l'évolution de la pression hydrodynamique, de la répartition de température à l'interface film/coussinet, de l'épaisseur du film, du débit axial et de la puissance dissipée. C'est aux trois premières grandeurs que nous allons tout d'abord nous intéresser d'une manière générale. Les figures 4.11, 4.12 et 4.13 présentent des champs tridimensionnels de ces grandeurs : il est difficile de faire à partir de ces figures des commentaires quantitatifs, elles ne sont présentées qu'afin d'avoir une vue globale des phénomènes engendrés par la présence des défauts.

Comme la figure 4.11a le montre, le mésalignement entraîne une forte diminution de l'épaisseur minimale du film aux extrémités du palier. Il modifie également le champ de température (fig. 4.13a), la température maximale étant localisée sur les bords du palier. La pression hydrodynamique est aussi affectée par le mésalignement : la pression maximale se

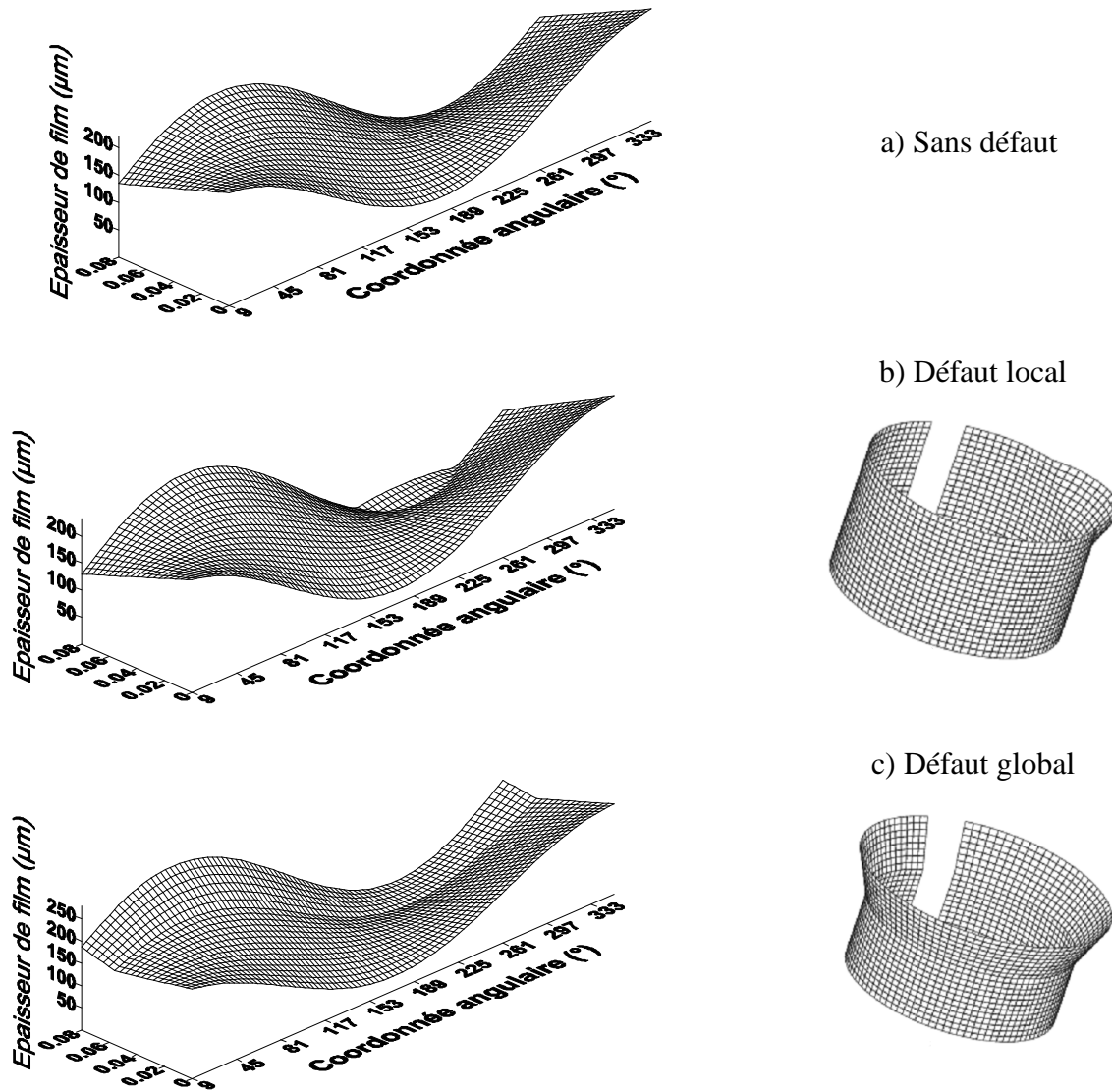


FIG. 4.11 – Épaisseur du film pour un cas mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)

Vitesse	tr/min	3000
Charge	N	9000
Couple de mésalignement	$N.m$	0, 30 et 70
Direction du couple de mésalignement	$^{\circ}$	0 et -90
Température ambiante	$^{\circ}C$	36,5
Température d'alimentation	$^{\circ}C$	37
Pression d'alimentation	MPa	0,08
Coefficient d'échange thermique avec l'extérieur	$W/m^2.K$	65
Coefficient d'échange dans la rainure	$W/m^2.K$	750

TAB. 4.2 – Conditions de fonctionnement

déplace vers les extrémités du palier comme le montre la figure 4.12b. Lorsqu'un défaut, qu'il soit local ou bien global, est ajouté à la géométrie du palier, l'épaisseur du film est modifiée (figs. 4.11b et 4.11c) et l'épaisseur minimale du film est augmentée. Les températures sont réduites comme on peut le voir sur les figures 4.13b et 4.13c, et le champ de pression hydrodynamique est modifié (figs. 4.12b et 4.12c).

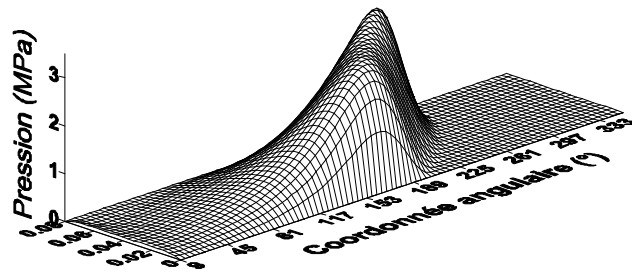
La première partie de ce paragraphe sera consacrée à l'influence du défaut local sur les performances du palier, pour deux directions de mésalignement (0 et -90°). Ces deux directions de mésalignement sont étudiées dans la deuxième partie mais cette fois en considérant un défaut global. Enfin, la dernière partie analysera l'influence du défaut sur les performances THD du palier lorsqu'il n'est que peu ou pas mésaligné.

4.2.1 Modification géométrique locale

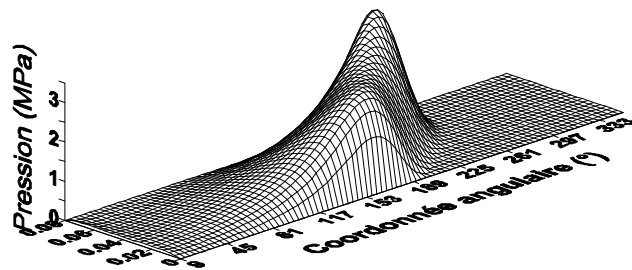
Une étude paramétrique a été menée afin de connaître les dimensions du défaut local (profondeur, longueur et position) qui améliorent le plus les performances du palier mésaligné. Cette étude tient compte de tous les paramètres importants qui caractérisent le fonctionnement du palier comme l'épaisseur minimale du film, la température ou la pression maximale, le débit, l'excentricité, l'angle de calage et la puissance dissipée. Cette étude a été réalisée pour les deux directions du couple de mésalignement.

Direction du couple de mésalignement $\Psi = 0^{\circ}$

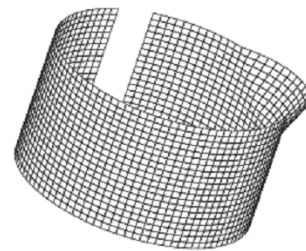
La direction du couple de mésalignement est de 0° par rapport à la direction de la charge. Dans cette configuration, comme on peut le voir sur la figure 4.11a, l'épaisseur minimale



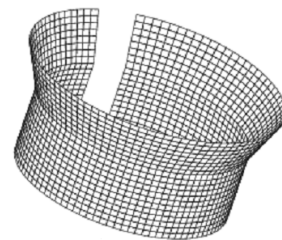
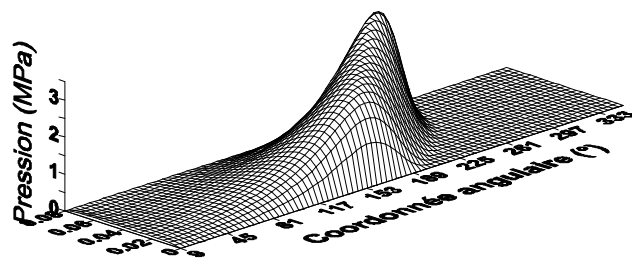
a) Sans défaut



b) Défaut local



c) Défaut global

FIG. 4.12 – Champ de pression pour un cas mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)

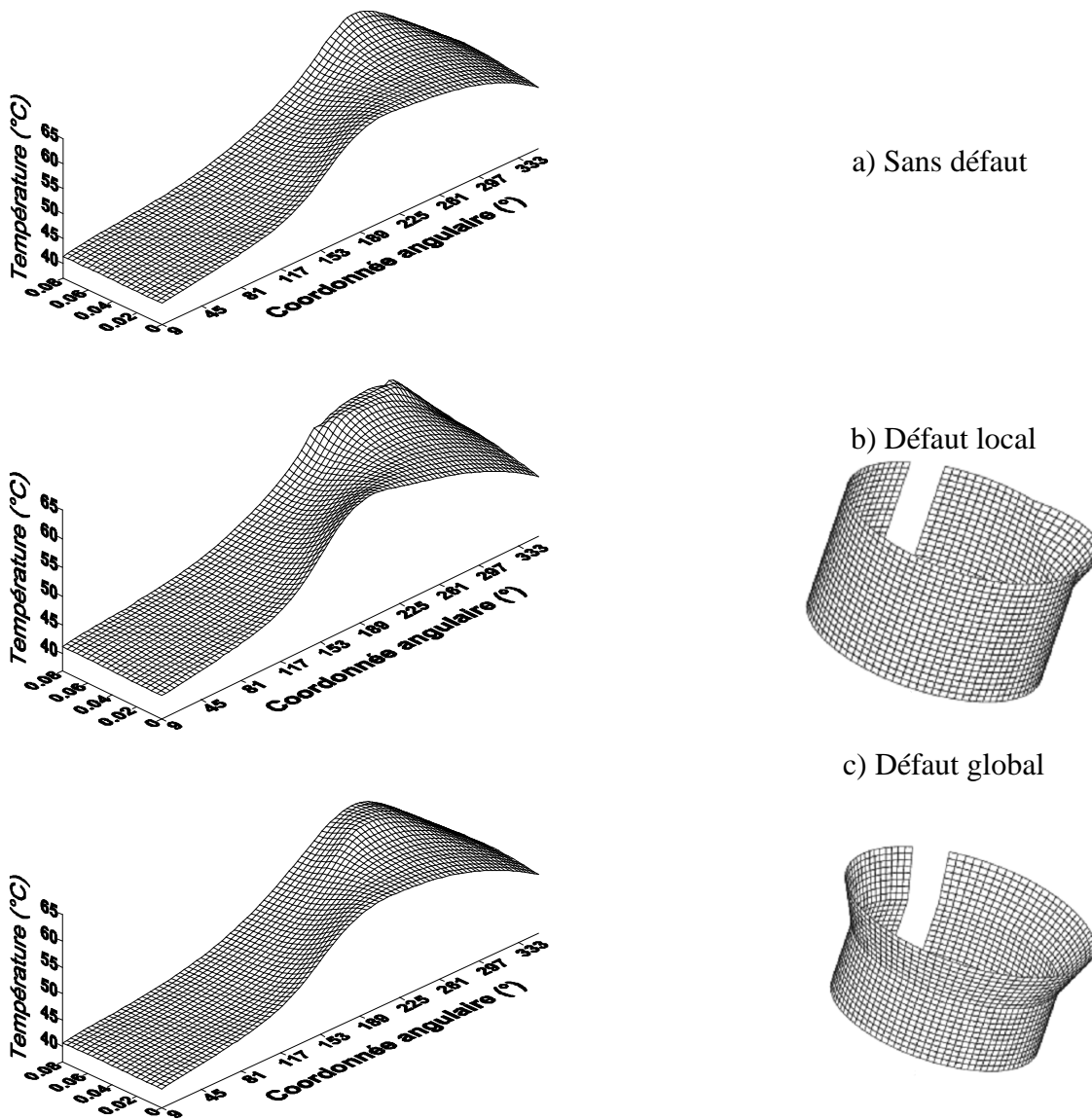


FIG. 4.13 – Champ de température pour un cas mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)

du film pour la géométrie initiale (sans défaut) est obtenue à une coordonnée angulaire de $271,2^\circ$. Le défaut local est donc placé à cet endroit ($\beta_d = 271,2^\circ$). La profondeur du défaut varie de 0 à 50% du jeu radial du palier et sa longueur de 0 à 50% de la longueur du palier. Les résultats de l'étude paramétrique sont présentés dans les tableaux 4.3 pour l'épaisseur minimale du film, 4.4 pour la température maximale et 4.5 pour la pression maximale.

Épaisseur minimale du film ($10^{-6}m$)							
		Longueur du défaut local (% de L)					
		0	10	20	30	40	50
Profondeur du défaut local (% de C)	0	14,2	-	-	-	-	-
	10	-	21,8	21,1	19,9	18,4	17,4
	20	-	21,7	25,2	21,7	18,4	16,2
	30	-	20,1	24,8	22,4	17,6	14,7
	40	-	18,6	24,0	22,1	18,4	14,2
	50	-	17,1	21,6	20,8	18,4	13,5

TAB. 4.3 – Evolution de l'épaisseur minimale du film en fonction des caractéristiques du défaut local (relativement à celles du palier), pour le palier mésaligné ($M = 70 N.m, \Psi = 0^\circ$)

Température maximale ($^\circ C$)							
		Longueur du défaut local (% de L)					
		0	10	20	30	40	50
Profondeur du défaut local (% de C)	0	63,2	-	-	-	-	-
	10	-	62,3	62,1	62,5	63,0	62,9
	20	-	62,0	61,8	62,2	62,9	63,0
	30	-	61,9	60,9	62,0	62,7	63,4
	40	-	61,9	61,1	61,3	62,4	63,3
	50	-	62,3	62,0	60,9	62,2	63,3

TAB. 4.4 – Evolution de la température maximale en fonction des caractéristiques du défaut local (relativement à celles du palier), pour le palier mésaligné ($M = 70 N.m, \Psi = 0^\circ$)

La modification locale qui permet d'augmenter le plus l'épaisseur minimale du film est celle donnée par le défaut de longueur relative 20% ($l_d = 0,2xL$) et de profondeur relative 20% ($d_d = 0,2xC$). Cependant, le défaut de longueur relative 20% et de profondeur relative 30% a été retenu car il permet à la fois d'augmenter l'épaisseur minimale du film de 69%

Pression maximale (MPa)							
		Longueur du défaut local (% de L)					
		0	10	20	30	40	50
Profondeur du défaut local (% de C)	0	2,57	-	-	-	-	-
	10	-	2,66	2,76	2,85	2,92	2,95
	20	-	2,75	2,97	3,14	3,25	3,33
	30	-	2,83	3,11	3,38	3,51	3,63
	40	-	2,90	3,25	3,54	3,72	3,87
	50	-	2,95	3,35	3,68	3,97	4,10

TAB. 4.5 – Evolution de la pression maximale en fonction des caractéristiques du défaut local (relativement à celles du palier), pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)

et d'obtenir des températures plus faibles tout en conservant une élévation de la pression maximale raisonnable.

La figure 4.14 donne la variation angulaire de l'épaisseur du film dans la section d'épaisseur minimale. On peut remarquer que la forme de l'épaisseur du film est peu affectée par la présence du défaut sauf dans la zone d'épaisseur minimale où le gain est tout à fait visible. La localisation du point d'épaisseur minimale du film s'en trouve modifiée : elle bouge circonférentiellement et axialement.

La température maximale est réduite quant à elle de $2,3 \text{ K}$ comme on peut le voir sur la figure 4.15 qui représente la variation circonférentielle de température dans la section de température maximale ($z = 0,08 \text{ m}$). Comme pour l'épaisseur du film, la forme change peu excepté dans la zone de température maximale où la chute atteint plus de 2 K . On observe également cette diminution axialement (fig. 4.16) : la température axiale (à la coordonnée de température maximale) diminue d'un côté du palier lorsque l'on ajoute un défaut.

En revanche, la pression maximale augmente avec la profondeur et la longueur du défaut local. Elle augmente de 21% pour la configuration optimale (profondeur 30% et longueur 20%) comme on le voit sur la figure 4.17 mais reste cependant à un niveau qui ne représente aucun risque pour le palier. L'allure du champ de pression est la même que dans le cas sans défaut et sa localisation est inchangée ($z = 0,064 \text{ m}$).

Les autres caractéristiques du palier ne sont que peu affectées par la présence du défaut local. En effet, quelles que soient les dimensions du défaut local, la diminution du débit axial ne dépasse pas 1% et l'augmentation de puissance dissipée est de 1,4% pour la configuraion

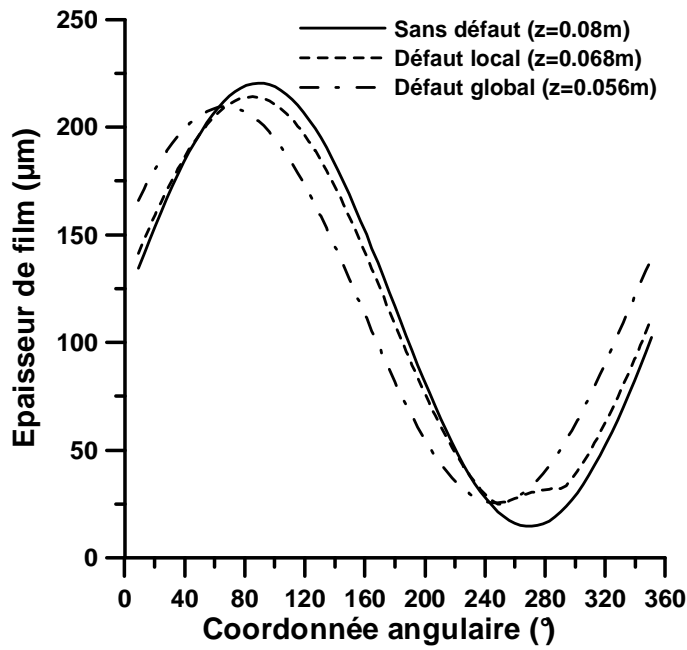


FIG. 4.14 – Variation angulaire de l'épaisseur du film dans la section d'épaisseur minimale, pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)

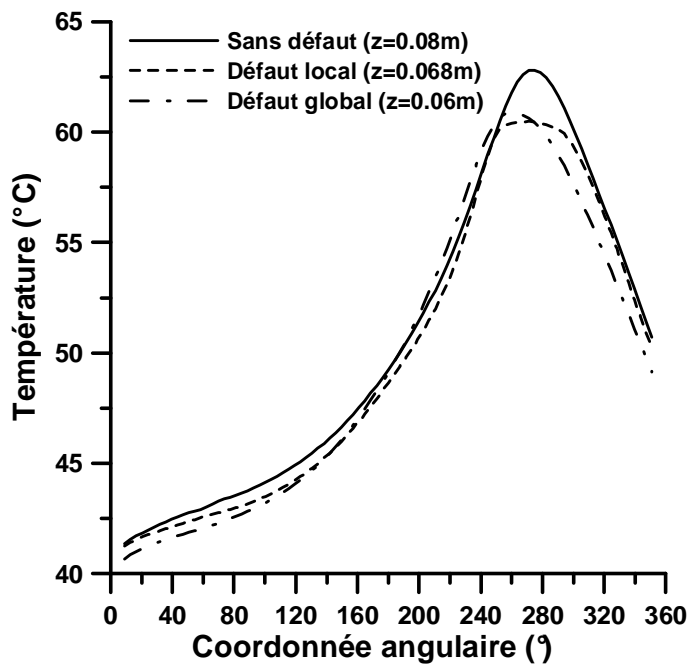


FIG. 4.15 – Variation angulaire de température dans la section de température maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)

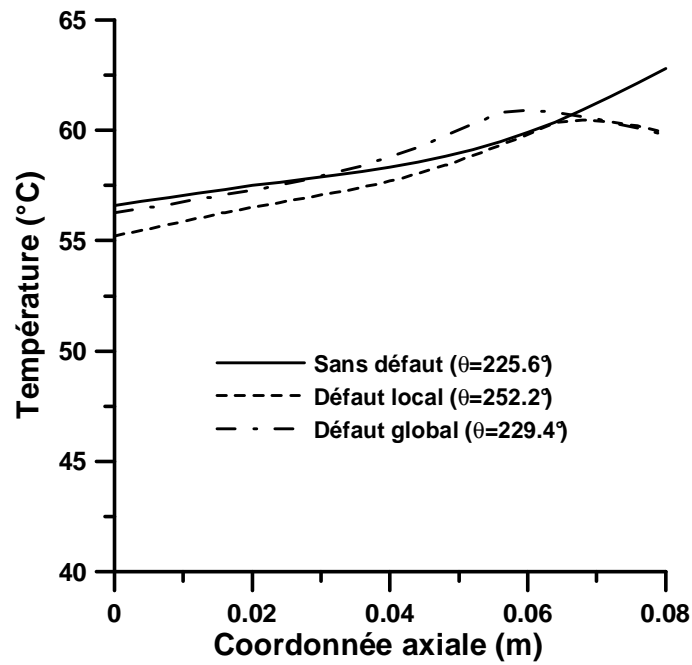


FIG. 4.16 – Variation axiale de température à l'interface film/oussinet à la coordonnée angulaire de température maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)

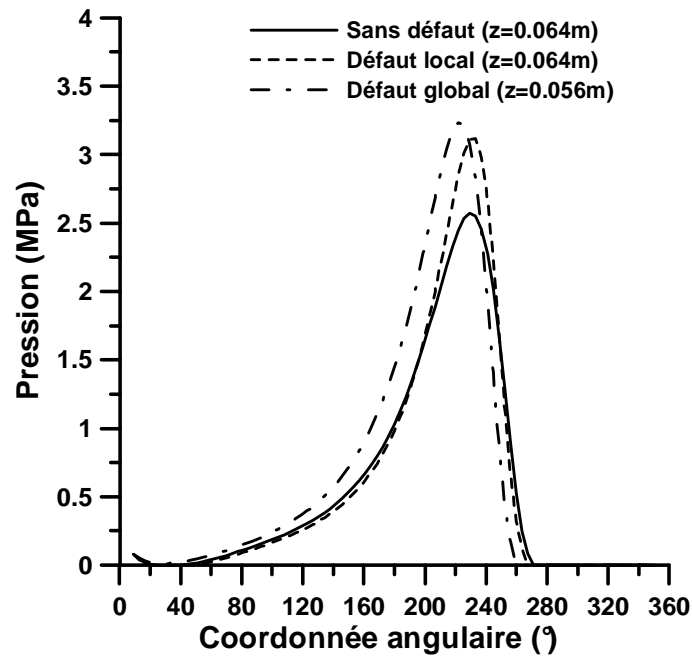


FIG. 4.17 – Variation angulaire de pression dans la section de pression maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)

optimale. L'excentricité de l'arbre dans le plan médian du palier est elle aussi peu affectée par la présence du défaut pour la même configuration (+0,3%).

La présence d'un défaut dans la zone d'épaisseur minimale du film fluide peut être une bonne solution pour améliorer les performances d'un palier mésaligné puisque, dans le cas d'un couple de mésalignement dirigé à 0° par rapport à la direction de la charge, il permet d'augmenter l'épaisseur minimale du film et de diminuer la température qui sont les deux paramètres les plus importants dans le fonctionnement du palier.

Direction du couple de mésalignement $\Psi = -90^\circ$

Ce mésalignement a une direction de -90° par rapport à la direction de la charge ; c'est typiquement sur de grosses machines le mésalignement engendré par la flexion de l'arbre sous son propre poids. L'épaisseur minimale du film est obtenue à la coordonnée angulaire de $214,2^\circ$ pour le cas mésaligné sans défaut ; nous choisissons donc $\beta_d = 214,2^\circ$. Une étude paramétrique semblable à celle présentée dans la première partie de ce paragraphe a été effectuée pour ce mésalignement et il ressort que le défaut qui convient a une longueur relative de 30% et une profondeur relative de 30%.

Ce défaut permet d'augmenter l'épaisseur minimale du film de 44% comme le présente la figure 4.18. L'allure est inchangée sauf dans la zone d'épaisseur minimale du film où l'augmentation de l'épaisseur minimale du film est encore une fois clairement visible et le point d'épaisseur minimale du film se déplace circonférentiellement.

La température n'est pas modifiée significativement et n'augmente que de $0,1 K$, mais on peut remarquer sur la figure 4.19 que le maximum de température se déplace circonférentiellement et fait un deuxième pic d'un côté du palier. La température maximale est obtenue à l'arrière du palier, que ce soit avec un défaut local ou un défaut global.

Cette tendance de la température à ne pas diminuer se retrouve axialement (fig. 4.20) : la température axiale ne diminue pas comme c'était le cas pour le mésalignement à 0° .

La pression maximale, donnée par la figure 4.21, décroît avec le défaut et atteint $3,41 MPa$ lorsqu'il y a un défaut local alors qu'elle est de $3,65 MPa$ lorsqu'il n'y en a pas, ce qui représente une chute de 7%. L'allure du champ de pression dans le plan médian est fortement modifiée : la pression maximale diminue et son point d'application se déplace circonférentiellement ; sur la droite du graphe, on devine la position du défaut, la pression faisant à cet endroit un léger décrochement.

Les autres caractéristiques du fonctionnement du palier sont aussi affectées par la présence du défaut local. Le débit axial est réduit de 5,5% et la puissance dissipée de 2,5%.

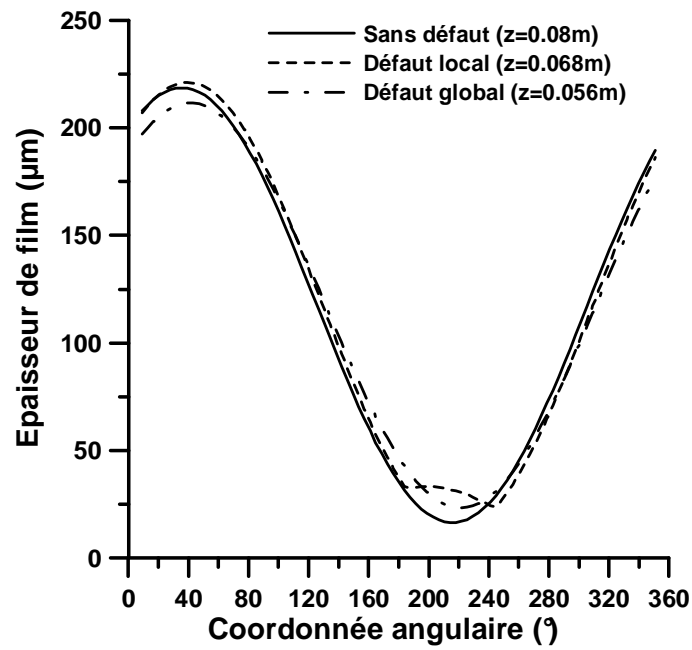


FIG. 4.18 – Variation angulaire de l'épaisseur du film dans la section d'épaisseur minimale, pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = -90^\circ$)

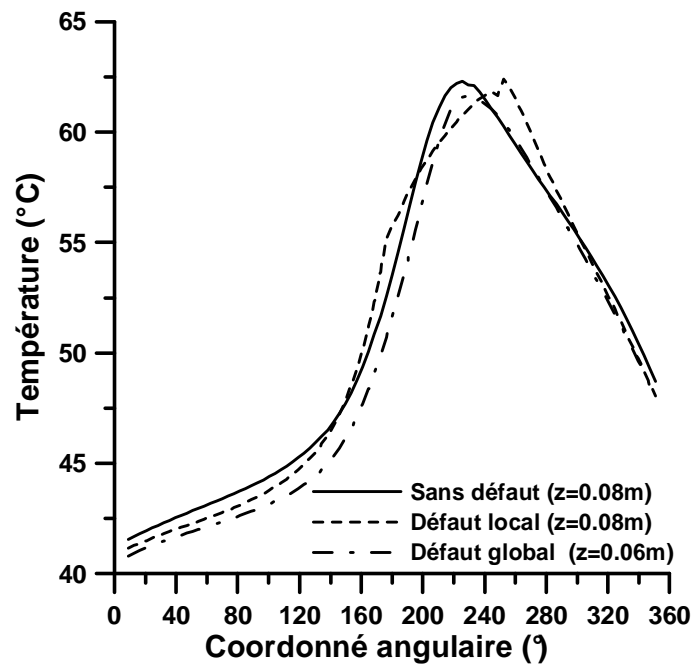


FIG. 4.19 – Variation angulaire de température dans la section de température maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = -90^\circ$)

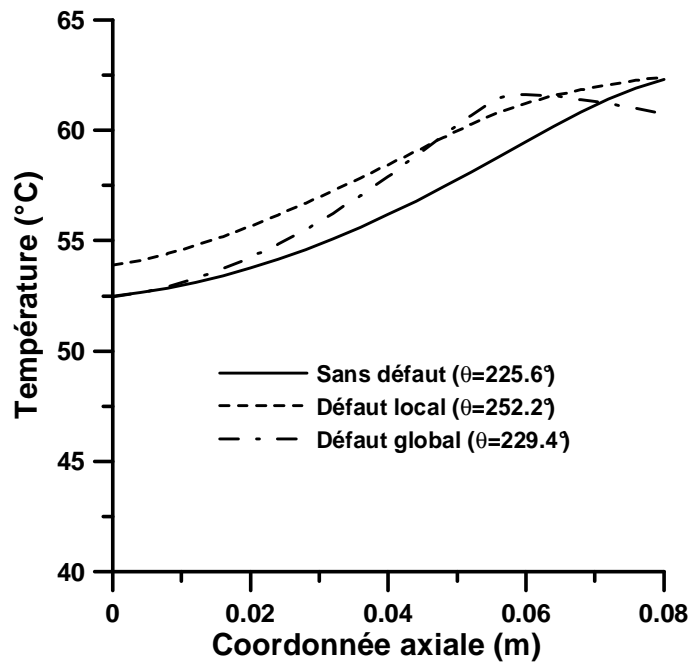


FIG. 4.20 – Variation axiale de température à l'interface film/coussinet à la coordonnée angulaire de température maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = -90^\circ$)

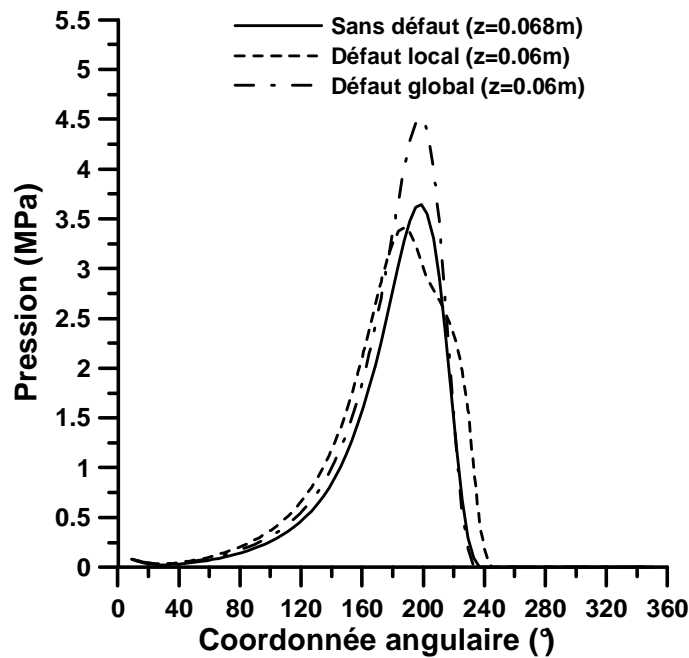


FIG. 4.21 – Variation angulaire de pression dans la section de pression maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = -90^\circ$)

L'excentricité de l'arbre augmente de plus de 6% alors que l'angle de calage n'est que peu modifié.

Le défaut local améliore également les performances du palier mésaligné lorsque le couple de mésalignement est dirigé à -90° mais les améliorations sont moins significatives que dans le cas précédent.

4.2.2 Modification géométrique globale

Le défaut que nous allons étudier maintenant est un défaut global, c'est-à-dire qu'il est de forme conique et situé à l'arrière du palier. Une étude paramétrique a également permis de définir ses dimensions optimales qui sont de 30% pour la profondeur et la longueur relative. Le défaut global apporte quasiment les mêmes améliorations que le défaut local aux performances du palier mésaligné.

L'épaisseur du film augmente respectivement de 74 et 42% pour les directions de mésalignement 0° et -90° . Cette augmentation est visible sur les figures 4.14 et 4.18 : le point d'épaisseur minimale du film se déplace circonférentiellement mais l'alure globale reste la même. De plus, le point d'épaisseur minimale du film se déplace aussi axialement et tend à se rapprocher du plan médian du palier ($z = 0,056 \text{ m}$). Pour la direction du couple de mésalignement 0° , ce déplacement est plus prononcé ; à cause du défaut, l'épaisseur minimale du film est diminuée ainsi que l'épaisseur maximale. Pour la direction -90° , on peut observer les mêmes effets mais moins prononcés.

