



**HAL**  
open science

# Modélisation numérique et expérimentale de la lubrification des paliers de moteur soumis à des conditions sévères de fonctionnement

Aurelian Fatu

► **To cite this version:**

Aurelian Fatu. Modélisation numérique et expérimentale de la lubrification des paliers de moteur soumis à des conditions sévères de fonctionnement. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Poitiers, 2005. Français. NNT: . tel-00090536

**HAL Id: tel-00090536**

**<https://theses.hal.science/tel-00090536>**

Submitted on 31 Aug 2006

**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.

# THESE

pour l'obtention du grade de

## DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE POITIERS

FACULTE DES SCIENCES FONDAMENTALES ET APPLIQUEES

(Diplôme National – Arrêté du 25 avril 2002)

### ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR

Secteur de recherche : Génie Mécanique, Productique et Transports

Présentée par :

**Aurelian FATU**

*Modélisation numérique et expérimentale de la lubrification des paliers de moteur soumis à des conditions sévères de fonctionnement*

Directeur de thèse : Dominique BONNEAU

Codirecteur de thèse : Mohamed HAJJAM

Soutenance prévue le 24 Octobre 2005

devant la commission d'examen

### - JURY -

Jean FRENE, Professeur, Université de Poitiers	Président
Jean DENAPE, Professeur, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes	Rapporteur
Mircea PASCOVICI, Professeur, Université "Politehnica" de Bucarest	Rapporteur
Bernard TOURNERIE, Professeur, Université de Poitiers	Examineur
Dominique BONNEAU, Professeur, Université de Poitiers	Examineur
Mohamed HAJJAM, Maître de Conférences, HDR, Université de Poitiers	Examineur
Patrick RAGOT, Ingénieur, Renault S.A.	Invité
Christophe AUDOIN, Ingénieur, Renault F1 Team	Invité

## **AVANT PROPOS**

*Cette étude a été réalisée dans le Laboratoire de Mécanique des Solides (Unité Mixte de Recherche CNRS n° 6610) de l'Université de Poitiers, dirigé par Monsieur le Professeur Olivier BONNEAU. Je tiens à le remercier pour m'avoir accueilli au sein de son laboratoire.*

*Je suis extrêmement sensible à l'honneur que me font Monsieur Mircea PASCOVICI, Professeur à l'Université Politehnica de Bucarest et Monsieur Jean DENAPE, Professeur à l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes en acceptant d'être rapporteurs de cette étude.*

*Je suis également très reconnaissant à Monsieur Jean FRENE, Professeur à l'Université de Poitiers pour l'intérêt qu'il porte à ce travail en acceptant de faire partie du jury de cette thèse.*

*Un grand remerciement à Monsieur Patrick RAGOT, Ingénieur au sein de l'entreprise Renault S.A. à Paris, ainsi qu'à Monsieur Christophe AUDOIN, Ingénieur dans le groupe Renault FI Team à Paris, pour l'intérêt qu'ils portent à ce travail en acceptant de faire partie du jury de cette thèse.*

*Je voudrais remercier tout spécialement Monsieur Dominique BONNEAU, Professeur à l'Université de Poitiers, pour le suivi de cette étude. Sa grande capacité d'analyse et de synthèse, son expérience des phénomènes thermiques, de la programmation numérique mais aussi sa grande disponibilité m'ont été d'une grande aide tout au long de ma thèse.*

*Je voudrais remercier tout particulièrement Monsieur Mohamed HAJJAM, Maître de Conférences, HDR, à Université de Poitiers, d'avoir assuré un suivi constant. Ses conseils, sa disponibilité ainsi que son soutien relationnel et moral m'ont été une aide précieuse durant l'étude et la réalisation de ce mémoire et je lui en suis très reconnaissant.*

*Je suis également très touché par Monsieur Bernard VILLECHAISE, Professeur à l'Université de Poitiers, pour l'intérêt constant qu'il a porté au déroulement de ce travail et plus particulièrement à la partie expérimentale.*

*Je suis également très reconnaissant à Monsieur Bernard TOURNERIE, Professeur à l'Université de Poitiers pour l'intérêt qu'il porte à ce travail en acceptant de faire partie du jury de cette thèse, mais surtout pour la grande disponibilité qu'il a montré durant notre collaboration.*

*Je tiens à exprimer ma gratitude à Monsieur Traian CICONE, Maître de Conférences à l'Université "Politehnica" de Bucarest, grâce à qui j'ai pris contact avec la lubrification et qui m'a toujours soutenu pendant toute la durée de mon "séjour" en France.*

*Il m'est très agréable de remercier tous les membres de l'équipe "Structures & Interfaces", pour l'amitié qu'ils m'ont manifestée et pour la contribution que chacun d'eux a pu m'apporter. Je ne saurais oublier tout le personnel de l'IUT d'Angoulême pour leur présence et leur soutien, ce qui m'a permis de travailler dans des conditions très confortables et agréables tout au long de cette étude.*

*Un merci tout particulier à mes amis Philippe et Arthur qui m'ont été d'un grand soutien moral pendant toute la durée de la thèse et qui ont toujours su trouver les mots pour m'encourager.*

# SOMMAIRE

<b>Introduction générale</b> .....	7
<b>Chapitre I : Etude bibliographique</b> .....	11
I.1 Introduction .....	11
I.2 Etudes numériques EHD .....	12
I.3 Etudes numériques non-newtoniennes .....	16
I.4 Etudes numériques thermiques .....	18
I.5 Conclusions .....	21
<b>Chapitre II : Mise en équation et formulation numérique du problème</b> <b>ThermoElastoHydroDynamique</b> .....	23
II.1 Introduction .....	23
II.2 Equations générales du problème TEHD .....	25
II.2.1 Equation de Reynolds .....	25
II.2.2 Equations d'équilibre de la charge .....	27
II.2.3 Epaisseur du film lubrifiant .....	28
II.2.4 Equations de la viscosité en fonction de la température, de la pression et du taux de cisaillement .....	28
II.2.5 Conditions aux limites .....	30
II.2.6 Compliances élastiques .....	31
II.3 Equations définissant le problème thermique .....	32
II.3.1 Description du modèle 1 .....	33
II.3.2 Description du modèle 2 .....	34
II.3.3 Les compliances thermiques .....	35
II.3.3.1 Utilisation des matrices de compliance pour le modèle 1 .....	36
II.3.3.2 Utilisation des matrices de compliance pour le modèle 2 .....	37

II.3.4	Algorithme de résolution thermique pour le model 2.....	38
II.3.5	Conditions aux limites thermiques.....	38
II.4	Formulation numérique du problème TEHD.....	39
II.4.1	Formulation éléments finis du problème EHD.....	39
II.4.2	Traitement de la matrice de compliance d'un contact EHD .....	41
II.4.3	Formulation numérique du problème thermique.....	42
II.4.3.1	Modèle 1 .....	42
II.4.3.2	Modèle 2 .....	43
II.4.4	Algorithme numérique .....	43
II.5	Conclusions .....	45
<b>Chapitre III : Validation des modèles numériques. Exemple d'application aux paliers de tête de bielle.....</b>		<b>47</b>
III.1	Introduction .....	47
III.2	Effets non-newtoniens et piezo-visqueux dans les paliers lisses : cas rigide .....	48
III.2.1	Etude paramétrique sur la discrétisation du domaine fluide : effet du maillage .....	48
III.2.2	Comparaison avec des études antérieures .....	49
III.3	Effets non-newtoniens et piezo-visqueux dans les paliers de tête de bielle : cas élastique .....	50
III.3.1	Cas de tête de bielle d'un moteur F1 .....	50
III.3.2	Cas de tête de bielle d'un moteur essence .....	56
III.3.3	Cas de tête de bielle d'un moteur diesel .....	60
III.3.4	Conclusions sur les effets non-newtoniens et piezo-visqueux .....	63
III.4	Modélisation TEHD : modèle 2 .....	64
III.4.1	Validation du modèle.....	64
III.4.2	Etude sur l'influence de la discrétisation.....	69
III.4.3	Etude de la température autour de la zone d'alimentation.....	71
III.4.4	Etude des conditions aux limites thermiques au bord du palier .....	72
III.4.5	Etude d'un palier de tête de bielle .....	73

III.4.6 Conclusions.....	78
III.5 Modélisation TEHD : modèle 1 .....	79
III.5.1 Détermination des coefficients d'échange film/solides. Comparaison entre les deux modèles thermiques.....	79
III.5.2 Etude de l'influence des coefficients d'échange logement / extérieur dans le cas d'un palier de tête de bielle.....	82
III.5.3 Etude de l'influence des coefficients d'échange arbre / conduit d'alimentation dans le cas d'un palier de tête de bielle .....	85
III.5.4 Conclusions.....	86
III.6 Comparaison entre les analyses EHD, TEHD et TEHD non-newtoniennes, appliquées à un palier de tête de bielle .....	88
III.7 Conclusions .....	91
<b>Chapitre IV : Mise en place d'une Machine d'Essais pour Guidage d'Arbre par                     PALiers Sous Charges ALternées Élevées : MEGAPASCALE.....</b>	<b>93</b>
IV.1 Introduction.....	93
IV.2 Dispositif expérimentaux existants .....	94
IV.3 Présentation générale du banc d'essais MEGAPASCALE.....	97
IV.3.1 Principes généraux du banc d'essais.....	99
IV.3.2 Etude de la broche .....	100
IV.3.3 Etude du système de chargement axial .....	106
IV.3.4 Etude du système de chargement latéral.....	111
IV.3.5 Centrales hydrauliques .....	112
IV.3.6 Conclusions .....	114
IV.4 Contrôle – commande de la machine d'essais .....	115
IV.5 Essais préliminaires .....	119
IV.6 Conclusions.....	124
<b>Conclusions générales.....</b>	<b>125</b>
<b>Bibliographie dans l'ordre d'apparition dans le texte .....</b>	<b>131</b>

<b>Nomenclature</b> .....	139
<b>Liste des tableaux</b> .....	141
<b>Liste des figures</b> .....	143
<b>Annexe : Bilan des entrées/sorties au niveau 2</b> .....	147

## Introduction générale

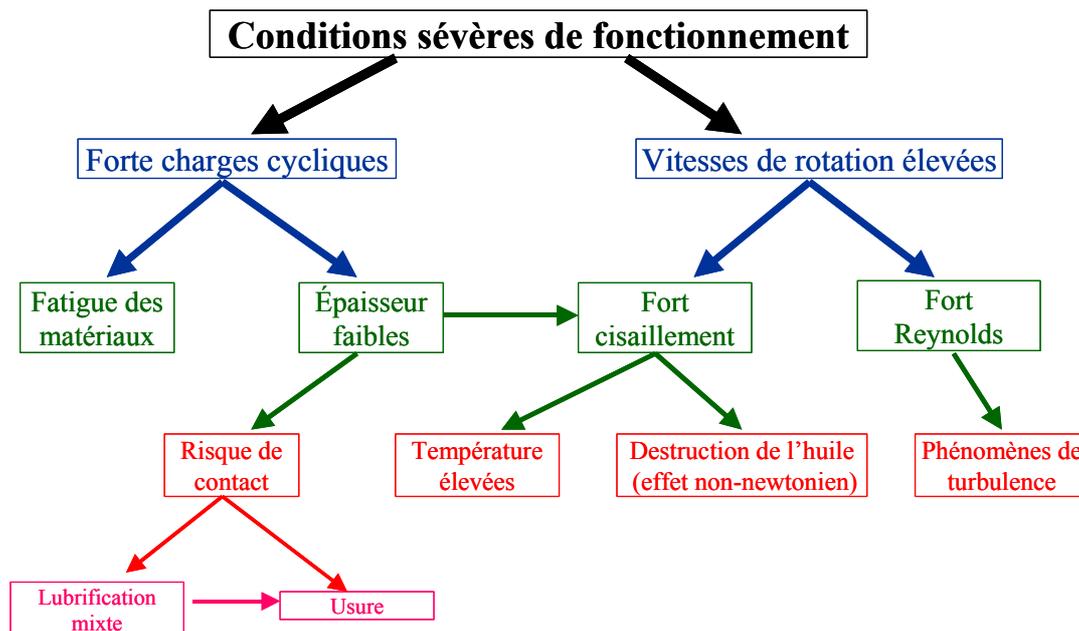
Malgré l'accroissement continu des performances des moteurs et des contraintes environnementales et économiques (réduction des coûts de production et de la consommation de carburant), la longévité des moteurs croît constamment, tant du fait des progrès réalisés dans leur technologie que de l'utilisation d'huiles plus performantes. Mais, si la durée de vie moyenne des moteurs augmente, les organes sensibles à l'usure (différents selon les types de moteurs) ne sont pas toujours les mêmes aujourd'hui qu'hier et évolueront très certainement dans le futur.

La durée de fonctionnement et la fiabilité des moteurs ne sont que très rarement limitées par des ruptures brutales d'organes provoquées par un défaut de résistance des matériaux. Le choix et les performances accrues de ces derniers, les méthodes modernes de calcul et les techniques de contrôle des pièces éliminent de plus en plus les risques d'incidents graves. En revanche, les moteurs sont limités en durée et en performances par des phénomènes d'usure ou de défaillance de lubrification tels que le grippage, le rayage adhésif (*scuffing*), l'abrasion, les piqûres superficielles (*pitting*), l'écaillage de fatigue, le gommage des segments, l'épaississement d'huile par oxydation, l'accumulation de dépôts à chaud (carbones, vernis...) ou à froid (boues), etc. L'une des fonctions essentielles de l'huile moteur est de lutter contre les phénomènes d'usure et de détériorations brutales afin d'éviter l'immobilisation du moteur, avec tous les inconvénients qui en résulteraient pour l'utilisateur.

L'étude de la lubrification est une des parties de la tribologie qui regroupe entre autres l'étude du frottement et de l'usure. Elle se trouve au carrefour de nombreux domaines tels que la mécanique des fluides, la mécanique des solides, la thermique, les mathématiques, etc.

Les paliers de moteurs ont une géométrie simple mais un fonctionnement assez complexe. Comme caractéristique commune à ces paliers, leur fonctionnement est dynamique, c'est-à-dire, ils sont soumis à des sollicitations qui varient avec le temps, mais qui peuvent être cycliques. Afin de comprendre et de prévoir de tels comportements on utilise, d'une part des modèles théoriques et numériques ThermoElastoHydroDynamique (TEHD) et d'autre part des études expérimentales.

Le travail réalisé au cours de trois dernières années a comme but de faire avancer la modélisation numérique des paliers soumis à des charges dynamiques fonctionnant dans des conditions sévères. Par conditions sévères nous comprenons des paliers fonctionnant avec des fortes charges cycliques et à des vitesses de rotation élevées (figure 1).