Les températures maximales diminuent également : 2 K pour la direction 0° (fig. 4.15) et $0,8 \text{ K}$ pour la direction -90° (fig. 4.19) ce qui est très supérieur à ce qui avait été obtenu avec le défaut local pour cette direction du couple de mésalignement. Ces deux figures montrent que l'allure du champ de température dans le plan médian du palier n'est que peu modifiée par la présence du défaut global mais que son maximum se déplace axialement vers $z = 0,06 \text{ m}$. En ce qui concerne la variation axiale de température dans les zones de température maximale (figs. 4.16 et 4.20), le défaut global donne de bons résultats, réduisant la température maximale pour les deux directions du couple de mésalignement. Mais le défaut global conduit également à une augmentation importante du débit axial (12% pour la direction 0° et 18% pour la direction -90°).

La pression maximale augmente elle aussi de façon significative. Pour la direction 0° (fig. 4.17), la pression maximale atteint $3,25 \text{ MPa}$ soit une augmentation de 26% par rapport au cas sans défaut. Pour la direction -90° (fig. 4.21), cette augmentation atteint 24%, la pression maximale étant de $4,51 \text{ MPa}$ au lieu de $3,65 \text{ MPa}$ pour le cas sans défaut. La forme du champ

de pression reste toujours peu modifiée par la présence du défaut, seule l'augmentation de la pression maximale est remarquable, la position du maximum restant inchangée.

Les autres paramètres ne sont pas affectés par la présence du défaut. Le défaut global peut par conséquent s'avérer être une bonne solution pour améliorer les performances d'un palier mésaligné, que l'on pourrait préférer au défaut local car il permet de s'affranchir de la localisation du minimum de l'épaisseur du film et d'améliorer les performances du palier quelle que soit la direction du couple de mésalignement.

4.2.3 Autres intensités du couple de mésalignement

Bien que les défauts que nous avons décrits ici améliorent sensiblement les performances des paliers mésalignés, il est important de savoir si ces modifications géométriques ne nuisent pas à son comportement lorsqu'il fonctionne normalement. C'est pourquoi nous allons analyser dans ce paragraphe l'influence du défaut sur les performances du palier lorsqu'il n'est soumis qu'à un faible mésalignement où lorsqu'il est aligné. Nous nous intéresserons dans ce paragraphe à l'influence du défaut optimal obtenu pour un fort mésalignement ($M = 70 N.m$) sur les performances du palier aligné ($M = 0 N.m$) ou soumis à un faible couple de mésalignement ($M = 30 N.m$).

Le tableau 4.6 montre l'influence des différents défauts sur les performances du palier aligné. Le défaut local situé à $271,2^\circ$ (direction de mésalignement 0°), ne modifie pas les performances du palier. L'autre défaut local situé à $214,2^\circ$ (direction de mésalignement -90°), modifie tous les paramètres mais les variations que l'on peut observer ne dépassent pas les 5%, sauf pour l'épaisseur minimale du film qui diminue de 7%.

	Sans défaut	Défaut local (0,3C, 0,2L à $271,2^\circ$)	Défaut local (0,3C, 0,3L à $214,2^\circ$)	Défaut global (0,3C, 0,3L)
Épaisseur minimale du film (μm)	47,0	47,0	43,7	40,4
Pression maximale (MPa)	2,78	2,78	2,92	3,22
Température maximale ($^\circ C$)	57,5	57,4	58,1	58,5
Débit axial (l/min)	4,86	4,84	5,07	5,48
Excentricité (μm)	70,5	70,5	73,8	77,1
Angle de calage ($^\circ$)	54,0	54,0	53,9	51,6
Puissance dissipée (W)	1248	1237	1255	1236

TAB. 4.6 – Performances du palier pour le cas aligné avec et sans défaut

En ce qui concerne le défaut global, les paramètres sont beaucoup plus influencés par sa présence : l'épaisseur minimale du film diminue de 14%, la pression maximale augmente de 16%, la température maximale de 1 K, le débit axial de 13% et les autres paramètres également. La puissance dissipée reste constante. Ces changements dans les caractéristiques du palier sont dus au fait que le défaut global modifie sensiblement sa forme géométrique qui se trouve ainsi proche de celle d'un palier plus court.

Les tableaux 4.7 et 4.8 donnent les résultats obtenus pour un couple de mésalignement d'amplitude 30 N.m et de direction 0 et -90° respectivement. Pour le cas de mésalignement à 0° , le défaut local entraîne une augmentation de l'épaisseur du film de 11% mais ne modifie pas les autres paramètres. Le défaut global réduit l'épaisseur du film et augmente la pression et la température maximales ainsi que le débit axial. Cependant, ces effets ne sont absolument pas dangereux pour le bon fonctionnement du palier car les valeurs que nous observons ici sont très loin de celles que nous avons obtenues dans le cas d'un palier soumis à un mésalignement sévère.

Pour la direction -90° , le défaut, qu'il soit local ou global, diminue l'épaisseur minimale du film, augmente la pression maximale, le débit axial et la puissance dissipée. Comme dans le cas du palier aligné, le défaut global perturbe davantage le fonctionnement du palier que le défaut local, mais les conditions de fonctionnement ne sont pas critiques.

	Sans défaut	Défaut local (0,3C, 0,2L à 271,2°)	Défaut global (0,3C, 0,3L)
Épaisseur minimale du film (μm)	32,7	36,3	28,3
Pression maximale (MPa)	2,69	2,70	3,31
Température maximale ($^\circ\text{C}$)	59,8	59,0	60,9
Débit axial (l/min)	4,92	4,89	5,58
Excentricité (μm)	70,5	70,6	78,1
Angle de calage ($^\circ$)	52,9	53,4	51,1
Puissance dissipée (W)	1251	1240	1241

TAB. 4.7 – Performances du palier faiblement mésaligné ($M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$), sans défaut et avec défaut local et global

	Sans défaut	Défaut local (0, 3C, 0, 2L à 214, 2°)	Défaut global (0, 3C, 0, 3L)
Épaisseur minimale du film (μm)	33,1	32,2	27,5
Pression maximale (MPa)	2,91	3,01	3,63
Température maximale (°C)	60,0	59,8	60,5
Débit axial (l/min)	4,86	5,10	5,66
Excentricité (μm)	70,2	73,9	77,6
Angle de calage (°)	54,1	53,9	51,3
Puissance dissipée (W)	1237	1260	1243

TAB. 4.8 – Performances du palier faiblement mésaligné ($M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = -90^\circ$), sans défaut et avec défaut local et global

4.2.4 Conclusions

Le mésalignement dans un palier hydrodynamique conduit à une diminution sensible de l'épaisseur minimale du film ainsi qu'à une augmentation significative de la température maximale. Cette étude montre que les performances du palier peuvent être améliorées en ajoutant un défaut, local ou global, à la géométrie du palier. Nous pouvons alors faire les conclusions suivantes :

- Le défaut local augmente l'épaisseur minimale du film de 69 et 44% respectivement pour les directions du couple de mésalignement 0 et -90° . Le défaut global a le même effet : il augmente l'épaisseur minimale du film pour les directions 0 et -90° de 74 et 42% respectivement.
- La température maximale est réduite lorsque la direction du couple de mésalignement est 0° ; la diminution atteint par exemple 2,3 K pour le défaut local et 2 K pour le global.
- La pression maximale est souvent plus élevée avec un défaut mais reste tout à fait raisonnable.
- Les autres paramètres ne sont que peu modifiés sauf pour le défaut global qui conduit à une augmentation du débit axial de plus de 10% quelles que soient les conditions de fonctionnement.
- Soumis à des conditions de fonctionnement peu sévères (cas aligné ou mésalignement faible), le palier se comporte normalement et les quelques modifications entraînées par

la présence du défaut ne sont pas dangereuses, les valeurs étant très inférieures à celles observées dans le cas d'un palier sévèrement mésaligné.

Les conclusions données ici pourraient être appliquées à d'autres paliers mais à cause de la complexité du problème THD, l'optimisation de la profondeur et de la longueur du défaut ainsi que de sa position ne peut être réalisée que dans une étude spécifique à chaque palier, prenant en compte sa configuration géométrique et les conditions de fonctionnement.

4.3 Conclusion

Nous avons vu dans ce chapitre que les modifications géométriques ¹, accidentelles ou bien volontaires, modifiaient sensiblement les performances du palier. En particulier, l'usure ne conduit pas forcément à la destruction du palier et elle peut, dans certains cas, améliorer ses performances tant au niveau de la température maximale que de l'épaisseur du film ou encore de la stabilité.

Les modifications locales ou globales de géométrie permettent, dans le cas d'un palier mésaligné, d'améliorer très sensiblement les paramètres critiques que sont la température maximale (diminution de 2 K) et l'épaisseur minimale du film (augmentation de plus de 40%).

Les diverses conditions sévères que nous avons étudiées jusqu'à présent nous ont permis de montrer la complexité du comportement du palier et en particulier que chacun de ces phénomènes devait être pris en compte dans la détermination des performances du palier.

Cependant, l'étude THD que nous avons utilisée jusqu'alors néglige un paramètre qui est tout aussi important : la déformation des surfaces du palier. Dans le but de pallier ce manque, nous avons développé un module de calcul des déformations dues aux champs de pression et de température, que nous avons introduit dans le code THD afin d'obtenir le code TEHD que nous allons étudier dans le prochain chapitre. Nous verrons l'influence de la prise en compte des déformations mécaniques et thermiques sur les performances du palier et nous comparerons les résultats TEHD avec ceux que nous avons précédemment obtenu avec les simulations THD.

¹Les deux études de ce chapitre ont été présentées lors de deux conférences internationales et également publiées [FB04, BF03]

Chapitre 5

Performances d'un palier soumis à des conditions sévères

Comme nous l'avons déjà vu, les paliers sont de nos jours de plus en plus sollicités : afin de prédire au mieux le comportement du palier dans des conditions parfois très sévères, il est indispensable de tenir compte, dans les simulations, du plus grand nombre possible de phénomènes qui y interviennent, comme les déformations par exemple. Dans le cas d'un palier très chargé, les déplacements engendrés par les déformations élastiques peuvent être de l'ordre de l'épaisseur minimale du film et il est par conséquent primordial de pouvoir les connaître. Un échauffement important conduit à une diminution importante de la viscosité du fluide et de plus à une dilatation parfois importante des éléments qui constituent le palier.

Ces effets ont beaucoup été étudiés durant ces dernières années mais rares sont les études qui tiennent compte des effets thermiques et élastiques à la fois. Ce chapitre va donc être consacré à l'analyse de l'influence des effets thermiques globaux et locaux mais aussi des déformations mécaniques (dues au champ de pression) et thermiques, sur les performances de paliers.

Les simulations numériques sont conduites afin de déterminer la façon dont les effets thermiques ainsi que les déformations élastiques et thermiques peuvent influencer le fonctionnement du palier. Les caractéristiques du palier et du lubrifiant ainsi que les conditions de fonctionnement sont données dans le tableau 5.1 pour les deux premiers paragraphes. Les caractéristiques mécaniques et thermiques du palier sont données dans le tableau 5.2. Le palier étudié est constitué d'un coussinet en bronze et d'un arbre en acier.

Nous verrons dans un premier temps le cas d'un palier très chargé, puis d'un palier fonctionnant à vitesse élevée enfin, dans un troisième paragraphe, le cas d'un palier très mésaligné. Pour les deux types de condition, nous analyserons l'influence de la prise en compte

des effets thermiques et mécaniques sur les performances du palier. La dernière partie de ce chapitre sera consacrée à l'analyse de la pertinence de l'utilisation d'un modèle TEHD (par rapport à un modèle THD) pour différents cas de charge et de vitesse. Les charges varient de 9 kN à 150 kN pour la vitesse 3000 tr/min et les vitesses de 3000 à 15000 tr/min pour une charge de 50 kN. L'étude tentera de déterminer à partir de quelle charge il devient nécessaire de recourir à un modèle tenant compte des déformations mécaniques et thermiques.

Diamètre de l'arbre	<i>mm</i>	99,780
Longueur du palier	<i>mm</i>	80
Jeu radial	μm	117,5
Amplitude angulaire de la rainure	$^{\circ}$	18
Longueur de la rainure	<i>mm</i>	70
Lubrifiant	-	ISO VG 32
Densité du lubrifiant	$kg.m^{-3}$	870
Conductivité thermique du lubrifiant	$W.m^{-1}.K^{-1}$	0,13
Viscosité dynamique à 40°C	<i>Pa.s</i>	$29,9.10^{-3}$
Viscosité dynamique à 70°C	<i>Pa.s</i>	$11,1.10^{-3}$
Vitesse de rotation	<i>tr/min</i>	3000 - 15000
Charge radiale	<i>kN</i>	50 & 150
Couple de mésalignement	<i>N.m</i>	300
Direction de mésalignement	$^{\circ}$	90
Température ambiante	$^{\circ}C$	36,5
Température d'alimentation	$^{\circ}C$	37
Pression d'alimentation	<i>MPa</i>	0,08

TAB. 5.1 – Caractéristiques du palier, du lubrifiant et conditions de fonctionnement

5.1 Palier soumis à une forte charge

Pour analyser les performances d'un palier soumis à une forte charge, nous allons étudier le cas d'un palier ayant une vitesse de rotation de 3000 tr/min et soumis à une charge radiale de 150 kN. Afin de mieux cerner l'influence de chaque paramètre, nous verrons successivement l'influence des effets thermiques, des déformations élastiques, des dilatations thermiques et enfin du modèle complet qui tient compte de l'ensemble des effets.

Conductivité thermique du coussinet	$W.m^{-1}.K^{-1}$	50
Coefficient de dilatation du coussinet	K^{-1}	18.10^{-6}
Coefficient de dilatation de l'arbre	K^{-1}	12.10^{-6}
Coefficient d'échange dans la rainure	$W.m^{-2}.K^{-1}$	750
Coefficient d'échange thermique avec l'extérieur	$W.m^{-2}.K^{-1}$	65
Module d'Young du coussinet	GPa	120
Coefficient de Poisson du coussinet	–	0,33

TAB. 5.2 – Caractéristiques mécaniques et thermiques du palier

Influence des effets thermiques

Dans ce paragraphe, nous allons comparer trois types de simulations numériques : la première, isotherme (HD), est effectuée à une température de fonctionnement égale à la température d'alimentation (i.e. $37^{\circ}C$) ; la seconde est un calcul en régime thermohydrodynamique (THD) et la troisième est un autre calcul isotherme mais à une température moyenne ($T_{moy} = 72,3^{\circ}C$) déduite du calcul THD. Pour ce dernier cas, nous utiliserons la température de l'arbre qui est représentative de la température moyenne de fonctionnement comme l'ont montré les travaux de Khonsari *et al.* [KJF96].

Nous comparerons tout d'abord les simulations HD et THD dont les résultats sont donnés dans le tableau 5.3. Les valeurs de l'excentricité et de l'angle de calage présentent des différences entre les deux types de calculs : 5% sur l'excentricité et 30% sur l'angle de calage. La puissance dissipée est réduite considérablement (44%) lorsque l'on prend en compte les effets thermiques. La pression maximale est significativement modifiée : elle augmente de 41% comme on peut le voir sur la figure 5.1. Ce phénomène est dû au fait que la viscosité décroît donc que l'excentricité augmente.

Mais c'est l'épaisseur du film qui subit la plus grosse influence. L'épaisseur minimale du film est inférieure de 65% à ce qu'elle est avec un calcul HD lorsque les effets thermiques sont pris en compte et sa localisation change circonférentiellement (fig. 5.2). Le tableau 5.3 et les figures 5.1 et 5.2 montrent que la simulation effectuée à température moyenne donne des résultats très proches de ceux obtenus par une simulation THD. Ceci est dû au fait que la température moyenne utilisée pour ce calcul est déduite du calcul THD et non pas d'une estimation. Cependant, on peut noter que le calcul HD à température moyenne donne une très bonne approximation du calcul THD dès lors que l'on est capable d'estimer assez finement cette température. Mais la détermination de cette température est très difficile comme le montre le calcul réalisé à partir d'un bilan thermique global (colonne ETG ou

Type de calcul	<i>HD</i>	<i>ETG</i>	<i>HD T_{moy}</i>	<i>THD</i>	<i>EHD</i>	<i>EHD T_{moy}</i>
Caractéristiques						
Excentricité (μm)	108,3	110,6	114,0	114,2	114,8	122,7
Angle de calage ($^\circ$)	22,8	20,1	14,7	15,4	17,4	10,2
Débit axial ($10^{-4}\text{m}^3.\text{s}^{-1}$)	1,31	1,43	1,54	1,31	1,30	1,53
Puissance dissipée (W)	4529	3803	2464	2522	4235	2346
Pression maximale (MPa)	87,0	98,0	123,2	123,3	59,1	62,8
Épaisseur minimale du film (μm)	9,26	6,89	3,48	3,25	8,85	3,63
Température maximale ($^\circ\text{C}$)	-	57,1	-	83,3	-	-
Température moyenne de l'arbre ($^\circ\text{C}$)	-	-	-	72,3	-	-
Température moyenne du lubrifiant ($^\circ\text{C}$)	37,0	46,9	72,3	-	37,0	68,2

TAB. 5.3 – Résultats des calculs isothermes et THD

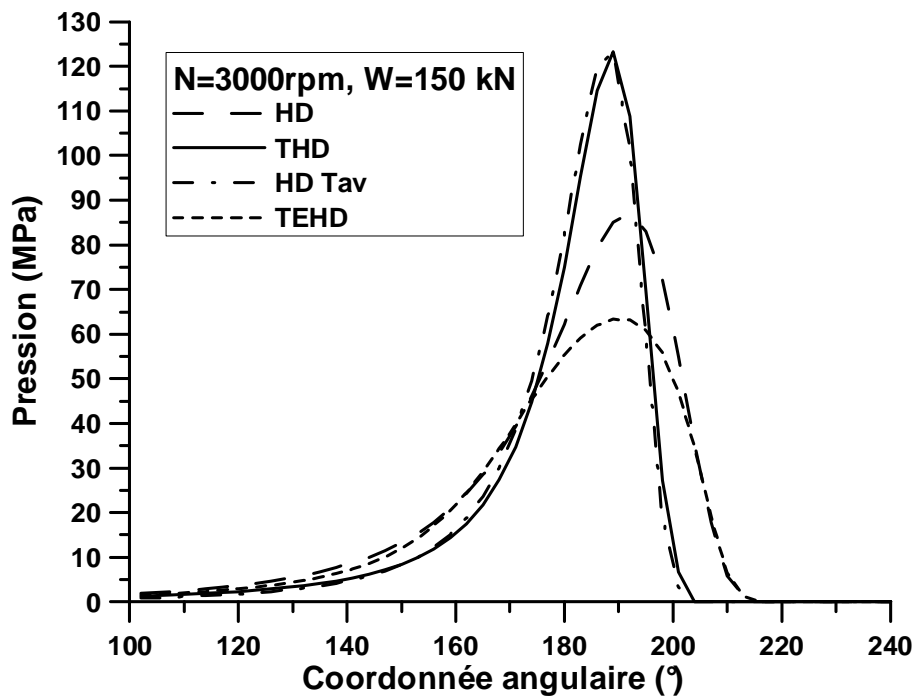


FIG. 5.1 – Répartition circconférentielle de pression dans le plan médian du palier, pour divers calculs

"équilibre thermique global" dans le tableau 5.3). En effet, ce calcul donne une estimation de la température de fonctionnement qui est inférieure de plus de 25 °C à celle donnée par le calcul THD : même en réalisant une estimation qui tient compte de l'équilibre thermique global, la température moyenne de fonctionnement est très difficile à prédire.

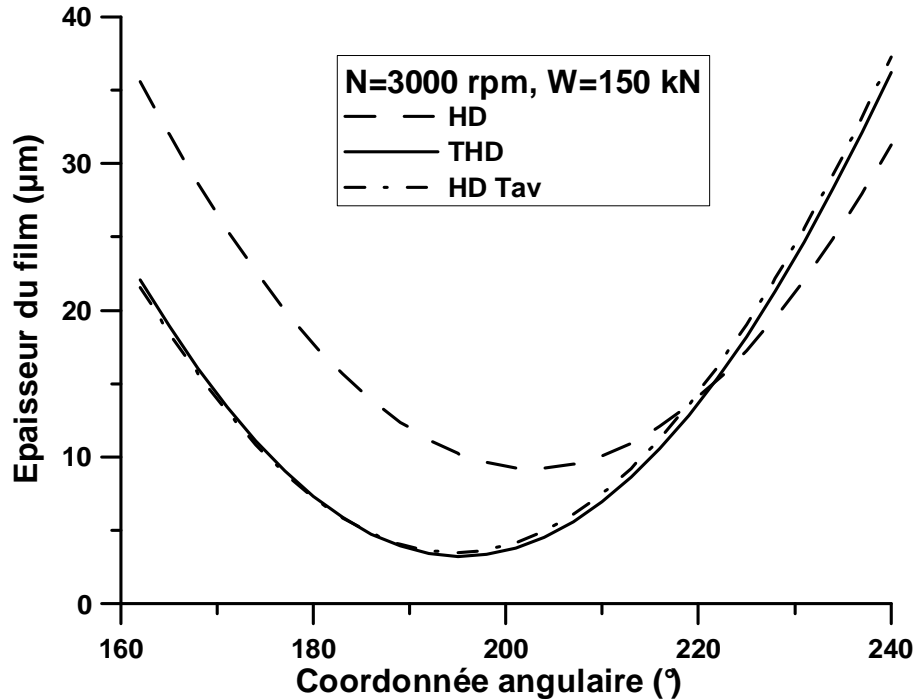


FIG. 5.2 – Épaisseur du film dans le plan médian du palier et dans la zone d'épaisseur minimale, pour divers calculs

Le tableau 5.3 donne également les résultats obtenus pour deux calculs EHD, l'un à température d'alimentation, l'autre à une température moyenne déduite d'une simulation TEHD. Lorsque l'on tient compte des déformations élastiques dues au champ de pression, les effets thermiques ont les mêmes effets que ceux que nous venons d'exposer. Cependant, contrairement à la remarque que nous avons faite sur la proximité des résultats THD et HD à température moyenne, les calculs EHD effectués avec la température moyenne de l'arbre déduite de la simulation TEHD donnent des résultats assez éloignés des résultats TEHD. Ceci est dû au fait que le calcul TEHD tient compte des déformations thermiques, qui ne sont bien sûr pas prises en compte dans le calcul EHD puisque c'est par définition un calcul isotherme.

Influence des déformations élastiques

Afin d'analyser l'influence de la prise en compte des déformations mécaniques (induites par le champ de pression hydrodynamique) sur les résultats numériques, nous allons comparer quatre cas qui tiennent compte ou non des effets thermiques. Les deux premiers cas sont les cas isothermes donnés dans le tableau 5.3. Les résultats des calculs THD et THD avec déformations élastiques sont donnés dans le tableau 5.4. Nous pouvons faire les mêmes remarques pour les cas sans et avec effets thermiques.

	THD	THD + déformations élastiques	THD + dilatations	TEHD
Excentricité (μm)	114,2	123,0	117,4	132,5
Angle de calage ($^{\circ}$)	15,4	11,1	15,5	11,0
Débit axial ($10^{-4} . m^3 . s^{-1}$)	1,31	1,33	1,36	1,43
Puissance dissipée (W)	2522	2378	2605	2283
Pression maximale (MPa)	123,3	62,5	121,9	70,9
Épaisseur minimale du film (μm)	3,25	3,32	3,42	4,48
Température maximale ($^{\circ}C$)	83,3	79,9	80,4	81,5
Température moyenne d'arbre ($^{\circ}C$)	72,3	67,5	68,2	68,2

TAB. 5.4 – Performances du palier pour les cas THD avec et sans déformations et/ou dilatation

Le calcul qui tient compte des déformations élastiques donne une excentricité environ 8% supérieure à celle obtenue par le calcul THD et un angle de calage quasiment 30% inférieur. Le débit et l'épaisseur minimale du film ne sont que peu affectés et la puissance dissipée est 6% inférieure. La température maximale est quant à elle réduite de plus de 3 K.

Mais le paramètre le plus affecté est la pression maximale, comme le montre la figure 5.1. Les déformations élastiques entraînent une diminution de la pression maximale de 50% passant de 123,3 à 62,5 MPa. Il faut noter que, dans les cas incluant les effets thermiques, la température moyenne d'arbre diminue de 4,8 K lorsque les déformations élastiques sont prises en compte.

La température (fig. 5.3) et l'épaisseur du film (fig. 5.4) dans les zones critiques sont également modifiées. La figure 5.3a, qui présente la répartition axiale de température à la coordonnée angulaire de température maximale, fait apparaître que la température aux deux extrémités du palier et la température maximale dans le plan médian du palier sont dimi-

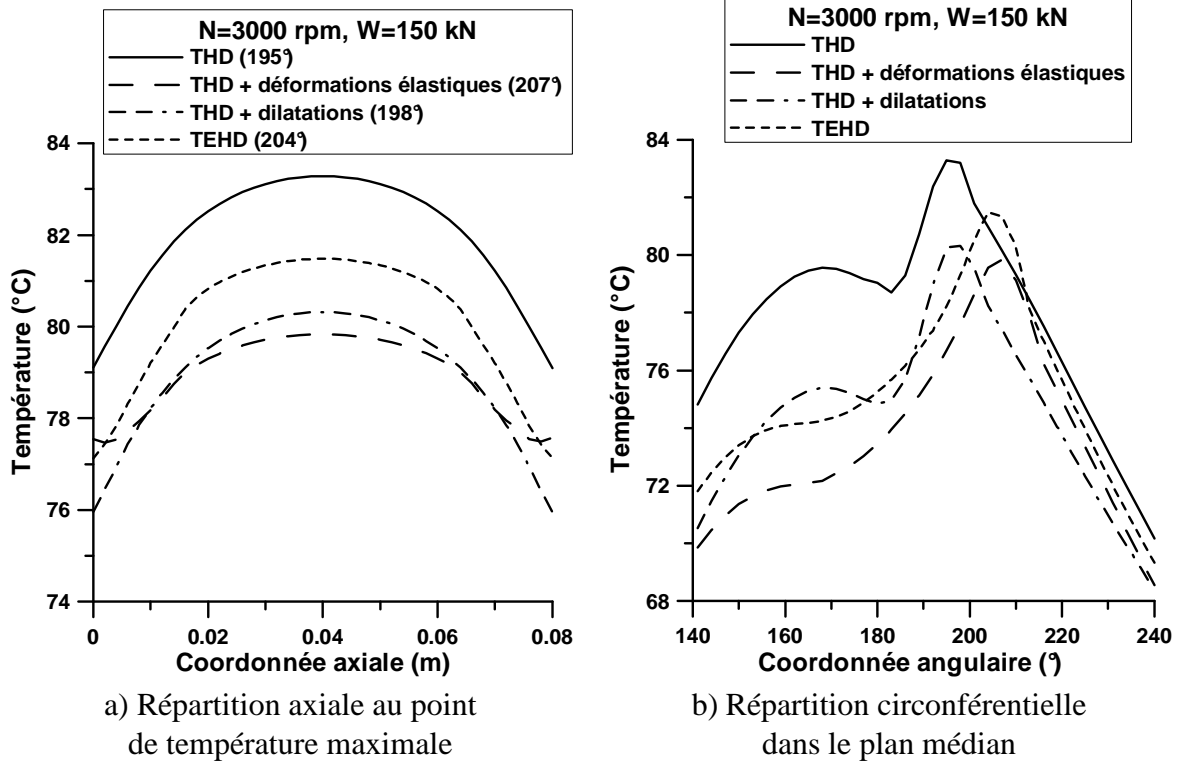


FIG. 5.3 – Répartition de température pour divers calculs

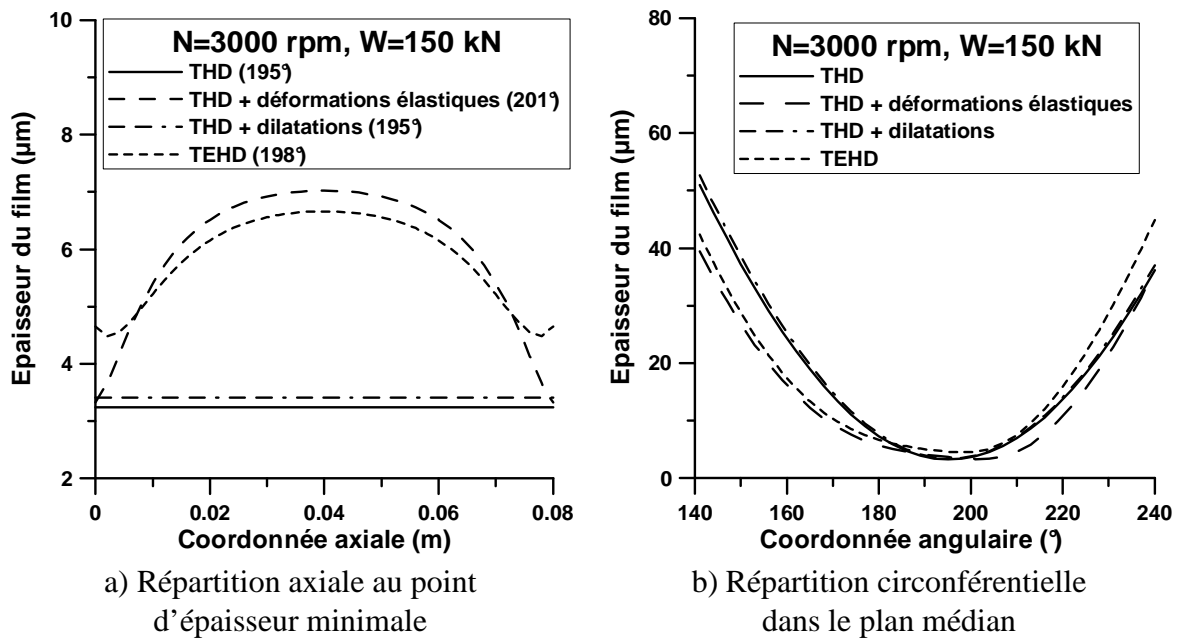


FIG. 5.4 – Épaisseur du film pour divers calculs

nuées respectivement de 1,5 et 3,4 K. La figure 5.3b, qui donne la variation circonférentielle de température dans le plan médian, montre que la température maximale diminue et sa localisation se déplace. La prise en compte des déformations élastiques conduit à "lisser" la courbe de température, atténuant la baisse qui se produit juste avant la zone de température maximale.

La figure 5.4 permet de mettre en évidence l'influence des déformations élastiques : suivant la direction axiale, l'épaisseur du film devient plus importante dans la zone centrale du coussinet. On observe le même phénomène dans la direction circonférentielle (fig. 5.4 b). Ainsi, les déformations élastiques, lorsqu'elles sont importantes, conduisent à la formation d'une "poche" dans la zone active centrale du palier. C'est pour cette raison que l'on peut noter à la fois une forte réduction de la pression maximale et une réduction sensible de la température dans cette zone (en particulier la température maximale).

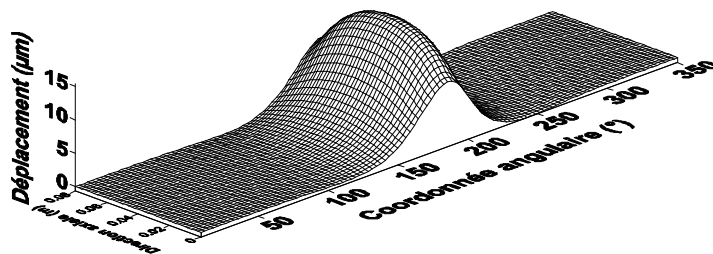
Influence des dilatations thermiques

Les déformations thermiques sont ici considérées en tant que dilatation thermique des éléments du palier, c'est à dire du coussinet et de l'arbre. Les dilatations sont calculées comme précisé dans le chapitre deux avec des températures moyennes : la température de l'arbre est la température moyenne à la surface et celle du coussinet la température moyenne de tout le coussinet. Pour le cas étudié, le rayon de l'arbre augmente de 28,9 μm et celui du coussinet de 32,2 μm : le jeu radial en fonctionnement est donc supérieur de 3,3 μm au jeu à 20°C. Ce résultat est proche de ce qui avait été rapporté par Kucinski [KFFP00] dans une étude TEHD sur un palier similaire où une variation du jeu radial entre 2 et 3 μm avait été observée.

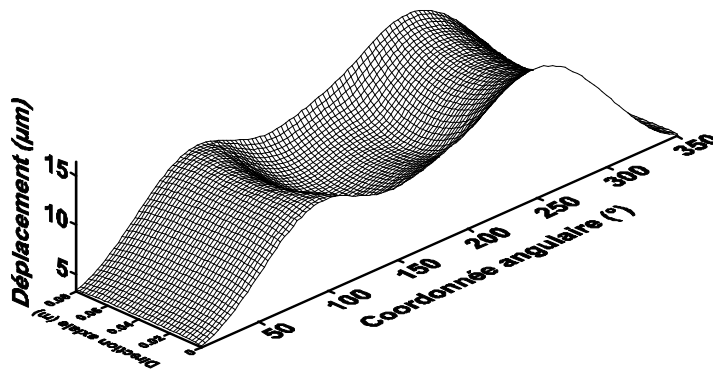
Les effets des dilatations sont limités : comme le montre le tableau 5.4, les caractéristiques du palier ne sont que peu modifiées sauf pour l'excentricité et le débit axial qui connaissent une légère augmentation (moins de 5%). La figure 5.3a montre la légère augmentation que subit également l'épaisseur du film (5,3%), qui passe de 3,25 à 3,42 μm . Une diminution de la température maximale (2,9 K) apparaît avec la prise en compte des dilatations comme le montre la figure 5.3 qui présente l'évolution axiale de la température à la coordonnée angulaire de température maximale. Il faut noter que la température moyenne d'arbre est également diminuée de plus de 4 K.

Modèle complet

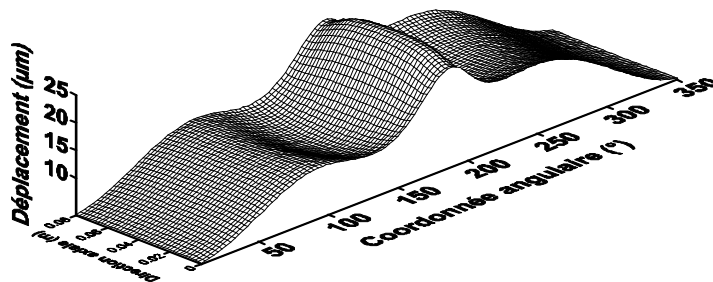
Avant de débiter l'analyse du modèle complet (TEHD), il nous faut récapituler l'influence de chaque paramètre individuellement pour mieux comprendre comment ils peuvent agir collectivement. Tout d'abord, les effets thermiques ont une forte influence sur l'épaisseur minimale du film alors que les déformations mécaniques diminuent la pression maximale d'environ 50%. Les dilatations thermiques des éléments du palier n'ont que très peu d'influence (les écarts n'excèdent pas 5%) sur le fonctionnement du palier.



a) dû au champ de pression



b) dû au champ de température



c) total

FIG. 5.5 – Déplacement radial de la face interne du coussinet pour le modèle complet (TEHD)

Dans le tableau 5.4, on peut remarquer que le modèle TEHD donne une excentricité supérieure de $18,3 \mu\text{m}$ à celle donnée par le calcul THD. L'angle de calage est inférieur de $4,4^\circ$, le débit axial augmente de plus de 9% alors que la puissance dissipée décroît de 9,5% et la température maximale de $1,8 \text{ K}$. La température moyenne de l'arbre est quant à elle réduite de presque 4 K . Le paramètre qui est le plus modifié est la pression maximale qui, comme le présente la figure 5.2, diminue de 43%. L'épaisseur minimale du film est elle aussi affectée tant au niveau de la forme du film, comme on le constate sur la figure 5.4 qui fait clairement apparaître l'influence des déformations sur le film fluide, que de la valeur qui est augmentée de 37,8%.

La figure 5.5 présente une vue tridimensionnelle des déplacements de la face interne du coussinet, élastiques (fig. 5.5a), thermiques (fig. 5.5b) ainsi que leur somme (fig. 5.5c), obtenus dans le cas d'une simulation TEHD. Le déplacement maximal n'est pas situé aux mêmes endroits pour les déformations thermiques et les déformations élastiques. Il se situe à la coordonnée angulaire 189° et dans le plan médian, pour les déformations dues au champ de pression, alors qu'il est situé sur les deux extrémités du palier et à la coordonnée angulaire 252° pour les déformations thermiques.

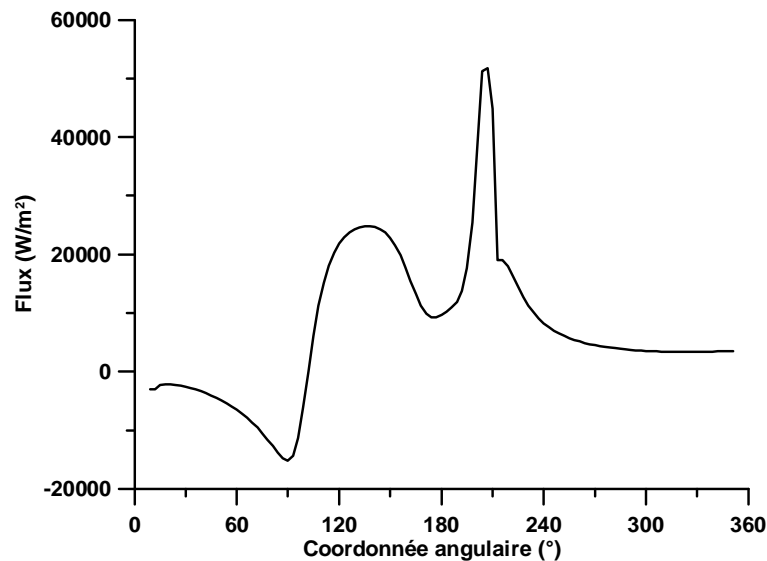


FIG. 5.6 – Flux thermique dans le plan médian du palier pour le modèle complet (TEHD)

Il faut noter que, comme le montre la figure 5.3b, le déplacement n'est pas maximal à l'endroit où la température est maximale, le maximum de température se situant à une coordonnée angulaire de 204° . La figure 5.6, qui présente le flux thermique à l'interface film/coussinet, permet d'expliquer le fait que les déplacements d'origine thermique forment

deux pics autour de la zone de température maximale : les flux thermiques sont très importants dans ces deux zones (120 et 210° environ) alors qu'ils sont plus faibles au niveau de la température maximale. Par ailleurs, comme l'avait montré Boncompain [Bon84], on peut distinguer deux zones : une zone de flux négatifs où c'est le solide qui réchauffe le fluide dans la zone d'entrée, et une zone de flux positif où c'est le fluide qui réchauffe le coussinet, dû au fort cisaillement du fluide dans cette zone critique.

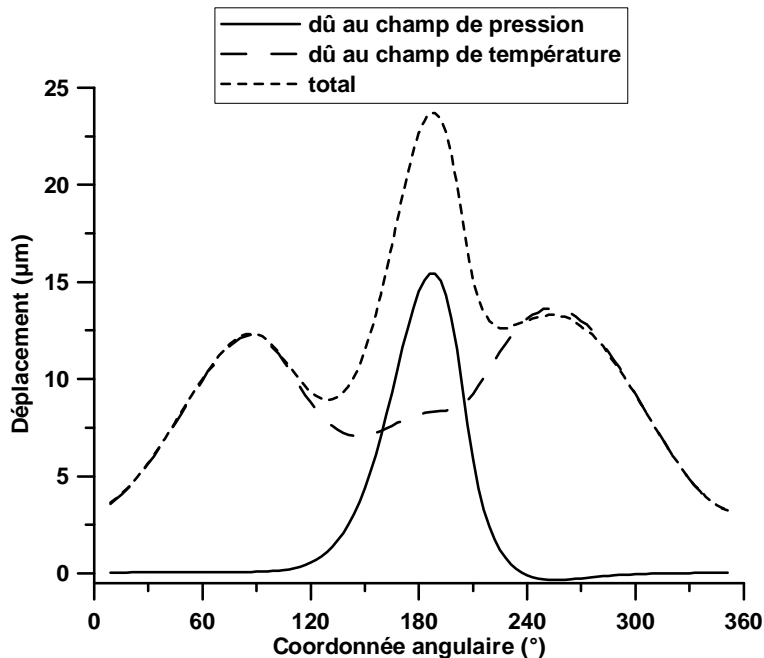


FIG. 5.7 – Déplacement radial de la face interne du coussinet dans le plan médian du palier pour le modèle complet (TEHD)

Comme le montre la figure 5.7, pour les déplacements dus au champ de pression, le déplacement maximal atteint $15,4 \mu\text{m}$ tandis que la variation axiale du déplacement donné par la figure 5.8 ne dépasse pas $4,4 \mu\text{m}$. En ce qui concerne les déplacements dus au champ de température, le déplacement maximal est de $16,4 \mu\text{m}$ et la variation axiale est de $3,3 \mu\text{m}$. Le déplacement total, d'une amplitude de $23,7 \mu\text{m}$, est situé à la coordonnée angulaire où le déplacement dû au champ de pression est maximal. Sa variation axiale est faible du fait que les déplacements d'origine thermique présentent une certaine "convexité", ce qui conduit à annuler la concavité des déformations d'origine mécanique. L'épaisseur du film ainsi qu'un "zoom" de celle-ci dans la zone d'épaisseur minimale sont présentés sur la figure 5.9. Encore une fois, la façon dont les déformations modifient la géométrie du film dans cette zone est facilement visible.

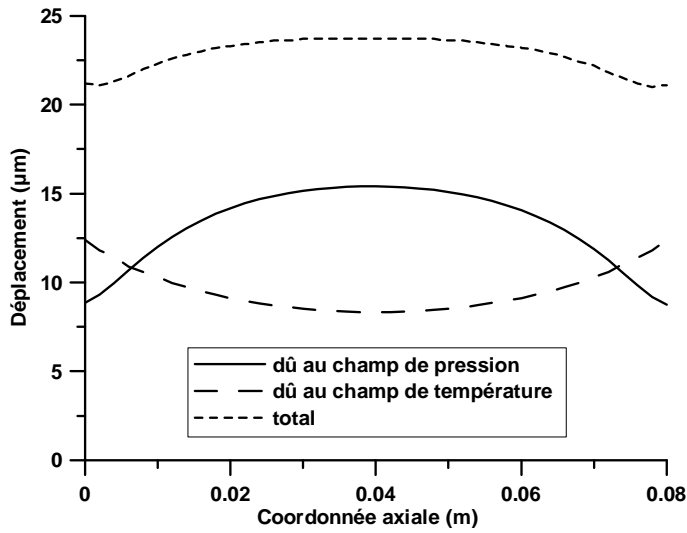


FIG. 5.8 – Déplacement radial de la face interne du coussinet à la coordonnée angulaire de déplacement élastique maximal ($\theta = 189^\circ$), pour le modèle complet (TEHD)

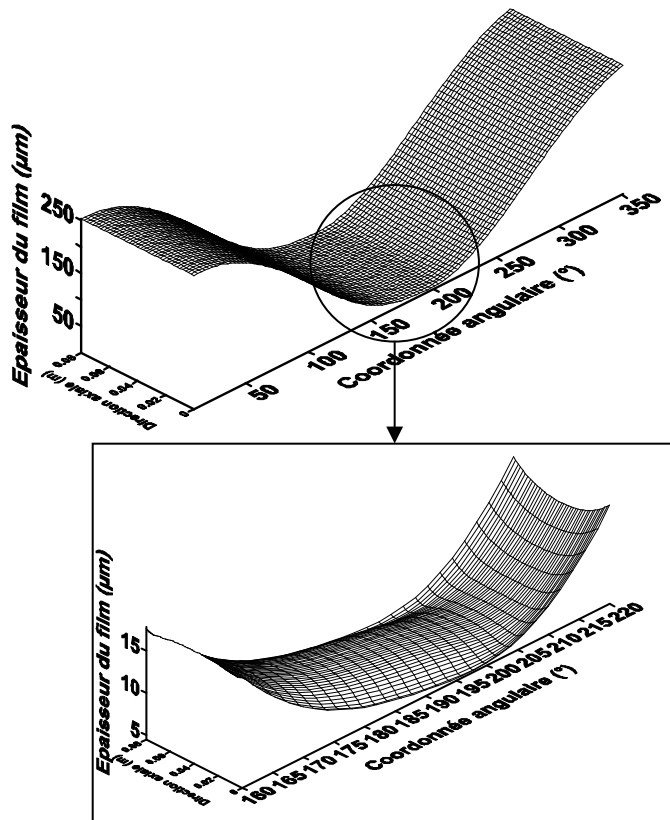


FIG. 5.9 – Épaisseur du film pour le modèle complet (TEHD)

La figure 5.10 présente une vue du champ de pression obtenu par une simulation avec le modèle TEHD. Il est clair que les déplacements observés sont directement liés au champ de pression, le déplacement maximal et la pression maximale étant situés dans la même zone lorsque l'on compare les figures 5.5 et 5.10.

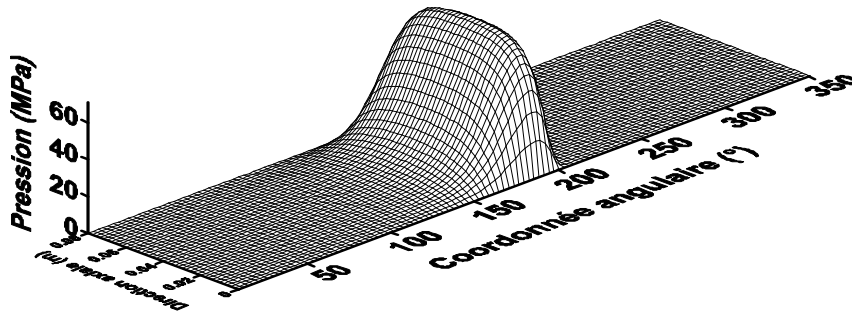


FIG. 5.10 – Champ de pression pour le modèle complet (TEHD)

L'influence des déplacements est aussi visible sur la figure 5.11 qui donne une représentation du champ de température pour un calcul avec le modèle complet. Les déplacements engendrent une diminution de température dans la zone de température maximale. Les températures élevées sont situées sur les deux extrémités du palier, où l'épaisseur du film est minimale en raison des déformations élastiques.

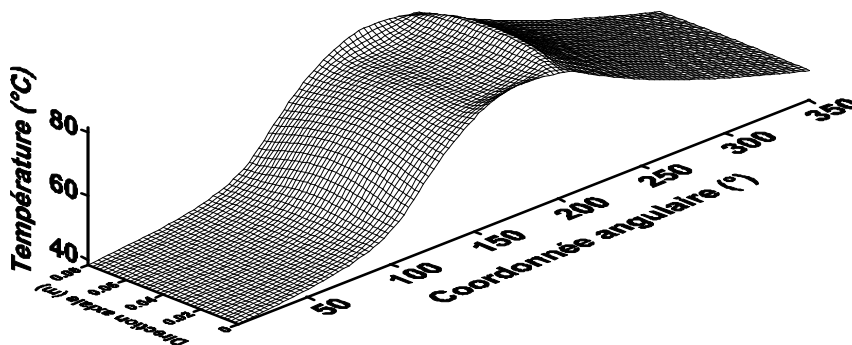


FIG. 5.11 – Champ de température pour le modèle complet (TEHD)

Nous avons vu jusqu'à présent pour le cas très chargé que ce sont les déplacements dus au champ de pression qui sont les plus marquants. En effet, le palier étant très chargé, ce sont l'épaisseur minimale du film et la pression maximale qui sont les paramètres critiques. La pression maximale étant très élevée, ce sont les déplacements élastiques qui sont prépondérants. Nous allons discuter dans le prochain paragraphe le cas du même palier fonctionnant cette fois à vitesse élevée. Dans ce cas, la température devient le paramètre critique et les déformations thermiques deviennent plus importantes.

5.2 Palier fonctionnant à vitesse élevée

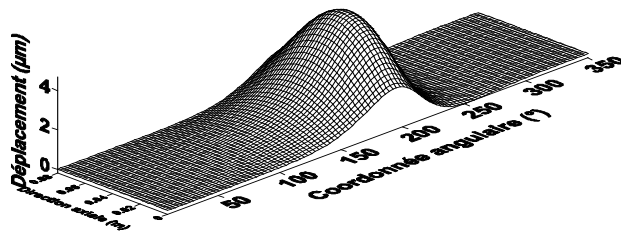
Afin de mieux connaître l'influence des déformations thermiques sur les performances du palier, nous nous proposons dans ce paragraphe d'étudier un palier fonctionnant à une vitesse de rotation élevée de 9000 tr/min, pour une charge radiale de 50 kN. Ainsi, le paramètre critique devient la température maximale, et non plus la pression maximale. Nous devrions donc pouvoir analyser plus facilement l'influence des déformations thermiques sur le comportement du palier.

Nous allons pour ce faire comparer les résultats de deux simulations numériques donnés dans le tableau 5.5 : l'une, THD et l'autre, TEHD prenant en compte les déformations élastiques et thermiques. Le palier étudié est celui de notre banc d'essais (ses caractéristiques sont données dans le tableau 5.1), la température et la pression d'alimentation sont respectivement de 37°C et 0,08 MPa.

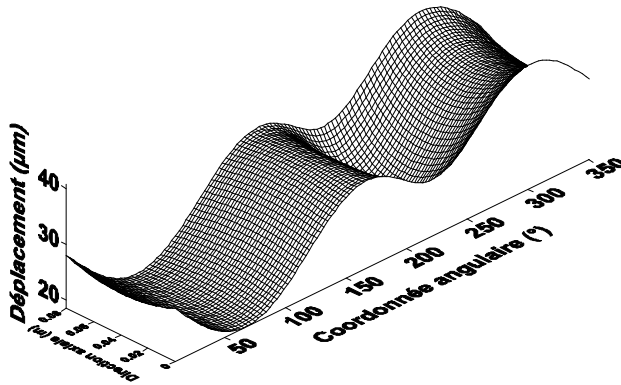
	THD	TEHD
Jeu radial moyen en fonctionnement (μm)	117,5	133,4
Excentricité (μm)	98,5	124,0
Excentricité relative	0,838	0,929
Angle de calage ($^{\circ}$)	39,2	29,4
Débit axial ($10^{-4} \cdot m^3 \cdot s^{-1}$)	3,39	4,29
Puissance dissipée (W)	8381	8057
Pression maximale (MPa)	19,8	22,0
Épaisseur minimale du film (μm)	19,0	17,5
Température maximale ($^{\circ}C$)	115,5	114,9
Température moyenne d'arbre ($^{\circ}C$)	69,6	67,6

TAB. 5.5 – Résultats des calculs THD et TEHD

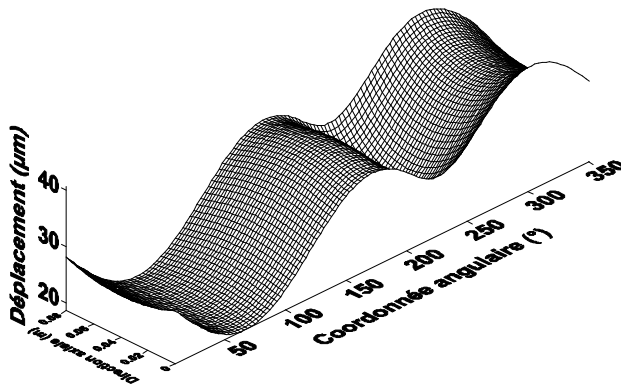
La difficulté de déterminer le jeu radial en fonctionnement nous a conduit à une estimation de sa valeur qui est calculée à partir de températures moyennes. Il s'agit en fait d'un jeu réactualisé en fonction de la dilatation différentielle des éléments du palier. La dilatation de l'arbre est calculée à partir d'une température moyenne à sa surface et celle du coussinet à partir d'une température moyenne calculée dans tout le volume. Ceci conduit à légèrement sous estimer la dilatation du coussinet, sa température à l'extérieur étant proche de la température ambiante. La dilatation différentielle est ensuite ajoutée au jeu radial initial.



a) dû au champ de pression



b) dû au champ de température



c) total

FIG. 5.12 – Déplacement radial de la face interne du coussinet pour le modèle complet (TEHD)

Le comportement d'un palier fonctionnant à une vitesse élevée est différent de celui d'un palier fortement chargé, surtout par rapport aux paramètres critiques tels que la pression maximale ou encore l'épaisseur minimale du film.

L'influence des déformations sur l'excentricité, le débit, la puissance dissipée et les températures d'arbre et maximale, est la même que pour un palier fortement chargé, mais plus prononcée. A cause des déplacements dus au champ de température, la géométrie du palier est largement modifiée : l'excentricité augmente de plus de $25 \mu m$, l'angle de calage est inférieur de presque 10° . Par conséquent, le débit axial augmente de plus de 25% et la température moyenne d'arbre diminue de $2 K$.

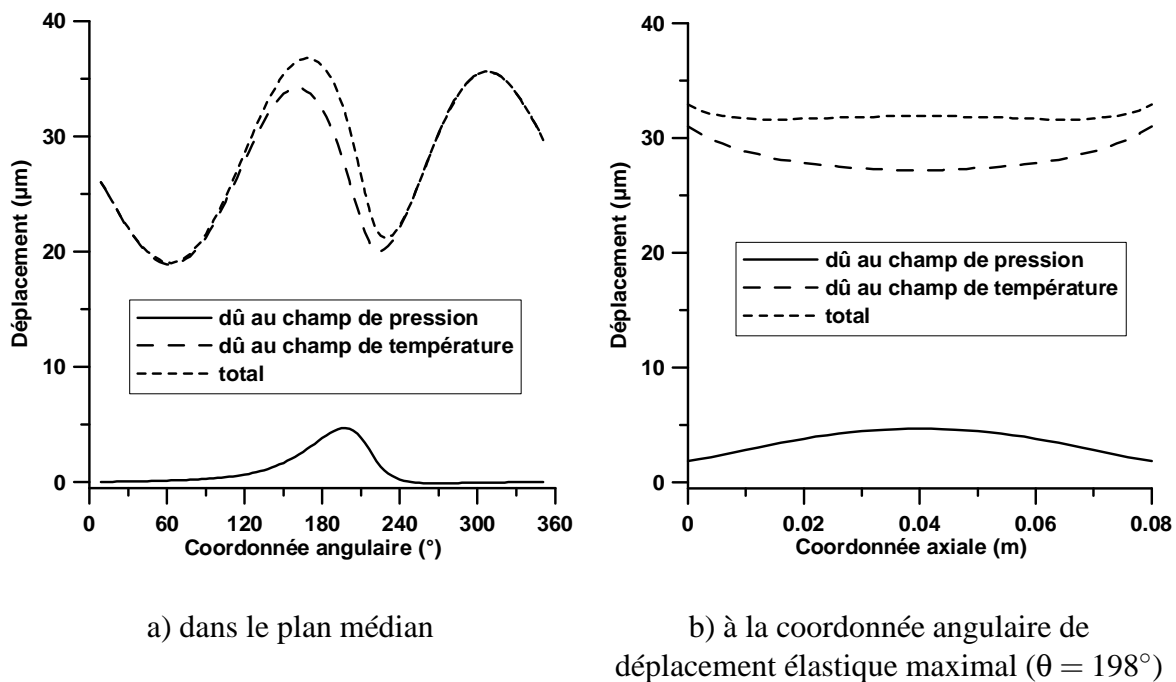


FIG. 5.13 – Déplacement radial de la face interne du coussinet pour le modèle complet (TEHD)

Comme le confirme la figure 5.12, ce sont les déplacements dus au champ de température qui sont les plus importants. Alors que pour le palier fortement chargé, les déplacements engendrés par le champ de pression représentaient environ 50% du déplacement total, ils ne représentent ici qu'environ 13%. Le déplacement maximal est de $4,7 \mu m$ pour celui engendré par le champ de pression et de $35,6 \mu m$ pour celui dû au champ de température (fig. 5.13a).

L'amplitude du déplacement total, égal à $36,8 \mu\text{m}$, est supérieure de 55% à celle du déplacement total obtenu pour le palier très chargé. La variation axiale, présentée sur la figure 5.13b, est quasiment nulle car les déplacements élastiques sont très faibles. Les déplacements thermiques font apparaître deux pics qui correspondent là encore aux zones où les gradients de température sont importants.

Contrairement à ce que nous avons observé jusque là, la prise en compte des déformations entraîne une diminution de l'épaisseur minimale du film. La figure 5.14 présente l'épaisseur du film dans le plan médian du palier : la variation circonférentielle est plus brutale dans le cas TEHD et, alors que l'épaisseur minimale diminue de $1,5 \mu\text{m}$, l'épaisseur maximale augmente de presque $50 \mu\text{m}$ dû à une importante dilatation thermique du coussinet.

Le jeu radial moyen étant augmenté d'environ $16 \mu\text{m}$, l'excentricité relative au jeu radial moyen en fonctionnement n'est que peu augmentée lorsque les déformations sont prises en compte.

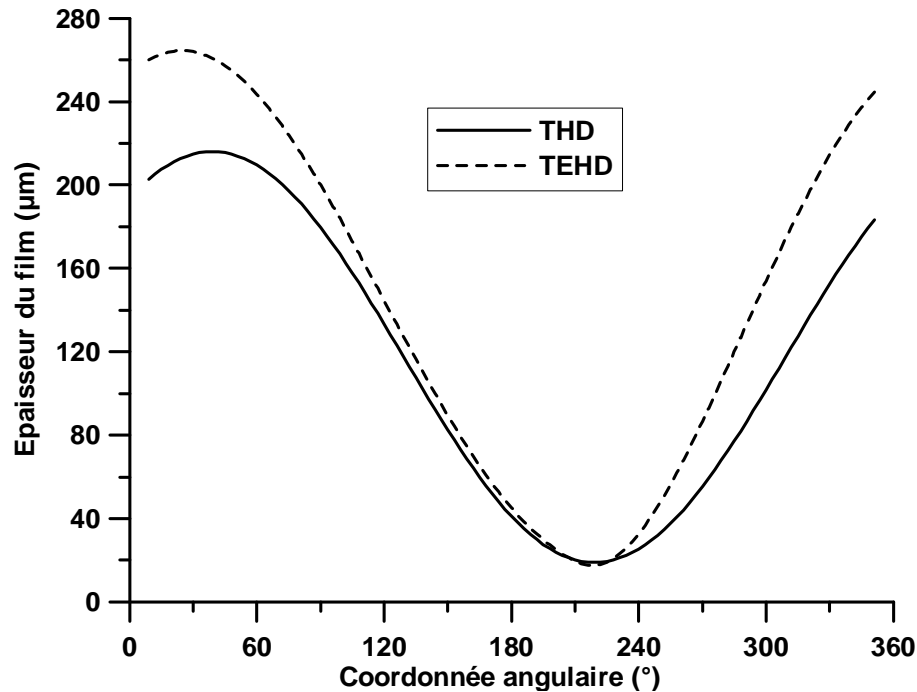


FIG. 5.14 – Épaisseur du film, pour divers calculs

Le champ de température, présenté sur la figure 5.15, n'est que peu modifié par les déplacements, mais on peut toutefois noter que, comme dans le cas du palier très chargé, les déplacements engendrent une diminution de température dans la zone de température maximale.

Le palier fonctionnant à haute vitesse est donc sensible à la prise en compte des déformations, surtout les déformations thermiques. Un autre type de fonctionnement sévère, différent des deux précédents existe également : c'est le fort mésalignement. Ce sera donc l'objet du paragraphe suivant, dans lequel le palier sera fortement mésaligné.

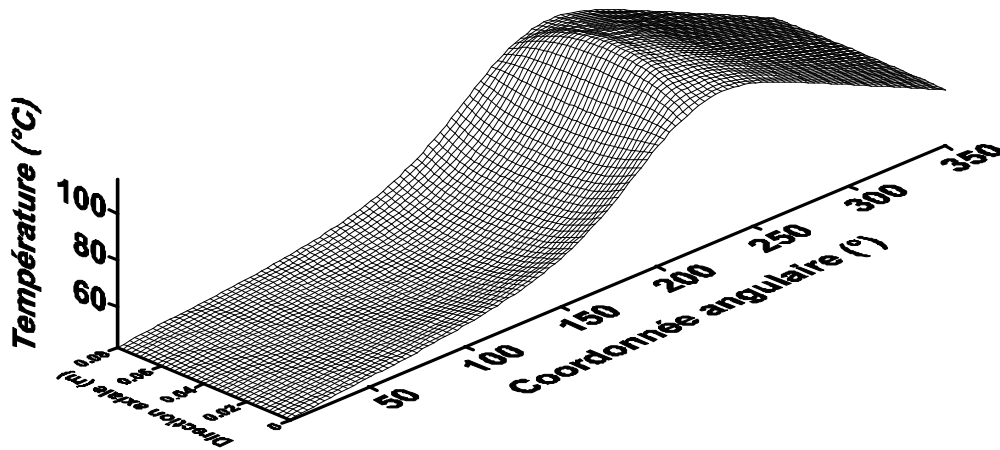


FIG. 5.15 – Champ de température pour le modèle complet (TEHD)

5.3 Palier soumis à un fort mésalignement

Pour ce cas de mésalignement, la vitesse de rotation est de 3000 tr/min et la charge radiale de 50 kN. La température d'alimentation est fixée à 50 °C et le couple de mésalignement à 300 N.m. La direction du couple de mésalignement est perpendiculaire à la direction de la charge ($\Psi = 90^\circ$). Les autres caractéristiques géométriques et de fonctionnement sont inchangées.

Les résultats de cette étude sont donnés dans le tableau 5.6. L'excentricité et l'angle de calage qui y sont reportés sont donnés dans le plan médian du palier.

Les calculs effectués avec le modèle THD sous estiment fortement l'épaisseur minimale du film (−23%) et l'amplitude de mésalignement (−16%). Ils surestiment en revanche d'environ 2° l'angle de calage, de 4,5% la puissance dissipée et d'un peu plus de 2% le débit axial. La température maximale, la température moyenne d'arbre, l'excentricité ainsi que l'angle de mésalignement restent quasiment inchangés, les écarts n'excédant pas 1%.

	THD	TEHD
Excentricité (μm)	107,5	108,8
Angle de calage ($^{\circ}$)	25,2	23,1
Angle de mésalignement ($^{\circ}$)	133,0	132,8
Amplitude de mésalignement (μm)	30,4	36,4
Débit axial ($10^{-4}.m^3.s^{-1}$)	1,35	1,32
Puissance dissipée (W)	1541	1475
Pression maximale (MPa)	36,6	30,9
Épaisseur minimale du film (μm)	4,38	5,68
Température maximale ($^{\circ}C$)	80,0	80,6
Température moyenne d'arbre ($^{\circ}C$)	67,5	67,6

TAB. 5.6 – Résultats des calculs THD et TEHD pour un palier sévèrement mésaligné

La pression maximale donnée par le calcul TEHD est inférieure de 18% à celle obtenue par le calcul THD. La figure 5.16 donne une vue du champ de pression : le couple de mésalignement appliqué engendre un déplacement axial de la pression maximale qui tend à s'approcher de l'une des extrémités du palier.

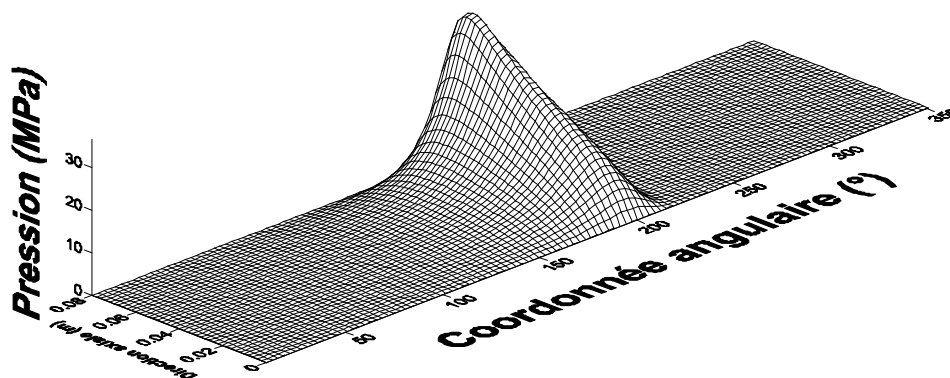


FIG. 5.16 – Champ de pression pour le palier mésaligné ($M = 300N.m$, $\Psi = 90^{\circ}$)

Ceci peut également s'observer sur la figure 5.17 où la pression maximale donnée par la simulation TEHD est visiblement inférieure à celle donnée par la simulation THD, lorsque l'on se situe dans le plan médian du palier.

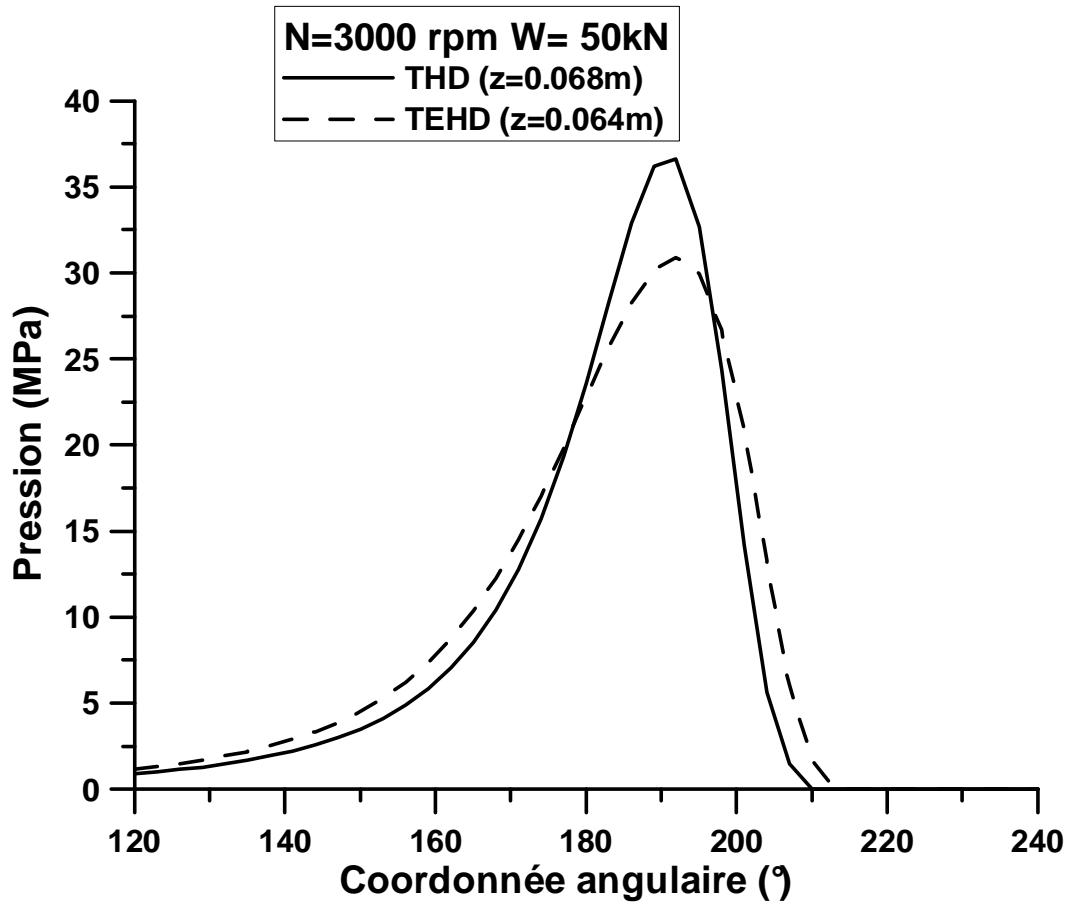


FIG. 5.17 – Répartition circconférentielle de pression à la coordonnée axiale de pression maximale, pour le palier mésaligné ($M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)

La figure 5.18 montre également cette baisse de la pression maximale et on peut noter que le déplacement axial du maximum de pression est moindre dans le cas TEHD que dans le cas THD.