**Figure 1** : Conséquences de la lubrification dans des "conditions sévères de fonctionnement"

L'étude des paliers modernes nécessite en effet un outil de calcul associant toutes les spécifications de la figure 1. Cependant, dû à la complexité du problème, les chapitres suivantes s'intéressent seulement à la modélisation des effets non-newtoniens et thermiques.

Afin d'obtenir des outils de conception utilisables dans l'industrie automobile, des modèles performants et rapides ont été développés. En parallèle, l'aspect expérimental n'a pas été ignoré : la mise au point d'un banc d'essai des paliers de tête de bielle est présenté. Cette machine est considérée comme un complément indispensable à la modélisation numérique. Des études réelles en collaboration avec des motoristes pourront être entreprises.

Le chapitre I est consacré à une étude bibliographique des théories TEHD. Dans une première partie nous nous sommes intéressés aux modélisations ElastoHydroDynamique (EHD) des paliers lisses en général et plus particulièrement aux paliers dynamiques. Dans une deuxième nous invoquons les

phénomènes non-newtoniens dans les paliers lisses et enfin dans la troisième, nous avons analysé les études THD et TEHD.

Le chapitre II donne les équations de la lubrification TEHD en considérant la variation de la viscosité du lubrifiant avec la température, la pression et le taux de cisaillement. Deux modèles thermiques originaux sont présentés : un premier modèle, qui donne une information 2D de la température dans le contact et un second, plus évolué, qui permet d'obtenir une information 3D de la température, avec l'hypothèse d'une variation parabolique suivant l'épaisseur du film. Dans un deuxième temps, la formulation numérique du problème est présentée. Les méthodes d'éléments finis et de volumes finis sont utilisées pour la discrétisation du problème. La résolution des équations obtenues est faite par la méthode de Newton-Raphson. L'algorithme général de résolution a été finement détaillé.

La première partie du chapitre III est consacrée à l'influence du comportement non-newtonien des huiles modernes, sur le fonctionnement des paliers de tête de bielle. Trois conditions de fonctionnement différentes, correspondant à un moteur à essence, un moteur diesel et un moteur de Formula 1 (F1) sont étudiées. La deuxième partie porte sur la validation des deux modèles thermiques, dans le cas des paliers dynamiques et plus particulièrement dans le cas des paliers de tête de bielle. Des études paramétriques sur l'influence des coefficients d'échange logement/extérieur et arbre/conduits d'alimentation dans le comportement des paliers de tête de bielle sont effectuées. Il a été prouvé que ces coefficients ont un rôle très important sur les principales caractéristiques de l'écoulement (la pression du film, l'épaisseur de l'interstice, le débit de fuite, etc.). La dernière partie de ce chapitre présente une comparaison des résultats obtenus pour un palier de tête de bielle de moteur à essence, en utilisant un modèle EHD, un modèle TEHD 3D, un modèle TEHD 3D avec les effets non-newtoniens et un modèle TEHD "global".

Après une brève revue bibliographique des études expérimentales existantes, le chapitre IV présente le banc d'essais "**MEGAPASCALE**". La présentation générale du dispositif expérimental, qui inclut le cahier de charge fonctionnel, les mesures scientifiques prévues, le principe de fonctionnement et les solutions originales apportées, est détaillée. Le contrôle-commande de la machine est basé sur le dialogue continu entre deux grands niveaux d'action sur le banc : le niveau 1, contrôlé par un automate programmable et le niveau 2, contrôlé par un PC industriel. Des essais préliminaires ont permis de tirer des conclusions intéressantes pour le futur de la machine.

Enfin, dans une conclusion générale, sont rappelés les principaux résultats obtenus ainsi que les perspectives immédiates des études à effectuer autour du banc d'essai.

# CHAPITRE I

## Etude bibliographique

### ***1.1 Introduction***

Dans les moteurs à combustion interne, l'emploi d'huile a pour but d'immiscer celle-ci entre les surfaces en déplacement et d'obtenir ainsi, grâce à ce lubrifiant, une certaine portance de la charge qui tend à mettre en contact ces surfaces. Malgré la simplicité apparente de leur conception, les paliers soumis à des charges dynamiques ne sont pas faciles à modéliser. Leur comportement est fonction de plusieurs paramètres, en particulier la viscosité du lubrifiant et l'élasticité des solides.

Depuis plus de 50 ans la lubrification **ElastoHydroDynamique** (EHD) des paliers lisses a fait l'objet d'études expérimentales, théoriques et numériques. Pourtant, le bon comportement des paliers de moteurs soumis à des charges dynamiques est encore un sujet de préoccupation majeur dans l'industrie de l'automobile.

De plus, l'évolution technologique, traduite par l'amélioration et la recherche continue des performances optimales des mécanismes, impose un fonctionnement dans des conditions de plus en plus sévères. Cela conduit à la prise en compte des effets thermiques. En effet, l'énergie dissipée dans les contacts est non négligeable et les caractéristiques des mécanismes lubrifiés sont donc très affectées. L'augmentation de la température dans les contacts se traduit par une baisse de la viscosité du lubrifiant et donc par une baisse de la capacité de charge des paliers. En parallèle, la variation de la

température dans les solides entraîne une déformation thermique de la structure des paliers qui est du même ordre de grandeur que les déformées élastiques.

Afin de limiter la baisse de la viscosité des lubrifiants avec la température, les motoristes et les pétroliers ajoutent des additifs en polymères dans les lubrifiants. Compte-tenu de cela mais aussi des sollicitations qui lui sont imposées, le lubrifiant ne possède plus le comportement linéaire du fluide newtonien et montre un comportement non-newtonien. Les effets non-newtoniens sont très variés, selon le fluide considéré et les sollicitations auxquelles il est soumis. De manière générale, l'effet prédominant dans les paliers de moteur est l'effet de "shear-thinning" ou l'effet rhéofluidifiant, traduisant l'hypothèse d'une dépendance de la viscosité avec le taux de cisaillement.

La revue bibliographique a pour but de rappeler les principales études théoriques et modélisations numériques dédiées à l'analyse du comportement des paliers lisses et plus particulièrement des paliers soumis à des charges dynamiques. En s'appuyant sur l'analyse critique de toutes ces études, nous essaierons, dans ce contexte, de souligner les besoins d'améliorations et donc de montrer la pertinence de nos études.

Dans un premier temps nous allons évoquer des études présentant les théories EHD en régimes dynamiques. Par la suite, on s'intéressera à la modélisation des effets non-newtoniens.

Enfin, la dernière partie de ce chapitre portera sur les études numériques concernant les effets thermiques et élasto-thermiques.

## ***1.2 Etudes numériques EHD***

La lubrification EHD des paliers de moteurs, est un problème complexe en raison des multiples paramètres qui agissent sur le comportement du film d'huile et sur les surfaces solides (température, pression, rugosité des surfaces, etc.).

Notre étude bibliographique commence avec le travail de Campbell et al [1], publié en 1967. Les auteurs font un bilan des études numériques et expérimentales utilisées à l'époque pour la conception des paliers soumis à des charges dynamiques. Ils présentent quelques grandes méthodes de calcul :

- 1) **la méthode de calcul à la main** ou "hand calculation method", basée sur l'expérience du concepteur, qui transforme la charge dynamique en une succession de charges statiques ;
- 2) **les méthodes graphiques**, comme la méthode appelée "de mobilité" de Booker [2], qui permet de calculer la trajectoire de l'arbre dans son logement. Le mouvement de l'arbre est décomposé en deux composantes, concernant l'écrasement et l'autre le mouvement tangentiel – ce sont les composantes du "vecteur de mobilité". Cette méthode n'est applicable qu'à des paliers rigides ;

- 3) **les méthodes tenant compte des facteurs ambiants** ; elles considèrent que dans la majorité des cas et au moins pour les paliers de tête de bielle, l'épaisseur minimale dépend surtout des efforts inertiels. A partir de leur expérience, les auteurs affirment que la pression des gaz devient significative seulement quand le pic de pression généré par la combustion est 5 fois plus grand que les efforts d'inertie. Cela conduit à des simplifications qui évitent la résolution sur le diagramme polaire complet ;
- 4) **les méthodes prédictives, à partir des résultats expérimentaux obtenus sur des machines d'essais.**

Dès 1973, Fantino [3,4] présente une solution permettant de déterminer la position du centre de l'arbre d'un palier court. Il intègre analytiquement l'équation de Reynolds en fonction des vitesses du centre de l'arbre et résout les équations qui décrivent l'équilibre de la charge avec le champ de pression intégré sur la circonférence du palier. L'arbre est supposé rigide et les déformations élastiques du logement sont calculées dans un plan à l'aide de la méthode des éléments finis. Afin d'éviter la divergence qui apparaît quand les valeurs des déformations deviennent supérieures au jeu radial, il applique une méthode de prédiction-corrrection. A l'aide de toutes ces hypothèses, Fantino et Frêne [5,6] font une étude numérique appliquée aux paliers de tête de bielle. Ils proposent même une formule empirique qui permet de calculer l'épaisseur minimale du film en fonction des caractéristiques des paliers. Ils comparent aussi le comportement EHD de deux bielles correspondant à deux types de moteurs, l'un à essence et l'autre diesel.

Parallèlement aux travaux de Fantino et Frêne, Oh [7] et Goenka [9] s'intéressent aussi au problème EHD transitoire. En 1984, Oh aborde la recherche des étendus des régions de film active et inactive, en utilisant l'algorithme de Murty [8]. La détermination des zones actives et inactives du film est abordée comme un problème de complémentarité à frontières libres. De plus, Oh est le premier à résoudre simultanément l'équation de Reynolds et l'équation de l'équilibre de la charge. Ainsi, la pression et l'excentricité sont déterminées en même temps grâce à la méthode de Newton-Raphson. La même année, Goenka utilise les hypothèses de complémentarité pour la résolution d'un problème de lubrification d'un palier lisse circulaire.

Oh et Goenka [10] résolvent en 1985 le problème EHD transitoire d'un palier de tête de bielle. Les déformations de la bielle sont tridimensionnelles et les équations de Reynolds et de l'élasticité sont approchées par éléments finis. L'algorithme de Murty est utilisé. Le système d'équation est résolu par la méthode de Newton-Raphson. En 1986 [11], ces mêmes auteurs utilisent l'hypothèse d'une variation parabolique de la pression dans la direction axiale afin de diminuer le temps de calcul. Les résultats concernant la pression dans le film, les composantes de la vitesse dans le film et la position de l'arbre sont obtenues avec une bonne précision, ce qui n'est pas le cas pour l'épaisseur minimale du film.

Bates et al. [12] ont comparé en 1990 des résultats numériques et expérimentaux obtenus pour un palier de tête de bielle d'un moteur à combustion interne, pour différents régimes (de 1000 à 4000 tr/min). Les calculs numériques ont été faits avec et sans l'élasticité des solides. Les écarts observés pour l'épaisseur du film ont montré les difficultés rencontrées dans l'instrumentation des paliers qui fonctionnent en conditions réelles. De plus, les hypothèses d'un palier court, en régime isotherme et des déformations planes semblent conduire à une estimation erronée des pressions et épaisseurs du film.

En 1989, Kumar et al. [13] proposent une nouvelle approche du problème EHD. Ils modélisent les déformées des surfaces lubrifiées par une combinaison linéaire des formes modales choisies. Ces dernières forment une base adéquate pour représenter les déplacements rigides des solides ainsi que celles élastiques des surfaces.

L'excentration de l'arbre pendant le fonctionnement des paliers lisses conduit à une géométrie de contact qui présente une partie convergente et une partie divergente. Quand le fluide pénètre dans la partie divergente du contact, il est détendu et on constate l'apparition du phénomène de rupture du film. Cela se traduit par des zones de film en filets ou séparées, en bulle, en doigts d'huile, etc. L'analyse et la modélisation exacte du phénomène de rupture du film est indispensable dans l'étude des paliers dynamiques.

La plupart des travaux présentés précédemment utilisent des algorithmes de recherche des zones actives et inactives, appelés des algorithmes "non-conservatifs". Ces modèles d'utilisation simple n'assurent pas la conservation du débit à la frontière de réformation de film. Pourtant, les phénomènes physiques qui accompagnent la rupture et reformation du film fluide sont très bien identifiés depuis les travaux de Jacobson et Floberg [14] et Olson [15]. Par des observations expérimentales, on admet que la zone inactive est constituée d'une juxtaposition de filets de fluide et d'air. Dans le même temps, Floberg mesure une pression du film constante dans la zone inactive et en déduit que l'écoulement de Couette est privilégié. On parle de modèle JFO.

En 1981 Elrod [16] a proposé un modèle basé sur la compressibilité variable du lubrifiant et du mélange gazeux dans les zones inactives. Celui-ci s'inspire du modèle JFO. L'algorithme a montré son efficacité dans une discrétisation par différences finies. Les résultats obtenus sont en bonne concordance avec des résultats expérimentaux.

Il a fallu dix ans pour voir une transposition de ce modèle dans une discrétisation par éléments finis. Kumar et Booker [17, 18] utilisent le modèle dans l'étude des paliers soumis à des charges statiques et dynamiques.

En 2001, Bonneau et Hajjam [29], ont élaboré un nouvel algorithme qui assure une gestion de la rupture et de la reformation des films lubrifiants dans les contacts élastohydrodynamiques en s'appuyant sur le modèle de JFO. Afin de traiter simultanément les zones actives et inactive, une

équation de Reynolds modifiée est proposée. L'utilisation de la méthode des éléments finis permet d'intégrer de manière implicite toutes les conditions aux limites que doit satisfaire cette équation de Reynolds modifiée. Un palier de tête de bielle de moteur F1 illustre la capacité de l'algorithme à optimiser les paramètres de dimensionnement et d'alimentation en lubrifiant, même pour des conditions sévères de fonctionnement.

En 1991 Aitken et McCallion [20] démontrent qu'en ignorant les déformations élastiques dues aux effets d'inertie les résultats obtenus peuvent être loin de la réalité. Dans leur étude ils transforment à chaque pas de temps les forces d'accélération ponctuelles en forces volumiques.

En 1995 Bonneau et al. [21] développent un algorithme basé sur la méthode des éléments finis et l'appliquent à l'étude des paliers de tête de bielle. Ils ont résolu l'équation de Reynolds et celle de l'équilibre de la charge simultanément par la méthode de Newton-Raphson. La discrétisation du film utilise des éléments quadratiques à huit nœuds. Pour traiter la cavitation, ils ont utilisé l'algorithme de Murty modifié, afin d'obtenir la conservation du débit à travers les frontières de rupture et de reformation du film. Les déformations élastiques des surfaces dues à la pression du film et aux effets d'inertie sont prises en compte par l'intermédiaire des matrices de compliance.

En 1997, Garnier [22] a abordé le problème EHD de la liaison carter vilebrequin. Il s'appuie sur les travaux de Bonneau et Guines et réalise un outil pour l'étude de la lubrification des lignes d'arbres des moteurs thermiques. En 1999 Bonneau et al. [23] ont réalisé une étude sur l'influence des différentes caractéristiques géométriques sur le comportement du vilebrequin.