La figure 5.19 présente la variation axiale de l'épaisseur du film à la coordonnée angulaire où elle est minimale : comme dans le cas aligné, l'épaisseur du film augmente grâce aux déformations, mais cette fois sur toute la largeur du coussinet.

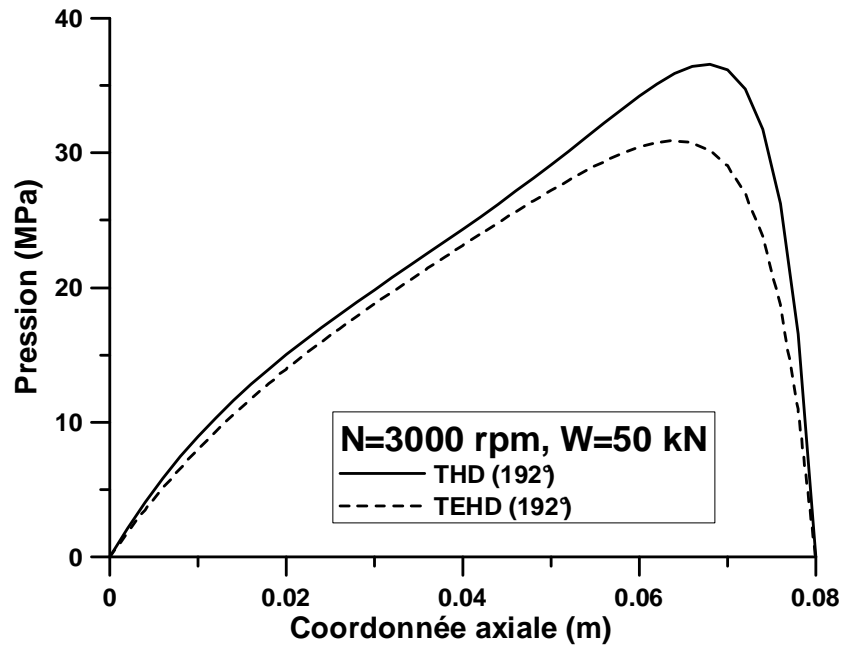


FIG. 5.18 – Répartition axiale de pression à la coordonnée angulaire de pression maximale, pour le palier mésaligné ($M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)

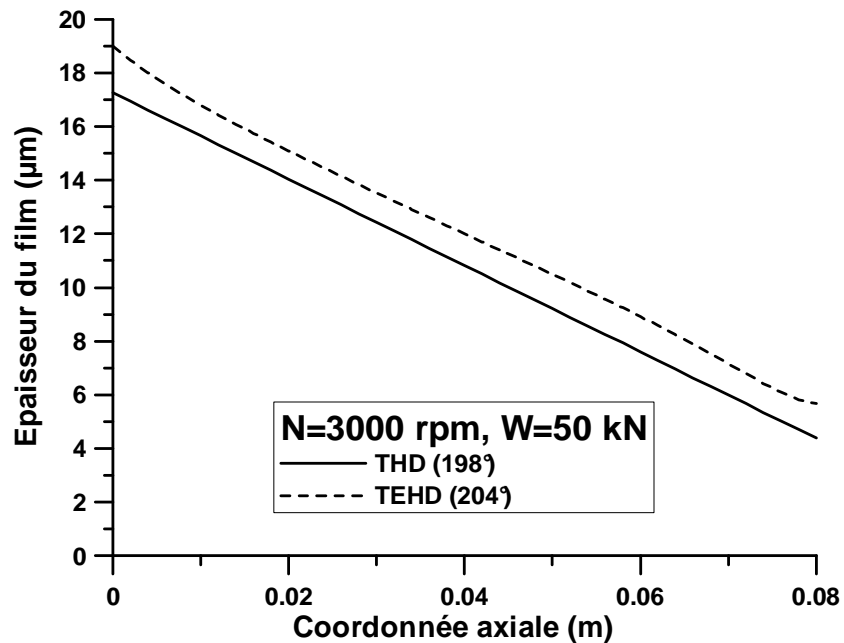


FIG. 5.19 – Variation axiale de l'épaisseur du film à la coordonnée angulaire d'épaisseur minimale, pour le palier mésaligné ($M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)

La figure 5.20 présente les déformations dues aux champs de pression et de température ainsi que les déformations totales.

Les déplacements dus au champ de pression, visibles également sur la figure 5.21, font apparaître un pic à l'endroit où la pression est maximale. Les déplacements dus au champ de température sont maximaux aux extrémités du palier (fig. 5.22) où la température est la plus élevée en raison de l'épaisseur du film qui est à son minimum.

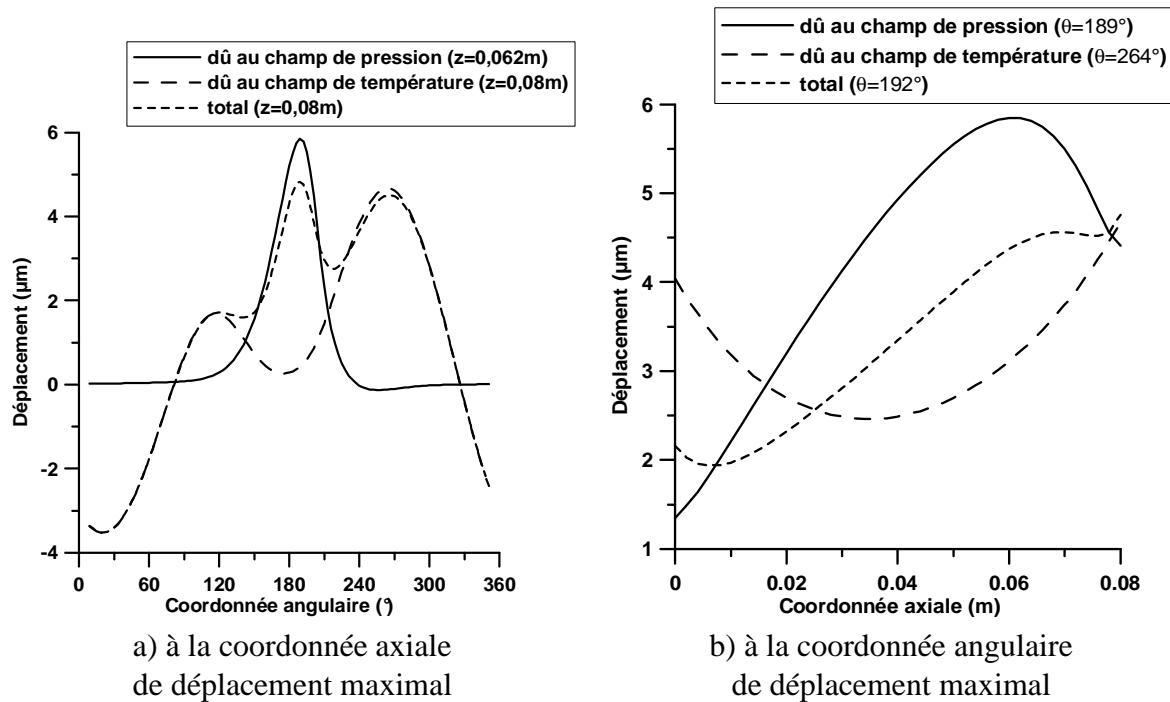
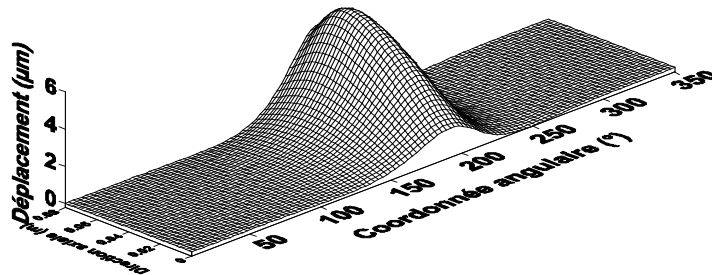
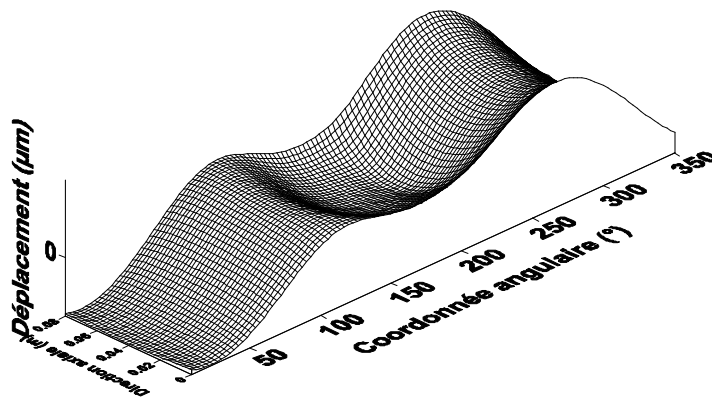


FIG. 5.20 – Déplacement radial de la face interne du coussinet pour le palier mésaligné (TEHD, $M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)

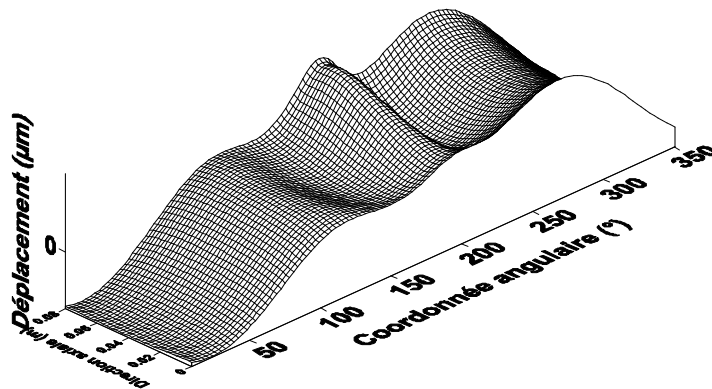
Lorsque le mésalignement est moins sévère, les déformations du palier ont moins d'influence sur ses caractéristiques de fonctionnement : l'excentricité de l'arbre, le degré de mésalignement ainsi que la pression maximale sont peu modifiés alors que les autres paramètres restent quasiment constants. Cette observation, que nous avons déjà faite à la fin du chapitre trois, confirme que le modèle THD est suffisant pour analyser les performances du palier lorsqu'il n'est soumis qu'à un mésalignement moyen. La majeure partie des différences que l'on peut observer est due à l'augmentation du jeu radial au cours du fonctionnement induite par la dilatation différentielle de l'arbre par rapport au coussinet.



a) dû au champ de pression



b) dû au champ de température



c) total

FIG. 5.21 – Déplacement radial de la face interne du coussinet pour le palier mésaligné (TEHD, $M = 300\text{N.m}$, $\Psi = 90^\circ$)

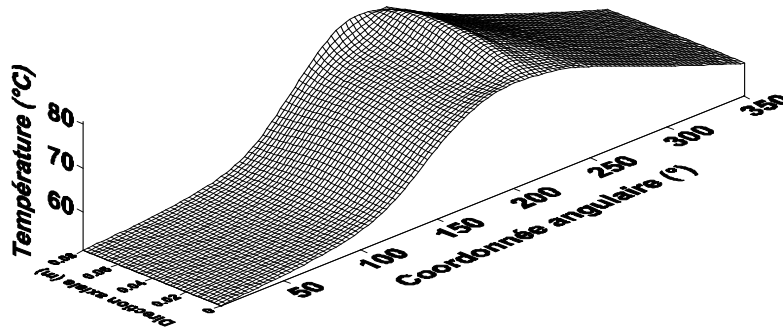


FIG. 5.22 – Champ de température pour le palier mésaligné ($M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)

Mais la pertinence de l'utilisation d'un modèle plutôt qu'un autre est difficile à cerner. C'est pourquoi, dans le prochain paragraphe, nous allons nous attacher à déterminer à partir de quelles conditions, suffisamment sévères, le calcul des caractéristiques de fonctionnement du palier nécessite l'emploi d'un modèle TEHD au lieu d'un modèle THD.

5.4 Pertinence du modèle TEHD

Le modèle dont nous allons discuter la pertinence dans ce paragraphe est un modèle TEHD qui tient compte non seulement des déformations mécaniques dues au champ de pression, de la dilatation différentielle des éléments du palier, mais aussi des déformations thermiques dues aux gradients de température. Nous allons tout d'abord nous intéresser à la charge puis à la vitesse à partir de laquelle il serait intéressant de prendre en compte les déformations thermiques et mécaniques. Pour ce faire, nous étudierons 8 cas de charge pour une vitesse de 3000 tr/min et une pression spécifique allant de 1,13 à 18,79 MPa, puis plusieurs vitesses allant de 15,7 m/s à 78,4 m/s pour une charge de 50 kN (Tab. 5.7). Les caractéristiques du palier étudié sont les mêmes que précédemment (Tab. 5.1).

Vitesse de rotation	<i>tr/min</i>	3000 - 15000
Charge radiale	<i>kN</i>	9 - 150
Température d'alimentation	<i>°C</i>	37
Pression d'alimentation	<i>MPa</i>	0,08

TAB. 5.7 – Caractéristiques du palier, du lubrifiant et conditions de fonctionnement

Charge

Pour déterminer à partir de quelle charge il est nécessaire de prendre en compte les déformations, nous étudions des pressions spécifiques qui vont d'une valeur usuelle (1,13 MPa) jusqu'à des valeurs critiques au-delà de la limite de fonctionnement normal qui se situe entre 4 et 7 MPa pour les coussinets réglés. Ces limites sont définies afin de fournir des marges de sécurité qui permettent de garantir un bon fonctionnement du palier. La discussion portera sur les paramètres qui caractérisent le fonctionnement du palier comme l'excentricité, l'angle de calage, le débit axial, la puissance dissipée, l'épaisseur minimale du film, la pression ou la température maximale.

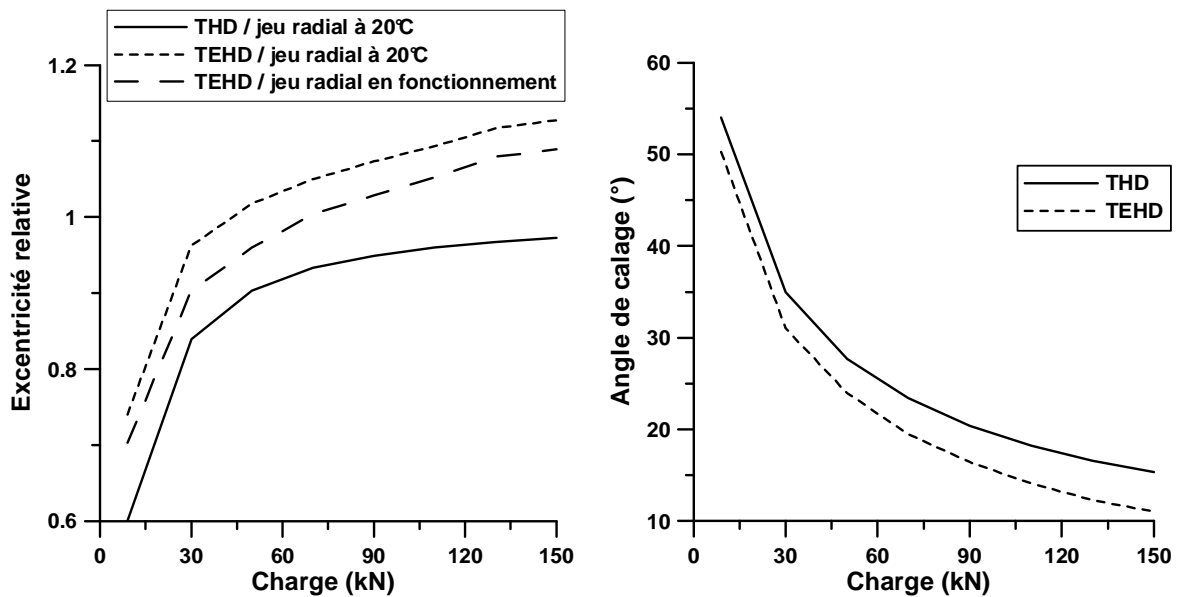


FIG. 5.23 – Excentricité et angle de calage en fonction de la charge appliquée, pour les calculs THD et TEHD

La figure 5.23 met en évidence le changement de comportement du palier au delà de 30 kN, correspondant à une pression spécifique de 7,52 MPa. Bien que le modèle THD prédise assez bien l'angle de calage jusqu'à cette valeur, il existe un décalage en ce qui concerne l'excentricité. Ceci est dû au fait que, les déformations étant prises en compte par le calcul TEHD, l'excentricité relative au jeu radial initial peut dépasser 1, ce qui n'est bien sûr pas possible avec le modèle THD. Il y a donc un décalage de plusieurs micromètres sur l'excentricité, qui s'accroît avec l'augmentation de la charge, les déformations devenant de plus en plus importantes avec l'augmentation de la pression maximale.

Ceci est encore accentué par le fait qu'à partir de 30 kN, le jeu radial en fonctionnement, présenté sur la figure 5.24, tend à décroître avec l'augmentation de la charge (il est de 125,3 μm à 30 kN et 121,6 μm à 150 kN). La figure 5.23 montre que, si l'excentricité prise relativement au jeu radial en fonctionnement permet de diminuer l'écart entre simulations THD et TEHD, la simulation TEHD donne toujours une excentricité relative supérieure à 1 pour les cas les plus chargés.

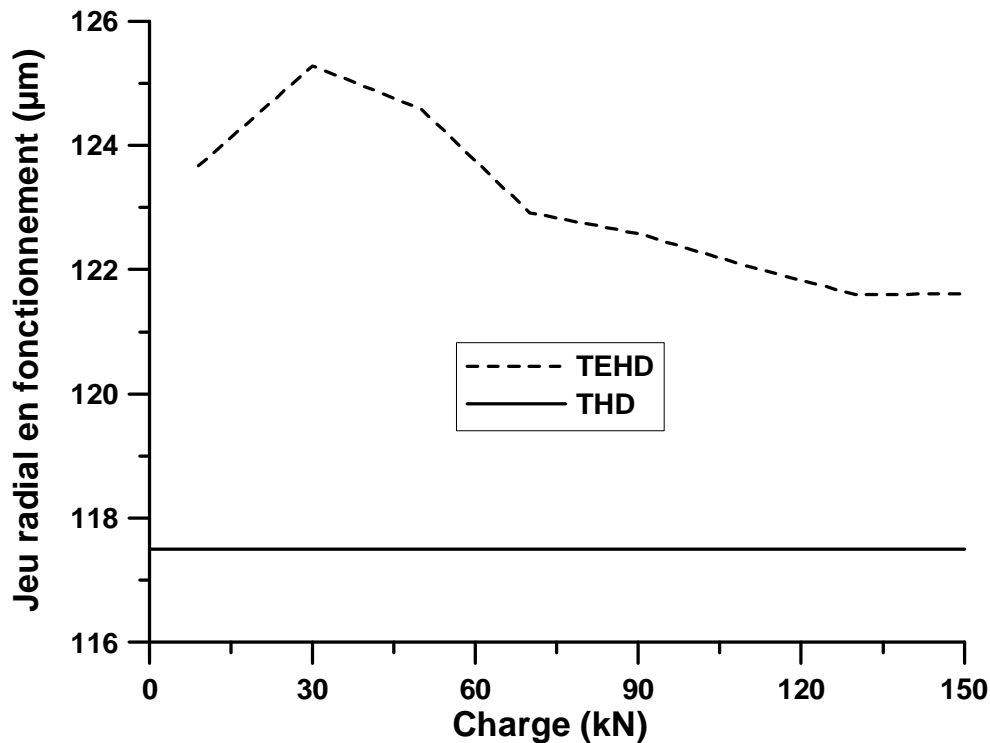


FIG. 5.24 – Jeu radial en fonctionnement pour différentes charges

La figure 5.25, qui fait apparaître les déformées dans le plan médian du palier, permet d'expliquer ce phénomène : en premier lieu, la légère dilatation du coussinet augmente le jeu en fonctionnement comme nous venons de le remarquer, et les déformations élastiques forment une sorte de "poche" dans laquelle l'arbre va se placer dans les cas très sévères, d'où une excentricité largement supérieure à 1 (1,09 pour le cas le plus chargé). Il est intéressant de noter également que dans ce cas précis, la température n'étant pas le paramètre critique, le jeu radial en fonctionnement ne subit qu'une légère augmentation et que c'est l'influence du champ de pression qui est la plus marquante, la déformée totale ayant une forme proche de celle de la déformée élastique, légèrement dilatée.

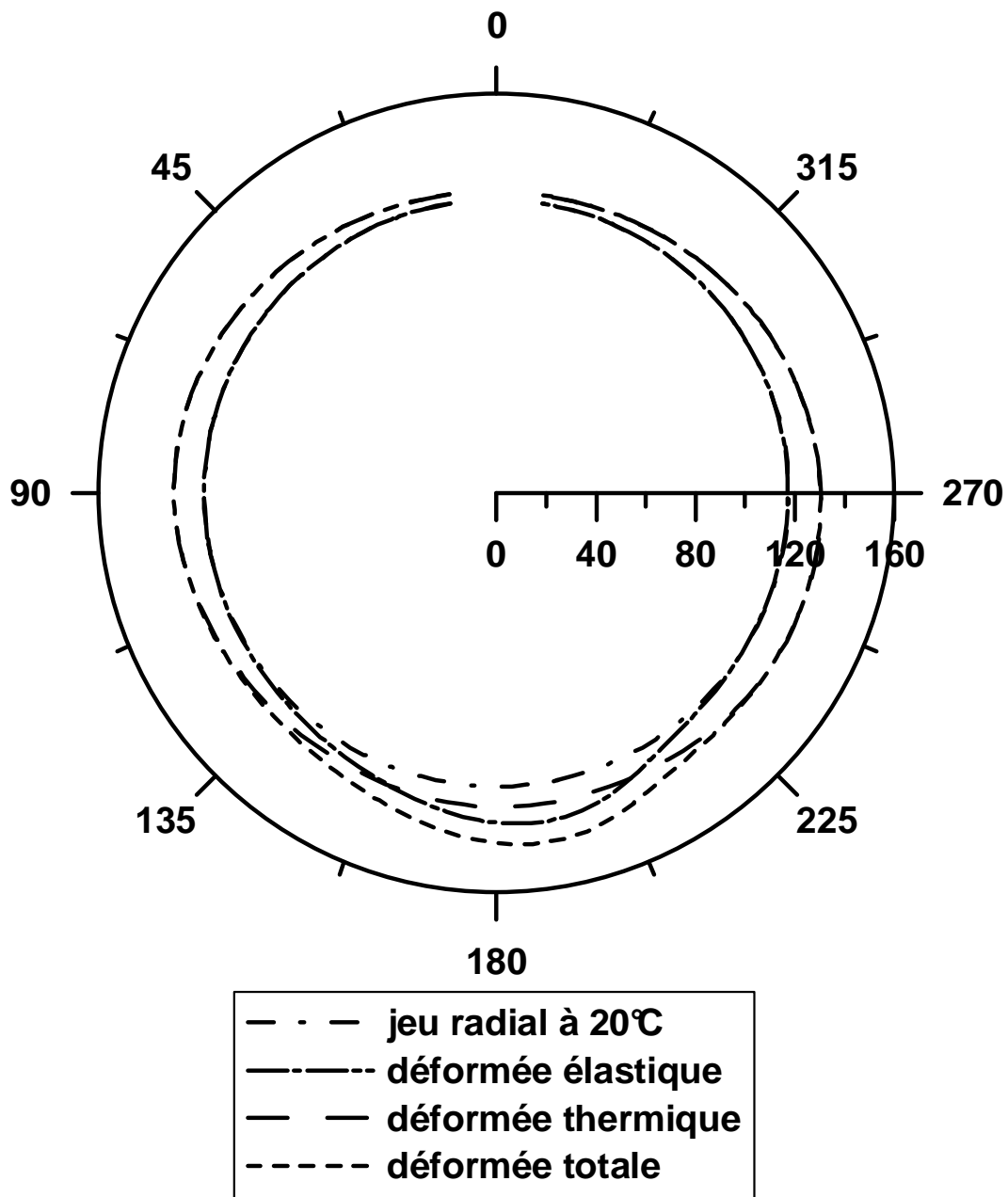


FIG. 5.25 – Déformée du coussinet dans le plan médian du palier pour le cas le plus chargé ($W = 150 \text{ kN}$, $N = 3000 \text{ tr/min}$)

La température moyenne d'arbre (fig. 5.26a) évolue de la même façon que l'excentricité relative : un décalage de 1,7 à 3,1 K existe entre les simulations THD et TEHD. Comme pour l'excentricité, ce décalage s'accroît avec l'augmentation de la charge à partir de 50 kN. Comme le montre la figure 5.26b, le calcul THD prédit correctement la température maximale jusqu'à une charge de 50 kN, à partir de laquelle il la surestime de 0,5 à 2,3 K.

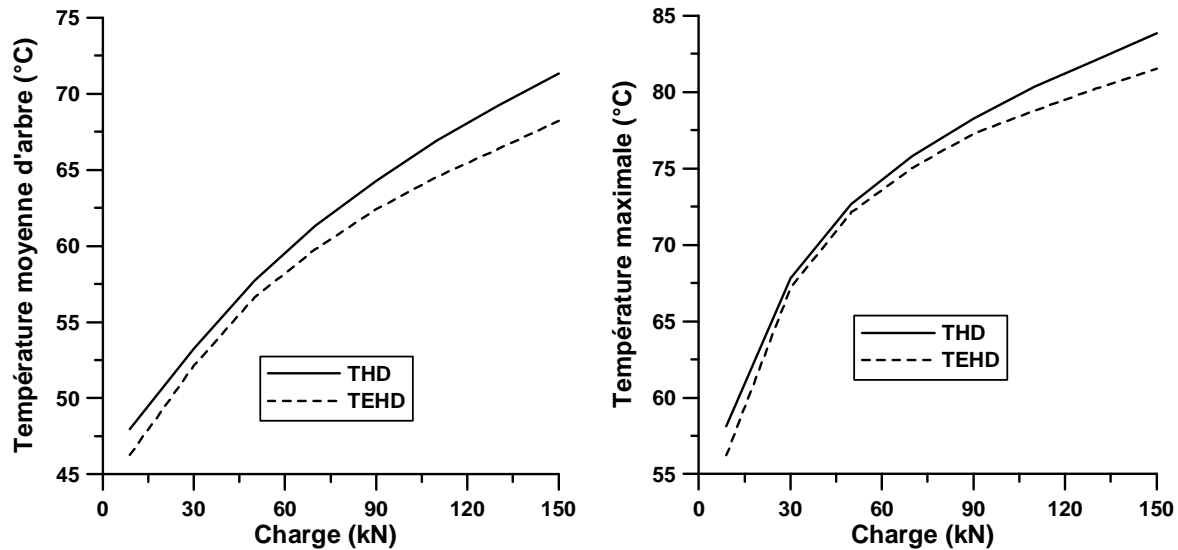


FIG. 5.26 – Températures d'arbre et maximale en fonction de la charge appliquée, pour les calculs THD et TEHD

Bien que les températures soient surestimées par le calcul THD lorsque la charge dépasse 50 kN, la puissance dissipée, présentée sur la figure 5.27, est également surestimée. Ceci est dû au fait que la modélisation THD ne prend pas en compte le jeu radial en fonctionnement, ce qui donne une épaisseur de film plus faible en moyenne et conduit à une puissance dissipée plus forte, malgré que la viscosité du lubrifiant soit légèrement plus faible. Comme précédemment, l'écart entre les deux simulations augmente avec la charge. Le calcul TEHD donne une puissance dissipée inférieure de 3 à 9% dès que la charge devient supérieure à 30 kN.

La figure 5.28 met en évidence le fait que les déformations ne jouent pas un rôle important avant 50 kN, les calculs THD et TEHD donnant quasiment la même pression maximale. Au delà de cette valeur, comme nous l'avons déjà vu dans le chapitre précédent, la pression maximale est largement surestimée par le calcul THD, de plus de 40% pour la charge la plus élevée.

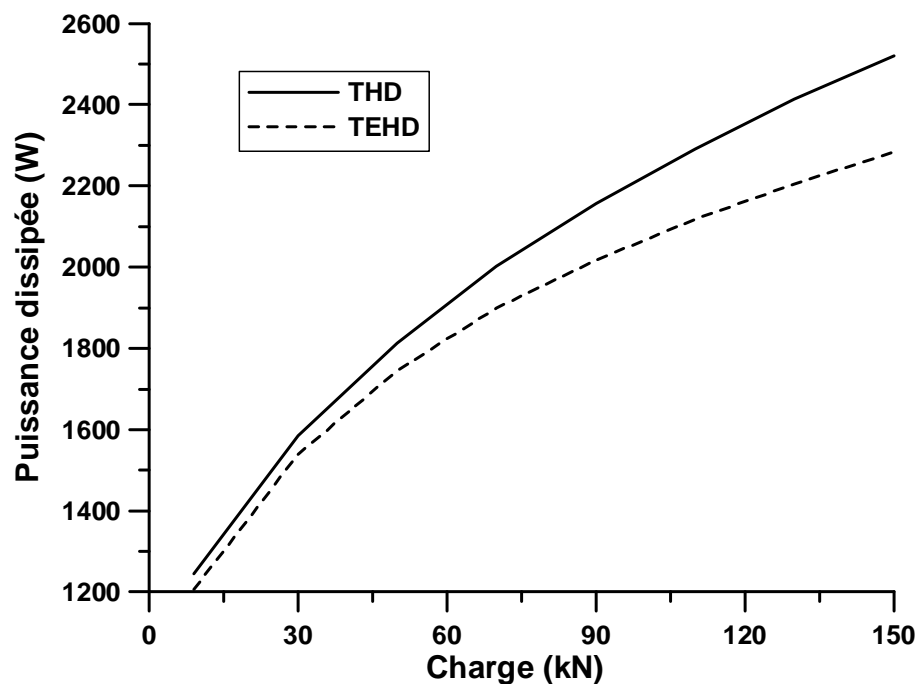


FIG. 5.27 – Puissance dissipée en fonction de la charge appliquée, pour les calculs THD et TEHD

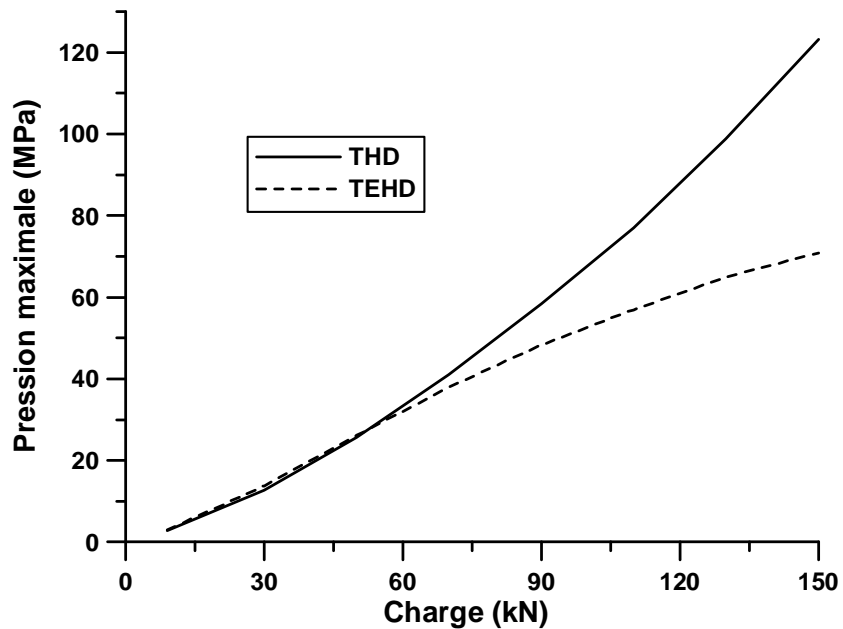


FIG. 5.28 – Pression maximale en fonction de la charge appliquée, pour les calculs THD et TEHD

De manière générale, l'épaisseur minimale du film est assez similaire pour les deux simulations. Cependant, il faut noter que, même si les épaisseur minimales semblent proches sur la figure 5.29, le calcul THD la sous-estime de près de 30% pour la charge la plus élevée. Encore une fois, le calcul THD surestime légèrement l'épaisseur minimale du film jusqu'à une charge de 50 kN, à partir de laquelle le calcul TEHD devient plus réaliste.

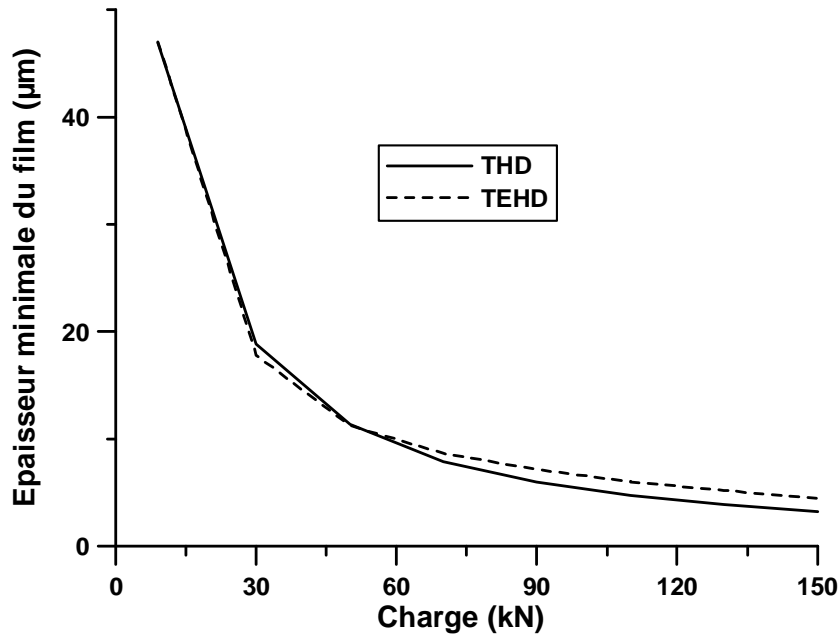


FIG. 5.29 – Épaisseur minimale du film en fonction de la charge appliquée, pour les calculs THD et TEHD

Nous pouvons donc conclure que la prise en compte des déformations ne joue un rôle important sur le comportement du palier qu'à partir d'une charge de 50 kN, qui représente une pression spécifique de 12,5 MPa. Il faut noter que dans ce cas d'étude, les conclusions que nous pouvons tirer sont principalement liées aux déformations mécaniques dues au champ de pression car seule la charge est élevée et par conséquent, les déformations élastiques sont prépondérantes. C'est pourquoi nous allons dans le prochain paragraphe nous intéresser à des cas de vitesses élevées.

Vitesse

Afin d'analyser l'influence de la vitesse sur la pertinence du calcul TEHD, nous avons choisi d'étudier le palier soumis à une charge de 50 kN (limite pertinente d'utilisation des déformations mécaniques) et fonctionnant à différentes vitesses de rotation allant de 15,7 à 78,4 m/s.

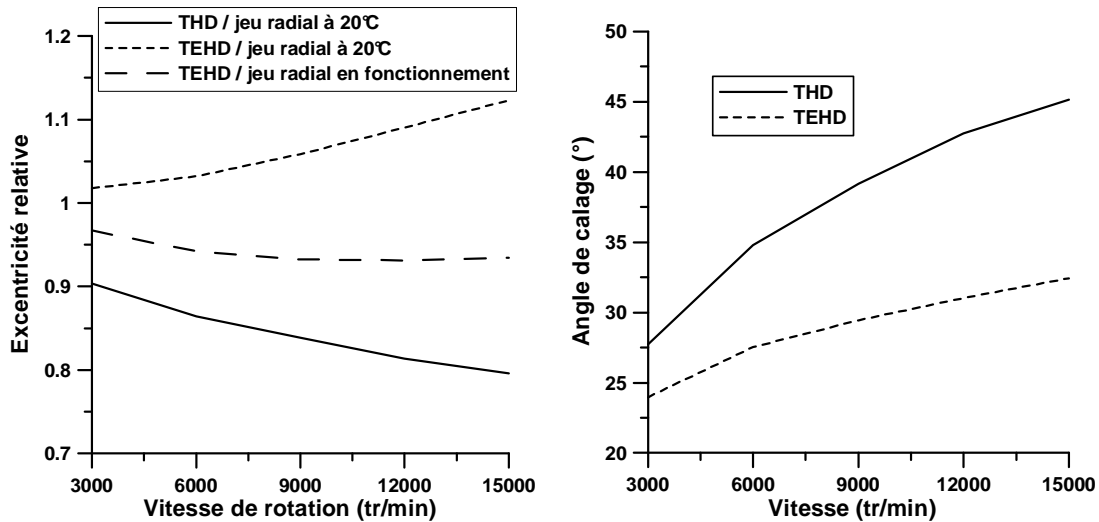


FIG. 5.30 – Excentricité et angle de calage en fonction de la vitesse de rotation, pour les calculs THD et TEHD

La figure 5.30 présente l'excentricité et l'angle de calage du palier pour des vitesses comprises entre 3000 et 15000 tr/min. Pour la vitesse la plus élevée, le nombre de Reynolds moyen n'atteint pas 800 : il est de 55 pour la plus faible vitesse et de 722 pour le cas à 15000 tr/min. Dans ces conditions, l'hypothèse de régime d'écoulement laminaire est encore vérifiée.

Comme précédemment, la simulation THD sous estime l'excentricité (de 12 à 40%) car elle ne tient pas compte des déformations qui permettent au calcul TEHD de donner une excentricité relative au jeu radial initial supérieure à 1. Plus la vitesse est élevée, plus le décalage entre les deux calculs est important. Cependant, la température étant cette fois le paramètre critique, la dilatation des éléments du palier est forte et l'augmentation du jeu radial en fonctionnement est très importante, comme le montre la figure 5.31.

Le jeu radial en fonctionnement à 15000 tr/min augmente de presque 25 μm . L'excentricité donnée par le calcul TEHD est donc supérieure de quelques micromètres à celle donnée par le calcul THD, mais l'excentricité relative au jeu radial en fonctionnement reste inférieure à

1 et devient quasiment constante à partir de 6000 tr/min. L'angle de calage (fig. 5.30 b) est également surestimé de 3 à 12° par le modèle THD.

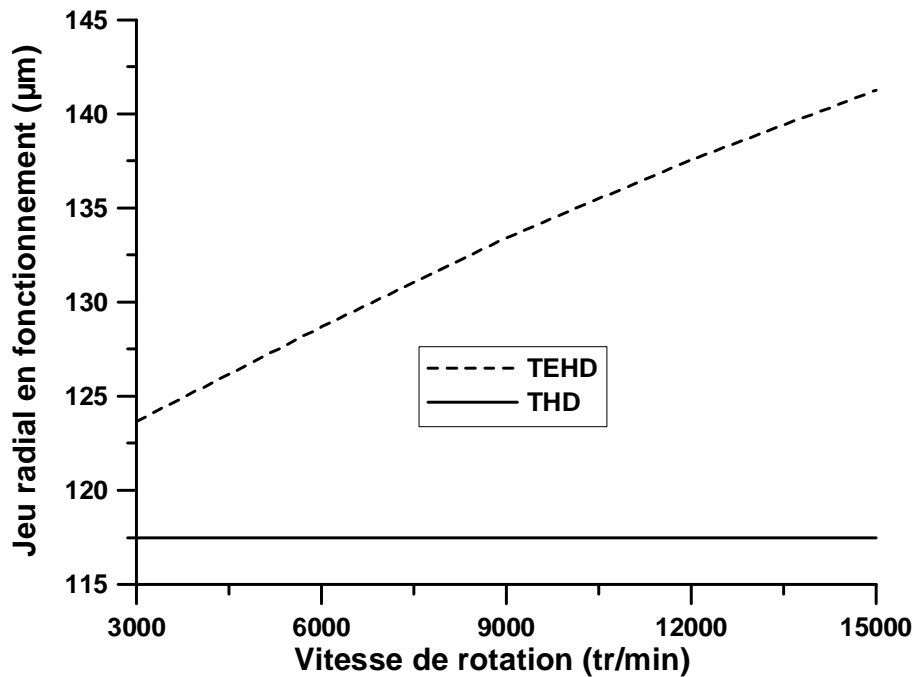


FIG. 5.31 – Jeu radial en fonctionnement pour différentes vitesses

La figure 5.32 présente une vue de la déformée pour le cas le plus extrême au niveau de la vitesse. Par rapport à la figure 5.25, on remarque ici que ce sont les dilatations différentielles des éléments du palier qui sont prédominantes et que les déformations dues au champ de pression n'ont que peu d'effet sur la déformée totale. Cette figure met en évidence, comme nous l'avions déjà constaté, la forte augmentation du jeu radial en fonctionnement.

Les températures données dans la figure 5.33 sont les températures moyennes d'arbre et maximale pour les deux simulations. La prise en compte des déformations n'influe quasiment pas sur la température maximale, sauf à partir de 8000 tr/min où elle diminue légèrement, mais elle modifie significativement la température moyenne d'arbre qui est réduite de 8,1 K pour la vitesse la plus élevée. La différence est de plus en plus importante dès lors que la vitesse est supérieure à 6000 tr/min. Ceci est principalement dû à l'augmentation du jeu radial en fonctionnement avec la vitesse de rotation.

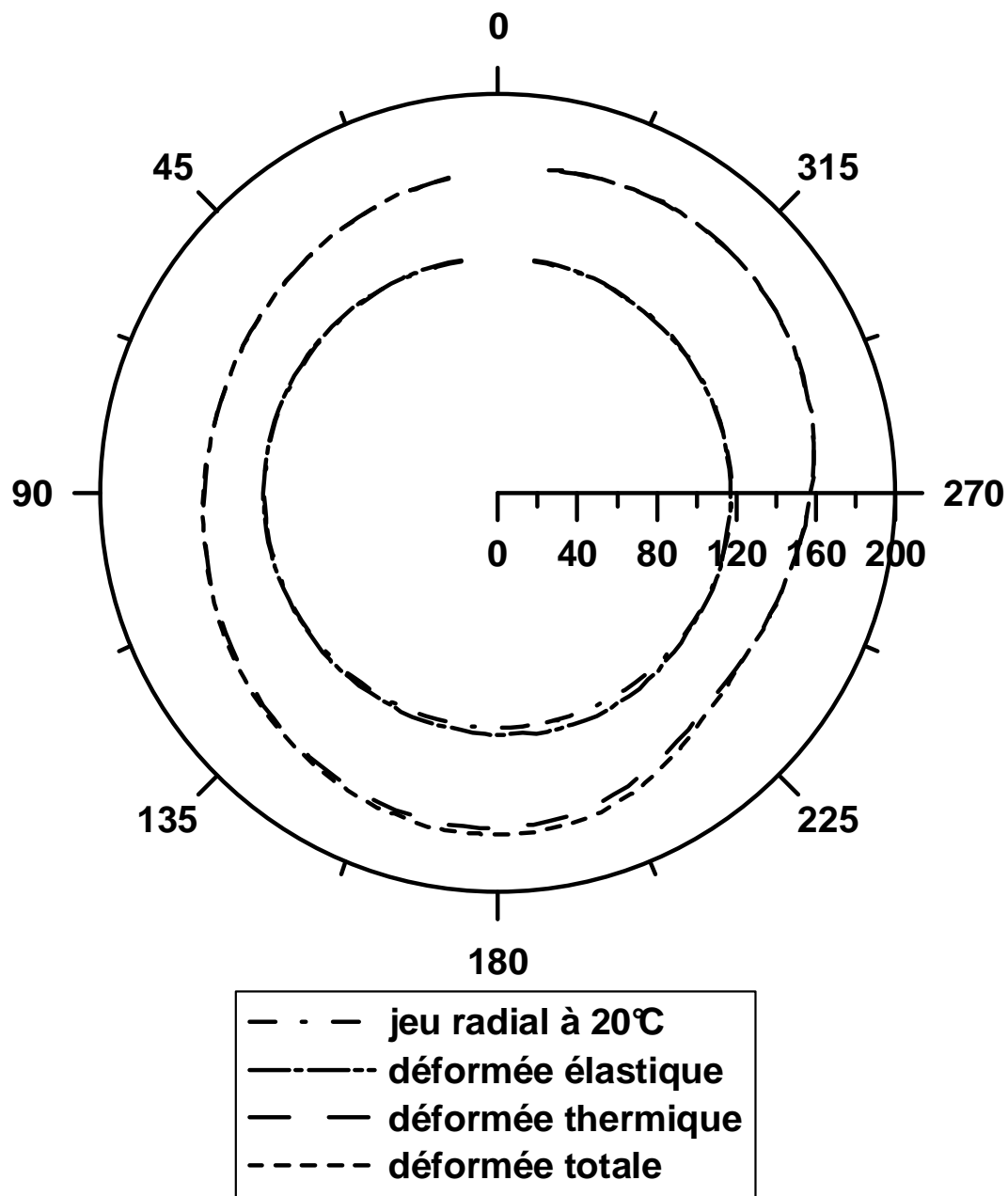


FIG. 5.32 – Déformée du coussinet dans le plan médian du palier pour le cas à 15000 tr/min ($W = 50 \text{ kN}$)

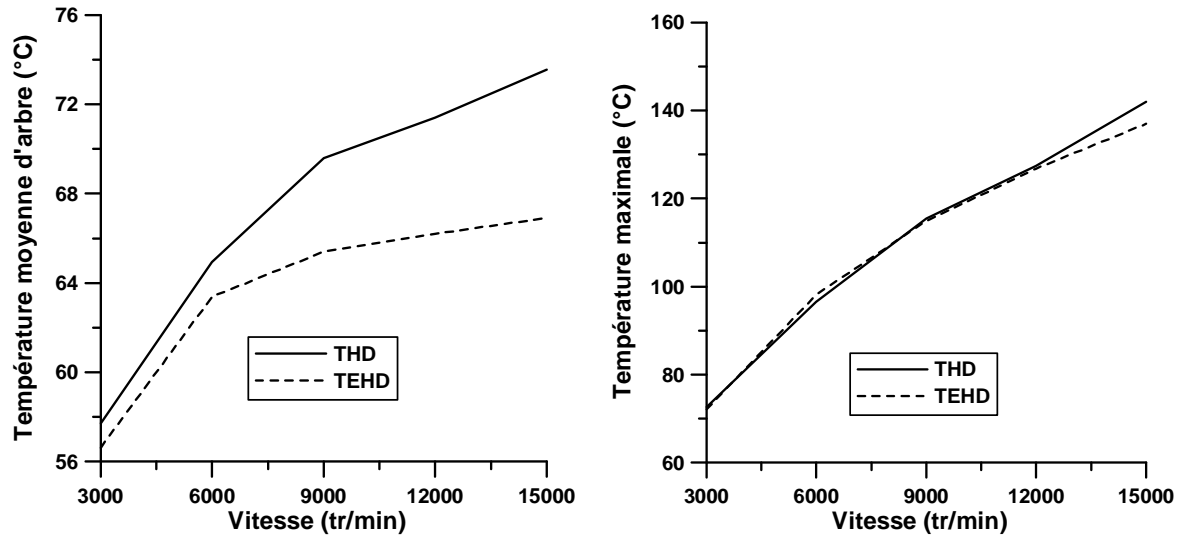


FIG. 5.33 – Températures d'arbre et maximale en fonction de la vitesse de rotation, pour les calculs THD et TEHD

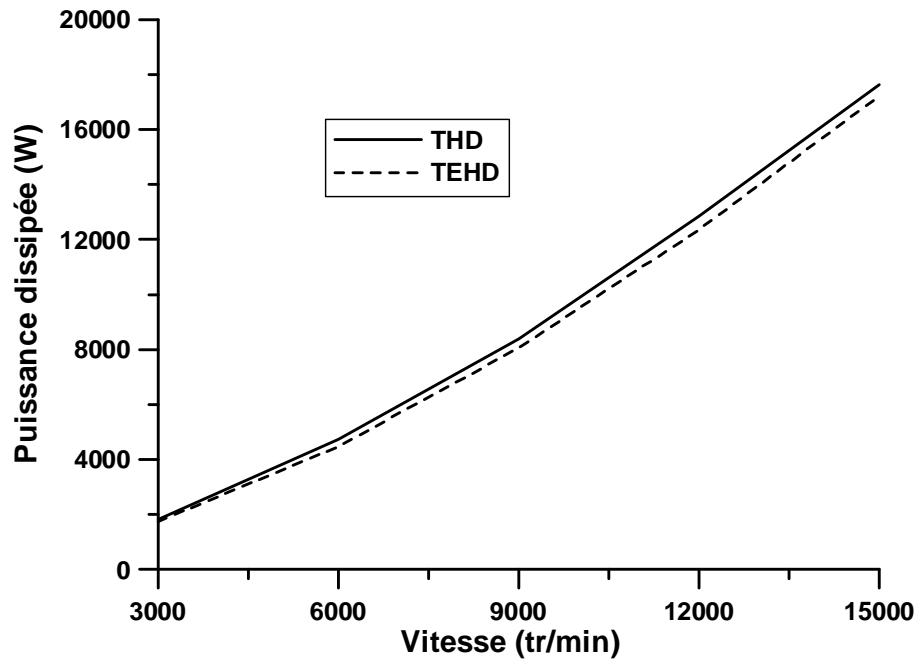


FIG. 5.34 – Puissance dissipée en fonction de la vitesse de rotation, pour les calculs THD et TEHD

Cette influence sur la température se retrouve sur la puissance dissipée (fig. 5.34) : pour les vitesses supérieures à 3000 tr/min, le calcul TEHD donne une puissance dissipée inférieure d'environ 5% à celle obtenue par le calcul THD. Cette situation est principalement due à la non prise en compte de l'augmentation du jeu radial en fonctionnement lors d'une simulation THD.

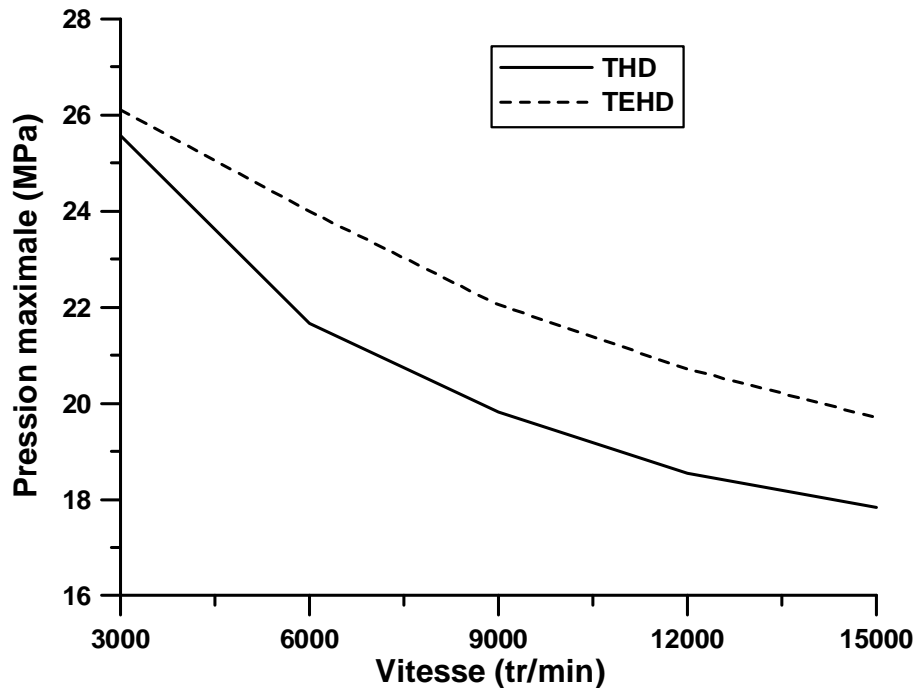


FIG. 5.35 – Pression maximale en fonction de la vitesse de rotation, pour les calculs THD et TEHD

Contrairement à ce que nous avons observé sur la figure 5.28, où la pression maximale était surestimée par le calcul THD quand la charge augmentait, plus la vitesse est élevée, plus le calcul THD sous-estime la pression maximale, d'environ 10% si la vitesse est supérieure à 6000 tr/min (fig. 5.35). Le calcul TEHD, tenant compte des déformations des éléments du palier, donne un jeu radial en fonctionnement plus important, donc une excentricité relative au jeu radial initial bien supérieure à celle donnée par le calcul THD, ce qui conduit à l'augmentation de la pression maximale.

De même, l'épaisseur minimale du film, présentée sur la figure 5.36, est surestimée par le calcul THD. Au delà de 6000 tr/min, l'épaisseur minimale du film donnée par le calcul TEHD est inférieure de plus de $1 \mu\text{m}$ soit 5 à 8% par rapport à celle donnée par la simulation THD. Le jeu radial en fonctionnement augmente de façon importante avec l'augmentation

de la vitesse : en fait l'épaisseur minimale du film obtenue avec la simulation TEHD est plus faible car l'excentricité augmente avec l'augmentation du jeu radial en fonctionnement.

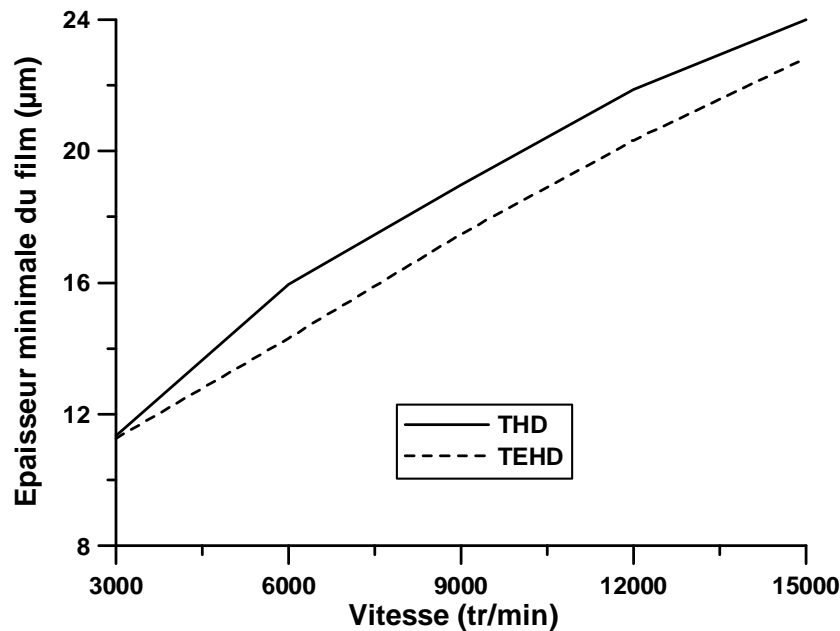


FIG. 5.36 – Épaisseur minimale du film en fonction de la vitesse de rotation, pour les calculs THD et TEHD

5.5 Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons vu que les déformations mécaniques, dues au champ de pression, ainsi que les déformations thermiques, dues à la fois aux dilatations des éléments du palier et aux gradients thermiques existants dans le coussinet, avaient une influence considérable sur les performances du palier. Nous avons pu également confirmer que la prise en compte des déformations mécaniques et thermiques était indispensable à la détermination précise des caractéristiques de fonctionnement d'un palier soumis à des conditions de fonctionnement sévères.

Pour un palier soumis à une forte charge, les déformations élastiques engendrées par le champ de pression ont une forte influence sur la pression maximale qui est très largement surestimée par le modèle THD. Elles modifient sensiblement la forme de l'épaisseur du film (sans en changer la valeur minimale) ce qui conduit à une diminution de la température dans les zones de température maximale. Les déformations élastiques sont prépondérantes

par rapport aux déformations thermiques, mais l'ensemble des déformations doit être pris en compte dans le cas de chargement extrême.

Dans le cas des vitesses élevées, on peut noter que la prise en compte des déformations thermiques entraîne une légère diminution de l'épaisseur minimale du film et une forte augmentation de l'excentricité relative au jeu radial initial qui dépasse largement 1. Le jeu radial en fonctionnement augmente fortement pour les cas les plus sévères, dû à la forte influence des déformations thermiques, et permet de ramener l'excentricité relative en dessous de 1. Pour la vitesse la plus élevée, la prise en compte des déformations diminue la température moyenne d'arbre de plus de 6 K et augmente la pression maximale de plus de 10%. Ce sont, dans ce cas, les déformations thermiques qui deviennent prépondérantes.

Pour un palier soumis à un fort mésalignement, la prise en compte des déformations entraîne une augmentation de l'épaisseur minimale du film et de l'amplitude de mésalignement de respectivement 23 et 16%. Un autre paramètre est également modifié : la pression maximale augmente de 18%. Les autres paramètres ne sont que peu affectés. La plupart des différences obtenues sont dues à une augmentation du jeu radial lors du fonctionnement induit par la dilatation différentielle des éléments du palier.

Le modèle complet (TEHD) a une forte influence sur tous les paramètres du palier lorsqu'il est fortement chargé et/ou qu'il fonctionne à une vitesse de rotation élevée. L'excentricité est très supérieure, la pression maximale est diminuée de presque 50% dans certains cas, l'épaisseur minimale du film augmente de près de 40%.

Dans le cadre de notre étude, le modèle TEHD doit être utilisé dès lors que la pression spécifique dépasse les limites admissibles (définies classiquement entre 4 et 7 MPa suivant les matériaux) ou que la vitesse de rotation est supérieure à 30 m/s. Le modèle THD donne des résultats tout à fait satisfaisants lorsque les conditions de fonctionnement sont moins sévères.

Les performances des paliers en régime thermoélastohydrodynamique étant liées aux caractéristiques géométriques, mécaniques et thermiques des éléments constituant le palier, ainsi qu'aux caractéristiques du lubrifiant et aux conditions de fonctionnement, de nombreuses simulations numériques seraient nécessaires pour généraliser les conclusions de ce chapitre.

Conclusions et perspectives

Les organes de guidage en rotation d'arbres que sont les paliers hydrodynamiques, sont de plus en plus sollicités, et souvent difficiles à équiper en capteurs divers, pour mesurer les performances ou éviter d'éventuelles avaries. C'est pourquoi l'on se doit de réaliser des modèles numériques de plus en plus précis qui permettent de s'affranchir d'expérimentations lourdes et coûteuses à mettre en oeuvre.

La plupart des études de la littérature tiennent maintenant compte des effets thermiques et parfois des déformations élastiques ou thermiques mais peu d'entre elles considèrent simultanément l'ensemble des phénomènes. Une analyse de palier en régime thermoélasto-hydrodynamique (TEHD) a été réalisée et validée par comparaison avec des résultats de la littérature mais aussi avec des calculs analytiques lorsque cela était possible.

Une étude expérimentale complète a été présentée sur le mésalignement. Celui-ci modifie très sensiblement les paramètres de fonctionnement du palier et des paramètres critiques comme la pression maximale, la température maximale ou l'épaisseur minimale du film. Le mésalignement conduit, pour les cas étudiés dans ce travail, à une augmentation de la température de 2 à 3 K dans le plan médian et jusqu'à 7 K sur les extrémités du palier où l'épaisseur du film est minimale et la pression maximale. L'épaisseur minimale du film peut être réduite de plus de 95%, à seulement quelques micromètres. Lorsqu'il existe, le mésalignement de l'arbre dans le palier ne peut donc être négligé pour prédire les performances thermohydrodynamiques des paliers. Le modèle numérique THD proposé, en considérant les incertitudes expérimentales, offre une estimation réaliste des performances THD du palier mésaligné fonctionnant en régime établi. Les cas de mésalignement n'étant que moyennement sévères, la prise en compte des déformations ne s'avère pas nécessaire.

L'étude proposée sur l'usure dans un palier a montré que l'usure ne conduit pas forcément à la destruction du palier et qu'elle peut, dans certains cas, améliorer ses performances. La température maximale chute jusqu'à 7 K pour l'usure la plus grande et la température de l'arbre, caractéristique de la température moyenne de fonctionnement, de 13 K . L'épaisseur du film augmente de 15% pour le cas le plus extrême.

Les modifications locales ou globales de géométrie permettent, dans le cas d'un palier mésaligné, d'améliorer très sensiblement les paramètres critiques que sont la température maximale et l'épaisseur minimale du film, sans modifier le comportement du palier lorsqu'il n'est pas mésaligné. L'ajout du défaut au palier permet d'augmenter l'épaisseur minimale du film de 40 à 70% selon les cas, et de diminuer la température maximale de plus de 2 K.

Le modèle complet (TEHD) a une forte influence sur tous les paramètres du palier lorsqu'il est fortement sollicité. Les déformations mécaniques, dues au champ de pression, ainsi que les déformations thermiques, dues à la fois aux dilatations des éléments du palier et aux gradients thermiques existants à l'interface, ont une influence considérable sur les performances du palier. L'excentricité est très supérieure, la pression maximale est diminuée de presque 50% dans certains cas de paliers sévèrement chargés, l'épaisseur minimale du film augmente de près de 40%. Ceci confirme également que la prise en compte des déformations mécaniques et thermiques est indispensable à la détermination précise des caractéristiques de fonctionnement d'un palier soumis à des conditions de fonctionnement sévères.

La pertinence de l'utilisation du modèle TEHD a été analysée : ce modèle doit être utilisé dès lors que la pression spécifique dépasse les limites admissibles (définies classiquement entre 4 et 7 MPa suivant les matériaux) ou que la vitesse de rotation est supérieure à 30 m/s. Les déformations élastiques sont prépondérantes sur les déformations thermiques lorsque le palier est très chargé (le paramètre critique est la pression maximale) mais il est toutefois nécessaire de tenir compte de l'ensemble des déformations. Dans le cas d'une vitesse élevée, c'est la température qui devient le paramètre critique : le jeu radial en fonctionnement subit une forte augmentation et ce sont les déformations thermiques qui deviennent prépondérantes.

Il faut souligner cependant que les conclusions que nous donnons ici ne sont valables que pour les cas précis que nous avons étudiés, et qu'ils ne sont pas indépendants des caractéristiques du palier et du lubrifiant. Ce dernier travail devrait donc être complété afin de montrer l'influence des caractéristiques des matériaux et du lubrifiant ainsi que des dimensions du palier lors de la détermination des performances TEHD du palier.

De plus, lorsque l'on s'intéresse aux paliers fonctionnant sous des conditions sévères, les pressions hydrodynamiques atteignent parfois plusieurs centaines de mégapascals. Il serait souhaitable d'améliorer encore le modèle TEHD, en considérant les effets de la pression sur la viscosité du lubrifiant, le modèle proposé ne tenant compte que de la variation de viscosité avec la température.

Un autre aspect que nous n'avons pu aborder et qui peut également intervenir lors de conditions très sévères est la lubrification mixte, mais ce domaine est vaste et encore peu

exploré. Notre modèle, fonctionnant en régime établi, ne peut pas prédire le régime de lubrification mixte, celui-ci apparaissant le plus souvent lors des phases transitoires comme le démarrage et l'arrêt des paliers.

Des essais expérimentaux vont être menés, grâce au nouveau système d'acquisition, sur le comportement transitoire du palier et en particulier sur les phases de démarrage et d'arrêt. Enfin, une étude sur un palier mésaligné comportant des modifications géométriques, doit être réalisée afin de valider les résultats obtenus avec le modèle numérique.

Annexe A

Validation des calculs de déformations

La validation des calculs de déformation est effectuée à partir de calculs analytiques pour les deux types de déformations. Ces calculs sont réalisés à partir de formules données dans la littérature [Tim49, Lar91a, Lar91b]. Les conditions aux limites sont adaptées à notre problème et on se ramène à un problème "plan" pour réaliser les calculs. Pour limiter les effets de bord, on prend les résultats obtenus dans le plan médian du palier, dans lequel on considère les déformations purement radiales.

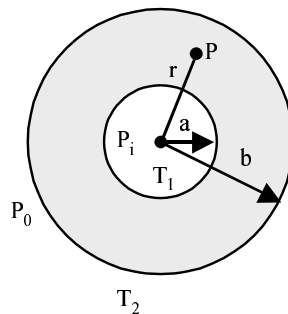


FIG. A.1 – Forme géométrique de la couronne utilisée pour la comparaison

La figure A.1 illustre les données et la géométrie que nous utiliserons dans ce paragraphe. Le rayon intérieur du cylindre est a et b est le rayon extérieur. r repère la position du point P quelconque. T_1 , P_i et T_2 , P_0 sont respectivement les températures ou pressions des surfaces interne et externe.

Le code de calcul utilise des matrices de coefficients d'influence qui sont obtenues par un calcul par éléments finis. Ces matrices sont lues dans le code et appliquées aux champs de pression ou de température respectivement pour les calculs de déformations élastiques (dus au champ de pression) et thermiques (dus au champ de température).

A.1 Déformations (élastiques) dues au champ de pression

Lorsqu'un cylindre circulaire d'épaisseur constante est soumis à des pressions intérieure et extérieure constantes uniformément réparties, la déformation résultante est symétrique par rapport à l'axe du cylindre. Nous allons donc considérer une section du cylindre située dans le plan médian du cylindre. L'équation (A.1) détermine le déplacement u d'une surface cylindrique de rayon r .