Knoll et al. [24] comparent en 1995 deux modèles pour le calcul des déformations élastiques d'un palier de bielle. Le premier, appelé "quasi-static model", nécessite un encastrement de la bielle en une section éloignée de l'alésage. Le second, appelé "full dynamic model", prend en compte toute la dynamique du système : aucune condition aux limites n'est imposée sur la bielle. Les auteurs montrent des différences importantes au niveau de l'épaisseur minimale et de la pression maximale du film. Ces différences sont expliquées par le fait que le modèle quasi-statique néglige les déformées dues aux forces d'inerties, générés par le mouvement de la bielle.

Osaza et al. [25] ont proposé en 1997 une nouvelle méthode afin d'analyser l'influence des efforts inertiels et des trous d'alimentation sur le comportement des paliers de tête de bielle. Ils ont montré que l'orbite du centre de l'arbre est plus marquée pour une étude EHD sans effets d'inertie, ni prise en compte des trous d'alimentation. De même, le débit de fuite est plus important et la puissance dissipée est supérieure dans le cas d'un palier élastique avec trous d'alimentation, par rapport à un palier rigide.

La même année, Ushijima et al. [26] présentent une méthode de prédiction de l'usure des paliers de tête de bielle, basée sur des résultats numériques. Ils considèrent la dépendance de la pression en fonction de la viscosité et des déformées élastiques du logement. L'analyse prend en compte la forme

des surfaces usées. Ils montrent que les performances des paliers sont influencées considérablement par l'usure.

En 2000, Okamoto et al. [27] étudient les conséquences de la réduction des dimensions géométriques (largeur et diamètre) des paliers de tête de bielle associée à l'augmentation des cylindrées, dans les moteurs diesel. Afin de considérer la cavitation, ils emploient le modèle de Murty. Les déformées du logement sont calculées à partir des matrices de compliance, tandis que l'arbre est considéré rigide.

Récemment, en 2002, Stefani et Rebori [28] ont étudié l'influence de la force de serrage des vis de fixation dans le cas d'un palier de tête de bielle, en ajoutant une déformation initiale. Cependant, la variation de cette déformation pendant le cycle de fonctionnement n'est pas considérée. Wang et al. [29] proposent en 2004 une étude qui prend en compte les déformations dues au serrage des vis de fixation pendant le cycle de fonctionnement. Ils considèrent aussi l'influence des effets d'inertie et la déformation globale de la bielle sur les paramètres de lubrification. Toutes ces spécifications ont une influence non-négligeable dans l'étude des performances des paliers. Les mêmes auteurs [30] s'intéressent aux performances des paliers de tête de bielle avec des formes non-circulaires.

Un bon outil de calcul doit associer une bonne qualité des résultats avec des petits temps de calculs. C'est pour cela qu'une attention particulière doit être accordée aux méthodes numériques utilisées. En 1988, McIvor et Fenner [31] montrent la supériorité des éléments quadratiques à huit nœuds dans la discrétisation de l'équation de Reynolds. En effet, les fonctions de forme de type quadratique, décrivent mieux la variation de la pression dans le palier que les éléments linéaires. De plus, le nombre de nœuds nécessaires pour la discrétisation est réduit, ce qui conduit à une nette diminution des temps de calculs. Les mêmes auteurs [32] montrent une année plus tard que la matrice jacobienne utilisée par la méthode de Newton-Raphson ne doit pas nécessairement être calculée à chaque itération, mais seulement lorsque la convergence est difficile. Cela conduit encore à la réduction du temps de calcul.

### ***1.3 Etudes numériques non-newtoniennes***

Les effets non-newtoniens peuvent être de deux sortes : les effets rhéofluidifiants et les effets viscoélastiques. Les effets rhéofluidifiants, souvent appelés simplement effets non-newtoniens, se traduisent par une variation de la viscosité en fonction du taux de cisaillement. Les effets viscoélastiques sont plus complexes, mais dans des termes simples, on peut affirmer que les fluides viscoélastiques ont une mémoire de leurs déformations. Il existe plusieurs modèles qui peuvent représenter le comportement viscoélastique. Parmi eux, le plus simple et le plus utilisé est le modèle de Maxwell, qui tient compte de deux paramètres : la viscosité et le temps de relaxation.

Gecim [33] présente en 1990 une excellente revue de la littérature surtout en ce qui concerne les effets rhéofluidifiants. A la suite, il montre quelques solutions techniques et exemples pour le traitement des effets non-newtonien dans les paliers lisses. Une nouvelle loi constitutive, basé sur la loi de Cross, est

développée. L'avantage de cette loi est le fait qu'elle possède un seul paramètre à ajuster (le coefficient de stabilité), par rapport à l'équation de Cross où on utilise trois paramètres. Dans le cas des paliers soumis à des charges statiques, des études comparatives sont faites, en utilisant plusieurs lois non-newtoniennes (loi de Oswald, la viscosité newtonienne apparente, etc.).

L'effet rhéofluidifiant a été aussi considéré par Dien et Elrod [34], Tanner [35] et Wada et Hayashi [36]. Toutes ces études sont appliquées à des paliers sous charge statique.

En 1990, Rastogi et Gupta [37, 38] analysent l'importance des effets viscoélastiques dans les paliers soumis à des charges dynamiques. Le modèle de Maxwell est utilisé. Ils ont montré une diminution de la capacité de charge des paliers en présence d'un comportement viscoélastique. Une année plus tard, les mêmes auteurs analysent l'importance des effets rhéofluidifiants dans les paliers dynamiques. La variation de la viscosité avec le taux de cisaillement est modélisée à partir d'une loi puissance.

En 1992, Paranjpe [39] propose une étude des paliers dynamiques qui prend en compte les effets non-newtoniens. Il considère aussi bien l'effet rhéofluidifiant que l'effet viscoélastique. L'équation de Reynolds est résolue par une discrétisation volumes finis. L'algorithme d'Elrod est utilisé pour modéliser les phénomènes de rupture et de reformation du film lubrifiant. L'auteur étudie le comportement d'un palier de tête de bielle et d'un palier de tourillon. Les déformations élastiques des surfaces ne sont pas considérées. Les résultats montrent surtout l'importance de l'effet rhéofluidifiant, qui réduit considérablement l'épaisseur minimale du film et la puissance dissipée et dans le même temps augmente la pression maximale et le débit de fuite. Dans les cas étudiés, l'effet viscoélastique ne montre pas d'influences sensibles sur les paramètres calculés.

La méthode des volumes finis est aussi utilisée par Lemaître et Berker [40] dans la modélisation des effets non-newtoniens dans les paliers lisses. Ils proposent une extension de l'algorithme de cavitation d'Elrod pour un comportement non-newtonien du fluide.

Kim et Seireg [41] analysent le comportement THD d'un palier statique, lubrifié avec un fluide non-newtonien de type Bingham. Les auteurs affirment l'existence d'une relation linéaire entre la contrainte de cisaillement et la pression d'huile, relation qui ne dépend ni de la géométrie, ni de la vitesse de rotation.

En 2000, Zhang et Cheng [42] proposent une analyse thermohydrodynamique non-newtonienne dans des conditions de lubrification mixte. Les deux effets non-newtoniens (rhéofluidifiant et viscoélastique) sont inclus. Les auteurs montrent une influence significative de l'effet rhéofluidifiant sur l'épaisseur minimale, sur la puissance dissipée et le débit de fuite des paliers dynamiques. En parallèle, ils affirment que l'effet viscoélastique n'a pas d'influence importante sur ces derniers paramètres et qu'il peut plus ou moins influencer la capacité de charge des paliers, par rapport aux conditions de fonctionnement. Zhang [43] continue l'étude avec une analyse TEHD des paliers dynamiques. Il arrive pratiquement aux mêmes conclusions que dans l'étude THD. De plus, ils

affirment que l'effet viscoélastique a tendance à réduire la variation de la pression avec le temps et donc à diminuer les pics de pression et les déformées élastiques.

Wang et al. [44, 45] ont abordé aussi l'influence des effets rhéofluidifiants dans les paliers dynamiques. Les auteurs considèrent en parallèle avec le comportement non-newtonien une forme elliptique des paliers et des surfaces rugueuses. Cependant, les conséquences sont les mêmes : il en résulte une réduction significative de l'épaisseur minimale du film et de la puissance dissipée. Ils ajoutent le fait que le comportement non-newtonien a des effets plus importants que les surfaces rugueuses.

## **1.4 Etudes numériques thermiques**

La viscosité des lubrifiants utilisés aujourd'hui dans les paliers de moteur montre une forte dépendance avec la température. De même, les différents matériaux utilisés dans la fabrication des paliers de moteurs conduisent à des déformations thermiques différentielles, d'où la nécessité de connaître avec précision leur comportement élasto-thermique.

Les phénomènes thermiques dans les paliers lisses ont été abordés par plusieurs auteurs depuis plus de 50 ans. Comme le domaine est très vaste, l'étude bibliographique présentée dans les pages suivantes ne peut pas être exhaustive. Les travaux de Piffeteau [46] de Bouyer [47] et de Michaud [48] présentent une bibliographie retraçant l'évolution des études thermiques tant sur le plan théorique qu'expérimental.

Afin de situer les modèles thermiques que nous allons développer, quelques références importantes sur la modélisation des problèmes thermiques transitoires sont étudiées.

En 1974 Ezzat et Rohde [49] présentent pratiquement la première étude sur le comportement THD d'un mécanisme lubrifié en régime transitoire. Ils traitent le problème d'un blochet de largeur finie. Les équations sont résolues à l'aide d'une discrétisation différences finies. Comme la phase transitoire thermique dans les solides est beaucoup plus longue, les solides sont supposés en régime établi.

Boncompain et Frêne [50] publient en 1979 une étude sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier fonctionnant en régime laminaire. Ils montrent que les effets thermiques perturbent fortement les coefficients de raideur et d'amortissement. De même ils remarquent que le gradient de température axial est faible.

En 1982, Ettles [51] étudie les effets thermoélastiques transitoires sur une butée de longueur infinie. L'équation de l'énergie est résolue à l'aide de la méthode des volumes finis. Les déformations thermoélastiques sont calculées à partir de la théorie des poutres; l'effet d'écrasement du film est négligé.

Knight et Barrett [52] ont étudié en 1987 les effets thermiques dans un palier soumis à un chargement statique. Afin de réduire le temps de calcul ils font plusieurs hypothèses simplificatrices : la viscosité

varie dans la direction circonférentielle, mais elle est constante avec l'épaisseur ; la température a une variation parabolique suivant l'épaisseur du film ; la variation de la température dans la direction axiale est négligée. Des comparaisons faites avec des résultats expérimentaux montrent une bonne concordance.

Moes et al. [53] en 1989 associent les effets thermiques à une étude EHD d'un palier soumis à des charges dynamiques. La température des solides est considérée constante et les effets élasto-thermiques sont ignorés. Afin de réduire le temps de calcul, la pression a une variation parabolique dans la direction axiale (hypothèse de Rhode et Li). L'étude révèle l'importance que peut avoir la position de l'alimentation sur les épaisseurs minimales du film et les températures maximales.

En 1992 Khonsari et Wang [54] ont découplé l'équation de Reynolds et l'équation de l'énergie afin d'analyser le comportement d'un palier lisse en régime transitoire. L'hypothèse d'une variation connue de la température et d'une viscosité constante suivant l'épaisseur du film est faite. Des comparaisons acceptables ont été obtenues avec les études de Ezzat et Rohde [49].

Pascovici et al. [55] ont analysé en 1995 le comportement TEHD transitoire d'un palier concentrique. Un modèle thermique "global" est utilisé. Les auteurs ont montré l'effet de la vitesse de rotation sur la variation de la température et du jeu radial.

Paranjpe et Han [56] proposent en 1995 une étude THD d'un palier soumis à une charge dynamique sinusoïdale. L'équation de l'énergie dans le film est résolue avec une discrétisation par volumes finis. L'arbre est considéré à une température constante. L'équation de la chaleur, sans les termes transitoires est utilisée pour calculer le champ thermique dans le logement. La température d'alimentation est calculée en fonction du débit d'alimentation et de la température autour de la zone alimentée. Les auteurs ont montré que l'échelle de temps dans le film est du même ordre que celle de la charge appliquée. C'est pour cela que les effets transitoires dans le film ne peuvent pas être négligés. La température des solides ne varie pas avec le temps, lorsque le régime est établi.

Zhang et al. [57] proposent en 1998 une analyse THD transitoire d'un palier soumis à un chargement dynamique en incluant la rugosité des surfaces. L'équation de l'énergie est résolue avec la méthode des différences finis en adoptant une température constante dans l'arbre et une condition adiabatique à l'interface film/coussinet. Les auteurs ont montré l'influence de la forme des rugosités sur les principales caractéristiques de l'écoulement.

La même année, Wang et al. [58] étudient un palier dynamique. L'équation de Reynolds, l'équation tridimensionnelle de l'énergie et l'équation bidimensionnelle de la chaleur dans les solides sont résolues avec une discrétisation par différences finis. La continuité de flux de chaleur et de la température est considérée à l'interface film/solides. Une condition de type échange convectif est utilisée pour les interfaces solides/extérieur. Les déformées thermiques des surfaces ne sont pas calculées.

En 1998, Kucinski [59] étudie le comportement TEHD des paliers lisses en régime transitoire. Il développe un modèle thermique bidimensionnelle et utilise la méthode des éléments finis. La validation des résultats numériques est faite par comparaison avec des études expérimentales pour deux catégories d'essais : démarrage rapide et démarrage lent. Les résultats théoriques sont en bon accord avec les données expérimentales. Des écarts plus importants sont observés près des régions en cavitation.

Piffeteau [46] étudie en 1999 le comportement TEHD d'un palier de tête de bielle. Afin de réduire le temps de calcul, l'hypothèse de Rhode et Li est employée. De même, les équations de l'énergie et de la chaleur sont bidimensionnelles. Pour modéliser la couche limite thermique qui apparaît à l'interface film/solides, il considère un raffinement local du maillage des solides. Pour les interfaces solides/extérieur une condition de type adiabatique ou de température imposée est choisie. Il conclut que les déformées thermiques des surfaces ont un rôle plus important que celles dues à la pression hydrodynamique.

En 2000, Pascovici et al. [60] étudient le comportement transitoire d'un palier concentrique. Deux modèles sont développés : un modèle analytique et un modèle numérique. En considérant une variation parabolique de la température dans la couche limite thermique au sein du solide, à l'interface film/solides, ils présentent une prédiction analytique de la variation avec le temps de l'épaisseur de cette couche limite. Les comparaisons entre les deux modèles sont en très bon accord.