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (\text{A.1})$$

La solution générale de cette équation est de la forme :

$$u = C_1 r + \frac{C_2}{r} \quad (\text{A.2})$$

Les constantes C_1 et C_2 sont déterminées par les conditions aux surfaces intérieure et extérieure où les pressions (respectivement P_i et P_0) sont connues. L'expression des constantes est donc :

$$C_1 = \frac{1-\nu}{E} \left(\frac{a^2 P_i - b^2 P_0}{b^2 - a^2} \right) \quad C_2 = \frac{1+\nu}{E} \left(\frac{a^2 b^2 (P_i - P_0)}{b^2 - a^2} \right)$$

En injectant ces constantes dans l'équation (A.2), on obtient l'équation (A.3) qui donne le déplacement radial d'un point quelconque de la paroi du cylindre.

$$u = \frac{1-\nu}{E} \left(\frac{a^2 P_i - b^2 P_0}{b^2 - a^2} \right) r + \frac{1+\nu}{E} \left(\frac{a^2 b^2 (P_i - P_0)}{(b^2 - a^2) r} \right) \quad (\text{A.3})$$

Dans le cas particulier qui nous intéresse d'un cylindre soumis uniquement à une pression interne, $P_0 = 0$, le déplacement radial d'un point quelconque de la surface intérieure est, d'après l'équation (A.3) :

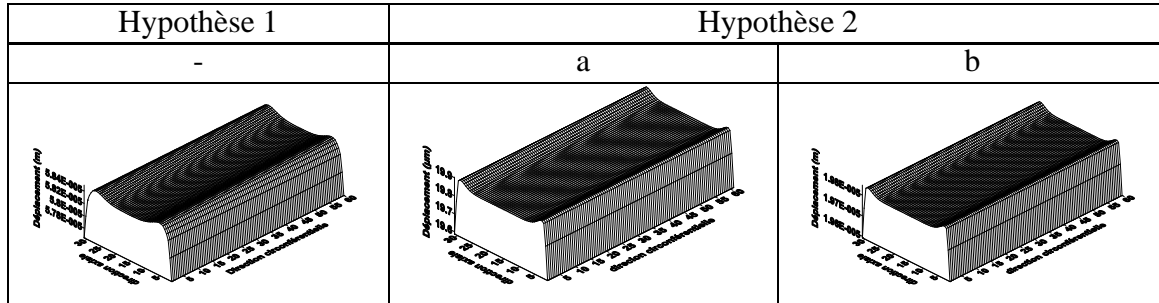
$$(u)_{r=a} = \frac{a P_i}{E} \left(\frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} + \nu \right)$$

Nous avons validé notre calcul par comparaison avec celui d'un cylindre de largeur unitaire et de rayons intérieur et extérieur 0.1 et 0.2 m respectivement, soumis à une pression interne de 60 MPa . Les résultats obtenus sont reportés dans le tableau A.1.

Deux hypothèses de conditions aux limites sont faites pour le calcul de la matrice (cf. Tab.A.2) : l'hypothèse N°1 est un cylindre encasté dans une autre cylindre de module d'Young 106 fois inférieur à celui du cylindre étudié ; la deuxième (hypothèse N°2) consiste en un blocage des déplacements radiaux de la face externe du cylindre calculé de deux façons : directement avec le logiciel éléments finis (a) et avec la méthode utilisée dans le code de calcul (b : matrice de coefficients d'influence).

Calcul analytique		Calcul avec matrice de coefficients d'influence			
		Hypothèse 1		Hypothèse 2	
Déplacement face interne (μm)	Déplacement face externe (μm)	Face interne (μm) A	Face externe (μm) B	Face interne (μm) C	C + B
59	40	58,38	39,69	19,81	59,50

TAB. A.1 – Déplacements résultant des calculs de validation pour la pression



TAB. A.2 – Déplacements de la face interne du coussinet

Les calculs ont été effectués dans les mêmes conditions que ceux effectués dans le code de calcul. La construction de la matrice est faite à partir du même fichier et c'est un programme spécifique qui permet de la tester en imposant une pression constante sur la face interne du coussinet. Ces calculs permettent de valider le calcul par éléments finis qui a été effectué pour une pression uniforme de 60 MPa à l'intérieur du cylindre. En effet, on peut voir sur les figures *a* et *b* du tableau A.2 que les résultats obtenus par le calcul direct et ceux fournis par le calcul avec la matrice de compliance sont identiques.

A.2 Influence des conditions aux limites

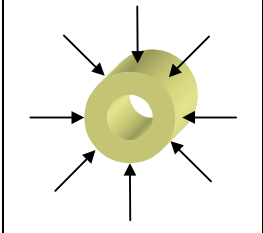
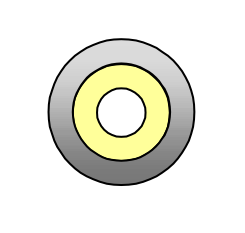
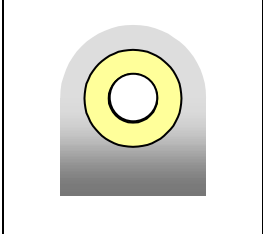
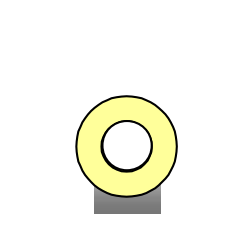
Afin de parfaire les conditions aux limites imposées lors du calcul de la matrice de compliance, nous nous sommes intéressés à l'influence des conditions aux limites sur la solution du calcul de la matrice de compliance.

En ce qui concerne les calculs de déformations thermiques, les conditions aux limites que nous avons choisies semblent proches de la réalité pour la comparaison avec nos résultats expérimentaux. En effet, notre machine d'essai ne contraint pas le palier au niveau des déformations thermiques. L'hypothèse d'une dilatation libre est réaliste puisque sur notre dispositif, tous les éléments se dilatent comme le coussinet, la bague support ou les paliers hydrostatiques qui permettent l'application de la charge.

En revanche, en ce qui concerne les déformations élastiques, l'hypothèse de l'encastrement ne nous semblait pas très réaliste pour une comparaison avec nos résultats expérimentaux, le palier n'étant bloqué que sur 60° de la partie inférieure qui correspond au palier hydrostatique à travers lequel la charge radiale est appliquée. Nous avons donc réalisé plusieurs types de conditions aux limites :

1. un blocage des déplacements radiaux de la face extérieure,
2. un coussinet placé dans une structure solide en acier de diamètre deux fois celui du coussinet, elle-même encadrée,
3. un gros bati qui englobe le coussinet et qui est encadré à la base,
4. les conditions de notre banc d'essai, i.e. un petit bati qui est en appui sur la face du palier hydrostatique sphérique et est encadré à la base.

Le détail des conditions aux limites est donné dans le tableau A.3.

	
Condition1	Condition2
	
Condition3	Condition4

TAB. A.3 – Conditions aux limites pour le calcul des déformations élastiques

A.2.1 Pression interne uniforme de 60 MPa

L'étude est basée sur un cylindre qui est celui que nous avons utilisé dans le premier paragraphe pour lequel nous disposons des résultats analytiques fournis par Timoshenko [Tim49]. Le cylindre est en acier, de rayons extérieur et intérieur respectivement $0,2\ m$ et $0,1\ m$ et de longueur $1\ m$. Le maillage utilisé est de 61 points circonférentiels et 31 axiaux, ce qui permet d'avoir des calculs rapides.

Les résultats des calculs directs et avec la matrice qui correspondent à la condition N°1 ont été donnés dans le tableau A.2 dans les colonnes *a* et *b*. La figure A.2 donne l'allure de la déformée pour la condition N°2. Les effets de bord donnent une allure particulière aux déplacements mais peuvent être négligés car ils ne représentent que $0,6 \mu\text{m}$ soit moins de 2% du déplacement. On peut noter par contre que le déplacement est d'environ $34,5 \mu\text{m}$ soit $15 \mu\text{m}$ de plus que pour la condition N°1. Nous commettons donc une erreur en estimant les déformations avec l'hypothèse N°1.

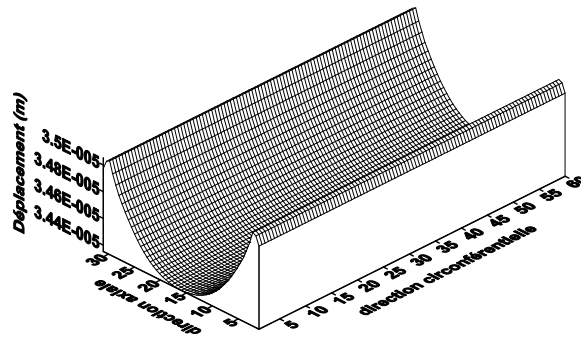


FIG. A.2 – Condition N°2

La condition N°3 représentée sur la figure A.3 présente un déplacement dans la partie supérieure du coussinet deux fois plus grand que dans la partie inférieure. Ceci est dû au fait que le bâti qui englobe le coussinet n'est encastré qu'à la base donc sa partie supérieure est plus facilement déformée par le champ de pression. Les calculs semblent corrects puisque le déplacement minimal est de l'ordre de $20 \mu\text{m}$, ce qui correspond à la condition N°1 de blocage radial.

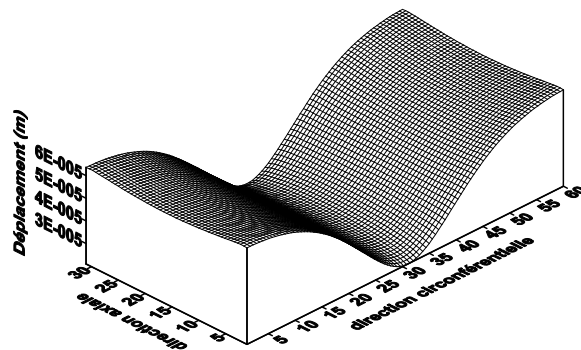


FIG. A.3 – Condition N°3

La condition suivante est celle de notre banc expérimental. La forme est la même que celle obtenue pour la condition N°3 mais le coussinet n'étant pas contraint dans sa partie supérieure, les déplacements pour un champ de pression de 60 MPa y sont très grands comme on le voit sur la figure A.4. Le coussinet est alors tellement déformé que le déplacement minimal, situé en bas du coussinet dans la zone d'appui, est de l'ordre de $10\ \mu\text{m}$ et le déplacement maximum quasiment dix fois supérieur.

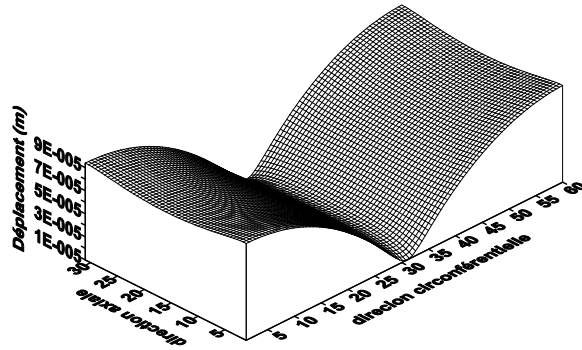


FIG. A.4 – Condition N°4

La dernière condition testée donne des résultats qui au premier abord, ne peuvent être appliqués car il y a trop de variations du déplacement. Mais il faut rappeler que ce résultat est obtenu pour une pression interne conséquente de 60 MPa , qui plus est, uniforme, alors que dans les conditions réelles, la pression qui pourra être égale voire supérieure à 60 MPa , se situe dans la partie inférieure du coussinet. Le reste du coussinet sera alors soumis à une pression nulle (dans la zone de cavitation) ou assez faible et le déplacement dans la partie supérieure du coussinet ne sera pas aussi prononcé que dans le cas testé ici avec la condition N°4.

Il nous fallait donc tester ces différentes conditions avec un champ de pression réel afin de pouvoir choisir la condition qui nous donnerait les meilleurs résultats, dans des conditions de fonctionnement réelles.

A.2.2 Champ de pression réel

Le champ de pression réel est celui obtenu dans un palier lisse qui a les mêmes dimensions que celui de notre banc d'essai. Les rayons intérieur et extérieur sont environ deux fois inférieurs au palier testé dans les deux premières parties. La longueur est de $0,08\text{ m}$ et le coussinet est toujours en acier (le coussinet réel est en bronze). Le champ de pression est

celui d'un palier fonctionnant à 3000 tr/min et soumis à une charge de 150 kN. Le maillage reste le même que dans les calculs précédents.

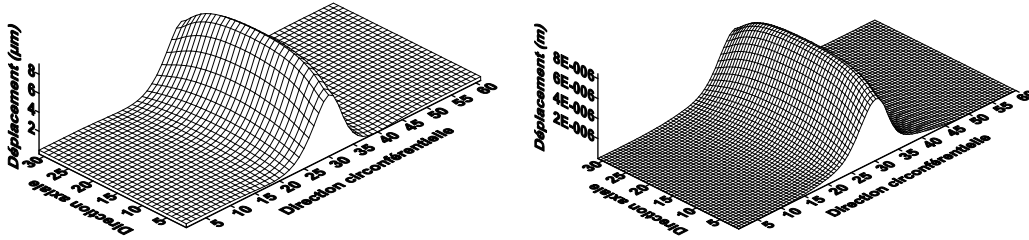


FIG. A.5 – Condition N°1

La figure A.5 donne les résultats qui correspondent à la condition N°1 pour le calcul avec la matrice des coefficients d'influence et le calcul direct qui sont conformes à ce qui était attendu. On remarque que les résultats sont très proches (l'écart entre les deux approches est inférieur à 7%), ce qui valide le calcul par la matrice de coefficient d'influence, et de plus, que la déformée correspond bien avec le champ de pression qui a été appliqué.

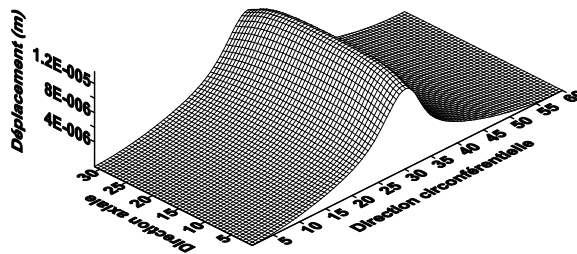


FIG. A.6 – Condition N°2

Comme dans le paragraphe précédent, la condition N°2 (fig. A.6) donne un déplacement maximal supérieur à celui obtenu avec la condition N°1. Toutefois la forme du champ de déformations reste assez proche.

La condition N°3 (fig. A.7) fournit une déformée dont l'allure est identique aux deux premières conditions mais comme le bâti offre moins de contraintes que le solide en acier encastré (condition N°2) ou le blocage radial (condition N°1), les déplacements sont beaucoup plus importants, environ deux fois plus élevés que pour la condition N°1. On peut

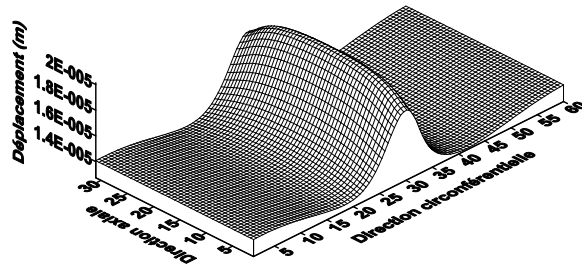


FIG. A.7 – Condition N°3

également noter que dans la partie supérieure du coussinet, on a un déplacement de l'ordre de $15 \mu\text{m}$ dû au fait que le coussinet n'est que peu contraint dans sa partie supérieure.

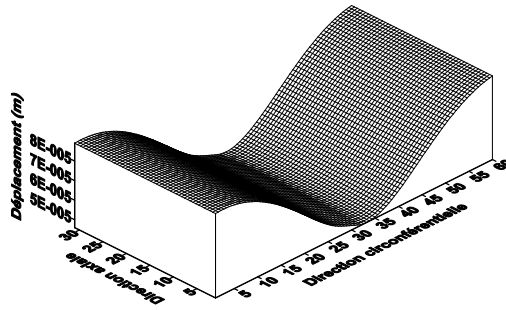


FIG. A.8 – Condition N°4 (coussinet acier)

Les figures A.8 et A.9 représentent la déformée obtenue pour la condition N°4 pour deux matériaux différents : l'acier et le bronze, ce dernier étant le matériau du coussinet monté sur notre banc d'essai. La forme est tout à fait similaire et on peut voir simplement l'influence du pic de pression (dans la partie inférieure du coussinet), qui est plus marquée sur le palier bronze que sur l'acier. Encore une fois, l'importance de la condition aux limites est mise en exergue car le déplacement de la partie supérieure du coussinet est conséquent, atteignant presque $100 \mu\text{m}$ dans le cas du coussinet bronze. Toutefois, le code de calcul éléments finis nous oblige à imposer une pression non nulle même aux endroits où elle le serait ; ceci conduit à surestimer les déplacements, notamment dans la partie supérieure du coussinet.

La condition la plus réaliste est donc de prendre un coussinet encastré dans un solide en acier, la déformée obtenue tenant compte de l'éventuel déplacement de la face externe du coussinet, chose que nous n'avons pas avec l'hypothèse du blocage radial de la face

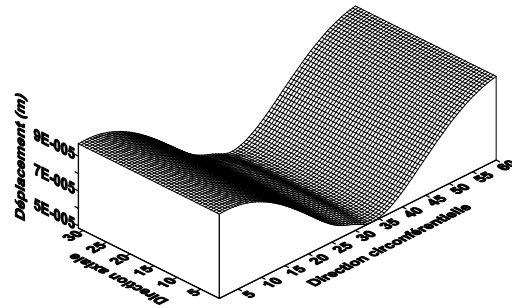


FIG. A.9 – Condition N°4 (coussinet bronze)

externe. Nous retenons donc, au lieu de la condition N°1, la condition N°3 qui de plus, est celle qui est le plus souvent rencontrée dans les applications.

A.3 Déformations (thermiques) dues au champ de température

Pour valider la répartition de température suivant l'épaisseur du coussinet, nous utiliserons les calculs analytiques réalisés pour un cylindre de longueur infinie [Lar91a], dont les parois sont maintenues à température constante T_1 et T_2 (Fig.A.1). On peut déterminer la température $T(r)$ à partir de l'équation de la chaleur :

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (\text{A.4})$$

Par intégrations, on obtient :

$$\frac{dT}{dr} = \frac{A}{r} \quad \text{et} \quad T = A \log r + B$$

Les conditions aux limites $T(a) = T_1$ et $T(b) = T_2$ donnent :

$$A = \frac{T_1 - T_2}{\log \frac{a}{b}} \quad \text{et} \quad B = \frac{T_2 \log a - T_1 \log b}{\log \frac{a}{b}}$$

La validation des déformations thermiques est réalisée à partir d'un calcul de fluide chaud dans une conduite cylindrique [Lar91b]. Les parois internes et externes sont supposées maintenues aux températures T_1 et T_2 respectivement. Les sections extrêmes sont maintenues à la

distance L . Il s'agit d'un problème axisymétrique, de déformation plane, que nous allons étudier en coordonnées cylindriques d'axe z .

La première équation de Navier nous donne :

$$\frac{d}{dr}\left(\frac{du}{dr} + \frac{u}{r}\right) = \frac{1+\nu}{1-\nu}\alpha\frac{dT}{dr} \quad (\text{A.5})$$

où $u(r)$ représente le déplacement de P purement radial. Par intégrations successives, on obtient :

$$u(r) = \frac{1+\nu}{1-\nu}\alpha\left[\frac{A}{2}r\log r + \frac{1}{2}(B+C - \frac{A}{2}) + \frac{D}{r}\right] \quad (\text{A.6})$$

où A et B sont les constantes précédemment calculées et C et D sont donnés par :

$$C = (1-2\nu)\frac{T_2b^2 - T_1a^2}{b^2 - a^2} - (1-2\nu)\frac{A}{2} - 2(1-\nu)T_0 \quad \text{et} \quad D = \frac{1}{2}\frac{a^2b^2}{b^2 - a^2}(T_2 - T_1)$$

T_0 étant la température de référence.

Le calcul est validé par comparaison entre les résultats obtenus par le code de calcul et le calcul analytique. Les caractéristiques du cylindre étudié sont données dans le tableau A.4.

Rayon intérieur	$a[mm]$	50,0075
Rayon extérieur	$b[mm]$	100
Longueur	$L[mm]$	80
Conductivité thermique	$Kb[W/m.K]$	50
Coefficient de convection	$Kh[W/m^2.K]$	65
Module d'Young	$E[GPa]$	120
Coefficient de Poisson	ν	0.33
Coefficient de dilatation thermique	$\alpha [K^{-1}]$	18.10^{-6}

TAB. A.4 – Caractéristiques du coussinet

Les conditions aux limites du calcul effectué à partir du code de calcul n'étant pas exactement les mêmes que celles faites pour le calcul axisymétrique en déformations planes, les résultats obtenus avec le calcul analytique doivent être divisés par $(1+\nu)$ pour être conformes aux hypothèses du calcul fait dans le code. Plusieurs calculs sont effectués pour la validation. Chacun d'eux reprend les résultats obtenus à partir du calcul analytique et du calcul du code pour les températures et les déplacements pour une ligne suivant l'épaisseur du coussinet dans le plan médian. Ces résultats sont donnés dans les tableaux A.5 à A.8.

On observe très peu d'écart sur les températures à travers l'épaisseur du coussinet. Ceci est dû au fait que les températures suivant l'épaisseur sont calculées à partir des températures extrêmes T_1 et T_2 sur les faces interne et externe du coussinet. L'écart sur les déplacements est très faible si l'on tient compte de la correction dont nous avons parlé ci dessus, de l'ordre de 0,5%. Il est à noter que les déplacements sont proches de ceux trouvés à partir d'un calcul de dilatation simple ($d = R\alpha\Delta T$) comme on peut le voir dans le tableau A.5.

R (m)	Résultats du calcul		Résultats analytiques			
	T (°C)	d (μm)	T (°C)	d (μm)	$\frac{d}{1+\nu}$ (μm)	Dilatation
a	61.65	36.13	61.65	48.35	36.35	37.49
0.0625	60.99	45.48	60.99	60.79	45.71	46.85
0.0750	60.44	54.63	60.44	72.94	54.84	56.23
0.0875	59.98	63.62	59.98	84.89	63.83	65.60
b	59.58	72.51	59.58	96.68	72.69	74.97

TAB. A.5 – Température extérieure de 36,5°C et flux de 3000 W/m²

Le tableau A.6 reprend les mêmes calculs pour un flux de 30000 W/m². Les températures et les déplacements sont bien sûr plus élevés mais on retrouve une bonne corrélation entre les différents calculs. Le flux étant 10 fois supérieur à celui présenté dans le tableau A.5, la variation de température suivant l'épaisseur est 10 fois plus importante : 20,7 °C alors qu'elle était de 2,07 °C dans le cas présenté ci dessus.

R (m)	Résultats du calcul		Résultats analytiques		
	T (°C)	d (μm)	T (°C)	d (μm)	$\frac{d}{1+\nu}$ (μm)
a	288.01	227.67	288.01	305.68	229.83
0.0625	281.35	287.76	281.35	385.70	290.00
0.0750	275.90	345.69	275.90	462.78	347.95
0.0875	271.30	402.25	271.30	537.80	404.36
b	267.3	457.81	267.3	611.27	459.60

TAB. A.6 – Température extérieure de 36,5°C et flux de 30000 W/m²

De même que le tableau A.6, le tableau A.7 présente les résultats obtenus pour un flux différent, cette fois 10 fois inférieur à celui présenté dans le tableau A.5. On a toujours une bonne corrélation entre les différents calculs et la variation radiale de température est de

0,207 °C. Nous pouvons donc conclure que le calcul lié au flux est cohérent et donne de bons résultats par rapport au calcul analytique.

R (m)	Résultats du calcul		Résultats analytiques		
	T (°C)	d (µm)	T (°C)	d (µm)	$\frac{d}{1+\nu}$ (µm)
a	39.02	16.98	39.02	22.62	17.01
0.0625	38.95	21.26	38.95	28.30	21.28
0.0750	38.89	25.51	38.90	33.96	25.53
0.0875	38.85	29.75	38.85	39.60	29.77
b	38.81	33.98	38.81	45.23	34.01

TAB. A.7 – Température extérieure de 36,5°C et flux de 300 W/m²

Le tableau A.8 présente un calcul pour une température ambiante de 86,5 °C, c'est à dire de 50 °C supérieure à celle étudiée dans les autres cas. Le flux est le même que celui utilisé dans le calcul du tableau A.5, soit 3000 W/m². En comparant ces résultats avec ceux obtenus dans le tableau A.5, on remarque que toutes les températures sont augmentées de 50 °C, ce qui est conforme à ce que l'on pouvait attendre. Si on s'intéresse au calcul des déplacements, on trouve des résultats similaires, avec une différence qui correspond à une dilatation supplémentaire de 50 °C, due à la température extérieure qui est supérieure de 50 °C. Le calcul de température tient bien compte de la température extérieure et des dilatations.

R (m)	Résultats du calcul		Résultats analytiques			
	T (°C)	d (µm)	T (°C)	d (µm)	$\frac{d}{1+\nu}$ (µm)	Dilatation
a	111.65	81.14	111.65	108.20	81.35	82.50
0.0625	110.99	101.74	110.99	135.60	101.95	103.11
0.0750	110.44	122.12	110.44	162.72	122.35	123.73
0.0875	109.98	142.37	109.98	189.62	142.57	144.35
b	109.58	162.51	109.58	216.38	162.69	164.97

TAB. A.8 – Température extérieure de 86,5°C et flux de 3000 W/m²

Ces résultats nous permettent donc de dire que les calculs réalisés dans le code à partir des matrices de coefficients d'influence sont proches des calculs analytiques, la différence entre ces calculs n'excédant pas 1%.

Annexe B

Incertitudes

Calcul d'incertitudes pour des essais expérimentaux établi à partir du standard ASME PTC 19.1 - 1998.

B.1 Mise en forme

La mise en forme du résultat est la suivante :

$$X \pm U(95\% \text{Confiance})$$

où U est l'incertitude totale sur la mesure X calculée par :

$$U = 2\sqrt{\left(\frac{I_{Sys}}{2}\right)^2 + (I_{\bar{R}})^2} \quad (\text{B.1})$$

B.2 Méthode de calcul

B.2.1 Incertitude systématique (I_{Sys})

L'incertitude systématique est l'incertitude constante qui apparaît au cours de tous les essais, et que l'on ne peut ni contrôler ni modifier. En pratique, c'est celle qui est liée à l'imprécision des instruments de mesure et/ou à l'erreur de lecture. Elle doit être estimée par l'expérimentateur du fait de sa complexité, le plus souvent à partir de sa propre expérience des mesures qu'il réalise. Il peut y avoir plusieurs incertitudes systématiques pour une même mesure. L'incertitude systématique sera alors la somme de chacune d'entre elles.

B.2.2 Incertitude de répétition ($I_{\bar{R}}$)

Comme son nom l'indique, cette partie de l'incertitude totale est calculée à partir des données recueillies sur plusieurs essais. En fait, il s'agit de trouver la dérive des résultats au cours des différentes mesures réalisées (pour une même quantité bien sûr). Elle peut être la somme de plusieurs erreurs de répétition. Elle se calcule de la façon suivante :

$$I_R = \sqrt{\sum_{k=1}^N \frac{(X_k - \bar{X})^2}{N-1}} \quad (\text{B.2})$$

Où X_k est une mesure de la variable considérée et \bar{X} calculé à partir de

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N X_k \quad (\text{B.3})$$

La valeur $I_{\bar{R}}$ nécessaire au calcul de l'incertitude totale est donnée par

$$I_{\bar{R}} = \frac{I_R}{\sqrt{N}} \quad (\text{B.4})$$

B.3 Incertitude sur nos résultats expérimentaux

Les calculs donnent les résultats reportés dans le tableau ci-dessous :

Ils sont effectués pour le cas qui a le plus grand nombre d'essais disponibles (3000 tr/min-9000 N), i.e les essais N° 34, 38, 39, 44, 99 et 104. Il y a 6 essais donc $N=6$. Le détail des calculs est brièvement donné ci-dessous. La colonne Moyenne donne la valeur de la moyenne calculée sur les 6 essais pour les variables concernées.

B.3.1 Vitesse

L'erreur de répétition faite sur la vitesse est estimée et égale à $\pm 5 \text{ rpm}$.

B.3.2 Couple

Idem pour le couple de mésalignement dont l'erreur est de $\pm 0.2 \text{ N.m}$.

B.3.3 Débit

La moyenne est calculée sur les débits en litres par minute (5,46, 5,52, 5,533, 5,55, 5,47, 5,44).

	I_{Sys}	Moyenne (X)	I répétition (I_R)	I totale (U)
Charge (N)	71	-	100	212
Vitesse (tr/min)	1	-	5	10
Couple ($N.m$)	0.5	-	0.2	0.64
Débit (l/min)	0.1	5.51	0.047	0.107
Palim (MPa)	0.004	-	-	0.004
Talim (K)	0.5	-	0.5	1.12
Températures (K)	0.5	57.333333	0.52	0.66
Pression 1 (MPa)	0.004	-0.044166	0.011	0.0098
Pression 2 (MPa)	0.025	1.0566666	0.015	0.0278
Pression 3 (MPa)	0.04	2.59	0.028	0.0461
Capteur 18 (mV)	15	292.1	13.6	18.66
Capteur 19 (mV)	15	813	14.5	19.11
Capteur 20 (mV)	15	360.1	26.5	26.33
Capteur 21 (mV)	15	808.6	19	21.58

TAB. B.1 – Résultats des calculs d'incertitudes

B.3.4 Températures

Pour les températures (alimentation et coussinet), l'incertitude systématique est toujours prise égale à 0,5 K. Pour la température d'alimentation, on considère que I_R est égale à 0,5 K. En ce qui concerne les autres températures, on fait le calcul sur les valeurs des essais cités ci-dessus pour le thermocouple N°12.

B.3.5 Pressions

Les valeurs de l'incertitude systématique sont prises égales au calcul donné par la classe de chaque manomètre (1% de la gamme pour un manomètre de classe 1 par exemple). Pour la pression d'alimentation, on ne donne pas d'incertitude de répétition. Pour les autres, on fait le calcul sur les valeurs données dans les essais cités plus haut :

- Capteur de pression N°9 pour le manomètre 3 (classe1, 0_40 bar),
- Capteur de pression N°11 pour le manomètre 2 (classe1, 0_25 bar),
- Capteur de pression N°13 pour le manomètre 1 (classe1, -1_3 bar).

B.3.6 Capteurs de déplacements

L'incertitude systématique est choisie de 15 *mV* (en incluant aussi l'incertitude sur la sensibilité du capteur) pour tous les capteurs. L'incertitude de répétition est calculée sur les valeurs des 6 essais. Elle est donnée dans le tableau en *mV*. Pour plus de clarté, l'incertitude totale est convertie en μm dans le tableau ci-dessous (c'est pourquoi l'on a inclus l'incertitude sur la sensibilité dans l'incertitude systématique).

Incertitude totale	<i>mV</i>	μm
Capteur N° 18	18.66	2.67
Capteur N° 19	19.11	2.56
Capteur N° 20	26.33	3.63
Capteur N° 21	21.58	2.83

TAB. B.2 – Résultats des calculs d'incertitudes pour les capteurs de déplacement

Comme les positions des centres sont calculées dans des plans (sections avant et arrière du palier), on prend comme incertitude la norme de l'incertitude totale donnée respectivement par les capteurs 18, 19 pour la section avant (eq.B.5) et 20, 21 pour l'arrière (eq.B.6) :

$$I_{av} = \sqrt{(I_{18})^2 + (I_{19})^2} = 3,7 \mu m \quad (\text{B.5})$$

$$I_{ar} = \sqrt{(I_{20})^2 + (I_{21})^2} = 4,6 \mu m \quad (\text{B.6})$$

On choisira donc de prendre l'incertitude sur les déplacements égale à 5 μm .

Annexe C

Influence du maillage sur les résultats numériques

Afin de pouvoir assurer une indépendance de la solution vis à vis de la taille du maillage, une étude de l'influence du nombre de points du maillage sur les résultats numériques a été effectuée. Le maillage étant tridimensionnel, les tests portent sur le nombre de points suivant les trois directions de l'espace : le nombre de points circonférentiels, le nombre de points axiaux et le nombre de points suivant l'épaisseur de film. Les résultats de cette étude seront exposés dans la première partie de cette annexe. La deuxième partie sera consacrée à une étude plus empirique de l'influence du maillage sur les résultats numériques à partir des formules données par Roache [Roa94].

C.1 Etude de l'influence du nombre de points en unidimensionnel

La méthode consiste à raffiner le maillage par étapes successives, dans le but d'obtenir une faible variation de la solution pour une importante augmentation du nombre d'éléments du maillage. La solution est représentée par une valeur caractéristique, qui dans notre étude, sera soit l'épaisseur minimale de film, soit la température maximale soit la pression maximale. Si l'on représente l'évolution de cette valeur caractéristique en fonction du nombre d'éléments du maillage comme sur les figures 1 à 3, le calcul est jugé correct lorsque cette valeur atteint une asymptote.

La figure 1 présente les résultats obtenus pour différents maillages comportant 41 points axiaux, 61 suivant l'épaisseur de film et de 91 à 229 selon la direction circonférentielle. Les

grandeurs étudiées sont l'épaisseur minimale de film, la température maximale et la pression maximale qui sont les trois paramètres importants et caractéristiques du fonctionnement du palier. Comme on peut le constater sur la figure C.1, 172 points suivant la direction circon-

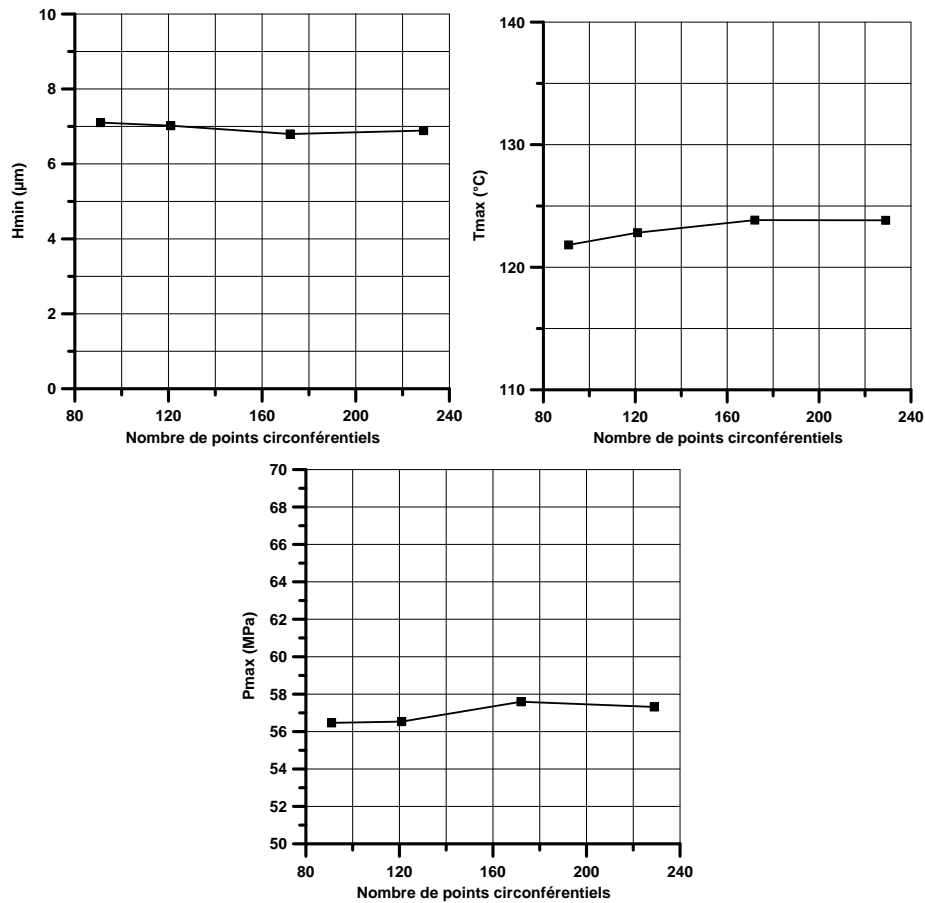


FIG. C.1 – Evolution des trois grandeurs en fonction du nombre de points circonférentiels du maillage

férentielle semble être un bon compromis entre exactitude et rapidité du calcul. Nous avons choisi de prendre ce nombre de points pour la direction circonférentielle.