Kim et Kim [61] proposent en 2001 une étude TEHD des paliers de tête de bielle. Les déformées élastiques et thermiques sont incluses. L'équation de l'énergie est bidimensionnelle tandis que l'équation de la chaleur dans les solides est tridimensionnelle. Les termes transitoires sont négligés dans les solides. La température du film est moyennée suivant l'épaisseur du film. Les résultats montrent l'importance des déformées thermiques qui sont du même ordre de grandeur que l'épaisseur minimale du film.

En 2004 Michaud [48] développe un modèle TEHD pour la modélisation des paliers de moteurs. Les équations tridimensionnelles de l'énergie et de la chaleur sont résolues avec la méthode des éléments finis. Une condition de continuité de flux de chaleur et de température est considérée à l'interface film/solides. Des conditions de type adiabatique ou de température imposée sont utilisées pour l'interface solides/extérieur. Les déformées élastiques et élasto-thermiques sont prisent en compte à partir des matrices de compliances. Des temps de calcul importants (quelques jours) sont nécessaires pour la convergence du problème, surtout dans le cas des paliers dynamiques. Les comparaisons faites avec le modèle 2D de Piffeteau [46], ont montré l'importance d'un modèle 3D dans le film et dans les solides.

## **1.5 Conclusions**

Les études présentées dans cette analyse montrent la variété des modèles utilisés, justifié par la complexité de l'étude de la lubrification des paliers soumis à des charges dynamiques.

En ce qui concerne la lubrification EHD, nous pouvons affirmer que la prise en compte des déformations élastiques dues à la pression de fluide mais aussi, dans le cas des paliers de moteurs, aux efforts d'inertie, est indispensable. Cependant, la dépendance entre l'épaisseur et la pression du film due à l'élasticité conduit à un système fortement non-linéaire, qui ne peut être résolu de manière efficace que par des algorithmes numériques complexes. Parmi ces algorithmes, le plus utilisé est l'algorithme de Newton-Raphson. Il faut remarquer aussi qu'afin de bien modéliser les déformations au niveau du film lubrifiant, les formes complexes des paliers de moteurs nécessitent l'utilisation exclusive de la méthode des éléments finis pour le calcul des déformées élasto-thermique. Pour le traitement de l'équation de Reynolds et les équations de la thermique, le choix de la méthode est plus large : différences finies, volumes finis ou éléments finis.

Même si les modèles numériques sont nombreux et sophistiqués, peu s'intéressent à la variation de la viscosité du lubrifiant avec le taux de cisaillement. Celle ci peut varier en fonction du taux de cisaillement et/ou de la pression. Ces variations engendrent des modifications significatives des principales caractéristiques de l'écoulement (épaisseur, pression, débit de fuite, etc).

Plusieurs études s'intéressent aussi aux effets thermiques dans les paliers. Les études TEHD sont plus réalistes que les études EHD. Elle permettent une bonne estimation de la température du film mais aussi des déformées thermiques des solides. La principale difficulté d'une analyse thermique tridimensionnelle complète est le temps de calcul qui est prohibitif. Pour le réduire, on fait des hypothèses simplificatrices qui ont le désavantage de donner des résultats parfois éloignés de ceux résultats obtenus avec les modèles complets. En conclusion, les études thermiques présentées dans ce chapitre montrent d'une part l'importance de la prise en compte de la variation 3D de la température dans le film et dans les solides et d'autre part la nécessité de développer des modèles qui conduisent à des temps de calculs raisonnables, tout en conservant une bonne qualité aux résultats obtenus.

En s'appuyant sur les enseignements de cette étude bibliographique, le chapitre suivant est consacré à la mise en équation et à la formulation numérique du problème TEHD. Nous nous sommes fixé comme objectif de tenir compte d'une part de la variation de la viscosité avec la température, avec le taux de cisaillement et avec la pression, et d'autre part des déformées élastiques et thermiques des surfaces, tout en réduisant de manière significative les temps de calcul nécessaire pour le cas TEHD.

## CHAPITRE II

### Mise en équation et formulation numérique du problème ThermoElastoHydroDynamique

#### II.1 Introduction

La conception, la fabrication et l'exploitation des paliers lisses nécessitent une très bonne connaissance des équations qui régissent leur fonctionnement. La majorité de tous les paramètres nécessaires à l'étude de leur comportement peut être déduit à partir de l'analyse **ThermoElastoHydroDynamique** (TEHD) du mouvement de fluide qui s'intercale entre les deux surfaces très proches l'une de l'autre. Si on note  $L$  une dimension caractéristique du palier et  $h$  l'épaisseur du film lubrifiant, on peut montrer que :

$$\frac{h}{L} \approx 10^{-3} \ll 1 \quad (\text{II.1})$$

Cette particularité conduit à deux hypothèses simplificatrices importantes :

- a) **les vitesses et les gradients de vitesse dans le film sont différents pour les deux directions normale/tangentielle** : plus précisément, si  $u$ ,  $v$  et  $w$  sont les trois composantes de la vitesse dans les trois directions de l'espace, on peut écrire :

$$\frac{v}{u} \approx \frac{h}{L}; \quad \frac{v}{w} \approx \frac{h}{L};$$

$$\frac{\partial}{\partial x} / \frac{\partial}{\partial y} \approx \frac{h}{L}; \quad \frac{\partial}{\partial z} / \frac{\partial}{\partial y} \approx \frac{h}{L}; \quad (II.2)$$

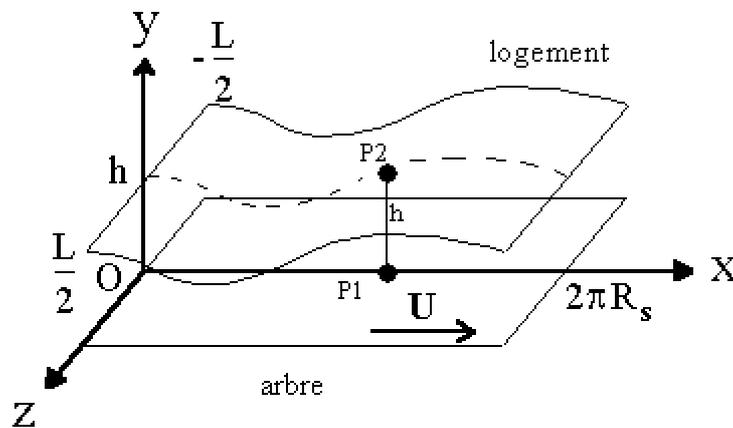
$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} / \frac{\partial^2}{\partial y^2} \approx \frac{h^2}{L^2}; \quad \frac{\partial^2}{\partial z^2} / \frac{\partial^2}{\partial y^2} \approx \frac{h^2}{L^2};$$

En tenant compte de l'ordre de grandeur du rapport  $h/L$ , dans n'importe quelle section  $P_1P_2$  (figure II.1) le mouvement peut être considéré comme un mouvement entre deux surfaces parallèles.

- b) **la courbure des surfaces peut être négligée** : on peut choisir les axes de coordonnées tel qu'au moins deux soient inclus entièrement dans l'une des deux surfaces.

Dans des applications pratiques, comme par exemple les moteurs à combustion interne, les paliers subissent des charges et/ou des vitesses importantes et variables. De plus, la pression dans le film peut atteindre des valeurs très élevées (d'ordre de  $10^2$  à  $10^3$  MPa) ce qui conduit à la déformation locale des parois et dans certains cas à la croissance de la viscosité de l'huile. Dans ces cas le phénomène est connu sur le nom de **lubrification ElastoHydroDynamique (EHD ou EHL)**.

Les huiles utilisées aujourd'hui dans les moteurs thermiques contiennent des additifs en polymère qui sous certaines conditions peuvent modifier le comportement newtonien du lubrifiant en comportement **non – newtonien** : la viscosité varie alors avec le taux de cisaillement dans le film.



**Figure II.1** : Système d'axes développé

L'évaluation du régime thermique ou plus précisément, du champ de températures dans le film lubrifiant, mais aussi dans les solides en contact, est essentielle pour le calcul lors de la conception des paliers fonctionnant sous conditions sévères. La viscosité montre une forte dépendance avec la température, ce qui modifie les caractéristiques de fonctionnement du palier. De plus, les déformées dues au champ de température deviennent non négligeables en comparaison avec l'épaisseur du film dans le contact. En conclusion, si on tient compte aussi des phénomènes thermiques, on peut parler d'une lubrification **TEHD**.

Le traitement d'un problème TEHD, fortement non linéaire, nécessite la résolution simultanée de quatre équations qui régissent:

- a) **le comportement du fluide dans le contact**: évaluer le champ de pression qui résulte d'une géométrie de film et d'une cinématique donnée : *équation de Reynolds*,
- b) **l'équilibre de l'arbre** : évaluer la position de l'arbre dans le logement : *équation de la dynamique (ou de la statique)* dans laquelle intervient la résultante des actions de pression,
- c) **l'épaisseur du film** : évaluer l'épaisseur du film en considérant la position de l'arbre dans le logement, les déformées élastiques et thermiques des solides en contact : *équation de l'épaisseur*,
- d) **le champ thermique dans le film et dans les solides** : évaluer la variation de la température dans le film et dans les solides en partant du cisaillement de fluide dans le contact et des échanges thermiques entre les solides et le milieu ambiant : *équation de la chaleur dans les solides et de l'énergie dans le film*.

Dans la première partie de ce chapitre, nous présentons les équations générales d'un problème TEHD : à savoir l'équation de Reynolds modifiée pour tenir compte des zones actives (sous pression) et inactives (en cavitation) du film, les équations d'équilibre entre la charge appliquée et la force de portance due au champ de pression, l'équation définissant l'épaisseur du film, les équations définissant la dépendance de la viscosité avec la pression, la température et le taux de cisaillement si le fluide est non-newtonien.

La deuxième partie est consacrée aux équations qui définissent le problème thermique : deux modèles seront développés.

La dernière partie contient la présentation de la formulation numérique retenue pour la résolution simultanée de toutes les équations qui régissent le problème TEHD en fluide newtonien et non-newtonien.

## ***II.2 Equations générales du problème TEHD***

### **II.2.1 Equation de Reynolds**

A partir de la théorie des milieux continus et en moyennant quelques hypothèses propres aux problèmes de lubrification on peut écrire l'équation des films minces visqueux qui est l'équation de base utilisée en lubrification. Les hypothèses classiques acceptées pour la modélisation de la lubrification sont les suivantes (Frêne et al. [62], Pascovici et al. [63]) :

- l'épaisseur du film est faible devant son étendue,
- la courbure des surfaces peut être négligée,

- les forces d'inertie et de pesanteur sont négligeables,
- l'écoulement est laminaire,
- le fluide est incompressible,
- le fluide adhère parfaitement aux parois (il n'y a pas de glissement aux parois),
- l'effet des forces externes (de nature électrique, électromagnétique, etc. ) est négligeable.

De plus, si les vitesses selon l'axe  $z$  des deux surfaces en contact sont nulles (Figure II.1), si la viscosité est variable et si  $U$  représente la vitesse relative entre les deux surfaces, on peut écrire l'équation de Reynolds pour un fluide incompressible sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( G \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( G \frac{\partial p}{\partial z} \right) = U \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{II.3})$$

avec :  $F = \frac{J_1}{J_0}$ ,  $G = J_2 \frac{J_1^2}{J_0}$  et  $J_i = \int_0^h \frac{\xi^i}{\mu(\xi)} d\xi$ .

L'équation (II.3) doit être vérifiée pour les zones actives (sous pression). Pour les zones inactives (dites en cavitation, où le fluide peut soit caviter soit se séparer) on la réduit à l'équation (II.4), puisque la pression qui y règne est constante (égale à la pression de vapeur saturante  $p_{cav}$  ou à la pression ambiante selon qu'il y a cavitation ou séparation) :

$$U \frac{\partial \rho h}{\partial x} + 2 \frac{\partial \rho h}{\partial t} = 0 \quad (\text{II.4})$$

où  $\rho$  représente la masse volumique du mélange lubrifiant-gaz dû à la rupture du film lubrifiant. En définissant une nouvelle variable de remplissage  $r$  par  $r = \frac{\rho h}{\rho_0}$ , où  $\rho_0$  est la masse volumique du lubrifiant, on obtient :

$$U \frac{\partial r}{\partial x} + 2 \frac{\partial r}{\partial t} = 0 \quad (\text{II.5})$$

Afin de pouvoir traiter simultanément les équations (II.3) et (II.5), on définit une variable universelle  $D$  et on peut écrire une équation de Reynolds modifiée :

$$2B \frac{\partial}{\partial x} \left( G \frac{\partial D}{\partial x} \right) + 2B \frac{\partial}{\partial z} \left( G \frac{\partial D}{\partial z} \right) = 2U \frac{\partial F}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} + (1-B) \left( U \frac{\partial D}{\partial x} + 2 \frac{\partial D}{\partial t} \right) \quad (\text{II.6})$$

avec :

- pour les zones actives : 
$$\begin{cases} D = p, & D \geq 0 \\ B = 1 \end{cases}$$

- pour les zones inactives : 
$$\begin{cases} D = r - h, & D < 0 \\ B = 0 \end{cases}$$

Pour tout point du film, on devra vérifier la compatibilité entre le signe de  $D$  et l'état supposé, actif ou inactif, du film en ce point.

## II.2.2 Equations d'équilibre de la charge

Le cycle de fonctionnement d'un palier sous charge dynamique peut se décomposer en une succession d'états quasi-statiques. A chaque instant du cycle le système et tous ses composants vont être en équilibre dynamique. Donc les forces extérieures appliquées, plus éventuellement les forces d'inertie des solides, doivent être annulées par la résultante du champ de pression hydrodynamique dans le film.

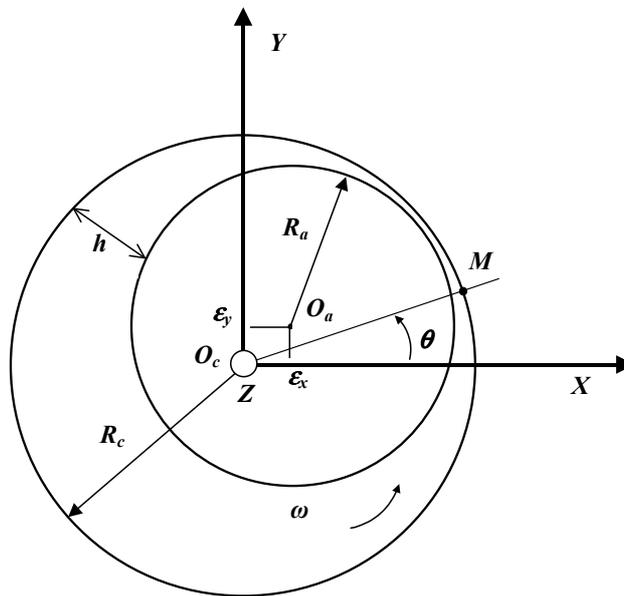


Figure II.2 : Palier circulaire rigide

Pour un palier non aligné sous charge dynamique dont le logement est immobile et en considérant l'équilibre de l'arbre, les équations d'équilibre de la charge sont :

$$\begin{cases} \int_S p \cos \theta dS - F_x = M \ddot{\epsilon}_x \\ \int_S p \sin \theta dS - F_y = M \ddot{\epsilon}_y \\ \int_S z p \sin \theta dS - l F_y = I_{Ox} \ddot{\gamma}_x + I_{Oz} \omega \dot{\gamma}_y \\ - \int_S z p \cos \theta dS + l F_x = I_{Oy} \ddot{\gamma}_y - I_{Oz} \omega \dot{\gamma}_x \end{cases} \quad (II.7)$$

où  $F_x$  et  $F_y$  sont les résultantes des forces extérieures appliquées à l'arbre,  $\epsilon_x$ ,  $\epsilon_y$  les excentricités relatives suivant les directions  $X$  et  $Y$ ,  $\gamma_x$ ,  $\gamma_y$  les rotations autour de  $X$  et  $Y$ ,  $M$  la masse de l'arbre en

mouvement,  $I_{OX}$ ,  $I_{OY}$  et  $I_{OZ}$  les moments d'inertie autour des axes  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  (Figure II.2), et  $l$  le mésalignement de la charge. Lorsque le logement possède aussi une mobilité les termes d'inertie doivent en tenir compte. C'est en particulier le cas pour les paliers de tête de bielle où la référence cinématique est principalement celle de l'arbre (maneton).

Si le palier est aligné et les forces d'inertie sont négligées, l'équation (II.7) devient :

$$\begin{cases} \int_S p \cos \theta dS - F_x = 0 \\ \int_S p \sin \theta dS - F_y = 0 \end{cases} \quad (II.8)$$

### II.2.3 Epaisseur du film lubrifiant

Pour calculer l'épaisseur du film dans le cadre d'une étude TEHD il faut prendre en compte les déformées thermiques résultant de la dilatation des solides ainsi que les déformées élastiques des surfaces dues au champ de pression. L'épaisseur totale du film à un instant  $t$  est donnée par :

$$h(\theta, z, t) = h_0(\theta, t) + h_e(\theta, z, t) + h_t(\theta, z, t) \quad (II.9)$$

où :

- $h_0(\theta, t)$  représente l'épaisseur nominale du film d'un palier circulaire rigide :

$$h_0(\theta, z, t) = C(1 - \varepsilon_x(t) \cos \theta - \varepsilon_y(t) \sin \theta) + (-\gamma_y(t) \cos \theta + \gamma_x(t) \sin \theta)z \quad (II.10)$$

avec  $C$  le jeu radial et  $\theta = x / R$  la position angulaire.

- $h_e(\theta, z, t)$  représente la composante élastique qui résulte du champ de pression hydrodynamique,
- $h_t(\theta, z, t)$  représente la composante thermique qui résulte de la dilatation des solides.

### II.2.4 Equations de la viscosité en fonction de la température, de la pression et du taux de cisaillement

Selon la norme international reprise dans NF T 60-100 "la viscosité d'un liquide est la propriété de ce liquide, résultant de la résistance qu'opposent ses molécules à une force tendant à les déplacer par glissement dans son sein". Comme la viscosité détermine la capacité de charge, l'épaisseur du film d'huile et les pertes par frottement, connaître et modéliser sa variation en fonction de différents paramètres est primordiale dans l'étude des paliers.

Dans les paliers fortement sollicités, la viscosité peut varier avec la température, la pression voire le taux de cisaillement.

Pour les huiles utilisées dans la lubrification des moteurs à combustion interne, la viscosité est supposée avoir une variation exponentielle décroissante avec la température. Il existe dans la littérature plusieurs approximations analytiques pour la variation de la viscosité avec la température :

- relation de Reynolds :  $\mu = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)}$  où  $\mu_0$  est la viscosité dynamique à  $T_0$ ,
- équation de McCoull et Walther :  $\log[\log(v + c_1)] = c_2 - c_3 \log T$  où  $v$  représente la viscosité cinématique en cSt,
- équation de Slotte :  $\mu = \frac{a}{(T - T_c)^m}$  où  $T_c$  est la température de congélation,
- équation de Vogel :  $\mu = a e^{b/(T-c)}$
- etc.

Les algorithmes numériques développés dans la suite peuvent inclure n'importe quel modèle. Les calculs que nous avons effectués utilisent la relation de Reynolds avec une viscosité corrective  $\mu_c$  :

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)} + \mu_c \tag{II.11}$$

où  $\mu$  est la viscosité dynamique à la température  $T$ ,  $\beta$  le coefficient de thermoviscosité et  $(\mu_0 + \mu_c)$  est la viscosité à  $T_0$ .

En ce qui concerne la variation de la viscosité avec la pression, la loi la plus utilisée est celle de Barrus :

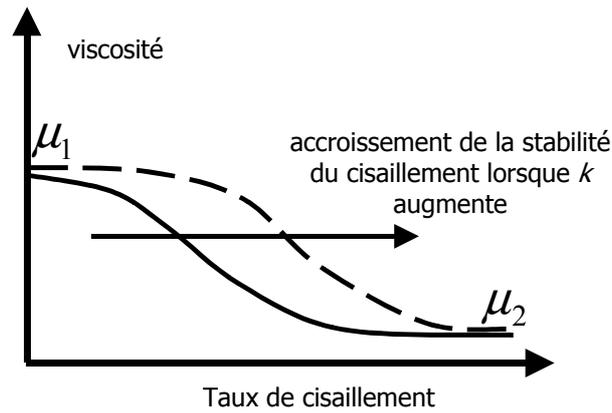
$$\mu = \mu_0 e^{\alpha(p-p_0)} \tag{II.12}$$

avec  $\alpha$  le coefficient de piezoviscosité,  $\mu_0$  la viscosité dynamique à la pression  $p_0$  et à la température  $T_0$ . Une deuxième loi largement utilisée est la loi de puissance :

$$\mu = \mu_0 (1 + ap_0)^b \tag{II.13}$$

avec deux coefficients  $a$  et  $b$  qui dépendent des propriétés physico-chimiques des lubrifiants.

La plupart des études effectuées sur les paliers lisses utilisent l'hypothèse d'un lubrifiant newtonien. Cette hypothèse suppose une proportionnalité entre la contrainte  $\tau$  et la vitesse de cisaillement. Cependant, pour certaines huiles fortement additivées et qui fonctionnent sous des sollicitations sévères, le comportement n'est plus newtonien. En général, leur viscosité dynamique diminue lorsque le taux de cisaillement augmente.



**Figure II.3 :** Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement

Pour représenter ce comportement, il existe plusieurs modèles rhéologiques. Le plus simple et peut-être le plus utilisé est le modèle d'Oswald (nommé aussi la loi de puissance) qui peut être écrit sous la forme suivante:

$$\mu = K \dot{\gamma}^{n-1} \quad (\text{II.14})$$

avec  $\dot{\gamma} = \sqrt{\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2}$ . La consistance  $K$  et l'indice  $n$  sont des caractéristiques rhéologiques déterminées expérimentalement. Pour un fluide newtonien,  $K = \mu$  et  $n = 1$ . Cette loi ne donne pas une bonne représentation de la variation de la viscosité pour des petites ou grandes valeurs du taux de cisaillement.

C'est pourquoi Gecim [33] utilise une loi empirique (loi de Cross), avec des paramètres déterminés à partir des résultats expérimentaux :

$$\mu = \mu_1 \frac{k + \mu_2 \dot{\gamma}}{k + \mu_1 \dot{\gamma}} \quad (\text{II.15})$$

où  $k$  est un coefficient de stabilité,  $\mu_1$  et  $\mu_2$  sont respectivement les viscosités dynamiques aux faibles et aux forts taux de cisaillement. C'est ce type de loi que nous avons adopté pour nos études.

## II.2.5 Conditions aux limites

Les conditions aux limites utilisées pour la résolution de l'équation de Reynolds modifiée (équation II.6) sont basées sur la séparation des zones actives et inactives.

La figure II.4 montre le domaine d'étude proposé. Il comprend une zone active  $\Omega$  et une zone inactive  $\Omega_0$ . Pour une même ordonnée  $y$  on a un point de rupture à  $x_r$  et un point de réformation situé à  $x_f$ . Les conditions aux limites que doit satisfaire l'équation de Reynolds modifiée sont :

- sur les frontières extérieures :  $p = p_{ext}$ , donc  $D = p_{ext}$ , avec  $p_{ext}$  la pression ambiante,

- sur les frontières  $x = 0$  et  $x = 2\pi R$  :  $D_{x=0} = D_{x=2\pi R}$  – continuité de la fonction  $D$ ,
- sur la frontière de la rupture :  $p = p_{cav}$ ,  $\frac{\partial p}{\partial n} \Big|_{(x,y)=(x_r,y_r)} = 0$  (conditions de Reynolds).

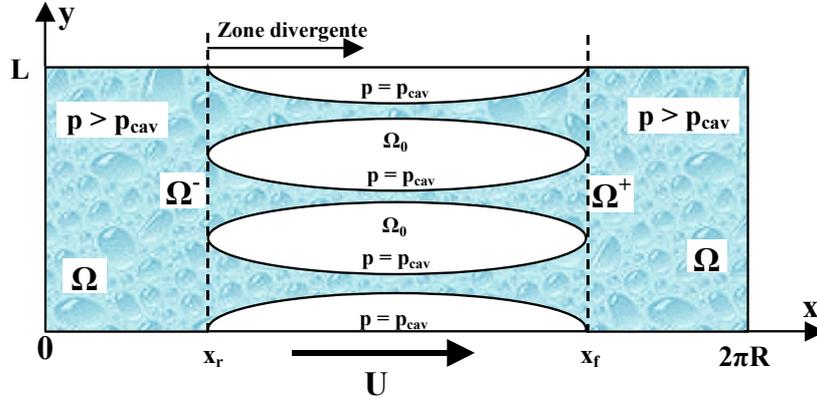


Figure II.4 : Domaine d'étude :  $\Omega_0$  zone inactive et  $\Omega$  zone active

De plus la conservation du débit massique doit être respectée :  $(r-h) \Big|_{x_r}^+ - \frac{2(r-h)}{U} \Big|_{x_r}^+ V(\Omega^-) = 0$ .

- sur la frontière de réformation :  $p = p_{cav}$  et encore une fois la conservation du débit

$$\text{massique : } \frac{h^3}{6\mu U} \frac{dp}{dx} \Big|_{x_f}^+ + (r-h) \Big|_{x_f}^- - \frac{2(r-h)}{U} \Big|_{x_f}^- V(\Omega^+) = 0$$

$V(\Omega^-)$  et  $V(\Omega^+)$  sont respectivement les vitesses des frontières de rupture et de réformation du film lubrifiant.

## II.2.6 Compliances élastiques

Pour pouvoir calculer les déformations élastiques issues du champ de pression dans le film on a utilisé la technique des matrices de compliance.

Pour les paliers dynamiques sévèrement sollicités, leur comportement est fortement compliant. Le déplacement radial d'un point situé sur la surface du palier dépend de toutes les forces qui agissent sur tous les autres points de cette même surface. En utilisant la méthode des Eléments Finis (MEF) une matrice de compliance  $[C]$  est calculée pour déterminer le déplacement radial des nœuds du maillage sur la surface du palier (logement et arbre). Le déplacement d'un nœud  $j$  est déterminé en appliquant successivement des efforts unitaires en chacun des  $n$  nœuds de la surface de la structure en contact avec le film. Après une combinaison linéaire de toutes ces solutions élémentaires, l'expression de l'épaisseur du film en un nœud  $j$  est donnée par l'équation suivante :

$$h_j = \sum_{k=1}^n C(j,k) f_k \quad (\text{II.16})$$

Le vecteur des forces appliquées  $\mathbf{f}$  est déterminé par l'intégration du champ de pression. Les conditions aux limites choisies dans le calcul des matrices de compliance dépendent de la géométrie et des conditions réelles de fonctionnement du palier étudié.

### II.3 Equations définissant le problème thermique

Le problème thermique dans les paliers lisses a été largement abordé (voir § II). En général, pour les paliers dynamiques (paliers des moteurs thermiques), le temps de calcul très grand, nécessaire pour atteindre la convergence des différents algorithmes a conduit à l'utilisation de modèles "simplifiés" pour le calcul du champ de température dans le film et dans les solides. Le plus simple, mais peut être le plus utilisé, est le modèle thermique "global". Ce dernier consiste à faire un bilan thermique global, basé sur l'équilibre entre la chaleur créée et la chaleur évacuée sur la durée d'un cycle moteur. A la fin

du chaque cycle la nouvelle température  $T_p$  du palier est donnée par :  $T_p = T_{alim} + \frac{coef_T \cdot P_l}{Q \cdot \rho_0 \cdot C_p}$ , où  $T_{alim}$

représente la température d'alimentation,  $P_l$  la puissance dissipée pendant le cycle et  $Q$  le débit de fuite.  $coef_T$  représente un coefficient qui définit le pourcentage de la chaleur évacuée par le lubrifiant. Les motoristes estiment ce coefficient autour de 0.8 (80% de la chaleur produite est évacuée par le lubrifiant). Le processus est itératif et s'arrête quand la température du palier ne varie plus d'un cycle à l'autre. Ce modèle converge rapidement, mais ne permet d'obtenir qu'une température moyenne et approximative pour le palier, sans savoir où se trouve le point le plus chaud ou comment évolue le champ thermique du film.

Afin de pallier cet inconvénient, mais en conservant l'avantage de la rapidité par rapport à un calcul tridimensionnel dans le film et les solides, deux modèles thermiques vont être présentés. Un premier modèle simplifié, qui a l'avantage d'un temps de calcul réduit et un second modèle, plus "fin" dont le temps de calcul est dix fois plus important, mais qui permet d'obtenir une information tridimensionnelle du champ de température dans le film et dans les solides.

Pour les paliers sous chargement dynamique l'écart très grand entre les dimensions et les caractéristiques thermiques du film lubrifiant d'une part et celles des solides d'autre part, conduit à un phénomène de "couche limite" thermique au sein du solide à l'interface avec le film. Dans le cas du chargement dynamique cyclique la température est stationnaire au-delà de cette couche thermique. Ce type de comportement est très peu modélisé.

### II.3.1 Description du modèle 1

La température du film lubrifiant est considérée comme une variable bidimensionnelle, dépendante du temps et moyennée suivant l'épaisseur du film. Un algorithme de conservation du flux de chaleur est proposé pour son calcul dans le film et les solides.