Les résultats présentés sur la figure C.2 ont été obtenus pour des calculs avec un maillage comportant 172 points circonférentiels, 41 suivant l'épaisseur de film et de 11 à 101 suivant la direction axiale. De bons résultats sont obtenus pour 61 points suivant la direction axiale, très proches de ceux obtenus pour un nombre de points de 101. Cependant, pour maintenir une bonne rapidité des calculs, nous avons choisi de prendre 41 points axiaux pour la suite de nos calculs. Pour voir l'influence du nombre de points suivant l'épaisseur de film, le maillage utilisé comporte 172 points circonférentiels, 41 points suivant la direction axiale et de 11 à 101 suivant l'épaisseur de film.

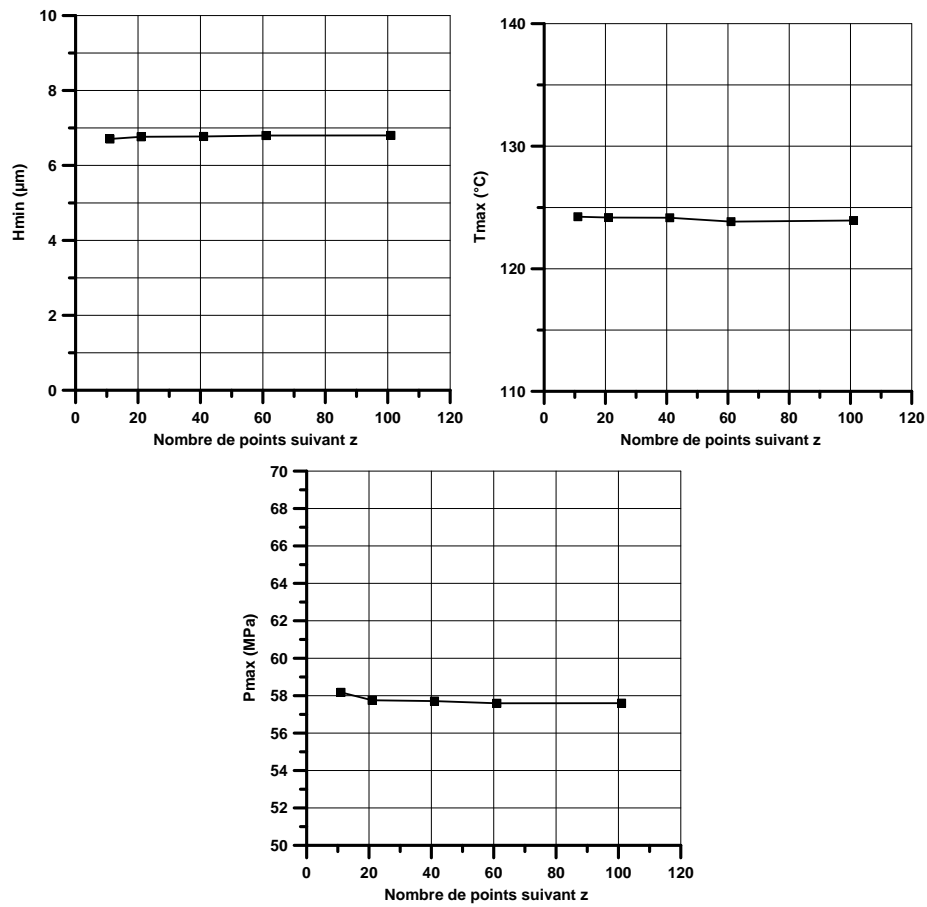


FIG. C.2 – Evolution des trois grandeurs en fonction du nombre de points axiaux du maillage

Sur la figure C.3, on voit que le nombre de points suivant l'épaisseur de film qui correspond le mieux aux critères de rapidité et de précision est 61. Nous retiendrons donc cette valeur pour nos futurs calculs.

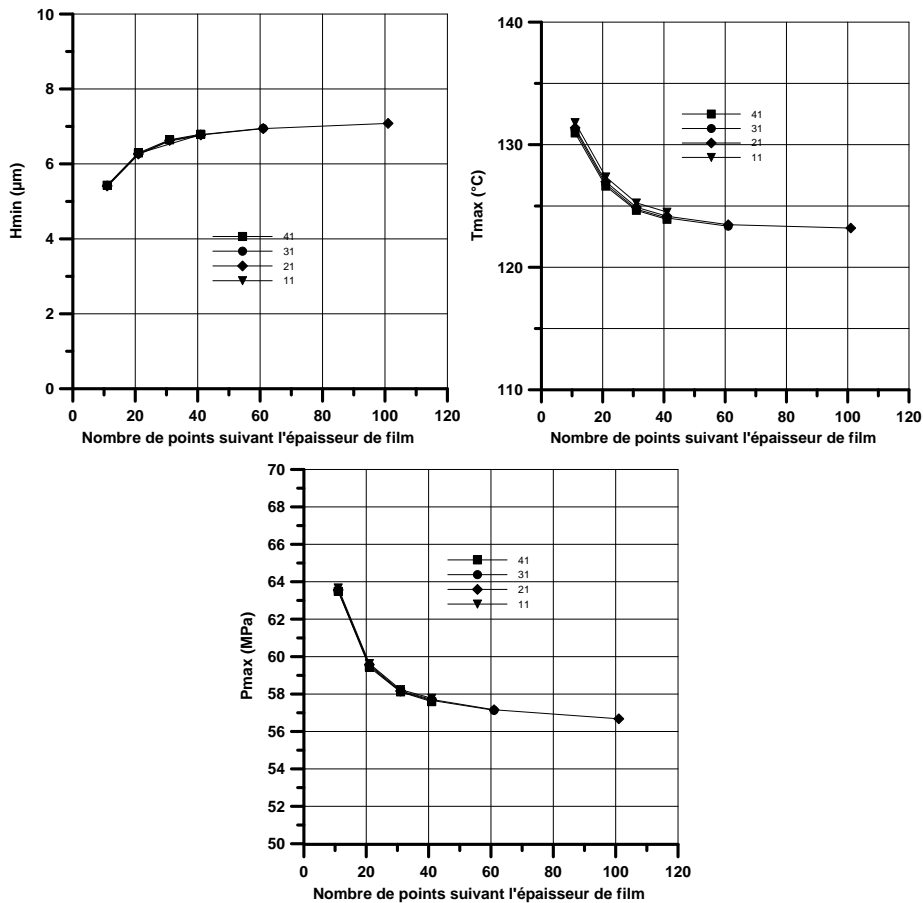


FIG. C.3 – Evolution des trois grandeurs en fonction du nombre de points suivant l'épaisseur de film

La figure C.4 présente l'influence du nombre de points suivant l'épaisseur du coussinet pour un calcul de déformations effectué avec un logiciel éléments finis sur les déplacements radiaux de la face interne du coussinet. Ce calcul est réalisé avec un problème axisymétrique, dont les conditions aux limites sont un blocage radial de la face externe du coussinet.

Pour montrer l'influence du nombre de points de maillage suivant la direction axiale et suivant l'épaisseur du coussinet, un maillage de 61 points axiaux et de 5 à 61 points suivant l'épaisseur a été utilisé. Comme le montre la figure C.4, un maillage de 21 points suivant l'épaisseur du coussinet est acceptable puisque la variation n'excède pas $0,3 \mu\text{m}$ soit moins de 0,5% au delà de cette valeur.

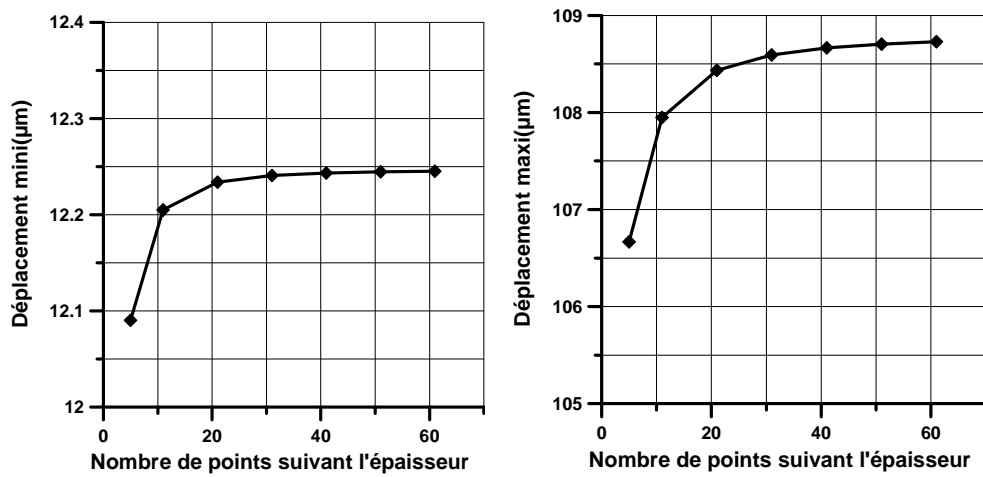


FIG. C.4 – Evolution du déplacement radial au bord (a) et dans le plan médian (b) en fonction du nombre de points suivant l'épaisseur du coussinet

Pour voir l'influence du nombre de points axiaux sur les déplacements aux bords, on prend comme référence le maillage qui comporte 21 points axiaux et on regarde les résultats obtenus avec deux, trois, six et douze fois plus de points. Le déplacement est pris au point le plus proche du bord, à une abscisse de 0.004 m soit un vingtième de la longueur du palier.

Sur la figure C.5, on constate qu'un nombre de points axiaux de 61 est suffisant pour assurer une bonne précision. Au delà de cette valeur, la variation représente moins de 0.1% pour les déplacements.

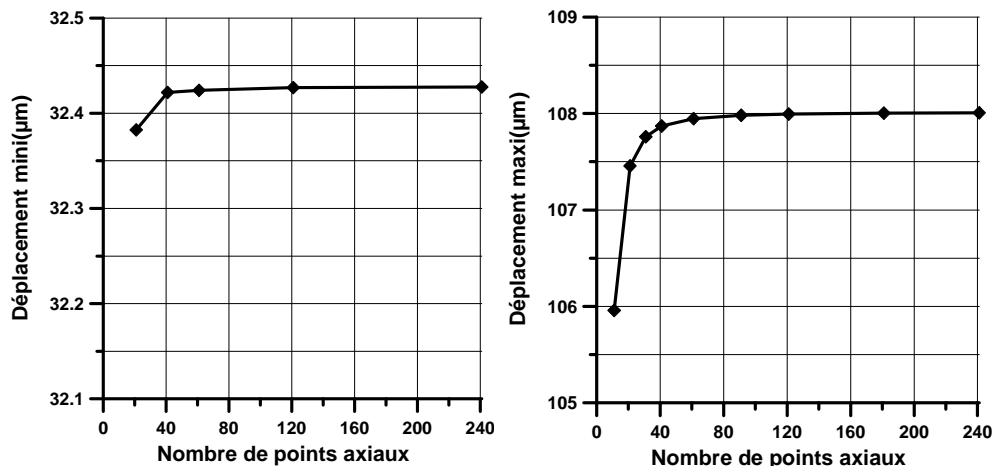


FIG. C.5 – Evolution du déplacement radial au bord (a) et dans le plan médian (b) en fonction du nombre de points axiaux

C.2 Etude de l'influence du nombre de points en tridimensionnel

Une méthode qui semble plus rigoureuse est proposée par Roache [Roa94] où l'on doit calculer :

$$r_i = \left(\frac{N_i}{N_{i-1}} \right)^{\frac{1}{D}} \quad (\text{C.1})$$

avec N_i nombre d'éléments du maillage à l'étape de raffinement i , 1 correspondant au maillage initial, et D égal à la dimension du maillage étudié. Le coefficient r_i traduit l'augmentation du nombre d'éléments de maillage entre l'étape i et l'étape $i - 1$,

$$\varepsilon = \left| \frac{f_i - f_{i-1}}{f_i} \right| \quad (\text{C.2})$$

avec f_i : valeur caractéristique à l'étape de raffinement i . La valeur ε représente l'erreur entre les valeurs caractéristiques à l'étape i et $i - 1$,

$$GCI_i = \frac{3\varepsilon_i}{r_i^p - 1} \quad (\text{C.3})$$

avec p ordre de discrétisation des équations à résoudre et GCI_i l'indice de convergence du maillage à l'étape i . Il est conseillé d'effectuer au moins 2 étapes de raffinement. Le critère traduisant que la zone asymptotique est atteinte étant défini par : $GCI_i < \beta$. Il nous semble qu'une valeur autour de 5% pour la valeur β représente un bon critère d'arrêt du raffinement.

Les résultats de cette étude, réalisée sur des calculs THD, sont donnés dans le tableau C.1 pour les 3 grandeurs caractéristiques et pour 5 maillages différents. La méthode de calcul donnée par Roache nous conforte donc dans notre choix du maillage puisque le maillage N°4 donne les meilleurs résultats. En effet, le maillage N°2 donne des résultats assez mauvais du point de vue de cette méthode alors que les résultats obtenus avec les maillages N°3 à 5 sont satisfaisants.

Le choix se porte naturellement sur le maillage N°4 puisque les valeurs des indices GCI_i sont toutes inférieures à 5%. Le maillage N°3 peut être, compte tenu de ses bons résultats avec cette méthode, une bonne alternative pour effectuer des calculs rapides car le temps de calcul avec celui-ci est 8 fois inférieur à celui du maillage N°4. On pourra par exemple l'utiliser afin d'obtenir une solution approchée qui servira de point de départ à un calcul plus fin réalisé avec le maillage N°4.

Quant au maillage N°5, même si ses résultats sont tout à fait corrects, les indices GCI_i augmentent par rapport au maillage N°4, et il ne présente donc pas vraiment d'avantages, d'autant que le temps de calcul est 16 fois celui du maillage N°3.

maillage N°	Nombre de points			r_i	Tmax (°C)	Pmax (MPa)	Hmin (μ m)	GCI % (Pmax)	GCI % (Tmax)	GCI % (Hmin)
	circonfé- rentiels	axiaux	dans le film							
1	91	11	15	-	130.30	62.23	5.42	-	-	-
2	91	21	31	1,58	125.57	59.87	6.22	10.47	7.90	25.82
3	115	41	61	1,69	124.93	59.14	6.48	1.14	1.98	6.45
4	172	61	61	1,31	125.68	59.56	6.39	3.52	3.00	6.00
5	229	61	91	1,26	125.49	59.29	6.45	1.09	2.36	4.81

TAB. C.1 – Valeurs successives du GCI pour les trois grandeurs caractéristiques

Le maillage que nous choisissons pour nos calculs comportera donc 172 points suivant la direction circonférentielle, 61 points suivant la direction axiale, 61 points suivant l'épaisseur de film et 21 points suivant l'épaisseur du coussinet. Le maillage comportera donc 64012 points pour le film et 220332 points pour le coussinet ce qui représente un total de 860344 points.

Remarque : Le code de calcul éléments finis nous a contraint à abandonner cet idéal de maillage. En effet, il n'accepte pas un maillage aussi fin et nous avons rencontré des problèmes de calcul lors de nos tentatives, les systèmes à résoudre étant alors trop importants. Le maillage le plus fin que nous avons pu utiliser est 121 points circonférentiels, 41 axiaux, 61 suivant l'épaisseur de film et 21 suivant l'épaisseur du coussinet.

Ceci représente un recul dans la finesse du maillage mais les résultats obtenus pour le maillage N°3, qui est légèrement plus grossier que celui que nous utilisons, sont déjà tout à fait satisfaisants.

Bibliographie

- [AAA71] S. Asanabe, M. Akahoshi, and R. Asai. Theoretical and experimental investigation on misaligned journal bearing performance. *IMEchE Tribology convention*, London, 1971.
- [ASP97] P. Arumugam, S. Swarnamani, and B.S. Prabhu. Effects of journal misalignment on the performance characteristics of three-lobe bearings. *Wear*, 206 :122–129, 1997.
- [Aus60] J.S. Ausman. Torque produced by misalignment of hydrodynamic gas-lubricated journal bearings. *ASME Journal of Basic Engineering*, 82 :335–341, 1960.
- [Ban76] R.H. Bannister. A theoretical and experimental investigation illustrating the influence of non-linearity and misalignment on the eight oil film force coefficients. *IMEchE, Conf. Vibrations in Rotating Machinery* :271–278, 1976.
- [BC98] S.S. Banwait and H.N. Chandrawat. Study of thermal boundary conditions for a plain journal bearing. *Tribology International*, 31(6) :289–296, 1998.
- [BCA98] S.S. Banwait, H.N. Chandrawat, and M. Adithan. Thermohydrodynamic analysis of misaligned plain journal bearing. *Proc. Asiatrib'98*, Beijing, China :35–40, 1998.
- [BF79] R. Boncompain and J. Frêne. Thermohydrodynamic of finite journal bearing - static and dynamic characteristics. *Proc. of the 6th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, pages 34–41, 1979.
- [BF00] J. Bouyer and M. Fillon. Experimental study on thermal effects of a misaligned hydrodynamic journal bearing. *7th Portuguese Conference on Tribology*, Porto, Portugal :63–66, 2000.
- [BF02] J. Bouyer and M. Fillon. An experimental analysis of the misalignment effects on hydrodynamic plain journal bearing performances. *ASME Journal of Tribology*, 124 :313–319, 2002.

- [BF03] J. Bouyer and M. Fillon. Improvement of the thd performance of misaligned plain journal bearing. *ASME Journal of Tribology*, 125 :334–342, 2003.
- [BFF86] R. Boncompain, M. Fillon, and J. Frêne. Analysis of thermal effects in hydrodynamic journal bearings. *ASME Journal of Tribology*, 108 :219–224, 1986.
- [BFNB96] C. Bouchoule, M. Fillon, D. Nicolas, and F. Barret. Experimental sutdy of thermal effects in tilting-pad journal bearing at high operating speeds. *ASME Journal of Tribology*, 118 :532–537, 1996.
- [BL86] R.H. Buckholz and J.F. Lin. The effect of journal bearing misalignment on load and cavitation for non-newtonian lubricants. *ASME Journal of Tribology*, 108 :645–654, 1986.
- [Bon84] R. Boncompain. Les paliers lisses en régime thermohydrodynamique - aspects théoriques et expérimentaux. *Thèse de Doctorat d'état, Université de Poitiers*, 1984.
- [BR49] A. Buske and W. Rolli. Measurements of oil-film pressures in bearings under constant and variable loads. *NACA*, page 43, 1949.
- [BSC87] B. Bou-Said and J.P. Chaomleffel. Influence du mésalignement sur les caractéristiques dynamiques des paliers à lobes. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 6 :409–421, 1987.
- [BSN92] B. Bou-Said and D. Nicolas. Effects of misalignment on static and dynamic characteristics of hybrid bearings. *STLE Tribology Transactions*, 35 :325–331, 1992.
- [CBH91a] F.K. Choy, M.J. Braun, and Y. Hu. Nonlinear effects in a plain journal bearing : Part1-analytical study. *ASME Journal of Tribology*, 113 :555–562, 1991.
- [CBH91b] F.K. Choy, M.J. Braun, and Y. Hu. Nonlinear effects in a plain journal bearing : Part2-results. *ASME Journal of Tribology*, 113 :563–570, 1991.
- [CDST80] I.A. Craighead, D. Dowson, R.S. Sharp, and C.M Taylor. The influence of thermal effects and shaft misalignment on the dynamic behaviour of fluid film bearings. *IMechE*, pages 47–55, 1980.
- [CFK83] R.A. Cookson, X.H. Feng, and S.S. Kossa. The effect of journal misalignment on the oil film force generated in a squeeze film damper. *ASME Journal of Engineering for Power*, 105 :560–564, 1983.

- [CFMC00] L. Costa, M. Fillon, A.S. Miranda, and J.C.P. Claro. An experimental investigation of the effect of groove location and supply pressure on the thd performance of a steadily loaded journal bearing. *ASME Journal of Tribology*, 122 :227–232, 2000.
- [Cop49] W.F. Cope. The hydrodynamic theory of film lubrication. *Proc. Roy. Soc. A.*, 197 :201–217, 1949.
- [Cow40] F.J. Cowlin. The lubrication of steam-turbine driven electric generators. *Proc. IMechE*, 143 :83, 1940.
- [CW58] A. Cameron and W.L. Wood. Parallel surface thrust bearing. *ASLE Transactions*, 1(3) :254–258, 1958.
- [CYMW02] Q. Chang, P. Yang, Y. Meng, and S. Wen. Thermoelastohydrodynamic analysis of the static performnace of tilting-pad journal bearings with the newton-raphson method. *Tribology International*, 35 :225–234, 2002.
- [Dad98] A. Dadouche. Etude des phénomènes thermiques dans les butées hydrodynamiques. *Thèse de Doctorat, Université de Poitiers*, juillet 1998.
- [DF57] W.E. Duckworth and P.B. Forrester. Wear of lubricated journal bearings. *Proc. Inst. Mech. Engers.*, Conference On Lubrication and Wear :714–719, Oct 1957. London.
- [DFCHWF94] H. Desbordes, M. Fillon, C. Chan Hew Wai, and J. Frêne. Dynamic analysis of tilting-pad journal bearing - influence of pad deformations. *ASME Journal of Tribology*, 116 :621–627, 1994.
- [DFFCHW95] H. Desbordes, M. Fillon, J. Frêne, and C. Chan Hew Wai. The effects of three-dimensionnal pad deformations on tilting-pad journal bearings under dynamic loading. *ASME Journal of Tribology*, 117 :379–384, 1995.
- [DGC02] S. Das, S.K. Guha, and A.K. Chattopadhyay. On the steady-state performance of misaligned hydrodynamic journal bearings lubricated with micro-polar fluids. *Tribology International*, 35 :201–210, 2002.
- [DH64] A. Dowson and J.D. Hudson. A thermohydrodynamic analysis of the infinite slider-bearing : Part i, the plane inclined slider-bearing. *Proc IMechE, Lubrication and Wear Convention* :34–44, 1964.
- [DHHM66] A. Dowson, J.D. Hudson, B. Hunter, and C.N. March. A thermohydrodynamic analysis of the fluid film lubrication. *Int. J. Mech. Sc.*, 181(3B) :70–80, 1966.

- [DKM83] K.F. Dufrane, J.W. Kannel, and T.H. McCloskey. Wear of steam turbine journal bearings at low operating speeds. *J. Lubr. Technol.*, 105(3) :313–317, 1983.
- [DMO51] G.B. Dubois, H.H. Mabie, and F.W. Ocvirk. Experimental investigation of oil film pressure distribution for misaligned plain bearings. *NACA*, tech. note 2507, 1951.
- [DOW57] G.B. Dubois, F.W. Ocvirk, and R.L. Wehe. Properties of misaligned journal bearings. *ASME*, 79 :1205–1212, 1957.
- [Dow62] A. Dowson. A generalized reynolds equation for fluid film lubrication. *Int. J. Mech. Sc.*, 4 :159–170, 1962.
- [Dow79] D. Dowson. *History of Tribology*. Longmans, 1979.
- [EDG92] M.K.I. El-Deihi and D.T. Gethin. A thermohydrodynamic analysis of twin axial groove bearing under different loading directions and comparison with experiment. *ASME Journal of Tribology*, 114 :304–310, 1992.
- [Elr81] H.G. Elrod. A cavitation algorithm. *ASME Journal of lubrication technology*, 103(3) :350–354, 1981.
- [Elr91] H.G. Elrod. Efficient numerical method for computation of the thermo-hydrodynamics of laminar lubricating films. *ASME Journal of Tribology*, 113 :506–511, 1991.
- [FB01] M. Fillon and J. Bouyer. Experimental study of a plain journal bearings : Influence of direction and intensity of misalignment torque on bearing performances. *Proc. of 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, COBEM 2001, Tribology, Uberlândia, Brésil*, 3 :42–49, 2001.
- [FB04] M. Fillon and J. Bouyer. Thermohydrodynamic analysis of a worn plain journal bearings. *A paraître dans Tribology International*, 2004.
- [FBF92] M. Fillon, J.C. Bligoud, and J. Frêne. Experimental study of tilting-pad journal bearings - comparison with theoretical thermoelastohydrodynamic results. *ASME Journal of Tribology*, 114 :579–588, 1992.
- [Fer82] J. Ferron. Contribution à l'étude des phénomènes thermiques dans les paliers hydrodynamiques. *Thèse de 3è cycle, Université de Poitiers*, 1982.
- [FF80] J. Ferron and J. Frene. Etude thermohydrodynamique des paliers lisses, construction d'une machine d'essai. *Compte-rendu de fin d'étude d'une recherche financée par la DGRST*, 1980.

- [FFB83] J. Ferron, J. Frêne, and R. Boncompain. A study of the thermohydrodynamic performance of plain journal bearing - comparison between theory and experiments. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 105 :422–428, 1983.
- [FFB87] M. Fillon, J. Frêne, and R. Boncompain. Historical aspects and present development on thermal effects in hydrodynamic bearings. *Proc. of 13th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, pages 27–47, 1987.
- [Fil85] M. Fillon. Contribution à l'étude des phénomènes thermiques dans les paliers à patins oscillants. *Thèse de 3^e cycle, Université de Poitiers*, 1985.
- [Fis22] A. Fisher. Oil flow in ring lubricated bearings. *Machinery, London*, 21 :311, 1922.
- [FK96] M. Fillon and M. Khonsari. Thermohydrodynamic design charts for tilting-pad journal bearings. *ASME Journal of Tribology*, 118 :232–238, 1996.
- [FN92] M.K. Fitzgerald and P.B. Neal. Temperature distributions and heat transfer in journal bearings. *ASME Journal of Tribology*, 114 :122–130, 1992.
- [FND⁺90] J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, and M. Godet. *Lubrification hydrodynamique*. Eyrolles, 1990.
- [Fog46] A. Fogg. Fluid film lubrication of parallel thrust surfaces. *Proc IMechE*, 155 :49–53, 1946.
- [For60] P.B Forrester. Bearing and journal wear. *Symp. on Wear in the Gasoline Engine*, Thornton Research Center :75–91, Oct. 1960.
- [FT93] N.O. Freund and A.K. Tieu. a thermo-elasto-hydrodynamic study of journal bearing with controlled deflection. *ASME Journal of Tribology*, 115 :550–556, 1993.
- [GBG99] T Garnier, D. Bonneau, and C. Grente. Three-dimensional ehd behavior of the engine block/crankshaft assembly for a four cylinder inline automotive engine. *ASME Journal of Tribology*, 121 :721–730, 1999.
- [Get88] D.T. Gethin. A finite element approach analysing thermohydrodynamic lubrication in journal bearings. *Tribology International*, 21(2) :67–75, 1988.
- [Get96] D.T. Gethin. Modelling the thermohydrodynamic behaviour of high speed journal bearings. *Tribology International*, 29(7) :579–596, 1996.
- [GHS90] G. Gupta, C.R. Hammond, and A.Z. Szeri. An approximate thd theory for journal bearings. *ASME Journal of Tribology*, 112 :224–229, 1990.

- [GMC65] L. Galletti-Manacorda and G. Capriz. Torque produced by misalignment in short lubricated bearings. *ASME Journal of Basic Engineering*, pages 847–849, 1965.
- [GNM02] S.A. Gandjalikhan Nassab and M.S. Moayeri. Three-dimensionnal thermo-hydrodynamic analysis of axially grooved journal bearings. *IMechE (Part J)*, 216 :35–47, 2002.
- [Goe84] P.K. Goenka. Dynamically loaded journal bearings : finite element method analysis. *ASME Journal of Tribology*, 106 :429–439, 1984.
- [Guh00] S.K. Guha. Analysis of steady-state characteristics of misaligned hydrodynamic journal bearings with isotropic roughness effect. *Tribology International*, 33 :1–12, 2000.
- [Hag44] A.C. Hagg. Heat effects in lubricating films. *Journal of Applied Mechanics*, 11 :72–76, 1944.
- [HB01] L.V. Hoang and D. Bonneau. Approche expérimentale de la lubrification ehd des paliers de tête de bielle sous chargement dynamique. *Proc. 15ème Congrès Français de Mécanique*, Nancy, France(article N°382) :CD, 6 pages, 2001.
- [Hir54] G.A. Hirn. Sur les principaux phénomènes que présentent les frottements médiats, et sur les diverses méthodes employées au graissage des machines. *Bull. Soc. Ind. de Mulhouse*, XXVI :188–277, 1854.
- [HMFH00] W. Hu, H. Miah, N.S. Feng, and E.J. Hahn. A rig for lateral misalignment effects in a flexible rotor supported on three or more hydrodynamic journal bearings. *Tribology International*, 33 :197–204, 2000.
- [Hoâ02] L.V. Hoâng. Modélisation expérimentale de la lubrification thermoélasto-hydrodynamique des paliers de tête de bielle. comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux. *Thèse de Doctorat, Université de Poitiers*, 2002.
- [HP87] H. Heshmat and O. Pinkus. Misalignment in thrust bearings including thermal and cavitation effects. *ASME Journal of Tribology*, 109 :108–114, 1987.
- [HP90] T. Han and R.S. Paranjpe. A finite volume analysis of the thermohydrodynamic performance of finite journal bearing. *ASME Journal of Tribology*, 112 :557–566, 1990.
- [HSS98] M. Huber, S. Strzelecki, and W. Steinhilper. Theoretical and experimental determination of the performances of misaligned and statically loaded

- cylindrical journal bearings. *The Institution of Engineers Australia*, pages 243–248, 1998.
- [HU80] Y. Hori and R. Uematsu. Influence of misalignment of support bearings on stability of a multi rotor system. *Tribology International*, 13 :249–252, 1980.
- [Hue74] K.H. Huebner. A three dimensionnal analysis of sector thrust bearing. *ASLE Trans.*, 17(1) :62–73, 1974.
- [HWN86a] H. Hashimoto, S. Wada, and K. Nojima. Performance characteristics of worn journal bearings in both laminar and turbulent regimes. part 1 : Steady-state characteristics. *ASLE Trans*, 29(4) :565–571, 1986.
- [HWN86b] H. Hashimoto, S. Wada, and K. Nojima. Performance characteristics of worn journal bearings in both laminar and turbulent regimes. part 2 : Dynamic characteristics. *ASLE Trans*, 29(4) :572–577, 1986.
- [IKHM85] K. Ikeuchi, S. Katsuse, K. Hamamura, and H. Mori. Effects of misalignment in full journal bearing with circumferential oil groove. *Proc. of the JSLE International Tribology Conference*, pages 67–72, 1985.
- [Jak85] R.W. Jakeman. Performance and oil film dynamic coefficients of a misaligned sterntube bearing. *Transactions of ASLE*, 29(4) :441–450, 1985.
- [Jak89] R.W. Jakeman. Non-linear oil film response model for the dynamically misaligned sterntube bearing. *Tribology International*, 22(1) :3–10, 1989.
- [JC87] Y.G. Jang and C-C. Chang. Adiabatic solutions for a misaligned journal bearing with non-newtonian lubricants. *Tribology International*, 20 :267–275, 1987.
- [Kat72] G. Katzenmeier. The influence of materials and surface quality on wear behaviour and load capacity of journal bearings. *Proc. Inst. Mech. Engers.*, Tribology Convention :80–84, 1972. Paper No C/100/72.
- [KB85] M.M. Khonsari and J.J. Beaman. Thermohydrodynamic analysis of laminar incompressible journal bearings. *ASLE Transactions*, 29(2) :141–150, 1985.
- [KF99] B. Kucinski and M. Fillon. An experimental study of transient thermal effects in a plain journal bearing. *ASME Journal of Tribology*, 121 :327–332, 1999.
- [KFFP00] B. Kucinski, M. Fillon, J. Frêne, and M.D. Pascovici. An transient thermoelastohydrodynamic study of steadily loaded plain journal bearings using finite element method analysis. *ASME Journal of Tribology*, 122 :219–226, 2000.