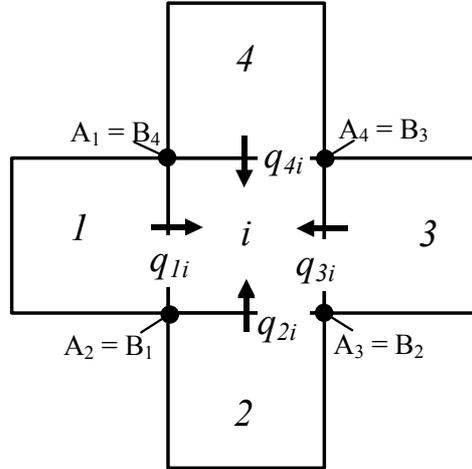


Figure II.5 : Représentation d'un élément du film – problème thermique

En effet, pour un élément  $i$  du maillage du film (figure II.5) on peut écrire l'équation en  $T(t)$  (température moyenne de chaque élément), qui respecte le principe de conservation du flux de chaleur dans le film :

$$\sum_{j=1}^4 \rho C_p q_{ji} T^*(t) + \iiint_{V_i} \mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] dx dz dy \quad (II.17)$$

$$- \rho C_p \frac{\partial T_i(t)}{\partial t} - H_h (T_i - T_h) - H_s (T_i - T_s) = 0$$

où :

- $q_{ji}$  représente le débit entrant/sortant de l'élément  $i$  par les quatre bords,
- $T^*$  représente la température telle que :  $T^* = T_j$  si  $q_{ji} > 0$ ;  $T^* = T_i$  si  $q_{ji} < 0$ ,
- $T_h$  représente la température du coussinet ;  $T_s$  représente la température de l'arbre,
- $H_s$  et  $H_h$  représentent les coefficients d'échange entre le fluide et l'arbre, respectivement la bielle,
- $\rho$  et  $C_p$  représentent respectivement la masse volumique et la chaleur spécifique du lubrifiant.

Dans cette dernière équation le premier terme représente le flux de chaleur qui entre ou sort de l'élément par les quatre bords. Le deuxième représente la dissipation visqueuse dans l'élément. Le troisième est le terme transitoire (la chaleur perdue ou reçue par le film pendant l'unité de temps). Les

deux derniers termes sont respectivement les flux de chaleur échangés entre le fluide et le coussinet et entre le fluide et l'arbre.

On sait que l'échelle de temps pour la variation de la température dans le film lubrifiant (donc aussi à l'interface film/solides) est du même ordre de grandeur que la période de la charge dynamique appliquée (un cycle de fonctionnement complet). Pourtant, au-delà de la couche limite thermique qui apparaît à l'interface, la variation thermique dans les solides montre une échelle de temps de quelques ordres de grandeur de plus que celle du film lubrifiant. On peut considérer que la température des solides en profondeur ne varie que lentement avec le temps. Si le chargement est cyclique le régime thermique est quasi-permanent. Dans ce modèle la couche limite thermique est "modélisée" par les coefficients de transfert  $H_s$  et  $H_h$ .

L'un des principaux inconvénients de ce modèle est l'introduction des coefficients d'échange, dont l'évaluation reste très empirique.

### II.3.2 Description du modèle 2

Basé sur la formulation du premier modèle, mais dans l'esprit d'avoir une information plus riche des phénomènes thermiques dans le film et à l'interface film/solides, un deuxième modèle a été mis au point.

La température du film lubrifiant est considérée comme une variable tridimensionnelle, dépendante du temps et avec une variation parabolique suivant l'épaisseur du film. L'équation (II.18) donne la variation de la température avec l'épaisseur du film :

$$T(y,t) = \frac{3}{h^2} (T_h(t) + T_s(t) + T_f(t)) y^2 + \frac{2}{h} (3T_f(t) - 2T_s(t) - T_h(t)) y + T_s(t) \quad (\text{II.18})$$

$$\text{avec } T_f(t) = \frac{1}{h} \int_0^h T(y) dy$$

En conséquence l'équation (II.17) devient :

$$\sum_{j=1}^4 \rho C_p \int_{A_{j0}}^{B_{jh}} \vec{u}(\zeta) \cdot \vec{n} T_f(\zeta) d\zeta ds + \iiint_{V_i} \mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] dv \quad (\text{II.19})$$

$$- \rho C_p \frac{\partial T_f}{\partial t} - k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=h} - k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = 0$$

avec  $k_f$  la conductivité thermique du film lubrifiant.

Cette fois on fait l'hypothèse que la température du film à l'interface film/solides est égale avec celle des solides (dans l'équation II.18,  $T_h$  et  $T_s$  varient avec le temps). Si ce modèle ne fait plus intervenir de coefficients d'échange, il faut par contre modéliser la couche limite thermique.

La variation des températures des solides dans la couche limite thermique au sein du solide est donnée par une série de Fourier.

$$T(y,t) = \bar{T} + \sum_k e^{-\sqrt{\frac{\pi k}{\lambda \Delta \tau}} y} \left[ a_k \cos\left(\frac{2\pi k}{\Delta \tau} t - \sqrt{\frac{\pi k}{\lambda \Delta \tau}} y\right) + b_k \sin\left(\frac{2\pi k}{\Delta \tau} t - \sqrt{\frac{\pi k}{\lambda \Delta \tau}} y\right) \right] + \bar{\phi} y \quad (II.20)$$

où  $y$  représente la variable spatiale à partir de la surface du solide vers l'intérieur,  $a_k$  et  $b_k$  sont les coefficients de Fourier,  $\Delta \tau$  représente la période d'un cycle de chargement,  $\bar{\phi}$  représente le flux moyen qui passe localement dans le solide,  $\lambda$  représente la diffusivité thermique du solide et  $\bar{T}$  la température moyenne du solide au-delà de la couche limite thermique.

### II.3.3 Les compliances thermiques

Le champ thermique stationnaire des solides est tridimensionnel. En utilisant la méthode des Eléments Finis deux matrices de compliance thermique ( $C_T(i,j)$ ) et élasto-thermique ( $C_{eT}(i,j)$ ) sont calculées. De manière successive, après avoir imposé une température de référence (en fait 0°C) à un nœud de référence qui restera toujours le même, pour chaque élément de la surface externe du solide on applique un flux de chaleur unitaire (pour les autres surfaces le flux est nul) et on résout l'équation de la chaleur sans le terme transitoire. Le champ thermique qui vient de ce flux de chaleur unitaire représente une solution élémentaire. En utilisant ce champ thermique élémentaire on peut déterminer la déformée thermique élémentaire qui lui correspond. La juxtaposition de ces solutions élémentaires donne les deux matrices de compliance thermique et élasto-thermique.

Pour un élément de surface  $i$  d'un solide, on peut écrire :

$$-k\phi_i = H(T - T_0 - T_i) \quad (II.21)$$

où  $k$  est la conductivité thermique du solide,  $\phi_i$  le flux moyen qui passe à travers l'élément,  $H$  le coefficient de transfert de chaleur,  $T_0$  la température du nœud de référence,  $T_i$  la température d'élément et  $T$  la température à l'extérieur du solide (film, alimentation ou milieu ambiant).

En utilisant les flux  $\phi_i$  on peut déterminer le champ de température des solides :

$$T(j) = T_0 + \sum_{k=1}^{nsurf} C_T(j,k)\phi_k \quad (II.22)$$

où  $nsurf$  représente le nombre des surfaces de solides où on identifie des échanges avec l'extérieur .

### II.3.3.1 Utilisation des matrices de compliance pour le modèle 1

L'équation II.21, écrite pour chaque élément de la surface du solide conduit à un système d'équation linéaire en  $\phi_i$  et  $T_0$  :

- si  $i$  appartient à l'interface solide/environnement :

$$\frac{H_{amb}}{k} \left( T_{amb} - T_0 - \sum_{j=1}^{nsurf} C_T(i, j) \phi_j \right) = \phi_i$$

- si  $i$  appartient à l'interface solide/conduit d'alimentation :

$$\frac{H_{alim}}{k} \left( T_{alim} - T_0 - \sum_{j=1}^{nsurf} C_T(i, j) \phi_j \right) = \phi_i$$

- si  $i$  appartient à l'interface solide/film :

$$\frac{H_{film}}{k} \left( T(i) - T_0 - \sum_{j=1}^{nsurf} C_T(i, j) \phi_j \right) = \phi_i$$

où  $H_{film}$ ,  $H_{amb}$ , and  $H_{alim}$  représentent respectivement les coefficients de transfert entre le solide et le film, l'environnement et le conduit d'alimentation.  $T_{amb}$ ,  $T(i)$ ,  $T_{alim}$  représentent les températures de l'environnement, du film et du fluide d'alimentation.

Pour pouvoir tenir compte de la conservation du flux de chaleur on doit écrire une dernière équation :

$$\sum_{j=1}^{nsurf} \phi_j S_j = 0 \quad (II.23)$$

où  $S_j$  est la surface d'un élément  $j$  du solide.

Le système final est :  $\mathbf{A} [\Phi] = \mathbf{B}$ , avec :

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{H_{amb}}{k} C_i(i, j) & \frac{H_{amb}}{k} C_i(i, j) & \frac{H_{amb}}{k} C_i(i, j) & \frac{H_{amb}}{k} \\ \frac{H_{film}}{k} C_i(i, j) & \frac{H_{film}}{k} C_i(i, j) & \frac{H_{film}}{k} C_i(i, j) & \frac{H_{film}}{k} \\ \frac{H_{alim}}{k} C_i(i, j) & \frac{H_{alim}}{k} C_i(i, j) & \frac{H_{alim}}{k} C_i(i, j) & \frac{H_{alim}}{k} \\ S_j & S_j & S_j & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1 \\ -1 & 0 \\ \dots \\ 0 & -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{H_{amb}}{k} T_{amb} \\ \frac{H_{film}}{k} T(i)_{film} \\ \frac{H_{alim}}{k} T_{alim} \\ 0 \end{bmatrix} \quad [\Phi] = \begin{bmatrix} \phi_i \\ \phi_i \\ \phi_i \\ T_0 \end{bmatrix}$$

Les déformations thermiques des solides sont données par la combinaison linéaire des solutions élémentaires élasto-thermiques :

$$h_T(j) = \sum_{k=1}^{nsurf} C_{eT}(j,k)\phi_k \quad (II.24)$$

### II.3.3.2 Utilisation des matrices de compliance pour le modèle 2

L'équation II.21, écrite pour chaque élément de la surface du solide conduit aussi à un système d'équations linéaires en  $\phi_i$  et  $T_0$  :

- si  $i$  appartient à l'interface solides/environnement :

$$-k\phi_i = H_{amb}(T_{amb} - T_0 - \sum_{j=1}^{nsurf} C_T(i,j)\phi_j)$$

- si  $i$  appartient à l'interface solides/conduit d'alimentation :

$$-k\phi_i = H_{alim}(T_{alim} - T_0 - \sum_{j=1}^{nsurf} C_T(i,j)\phi_j)$$

La conservation du flux de chaleur doit être aussi vérifiée (équation II.23).

Les flux moyens  $\phi_i^*$  pour les éléments qui appartiennent à l'interface film/solides sont calculés à partir de l'équation II.18, une fois que le champ thermique du film est connu (voir algorithme thermique, §II.3.5).

Finalement le système est :  $\mathbf{A} [\Phi] = \mathbf{B}(\phi_i^*)$ , avec :

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{H_{amb}}{k} C_T(i,j) & \frac{H_{amb}}{k} C_T(i,j) & \frac{H_{amb}}{k} \\ \frac{H_{alim}}{k} C_T(i,j) & \frac{H_{alim}}{k} C_T(i,j) & \frac{H_{alim}}{k} \\ S_j & S_j & 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 & & \\ & \dots & \\ 0 & & 1 \\ & & & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{H_{amb}}{k} T_{amb} - \frac{H_{amb}}{k} \sum_{j=1, j \in film}^{nsurf} C_T(i,j)\phi_j^* \\ \frac{H_{alim}}{k} T_{alim} - \frac{H_{alim}}{k} \sum_{j=1, j \in film}^{nsurf} C_T(i,j)\phi_j^* \\ 0 \end{bmatrix} \quad [\Phi] = \begin{bmatrix} \phi_i \\ \phi_i \\ T_0 \end{bmatrix}$$

Après la convergence, pour déterminer les déformations thermiques dans les solides la même équation II.24 est utilisée.

### II.3.4 Algorithme de résolution thermique pour le model 2

L'algorithme numérique suivant est inclus dans l'algorithme général, utilisé pour la résolution d'un problème TEHD non stationnaire (voir § II.4.4).

*Le champ thermique du film et des solides avec les flux de chaleur qui passent entre les deux sont connus pour tous les pas de temps antérieurs,  
tant que le champ thermique du film et des solides est non stable*

*calcul de champ thermique dans le film (ég. II.19)*

*calcul des flux thermiques instantanés qui passent à l'interface film/solides: utilisation du nouveau champ thermique du film (dériver l'ég. II.18)*

*calcul des flux thermiques moyens qui passent à l'interface film/solides (moyenne sur tous les pas de temps d'un cycle)*

*calcul de champ thermique des solides et donc mise à jour des températures moyennes à l'interface film/solides  $\bar{T}$*

*calcul des coefficients de Fourier*

*calcul de la température instantanée à l'interface film/solides (ég. II.20)*

*end*

### II.3.5 Conditions aux limites thermiques

Les modèles développés dans cette étude ont comme application directe les paliers de moteur thermique et plus particulièrement le palier de tête de bielle. C'est pour cette raison que les conditions aux limites thermiques sont décrites pour le cas d'une bielle.

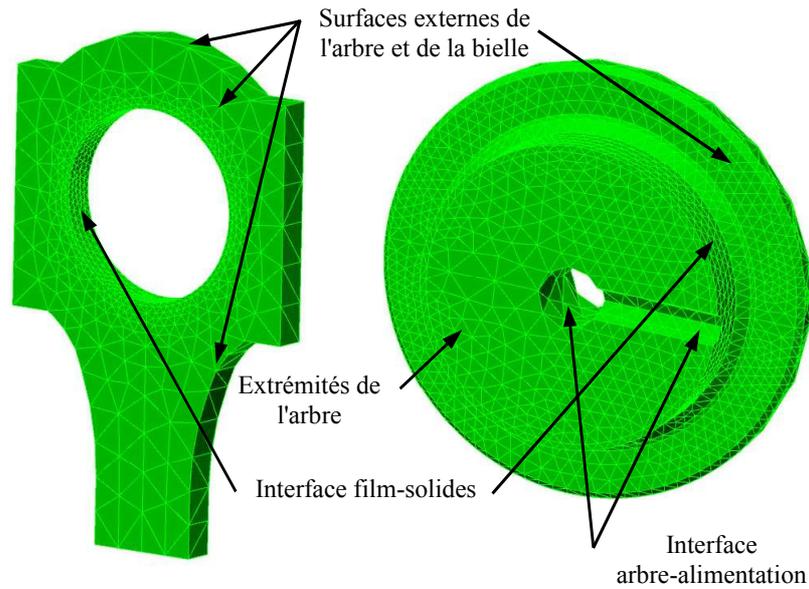
Les transferts thermiques entre les surfaces extérieures des solides et le milieu ambiant s'effectuent essentiellement par convection. Dans notre modèle nous utilisons un coefficient de transfert thermique, exprimé en  $W/(m^2\text{°C})$  qui modélise ce phénomène.

Pour l'interface solides / conduit d'alimentation (de l'arbre ou du logement) on utilise aussi un coefficient de transfert thermique.

En ce qui concerne les extrémités de l'arbre, on considère une condition adiabatique. Cela s'explique par le fait que dans un régime permanent le vilebrequin arrive à une température qui ne varie plus dans le temps donc, a priori, le transfert par conduction à travers les sections extrêmes du maneton est négligeable.

Dans le cas d'une étude sur un demi-palier (pour une géométrie symétrique) le plan médian est isolé.

Enfin, les conditions aux limites appliquées aux interfaces film/solides sont différentes pour les deux modèles : pour le modèle 1 on utilise un coefficient de transfert thermique; pour le modèle 2 on impose la continuité du flux de chaleur et de la température.



*Figure II.6 : Différentes surfaces du palier où sont appliquées les conditions aux limites thermiques*

## **II.4 Formulation numérique du problème TEHD**

### **II.4.1 Formulation éléments finis du problème EHD**

D'une manière générale, les équations d'un problème EHD sont l'équation de Reynolds, les équations d'équilibre de la charge et les équations de l'élasticité. L'action de la pression sur les surfaces élastiques qui délimitent le film lubrifiant se traduit par la déformation de celles-ci. L'épaisseur  $h$  du film doit donc être déterminée simultanément à la pression. La non connaissance a priori de la localisation des zones actives et inactives du film conduit à la définition de deux problèmes distinctes qui seront résolus alternativement :

- *problème 1* : l'épaisseur du film est connue : on recherche les frontières des zones actives et inactives ;
- *problème 2* : les zones actives et inactives sont connues : on recherche le champ de pression et le champ d'épaisseur qui vérifient l'équation de Reynolds et les équations de l'élasticité.

Ces deux problèmes peuvent s'insérer dans un problème plus général dans le cas non stationnaire ; ils devront dans ce cas être résolus à chaque pas de temps.

La solution du problème 1 est donnée par la résolution de l'équation de Reynolds modifiée (éq. II.6). Le problème 2 sera résolu en considérant l'équation de Reynolds (éq. II.3) et les relations reliant l'épaisseur du film à la pression. En raison de la similitude entre ces équations, les développements qui conduisent à la discrétisation par la méthode des éléments finis sont principalement présentés pour l'équation de Reynolds modifiée.

Considérons la forme intégrale suivante :

$$E^*(D) = \int_{\Omega} W^* \left( 2B \left( -\frac{\partial}{\partial x} \left( G \frac{\partial D}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( G \frac{\partial D}{\partial z} \right) \right) + \left( 2U \frac{\partial F}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) + (1-B) \left( U \frac{\partial D}{\partial x} + 2 \frac{\partial D}{\partial t} \right) \right) d\Omega \quad (\text{II.25})$$

où  $W^*$  est une fonction suffisamment différentiable définie sur  $\Omega$ .

Une intégration par parties de certains termes, puis l'addition d'intégrales complémentaires définies sur les frontières de transition entre les zones actives et inactives permettent, d'une part de réduire l'ordre de dérivabilité des fonctions (formulation faible) et d'autre part de rendre naturelles les conditions aux limites de rupture et de réformation du film (Bonneau et Hajjam [19]) nécessaires au traitement du problème 1 :

$$E(D) = \int_{\Omega} \left( 2BG \left( \frac{\partial W}{\partial x} \frac{\partial D}{\partial x} + \frac{\partial W}{\partial z} \frac{\partial D}{\partial z} \right) + W \left( 2U \frac{\partial F}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) - (1-B)UD \frac{\partial W}{\partial x} \right) d\Omega - \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} 2(1-B)WD d\Omega \quad (\text{II.26})$$

Afin de ne pas faire apparaître les termes complémentaires de l'intégration par parties, les fonctions  $W$  sont choisies nulles sur la frontière  $\partial\Omega$ .

La solution du problème 1 est obtenue en recherchant les fonctions  $D$  qui satisfont aux conditions aux limites sur les frontières extérieures  $\partial\Omega$  du film et telles que  $E(D) = 0$ . La résolution de l'équation  $E(D) = 0$  permettra d'obtenir la localisation des zones actives et inactives du film.

Les études EHD publiées ont établi dans ce contexte la supériorité des éléments quadratiques à 8 nœuds (McIvor & Fenner, [31]). Le domaine  $\Omega$  est donc divisé en  $n_e$  éléments finis isoparamétriques à huit nœuds. Le caractère particulier de l'équation de Reynolds modifiée, lorsqu'elle s'applique aux zones inactives (l'éq. II.5 est hyperbolique), rend nécessaire l'usage d'éléments linéaires à quatre nœuds pour sa discrétisation. En effet, sa résolution est obtenue en décentrant les fonctions d'interpolation, or il est connu que les fonctions d'interpolation linéaires sont facilement décentrables. Chaque élément à 8 nœuds est donc subdivisé en quatre éléments quadrangulaires à quatre nœuds. Selon qu'il s'agit du problème 1 ou 2, la discrétisation fera appel à l'un ou l'autre maillage, la valeur des paramètres au nœud central étant éventuellement obtenue par interpolation.

Les fonctions d'interpolation  $N$  choisies, linéaires ou quadratiques selon le cas, permettent d'interpoler à la fois les variables géométriques et les différents paramètres. Dans le cas du problème 1, l'équation II.26 évaluée au nœud  $j$  d'un élément  $\Omega_e$  s'écrit :

$$\begin{aligned}
 E_j(\Omega_e) = & \sum_{m=1}^{npg} \left( 2G \sum_{k=1}^{nne} \left( \frac{\partial W_{mj}}{\partial x} \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} + \frac{\partial W_{mj}}{\partial z} \frac{\partial N_{mk}}{\partial z} \right) B_k D_k \right. \\
 & + 2W_{mj} \left( U \frac{\partial F_m}{\partial x} + \frac{h_m(t) - h_m(t - \Delta t)}{\Delta t} \right) + \sum_{k=1}^{nne} \frac{\partial W_{mj}}{\partial x} N_{mk} (1 - B_k) D_k \\
 & \left. - 2 \frac{1}{\Delta t} \sum_{k=1}^{nne} W_{mj} N_{mk} \left( (1 - B_k(t)) D_k(t) - (1 - B_k(t - \Delta t)) D_k(t - \Delta t) \right) \right) \Delta \Omega_m
 \end{aligned} \quad (II.27)$$

où  $m$  est l'un des  $n_{pg}$  points de Gauss sur cet élément et  $nne$  le nombre de nœuds par élément (8 ou 4).  $W_{mj}$  est la fonction de pondération relative au nœud  $j$  et  $N_{mk}$  est la fonction d'interpolation relative au nœud  $k$  appartenant à  $\Omega_e$ ; elles sont évaluées au point de Gauss  $m$ .  $B_k$  représente l'état du nœud  $k$  et prend la valeur 1 s'il est dans une zone active et 0 dans le cas contraire. Lorsque la totalité des nœuds de l'élément  $\Omega_e$  est en zone active, l'élément est dit actif et dans ce cas les fonctions d'interpolation sont choisies comme fonctions de pondération. Dans le cas contraire, en raison du caractère hyperbolique de l'équation à résoudre, les fonctions de pondération sont des fonctions polynomiales décentrées vers l'amont relativement à la vitesse  $U$  de la surface immobile.

La sommation de l'ensemble des équations (II.27) écrites sur chacun des  $n_e$  éléments du domaine  $\Omega$  conduit à un système d'équations algébriques linéaires en  $D$ , qui s'écrit sous la forme matricielle suivante :

$$\mathbf{R} = [\mathbf{M}]\mathbf{D} + \mathbf{S} \quad (II.28)$$

où  $\mathbf{R}$  est le vecteur résidus de l'équation de Reynolds modifiée et  $\mathbf{D}$  le vecteur de la variable universelle. Un terme de la matrice  $[\mathbf{M}]$  s'écrit sous la forme suivante :

$$\begin{aligned}
 M_{jk} = & \sum_{n=1}^{ne} \sum_{m=1}^{npg} \left( G \sum_{k=1}^{nne} \left( \frac{\partial N_{mj}}{\partial x} \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} + \frac{\partial N_{mj}}{\partial y} \frac{\partial N_{mk}}{\partial y} \right) 2 \cdot B_k + \sum_{k=1}^{nne} \frac{\partial N_{mj}}{\partial x} N_{mk} (1 - B_k) \right. \\
 & \left. - 2 \frac{1}{\Delta t} \sum_{k=1}^{nne} N_{mj} N_{mk} (1 - B_k(t)) \right) \Delta \Omega_m
 \end{aligned} \quad (II.29)$$

Le vecteur  $\mathbf{S}$  représente le second membre de l'équation de Reynolds modifiée. Un terme du vecteur  $\mathbf{S}$  s'écrit sous la forme suivante :

$$\begin{aligned}
 S_j = & \sum_{n=1}^{ne} \sum_{m=1}^{npg} 2N_{mj} \left( U \frac{\partial F_m}{\partial x} + \frac{h_m(t) - h_m(t - \Delta t)}{\Delta t} \right) \\
 & + 2 \frac{1}{\Delta t} \sum_{k=1}^{nne} N_{mj} N_{mk} \left( (1 - B_k(t - \Delta t)) D_k(t - \Delta t) \right) \Delta \Omega_m
 \end{aligned} \quad (II.30)$$

## II.4.2 Traitement de la matrice de compliance d'un contact EHD

Comme on l'a vu dans le § II.2.6, une matrice de compliance  $[\mathbf{C}]$  est calculée pour déterminer le déplacement radial des nœuds sur la surface du palier. Le calcul de cette matrice s'appuie sur les

maillages tridimensionnels fournis par les maillages automatiques des logiciels de calcul des structures (Ansys, Abaqus, I-DEAS, etc.). Ces maillages sont en général constitués d'éléments tétraédriques linéaires (4 nœuds) ou quadratiques (10 nœuds). Les maillages des surfaces qui délimitent le film seront donc constitués d'éléments triangulaires à 3 ou 6 nœuds, en général différents d'une surface à l'autre et sans relation particulière avec le maillage en éléments à 8 nœuds du film.

Afin de pouvoir utiliser la matrice [C], pour chaque nœud du maillage d'une paroi, on détermine le numéro du nœud du maillage du film qui le contient ainsi que ses coordonnées paramétriques dans cet élément. De même, pour chaque nœud du maillage du film, on détermine le numéro du nœud du maillage en éléments triangulaires qui le contient ainsi que ses coordonnées paramétriques. Ultérieurement, une nouvelle matrice de compliance [dhdp], propre au maillage du film, va être construite (Bonneau et Hajjam, [19]). Pour un nœud  $i$  du maillage de film, la composante élastique de l'épaisseur devient :

$$h_i = \sum_{j=1}^{nn} dhdp(i, j) p(j) \quad (II.31)$$

avec :  $dhdp(i, j) = \sum_{k=1}^3 N_k^T(\xi_i, \eta_i) \sum_{l=1}^{nnt} C_{kl} \sum_{e=1}^{net} \left( \sum_{pg} \sum_{m=1}^3 N_l^T N_m^T N_j^Q(\xi_m, \eta_m) d\Omega_e \right)$ , où  $N^T$  est la fonction d'interpolation relative au nœud  $k$  du triangle (maillage paroi),  $\xi_i$  et  $\eta_i$  les coordonnées paramétriques du nœud  $i$  dans le triangle,  $nnt$  le nombre de nœuds du maillage de la paroi considérée en éléments triangulaires,  $N^Q$  la fonction d'interpolation relative au nœud  $j$  du quadrangle et  $\xi_m$  et  $\eta_m$  les coordonnées paramétriques du nœud  $m$  dans le quadrangle.

### II.4.3 Formulation numérique du problème thermique

La discrétisation numérique des équations de conservation du flux thermique dans le film lubrifiant est basée sur le maillage éléments finis du film. Pour un élément  $i$  qui appartient au film et avec les mêmes fonctions utilisées que celles pour l'équation du Reynolds (éq. II.27), la dissipation visqueuse peut être écrite sous la forme :

$$\iiint_{V_i} \mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] dv = \sum_{m=1}^{npg} \left( G_m \sum_{k=1}^{nme} \left( \left( \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} p_k \right)^2 + \left( \frac{\partial N_{mk}}{\partial y} p_k \right)^2 \right) + \frac{U^2}{J_{0m}} \right) \Delta\Omega \quad (II.32)$$

#### II.4.3.1 Modèle 1

L'expression discrétisée de l'équation (II.17) devient:

$$\sum_{j=1}^4 \sum_{pg=1}^2 \rho_0 C_p q_{ji} T^* dS + \sum_{m=1}^{npg} \left( G_m \sum_{k=1}^{nne} \left( \left( \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} p_k \right)^2 + \left( \frac{\partial N_{mk}}{\partial y} p_k \right)^2 \right) + \frac{U^2}{J_{0m}} \right) \Delta\Omega \quad (II.33)$$

$$- \sum_{m=1}^{npg} \rho_0 C_p \frac{T_i^t h_m^t - T_i^{t-\Delta t} h_m^{t-\Delta t}}{\Delta t} \Delta S - \sum_{m=1}^{npg} (H_h (T_i - T_h) + H_s (T_i - T_s)) \Delta\Omega = 0$$

L'équation (II.33) n'est pas valable pour les éléments qui sont situés dans le trou d'alimentation. Dans cette zone, on considère un mélange entre l'huile qui entre par le trou d'alimentation et l'huile autour de l'alimentation. En conséquence, la température dépend de ce mélange huile fraîche / huile chaude. Si  $q_s$  représente le débit d'huile entrant par le trou d'alimentation et  $q_e$  représente le débit "autour" de la zone d'alimentation, on peut écrire :

$$\begin{aligned} - \text{ si } q_s > 0, T_i &= \frac{T_{alim} q_s + T^{**} q_e}{q_s + q_e} \\ - \text{ si } q_s < 0, T_i &= \frac{T^{**} q_e}{q_e} \end{aligned}$$

où  $T^{**}$  est la température "autour" de la zone d'alimentation et  $T_{alim}$  est la température de l'huile fraîche.