- [Kho87a] M.M. Khonsari. A review of thermal effects in hydrodynamic bearings. part i : Slider and thrust bearings. *ASLE Transactions*, 30(1) :19–25, 1987.
- [Kho87b] M.M. Khonsari. A review of thermal effects in hydrodynamic bearings. part ii : Journal bearings. *ASLE Transactions*, 30(1) :26–33, 1987.
- [Kin33] A. Kingsbury. Heat effects in lubricated films. *Mechanical Engineering*, 55 :685–688, 1933.
- [KJF96] M.M. Khonsari, J.Y. Jang, and M. Fillon. On the generalization of thermo-hydrodynamic analyses for journal bearings. *ASME Journal of Tribology*, 118 :571–579, 1996.
- [KM96a] A. Kumar and S.S. Mishra. Stability of a rigid rotor in turbulent hydrodynamic worn journal bearings. *Wear*, 193 :25–30, 1996.
- [KM96b] A. Kumar and S.S. Mishra. Steady state analysis of non-circular worn journal bearings in nonlaminar lubrication regimes. *Tribology International*, 29(6) :493–498, 1996.
- [Kuc98] B. Kucinski. Etude des instabilités thermiques des paliers à frottement fluide. *Thèse de Doctorat, Université de Poitiers*, 1998.
- [KW91] M.M. Khonsari and S.H. Wang. On the fluid-solid interaction in reference to thermoelastohydrodynamic analysis of journal bearings. *ASME Journal of Tribology*, 113 :398–404, 1991.
- [Lar91a] S. Laroze. Mécanique des structures, tome 3 : Thermique des structures, dynamique des structures. *Toulouse, Ecole Nationale Supérieure de l’Aéronautique et de l’Espace*, page 18, 1991.
- [Lar91b] S. Laroze. Mécanique des structures, tome 3 : Thermique des structures, dynamique des structures. *Toulouse, Ecole Nationale Supérieure de l’Aéronautique et de l’Espace*, pages 28–29, 1991.
- [LH84] J.W. Lund and P.K. Hansen. An approximate analysis of the temperature conditions in a journal bearing. part 1 : Theory. *ASME Journal of Tribology*, 106 :228–236, 1984.
- [LRJ91] C.R. Lin and H.G. Rylander Jr. Performance characteristics of compliant journal bearings. *ASME Journal of Tribology*, 113 :639–644, 1991.
- [LT84] J.W. Lund and J. Tonnesen. An approximate analysis of the temperature conditions in a journal bearing. part 2 : Application. *ASME Journal of Tribology*, 106 :237–245, 1984.

- [Mas89] P. Maspeyrot. Comportement dynamique des paliers de vilebrequin. influence des défauts de forme et des mésalignements. *Thèse de Doctorat, Université de Poitiers*, 1989.
- [MB01] Souchet D. Michaud, P. and D. Bonneau. Etude thermique d'un palier de tête de bielle. *Proc. 15ème Congrès Français de Mécanique*, Nancy, France(paper N°376) :CD, 6 pages, 2001.
- [MF90] P. Maspeyrot and J. Frene. Comparison between aligned and misaligned bearings under dynamic loading in both quasi-static and dynamic misalignment. *In proceedings of the 17th Leeds-Lyon symposium on tribology*, 1990.
- [MF99] P. Monmousseau and M. Fillon. Analysis of static and dynamic misaligned tilting-pad journal bearings. *Proc. Instn Mech Engrs*, 213(part J) :253–261, 1999.
- [MFF97] P. Monmousseau, M. Fillon, and J. Frêne. Transiant thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings - comparison between experimental data and theoretical results. *ASME Journal of Tribology*, 119 :401–407, 1997.
- [MFF98a] P. Monmousseau, M. Fillon, and J. Frêne. Transiant thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings - application to bearing seizure. *ASME Journal of Tribology*, 120 :319–324, 1998.
- [MFF98b] P. Monmousseau, M. Fillon, and J. Frêne. Transiant thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings under dynamic loading. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 120 :405–409, 1998.
- [MG86] J.O. Medwell and D.T. Gethin. Synthesis of thermal effects in misaligned hydrodynamic journal bearings. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 6 :445–458, 1986.
- [MGS79] P.H. Markho, S.S. Grewal, and T.B. Stowell. An experimental investigation of the effect of misalignment and directionality on the performance of an externally-pressurised, orifice-compensated air journal bearing. *ASME, Journal of Lubrication Technology*, 101 :28–37, 1979.
- [MHT83] J. Mitsui, Y. Hori, and M. Tanaka. Thermohydrodynamic analysis of cooling effects of supply oil in circular journal bearing. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 105 :414–421, 1983.
- [MHT86] J. Mitsui, Y. Hori, and M. Tanaka. An experimental investigation on the temperature distribution in circular journal bearing. *ASME Journal of Tribology*, 108 :621–627, 1986.

- [Mit87] J. Mitsui. A study of thermohydrodynamic lubrication in circular journal bearing. *Tribology International*, 20(6) :331–341, 1987.
- [MM32] S.A. McKee and T.R. McKee. Pressure distribution in oil films of journal bearings. *ASME RP-54-8*, 5 :149–165, 1932.
- [Mon97] P. Monmousseau. Etude thermoélastohydrodynamique des paliers à patins oscillants en régime transitoire. *Thèse de Doctorat, Université de Poitiers*, 1997.
- [MS74] B.C. Majumdar and A.K. Saha. Temperature distribution in oil journal bearings. *Wear*, 28 :259–266, 1974.
- [MSAER85] M.O.A. Mokhtar, Z.S. Safar, and M.A.M. Abd-El-Rahman. An adiabatic solution of misaligned journal bearings. *ASME Journal of Tribology*, 107 :263–267, 1985.
- [MT94] M-T. Ma and C.M. Taylor. Prediction of the temperature fade in the cavitation region of two-lobe journal bearings. *IMEchE (Part J)*, 208 :133–139, 1994.
- [MT96] M-T. Ma and C.M. Taylor. An experimental investigation of thermal effects in circular and elliptical plain journal bearings. *Tribology International*, 29(1) :19–26, 1996.
- [MT99] M-T. Ma and C.M. Taylor. A comparative thermal analysis of the static performance of different fixed profile bore plain bearings. *IMEchE (Part J)*, 213 :13–30, 1999.
- [NF73] D. Nicolas and J. Frêne. Tilting torque permissible in plain bearings. theory, experimental results and application to machine design. *First European Tribology Congress*, 1973.
- [Nic72] D. Nicolas. Les paliers hydrodynamiques soumis à un torseur de forces quelconque. *Thèse de Docteur Ingénieur, Lyon*, 1972.
- [NP65] C.W. Ng and C.H.T. Pan. A linearized turbulent lubrication theory. *ASME Journal of Basic Engineering*, 87 :675–688, 1965.
- [NP94] P.G. Nikolakopoulos and C.A. Papadopoulos. Non-linearities in misaligned journal bearings. *Tribology International*, 27(4) :243–257, 1994.
- [NP95] P.G. Nikolakopoulos and C.A. Papadopoulos. Lyapunov’s stability of non-linear misaligned journal bearings. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 117 :593–599, 1995.

- [OH99] A. Ono and K. Hayashi. Fatigue phenomenon of engine bearings with misaligned journal. *In proceedings of the 27th Leeds-Lyon symposium on tribology*, 1999.
- [Pas70] M. Pascovici. The circumferential temperature distribution of complete journal bearings. *Wear*, 16 :143–147, 1970.
- [Pas74] M. Pascovici. Experimental study of the influence of heat transfer on the temperature distribution in a lubricant film. *Wear*, 29 :59–67, 1974.
- [PB79] O. Pinkus and S.S. Bupara. Analysis of misaligned grooved journal bearings. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 101 :503–509, 1979.
- [PBF02] I. Pierre, J. Bouyer, and M. Fillon. Thermohydrodynamic study of misaligned journal bearings-comparison between experimental data and theoretical results. *Int. J. of Applied Mechanics and Engineering*, 7 :949–960, 2002.
- [PF00] I. Pierre and M. Fillon. Influence of geometric parameters and operating conditions on the thermoelastohydrodynamic behaviour of plain journal bearings. *IMechE (Part J)*, 214(5) :445–457, 2000.
- [PH94] R.S. Paranjpe and T. Han. A study of therohydrodynamic performance of steadily loaded journal bearings. *STLE Tribology Transactions*, 37 :679–690, 1994.
- [Pie00] I. Pierre. Etude tridimensionnelle des effets thermohydrodynamiques dans les paliers alignés et mésalignés. *Thèse de Doctorat, Université de Poitiers*, Juin 2000.
- [Pig42] R.J.S. Piggott. Bearings and lubrication. bearing troubles traceable to design can be avoided by engineering study. *Mech. Engng*, 64 :259, 1942.
- [Pin90] O. Pinkus. Thermal aspects of fluid film lubrication. *ASME Press, New-York*, 1990.
- [PNSS87] K. Prabhakaran Nair, R. Sinhasan, and D.V. Singh. A study of elastohydrodynamic effects in a three-lobe journal bearing. *Tribology International*, 20(3) :125–132, 1987.
- [PNSS89] K. Prabhakaran Nair, R. Sinhasan, and D.V. Singh. Elastothermohydrodynamic effects in elliptical bearings. *Tribology International*, 22(1) :43–49, 1989.
- [PP96] P. Pliakas and D.W. Parkins. Single-axial groove journal bearings : Static characteristics and a temperature prediction technique. *IMechE (part J)*, 210 :45–53, 1996.

- [Pra97] B.S. Prabhu. An experimental investigation on the misalignment effects in journal bearings. *STLE Tribology Transactions*, 40 :235–242, 1997.
- [PSB00] S. Piffeteau, D. Souchet, and D. Bonneau. Influence of thermal and elastic deformations on connecting-rod big end bearing lubrication under dynamic loading. *ASME Journal of Tribology*, 122 :181–192, 2000.
- [PW80] O. Pinkus and D.J. Wilcock. Thermal effects in fluid film bearings. *Proc. of 6th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, pages 3–23, 1980.
- [QT95] Z.L. Qiu and A.K. Tieu. Misalignment effect on the static and dynamic characteristics of hydrodynamic journal bearings. *ASME Journal of Tribology*, 117 :717–723, 1995.
- [Rey86] O. Reynolds. On the theory of lubrication and its application on m. beauchamp towers's experiments. *Phil. Trans. Royal Society, London, A-177* :157–234, 1886.
- [Ric65] J.R. Rice. Misalignment torques of hydrodynamic gas lubricated journal bearings. *ASME Journal of Basic Engineering*, pages 193–198, 1965.
- [Roa94] P.J. Roache. Perspective : A method for uniform reporting of grid refinement studies. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 116 :405–413, 1994.
- [RP87] C. Rajalingham and B.S. Prabhu. Thermohydrodynamic performance of a plain journal bearing. *ASLE trans.*, 30(3) :368–372, 1987.
- [RPBX94] C. Rajalingham, B.S. Prabhu, R.B. Bhat, and G.D. Xistris. Influence of thermal conduction across the fluid film on the thd characteristics of a plain journal bearing. *ASME Journal of Tribology*, 116 :397–399, 1994.
- [RS82] B.R. Reason and A.H. Siew. Numerical solution for the design and performance evaluation of journal bearings with misalignment. *IMEchE*, pages 77–85, 1982.
- [Saf84] Z.S. Safar. Energy loss due to misalignment of journal bearings. *Tribology International*, 17(2) :107–109, 1984.
- [SC88] R. Sinhasan and H.N. Chandrawat. An elastohydrodynamic study on two-axial-groove journal bearing. *Tribology International*, 21(6) :341–351, 1988.
- [SC89] R. Sinhasan and H.N. Chandrawat. Analysis of two-axial-groove journal bearing including thermoelastohydrodynamic effects. *Tribology International*, 22(5) :347–353, 1989.
- [SD69] J.R. Stokley and R.R. Donaldson. Misalignment effects in 180° partial journal bearings. *Trans. ASLE*, 12(2) :216–226, 1969.

- [SEM89] Z.S. Safar, M.M. Elkotb, and D.M. Mokhtar. Analysis of misaligned journal bearings operating in turbulent regime. *ASME Journal of Tribology*, 111(215-219), 1989.
- [SHH91] J.K. Scharrer, R.F. Hecht, and R.I. Hibbs. The effects of wear on the rotordynamic coefficients of a hydrostatic journal bearing. *ASME Journal of Tribology*, 113 :210–213, 1991.
- [SK95] E.E. Swanson and R.G. Kirk. Experimental temperature and pressure profiles for two steadily loaded journal bearings. *STLE Tribology Transactions*, 38 :601–606, 1995.
- [SK97] E.E. Swanson and R.G. Kirk. Survey of experimental data for fixed geometry hydrodynamic journal bearings. *ASME Journal of Tribology*, 119 :704–710, 1997.
- [SKRSP00] D. Sudheer Kumar Reedy, S. Swarnamani, and B.S. Prabhu. Thermoelastohydrodynamic analysis of tilting pad journal bearing - theory and experiments. *STLE Tribology Transactions*, 43(1) :82–90, 2000.
- [SL98] S. Strzelecki and W. Litwicki. Effect of misalignment on the spring and damping coefficients of the 2-lobe journal bearing. *Honolulu*, 1998.
- [SM66] A.J. Smalley and H. McCallion. The effect of journal misalignment on the performance of a journal bearing under steady running conditions. *IMechE*, 181(3B) :39–48, 1966.
- [SMP85] Z.S. Safar, D.M. Mokhtar, and H.J. Peeken. Thermal characteristics of misaligned finite journal bearings. *Tribology International*, 18(1) :13–16, 1985.
- [SR88] Z.S. Safar and M.S.M. Riad. Prediction of the coefficient of friction of a misaligned turbulent flow journal bearing. *Tribology International*, 21(1) :15–19, 1988.
- [SS89] D.V. Singh and R. Sinhasan. Performance characteristics of an ungrooved big-end bearing with misalignment. *STLE Tribology Transactions*, 32 :234–238, 1989.
- [ST95] K. Suzuki and M. Tanaka. Stability characteristics of worn journal bearings. *Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference*, pages 296–301, 1995. Kuala-Lumpur.
- [SW98] F. Shi and Q. Wang. A mixed-elhd model for journal bearing conformal contacts - part 1 : Model formulation and approximation of heat transfer

- considering asperity contact. *ASME Journal of Tribology*, 120 :198–205, 1998.
- [Swi37] H.W. Swift. Theory and experiment applied to journal bearing design. *Proc. IMechE of the General Discussion on Lubrication and Lubricants*, 1 :309–316, 1937.
- [Tan00] M. Tanaka. Recent thermohydrodynamic analyses and designs of thick-film bearings. *Proc. IMechE*, 214 :107–122, 2000.
- [TH81] J. Tonnesen and P.K. Hansen. Some experiments on the steady-state characteristics of a cylindrical fluid film bearing considering thermal effects. *AMSE Journal of Lubrication Technology*, 103 :107–114, 1981.
- [Tim49] S. Timoshenko. Résistance des matériaux, tome 2 : Théorie développée et problèmes. *Paris et Liège, Librairie Polytechnique Ch. Béranger*, pages 213–217, 1949.
- [TN95] A.K. Tieu and Freund N.O. A high performance journal bearing with controlled elastic deflection. *ASME Journal of Tribology*, 117 :702–708, 1995.
- [Tow83] B. Towers. First report on friction experiments. *Proc. IMechE*, 34 :632–659, 1883.
- [TQ96] A.K. Tieu and Z.L. Qiu. Experimental study of freely alignable journal bearings. part1 : Static characteristics. *ASME Journal of Tribology*, 118 :498–502, 1996.
- [Vij96] D. Vijayaraghavan. An efficient numerical procedure for thermohydrodynamic analysis of cavitated bearings. *ASME Journal of Tribology*, 118 :555–563, 1996.
- [VK90] D. Vijayaraghavan and Jr T.G. Keith. Analysis of a finite grooved misaligned journal bearing considering cavitation and starvation effects. *ASME Journal of Tribology*, 112 :60–67, 1990.
- [VK91] K. Vaidyanathan and T.G. Keith. Performance characteristics of cavitated noncircular journal bearings in the turbulent flow regime. *Tribology Trans.*, 34(1) :35–44, 1991.
- [WS50] A. Walther and H. Sassenfeld. Pressure distribution and load in a 360° bearing with inclined shaft. outline of procedure with an explanatory example. *Sponsored research, Germany*, 13 :1–7, 1950.

- [WS94] N-Z. Wang and A.A. Seireig. Thermohydrodynamic lubrication analysis incorporating thermal expansion across the film. *ASME Journal of Tribology*, 116 :681–689, 1994.
- [WSL98] Q. Wang, F. Shi, and Si C. Lee. A mixed-tehd model for journal bearing conformal contacts - part 2 : Contact, film thickness and performance analyses. *ASME Journal of Tribology*, 120 :206–213, 1998.
- [WZWL02] Y. Wang, C. Zhang, Q. Wang, and C. Lin. A mixed-tehd analysis and experiment of journal bearings under severe operating conditions. *Tribology International*, 35 :395–407, 2002.
- [XMP01] H. Xu, O. Mian, and D. Parker. Performance of a gear pump bearing taking into account elastic deflection of both housing and shaft. *Proc. 2nd World Tribology Congress*, Vienna, Austria(paper N°717) :CD, 4 pages, 2001.
- [YA89] H. Yu and M.L Adams. The linear model for rotor-dynamic properties of journal bearings and seals with combined radial and misalignment motion. *Journal of Sound and Vibration*, 131 :367–378, 1989.
- [YJ01] Y-K. Yang and M-C. Jeng. Analysis of thermal effects on the misaligned hydraulic servo cylinder. *Tribology International*, 34 :95–106, 2001.
- [Zac98] D.C. Zachariadis. Short bearing model for the evaluation of journal's dynamic angular misalignment effects on rotor vibrations. *international Gas Turbine and Aeroengine Congress and exhibition*, Stockholm, Sweeden, 1998.
- [Zha02] C. Zhang. Tehd behavior of non-newtonian dynamically loaded journal bearings in mixed lubrication for direct problem. *ASME Journal of Tribology*, 124 :178–185, 2002.
- [ZYZ00] C. Zhang, Z. Yi, and Z. Zhang. Thd analysis of high speed heavily loaded journal bearings including thermal deformation, mass conserving cavitation, and turbulent effects. *ASME Journal of Tribology*, 122 :597–602, 2000.

Table des figures

2.1	Palier lisse	48
2.2	Système d'axes	48
2.3	Configuration d'un palier mésaligné	51
2.4	Palier usé	52
2.5	Défaut local	53
2.6	Défaut global	54
2.7	Organigramme du programme de calcul	60
3.1	Dispositif d'essais	64
3.2	Schéma du dispositif d'essais	64
3.3	Arbre	65
3.4	Coussinet d'essai	65
3.5	Bague support du coussinet	65
3.6	Schéma du dispositif de mésalignement	66
3.7	Orientation du couple de mésalignement	66
3.8	Dispositif de chargement	66
3.9	Positionnement des capteurs de déplacement	67
3.10	Coussinet développé	67
3.11	Répartition circonférentielle de pression dans le plan médian du palier	70
3.12	Pression maximale dans le plan médian	70
3.13	Température à l'interface film/coussinet pour une charge de 3000 N, dans le plan médian	71
3.14	Température à l'interface film/coussinet pour une charge de 9000 N, dans le plan médian	71
3.15	Température maximale dans le plan médian	71
3.16	Température axiale à l'interface film/coussinet pour une charge de 9000N	72

3.17	Projection de la ligne des centres de l'arbre pour diverses conditions de fonctionnement	73
3.18	Épaisseur minimale du film dans les sections avant et arrière du palier	73
3.19	Variation du débit axial en fonction du couple de mésalignement pour deux cas de chargement	74
3.20	Répartition circonférentielle de pression dans le plan médian du palier pour un couple de 70 <i>N.m</i>	77
3.21	Répartition circonférentielle de pression dans le plan médian du palier	77
3.22	Répartition circonférentielle de température dans le plan médian du palier pour une vitesse de 2000 tr/min	78
3.23	Répartition circonférentielle de température dans le plan médian du palier pour une vitesse de 4000 tr/min	78
3.24	Répartition axiale de température dans deux sections du palier pour une charge de 9000N et les cas alignés et mésalignés (70 <i>N.m</i>)	79
3.25	Projection de la ligne des centres de l'arbre pour une charge de 3000 N	80
3.26	Projection de la ligne des centres de l'arbre pour une charge de 3000 N	80
3.27	Vue 3D du champ de pression pour différents couples de mésalignement (N=4000 tr/min, W=9000 N)	81
3.28	Variation de la pression maximale dans le plan médian en fonction de l'intensité du couple de mésalignement (N=4000tr/min, W=9000N)	81
3.29	Variation circonférentielle de pression dans le plan médian du palier (N=4000 tr/min, W=9000 N)	82
3.30	Vue 3D du champ de température pour différents couples de mésalignement (N=4000 tr/min, W=9000 N)	82
3.31	Variation de la température maximale dans le plan médian en fonction de l'intensité du couple de mésalignement (N=4000 tr/min, W=9000 N)	82
3.32	Variation circonférentielle de température dans le plan médian du palier (N=4000 tr/min, W=9000 N)	83
3.33	Variation axiale de température dans les plans à 180 et 260° (N=4000 tr/min, W=9000 N)	83
3.34	Projection de la ligne des centres de l'arbre pour deux valeurs du couple de mésalignement (N=4000 tr/min, W=9000 N)	83
3.35	Variation de l'épaisseur minimale du film en fonction de l'intensité du mésalignement (N=4000 tr/min, W=9000 N)	84

3.36	Vue 3D des épaisseur de film pour différents couples de mésalignement (N=4000 tr/min, W=9000 N)	84
3.37	Variation du débit axial en fonction du couple de mésalignement (N=4000 tr/min, W=9000 N)	85
3.38	Vue 3D du champ de pression pour différentes directions de mésalignement (N=4000 tr/min, W=3000 N)	85
3.39	Vue 3D du champ de température pour différentes directions de mésalignement (N=4000 tr/min, W=3000 N)	86
4.1	Comparaison avec les résultats de la littérature	91
4.2	Champs de pression dans le plan médian du palier pour différentes conditions de fonctionnement et profondeurs du défaut	91
4.3	Pression maximale pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure	92
4.4	Température dans le plan médian du palier pour différentes conditions de fonctionnement et profondeurs du défaut	92
4.5	Température maximale pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure	93
4.6	Épaisseur minimale du film pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure	94
4.7	Épaisseur du film dans le plan médian du palier pour différentes conditions de fonctionnement et profondeurs du défaut	94
4.8	Débit axial pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure	94
4.9	Excentricité relative pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure	95
4.10	Puissance dissipée pour différentes conditions de fonctionnement en fonction du défaut d'usure	95
4.11	Épaisseur du film pour un cas mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}, \Psi = 0^\circ$)	98
4.12	Champ de pression pour un cas mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}, \Psi = 0^\circ$)	98
4.13	Champ de température pour un cas mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}, \Psi = 0^\circ$)	99
4.14	Variation angulaire de l'épaisseur du film dans la section d'épaisseur minimale, pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}, \Psi = 0^\circ$)	101
4.15	Variation angulaire de température dans la section de température maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}, \Psi = 0^\circ$)	101

4.16	Variation axiale de température à l'interface film/oussinet à la coordonnée angulaire de température maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 N.m, \Psi = 0^\circ$)	101
4.17	Variation angulaire de pression dans la section de pression maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 N.m, \Psi = 0^\circ$)	102
4.18	Variation angulaire de l'épaisseur du film dans la section d'épaisseur minimale, pour le palier mésaligné ($M = 70 N.m, \Psi = -90^\circ$)	102
4.19	Variation angulaire de température dans la section de température maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 N.m, \Psi = -90^\circ$)	103
4.20	Variation axiale de température à l'interface film/oussinet à la coordonnée angulaire de température maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 N.m, \Psi = -90^\circ$)	103
4.21	Variation angulaire de pression dans la section de pression maximale, pour le palier mésaligné ($M = 70 N.m, \Psi = -90^\circ$)	103
5.1	Répartition circonférentielle de pression dans le plan médian du palier, pour divers calculs	111
5.2	Épaisseur du film dans le plan médian du palier et dans la zone d'épaisseur minimale, pour divers calculs	112
5.3	Répartition de température pour divers calculs	114
5.4	Épaisseur du film pour divers calculs	114
5.5	Déplacement radial de la face interne du oussinet pour le modèle complet (TEHD)	115
5.6	Flux thermique dans le plan médian du palier pour le modèle complet (TEHD)	116
5.7	Déplacement radial de la face interne du oussinet dans le plan médian du palier pour le modèle complet (TEHD)	116
5.8	Déplacement radial de la face interne du oussinet à la coordonnée angulaire de déplacement élastique maximal ($\theta = 189^\circ$), pour le modèle complet (TEHD)	117
5.9	Épaisseur du film pour le modèle complet (TEHD)	117
5.10	Champ de pression pour le modèle complet (TEHD)	117
5.11	Champ de température pour le modèle complet (TEHD)	118
5.12	Déplacement radial de la face interne du oussinet pour le modèle complet (TEHD)	119
5.13	Déplacement radial de la face interne du oussinet pour le modèle complet (TEHD)	119
5.14	Épaisseur du film, pour divers calculs	120

5.15	Champ de température pour le modèle complet (TEHD)	120
5.16	Champ de pression pour le palier mésaligné ($M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)	121
5.17	Répartition circonférentielle de pression à la coordonnée axiale de pression maximale, pour le palier mésaligné ($M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)	122
5.18	Répartition axiale de pression à la coordonnée angulaire de pression maximale, pour le palier mésaligné ($M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)	122
5.19	Variation axiale de l'épaisseur du film à la coordonnée angulaire d'épaisseur minimale, pour le palier mésaligné ($M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)	122
5.20	Déplacement radial de la face interne du coussinet pour le palier mésaligné (TEHD, $M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)	123
5.21	Déplacement radial de la face interne du coussinet pour le palier mésaligné (TEHD, $M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)	123
5.22	Champ de température pour le palier mésaligné ($M = 300N.m$, $\Psi = 90^\circ$)	123
5.23	Excentricité et angle de calage en fonction de la charge appliquée, pour les calculs THD et TEHD	124
5.24	Jeu radial en fonctionnement pour différentes charges	125
5.25	Déformée du coussinet dans le plan médian du palier pour le cas le plus chargé ($W = 150 kN$, $N = 3000 tr/min$)	125
5.26	Températures d'arbre et maximale en fonction de la charge appliquée, pour les calculs THD et TEHD	125
5.27	Puissance dissipée en fonction de la charge appliquée, pour les calculs THD et TEHD	126
5.28	Pression maximale en fonction de la charge appliquée, pour les calculs THD et TEHD	126
5.29	Épaisseur minimale du film en fonction de la charge appliquée, pour les calculs THD et TEHD	126
5.30	Excentricité et angle de calage en fonction de la vitesse de rotation, pour les calculs THD et TEHD	127
5.31	Jeu radial en fonctionnement pour différentes vitesses	127
5.32	Déformée du coussinet dans le plan médian du palier pour le cas à 15000 tr/min ($W = 50 kN$)	128
5.33	Températures d'arbre et maximale en fonction de la vitesse de rotation, pour les calculs THD et TEHD	128
5.34	Puissance dissipée en fonction de la vitesse de rotation, pour les calculs THD et TEHD	128

5.35	Pression maximale en fonction de la vitesse de rotation, pour les calculs THD et TEHD	129
5.36	Épaisseur minimale du film en fonction de la vitesse de rotation, pour les calculs THD et TEHD	129
A.1	Forme géométrique de la couronne utilisée pour la comparaison	137
A.2	Condition N°2	140
A.3	Condition N°3	141
A.4	Condition N°4	141
A.5	Condition N°1	142
A.6	Condition N°2	142
A.7	Condition N°3	142
A.8	Condition N°4 (coussinet acier)	143
A.9	Condition N°4 (coussinet bronze)	143
C.1	Evolution des trois grandeurs en fonction du nombre de points circonférentiels du maillage	152
C.2	Evolution des trois grandeurs en fonction du nombre de points axiaux du maillage	152
C.3	Evolution des trois grandeurs en fonction du nombre de points suivant l'épaisseur de film	152
C.4	Evolution du déplacement radial au bord (a) et dans le plan médian (b) en fonction du nombre de points suivant l'épaisseur du coussinet	153
C.5	Evolution du déplacement radial au bord (a) et dans le plan médian (b) en fonction du nombre de points axiaux	153

Liste des tableaux

2.1	Critères de convergence	59
3.1	Caractéristiques du palier	68
3.2	Caractéristiques du lubrifiant	69
3.3	Caractéristiques des essais	70
3.4	Amplitude de mésalignement d pour différentes conditions de fonctionnement	75
3.5	Angle de mésalignement β pour différentes conditions de fonctionnement . .	75
3.6	Caractéristiques des essais	76
3.7	Angle et amplitude de mésalignement pour deux valeurs du couple de mésalignement ($N=4000\text{tr/min}$, $W=9000\text{N}$)	84
4.1	Caractéristiques du palier et conditions de fonctionnement	90
4.2	Conditions de fonctionnement	97
4.3	Evolution de l'épaisseur minimale du film en fonction des caractéristiques du défaut local (relativement à celles du palier), pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)	99
4.4	Evolution de la température maximale en fonction des caractéristiques du défaut local (relativement à celles du palier), pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)	100
4.5	Evolution de la pression maximale en fonction des caractéristiques du défaut local (relativement à celles du palier), pour le palier mésaligné ($M = 70 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$)	100
4.6	Performances du palier pour le cas aligné avec et sans défaut	105
4.7	Performances du palier faiblement mésaligné ($M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = 0^\circ$), sans défaut et avec défaut local et global	106
4.8	Performances du palier faiblement mésaligné ($M = 30 \text{ N.m}$, $\Psi = -90^\circ$), sans défaut et avec défaut local et global	107

5.1	Caractéristiques du palier, du lubrifiant et conditions de fonctionnement . . .	110
5.2	Caractéristiques mécaniques et thermiques du palier	111
5.3	Résultats des calculs isothermes et THD	112
5.4	Performances du palier pour les cas THD avec et sans déformations et/ou dilatation	113
5.5	Résultats des calculs THD et TEHD	118
5.6	Résultats des calculs THD et TEHD pour un palier sévèrement mésaligné . .	121
5.7	Caractéristiques du palier, du lubrifiant et conditions de fonctionnement . . .	124
A.1	Déplacements résultant des calculs de validation pour la pression	138
A.2	Déplacements de la face interne du coussinet	139
A.3	Conditions aux limites pour le calcul des déformations élastiques	140
A.4	Caractéristiques du coussinet	144
A.5	Température extérieure de 36,5°C et flux de 3000 W/m ²	145
A.6	Température extérieure de 36,5°C et flux de 30000 W/m ²	145
A.7	Température extérieure de 36,5°C et flux de 300 W/m ²	146
A.8	Température extérieure de 86,5°C et flux de 3000 W/m ²	146
B.1	Résultats des calculs d'incertitudes	149
B.2	Résultats des calculs d'incertitudes pour les capteurs de déplacement	150
C.1	Valeurs successives du GCI pour les trois grandeurs caractéristiques	154

Résumé

Les effets thermiques dans les paliers hydrodynamiques ont été largement étudiés au cours des dernières années, ainsi que les effets élastiques, mais peu d'études regroupent les deux approches. Une analyse théorique et numérique a été menée en tenant compte du plus grand nombre de paramètres, comme les effets thermiques, les déformations thermiques et élastiques, afin qu'elle soit la plus précise possible. Des expérimentations ont permis de valider cette étude, tant au niveau des conditions aux limites qu'au niveau des hypothèses retenues.

Une étude expérimentale complète est présentée sur le mésalignement. Elle met en évidence que le mésalignement modifie très sensiblement les paramètres de fonctionnement du palier. Le modèle numérique proposé conduit à une détermination réaliste des performances THD du palier mésaligné fonctionnant en régime établi.

L'influence d'une modification, voulue ou non, de la géométrie du palier sur les performances d'un palier lisse est analysée. Ceci permet aux utilisateurs de paliers, soit d'améliorer les performances des paliers mésalignés, soit de donner des limites d'utilisation de paliers usés.

Un modèle thermoélastohydrodynamique (TEHD) a été étudié ; celui-ci tient compte des déformations dues aux champs de pression et de température. Dans le cas d'un palier très chargé, les déplacements engendrés peuvent être de l'ordre de l'épaisseur minimale du film. L'échauffement du film lubrifiant conduit à une diminution importante de la viscosité du fluide ainsi qu'à une dilatation différentielle des éléments du palier. La prise en compte des déformations mécaniques et thermiques est indispensable à la détermination précise des caractéristiques de fonctionnement d'un palier soumis à des conditions de fonctionnement sévères.

L'utilisation du modèle TEHD devient impérative dès lors que la pression spécifique dépasse certaines limites admissibles ou que la vitesse de rotation est supérieure à 30 *m/s*.

Abstract

Thermal effects in hydrodynamic bearing have been widely studied in the past few years, as well as mechanical effects, but only few studies gathered the two approaches. The aim of this work has been to develop as precise a thermoelastohydrodynamic (TEHD) modelisation as possible by taking into account thermal effects as well as thermal and mechanical deformations. Moreover, experimentations have validated this study regardless of whether it is boundary conditions or assumptions which are being considered.

Misaligned and worn bearings have been considered. Experimental data have been obtained for various operating conditions including misalignment. A good agreement is found between experimental data and numerical results.

The influence of solid displacements on bearing performance has been analyzed under severe operating conditions (large load, high speed, high misalignment torque). Mechanical and thermal deformations were found to be very significant in precisely determining the performance of a bearing subjected to severe operating conditions. In addition, the use of the TEHD model becomes imperative as soon as specific pressure or speed goes over certain acceptable limits.

Mots clés

Lubrification	Palier lisse hydrodynamique
Conditions sévères	Comportement thermoélastohydrodynamique
Mésalignement	Comportement thermique permanent
Paliers usés	Déformation