#### II.4.3.2 Modèle 2

Pour un élément  $i$  du film, l'expression discrétisée de l'équation (II.19), devient :

$$\sum_{j=1}^4 \sum_{n=1}^{mpg} \rho_0 C_p \int_0^h \vec{u}_{nj} \cdot \vec{n} T_{fij}(S) dS + \sum_{m=1}^{npg} \left( G_m \sum_{k=1}^{nne} \left( \left( \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} p_k \right)^2 + \left( \frac{\partial N_{mk}}{\partial y} p_k \right)^2 \right) + \frac{U^2}{J_{0m}} \right) \Delta S \quad (II.34)$$

$$- \sum_{m=1}^{npg} \rho_0 C_p \frac{T_{fi}^t h_m^t - T_{fi}^{t-\Delta t} h_m^{t-\Delta t}}{\Delta t} \Delta S - 2k_f \sum_{m=1}^{npg} \left( \frac{1}{h_m} (6T_{fi} - 3T_s - 3T_h) \right) \Delta S = 0$$

où  $T_{fi}$  représente la température moyenne du film dans le point  $i$  (II.20).

#### II.4.4 Algorithme numérique

L'algorithme général est une extension de celui proposé par Bonneau et Hajjam [19] en 2001. Il est présenté ci dessous pour un problème TEHD, non stationnaire.

Pour chaque pas de temps, la recherche de la partition du domaine en zones actives et inactives se fait par la résolution successive des problèmes de type 1 et 2 jusqu'à convergence. La convergence de ce processus nécessite parfois une réduction du pas de temps initialement choisi. La convergence pour les problèmes de type 1 ou 2 peut être délicate et requiert des algorithmes associant à la procédure de Newton-Raphson des techniques adaptatives de sous relaxation.

Alors que pour le problème de type 1, la matrice [M] a une structure en "bande" où seuls les termes situés à proximité de la diagonale sont non nuls, il n'en est plus de même pour la matrice jacobienne des problèmes de type 2, puisque l'épaisseur en chaque nœud dépend de la pression en tous les nœuds (éq. II.31). Pourtant, comme le domaine d'intégration est réduit aux seules zones actives, la dimension du système à résoudre s'en trouve fortement diminuée.

Afin de réduire le temps de calcul lors du processus de Newton-Raphson, la matrice jacobienne triangularisée est conservée tant que le taux de convergence reste suffisant (plus petit que 0.9). De plus, une écriture particulière de la variation de l'épaisseur de film en fonction de la matrice de compliance [dhdp] permet encore une réduction importante du temps de calcul.

La matrice [dhdp] est divisée en 2 matrices :

- [dhdp<sub>l</sub>] qui prend en compte seulement l'influence des nœuds autour de nœud étudié ; ceci conduit à une matrice bande,
- [dhdp<sub>m</sub>] qui prend en compte les effets "à distance" : le maillage du film est divisé dans un nombre de "bandes" d'égale largeur circonférentielle dont le nombre correspond au nombre d'éléments dans la direction circonférentielle (*nelx*). Chaque bande comporte un nœud de concentration où on calcule une déformation élémentaire équivalente pour tous les nœuds de la bande; ceci conduit à une matrice de dimension :  $nn \times nelx$  .

L'expression approchée de la composante élastique de l'épaisseur devient :

$$h_i = \sum_{j=1}^{nn} dhdp_l(i, j) p_j + \sum_{l=1}^{nelx} dhdp_m(i, l) p_{ml} \quad (II.35)$$

où  $p_m$  représente l'intégration de la pression sur la bande  $l$  :

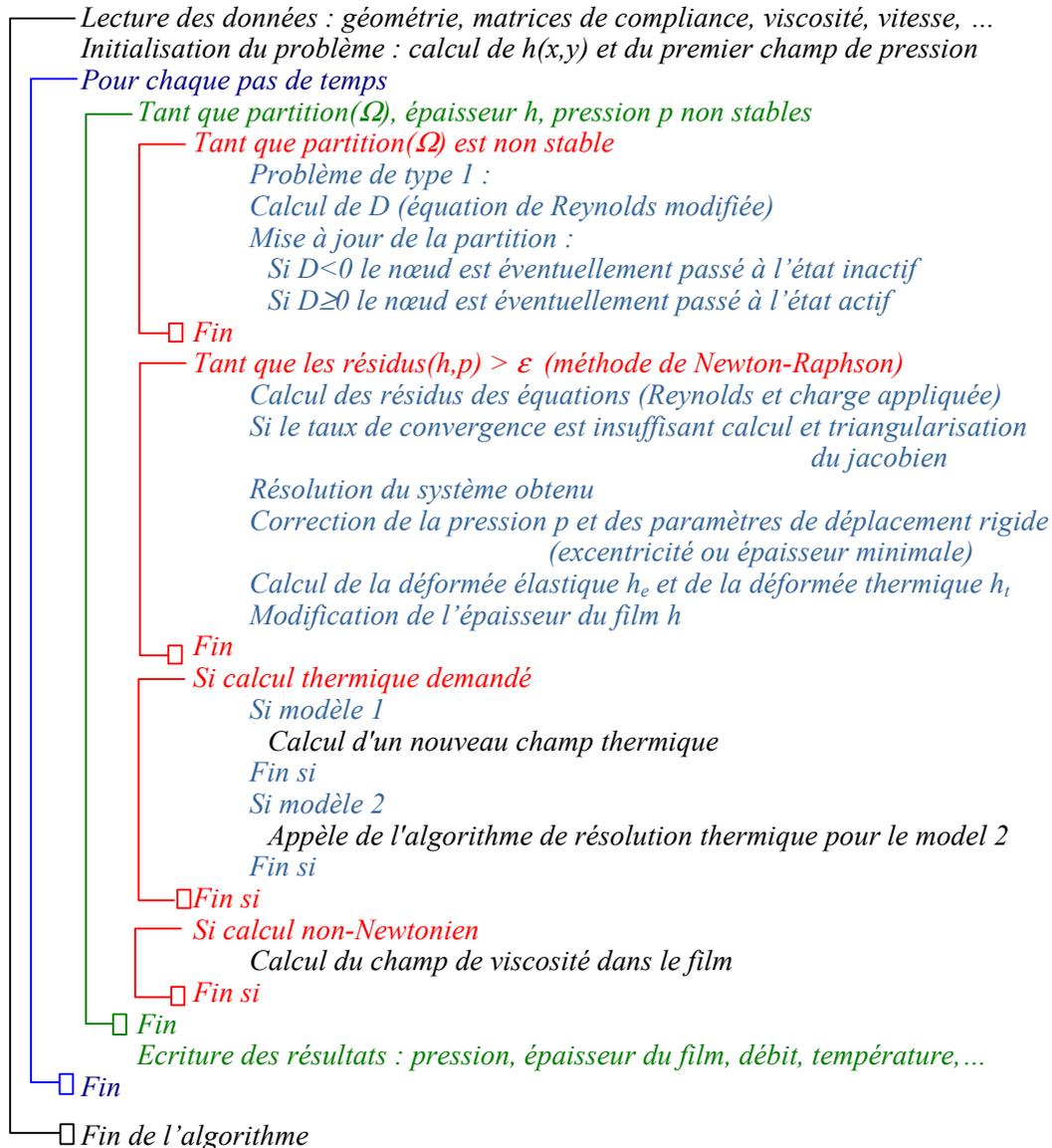
$$p_{ml} = \frac{1}{S} \iint_{S_l} p dS = \sum_{j=1}^{nn} dpmdp(l, j) p_j \quad (II.36)$$

Comme la matrice [dpmdp] dépend seulement de la géométrie du palier, elle peut être aussi précalculée. Cette formulation conduit à une matrice jacobienne qui a une structure bande, avec un petit groupe de termes qui occupe toute la largeur, dans la partie inférieure (voir figure II.7). Tant que le taux de convergence reste insuffisant, cette division de la matrice [dhdp] est utilisée. Afin d'obtenir la solution exacte, quand le taux de convergence atteint une valeur suffisante (plus grande que 0.9), la matrice [dhdp] initiale est utilisée dans le calcul de la matrice jacobienne.

Dans le cas d'un calcul TEHD qui utilise le modèle 2, une attention particulière doit être accordée au choix du nombre des coefficients de Fourier. En général, le choix de 5 à 8 coefficients de Fourier est suffisant pour le cas d'un palier de tête de bielle. Le choix du pas de temps doit être directement lié au choix des coefficients (il faut vérifier si pour la discrétisation temporelle choisie, les derniers

coefficients de Fourier peuvent être correctement calculés). Afin d'initialiser le calcul, les deux premiers cycles du moteur vont être toujours calculés avec le modèle thermique 1. La convergence est atteinte, en générale, après 10 cycles moteur.

### **Algorithme numérique**



## **II.5 Conclusions**

Ce chapitre nous a permis de présenter dans un premier temps les différentes équations nécessaires à la modélisation théorique d'un problème TEHD. Une équation de Reynolds modifiée est utilisée, afin de pouvoir prendre en compte les phénomènes de rupture et de réformation du film lubrifiant. Les équations d'équilibre entre la charge et le champ de pression ont été présentées dans l'hypothèse d'un palier sous charge dynamique non aligné et en tenant compte des effets d'inertie. La variation de la viscosité avec la température, la pression et le taux de cisaillement est prise en compte. L'effet



## **CHAPITRE III**

### **Validation des modèles numériques**

#### **Exemple d'application aux paliers de tête de bielle**

### ***III.1 Introduction***

La première partie de ce chapitre est consacrée à l'analyse des paliers sous charge dynamique et lubrifiés avec des fluides non-newtoniens et piezo-visqueux. Une validation du modèle est faite par comparaison avec des études numériques antérieures<sup>1</sup>. La deuxième partie s'intéresse à l'influence des effets non-newtoniens et piezo-visqueux sur le fonctionnement des paliers de tête de bielle. Trois géométries différentes, correspondant à un moteur essence, un moteur diesel et un moteur de Formula 1 (F1) sont considérées.

La troisième et la quatrième partie du chapitre s'intéressent à la validation des deux modèles thermiques et ensuite à différentes études paramétriques sur le comportement thermique des paliers sous charge dynamique.

La dernière partie de ce chapitre présente une comparaison des résultats obtenus pour un palier de tête de bielle de moteur à essence, en utilisant un modèle EHD, un modèle TEHD 3D, un modèle TEHD 3D avec les effets non-newtoniens et un modèle TEHD "global".

---

<sup>1</sup> \*. La validation du modèle et des techniques utilisées pour le calcul EHD a déjà été réalisée par Bonneau et Hajjam[19] dans le cas d'un palier de tête de bielle et par Hajjam et Bonneau [64] dans le cas des joints à lèvres. Toutes les validations faites dans ce chapitre s'intéressent seulement à des modèles non-newtoniens et thermiques.

## III.2 Effets non-newtoniens et piezo-visqueux dans les paliers lisses : cas rigide

Dans un premier temps, une étude paramétrique sur la discrétisation du film lubrifiant est présentée. Les résultats obtenus dans le cas d'un palier sous charge statique et d'un palier de tête de bielle sont comparés avec des études antérieures. Le tableau (III.1) montre les caractéristiques des huiles utilisées. Comme l'effet non-newtonien est pris en compte à l'aide de la loi de Cross, on présente les deux viscosités newtoniennes  $\mu_1$  et  $\mu_2$  respectivement aux faibles et aux forts taux de cisaillement et deux comportements non-newtoniens possibles, caractérisés par le coefficient de stabilité  $k$ . Les valeurs utilisées ont été déterminées expérimentalement par Gecim [33].

Viscosité $\mu_1$	0.0111Pa.s
Coefficient de stabilité $k$ pour l'huile non-newtonienne A	1500 Pa
Coefficient de stabilité $k$ pour l'huile non-newtonienne B	20000 Pa
Viscosité $\mu_2$	0.0063Pa.s

*Tableau III.1 : Caractéristiques des huiles utilisées dans l'étude de validation*

### III.2.1 Etude paramétrique sur la discrétisation du domaine fluide : effet du maillage

Cette étude va nous permettre de déterminer le nombre de points dans les différentes directions spatiales nécessaires à la discrétisation du domaine fluide. Un palier sous charge statique a été retenu. Les caractéristiques de fonctionnement de ce palier sont présentées dans le tableau (III.2). On considère un lubrifiant non-newtonien avec un coefficient de stabilité de 1500 Pa (huile A). La déformation des solides due à la pression n'est pas prise en compte.

Largeur	21 mm
Rayon	36 mm
Jeu radial	0.036 mm
Charge appliquée	-19363 N en X   -8404 en Y
Pression d'alimentation	0.2758 MPa
Rainure circonférentielle d'alimentation	de 180° à 360°
Largeur de la rainure d'alimentation	4.2 mm
Vitesse de rotation	5000 tr/min

*Tableau III.2 : Caractéristiques de fonctionnement – cas d'étude utilisé pour la validation du modèle non-newtonien*

Le tableau (III.3) montre l'épaisseur minimale du film, la pression maximale et le débit de fuite pour trois maillages différents. Du fait de la symétrie du palier, le domaine d'étude est un demi-palier. Les très faibles différences (moins de 1%) observées entre les principaux paramètres du palier montrent qu'un maillage quadratique avec 36 éléments dans la direction circonférentielle et 3 éléments dans la direction axiale est suffisant pour l'analyse du comportement rigide.

Nb. d'éléments dans la direction circonférentielle	<b>36</b>	<b>72</b>	<b>72</b>	<b>96</b>
Nb. d'éléments dans la direction axiale	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>4</b>
<b>Epaisseur min. (mm)</b>	2.729	2.727	2.734	2.721
<b>Pression max. (MPa)</b>	85.4	85.3	85.0	84.9
<b>Débit de fuite (l/min)</b>	1.18	1.18	1.19	1.19

**Tableau III.3 :** Etude des caractéristiques du palier en fonction de la variation du maillage dans les directions circonférentielle et axiale

### III.2.2 Comparaison avec des études antérieures

Une première comparaison est faite avec les résultats présentés par Paranjpe [39] et Wang et al.[44]. Le même palier décrit au-dessus est analysé. Le tableau (III.4) montre l'épaisseur minimale, la pression maximale et le débit de fuite pour les deux viscosités newtoniennes et les deux fluides non-newtoniens.

	Paranjpe			Wang et al.			Modèle présenté		
	$h_{min}$ (µm)	$P_{max}$ (MPa)	Puissance dissipée (W)	$h_{min}$ (µm)	$P_{max}$ (MPa)	Puissance dissipée (W)	$h_{min}$ (µm)	$P_{max}$ (MPa)	Puissance dissipée (W)
$\mu_1$	3.60	73.0	1027	3.80	74.6	1052	3.64	78.1	1042
<b>Huile A</b>	2.82	79.9	730	2.77	84.3	748	2.74	83.4	748
<b>Huile B</b>	2.98	74.3	855	3.05	79.1	850	2.95	80.8	880
$\mu_2$	2.78	81.5	701	2.71	85.4	715	2.70	84.2	715

**Tableau III.4 :** Comparaison avec des études antérieures pour un palier sous charge statique

Les résultats des trois études sont en très bonne concordance. Les légères différences observées peuvent être expliquées par l'utilisation de modèles numériques différents. Le modèle de Paranjpe est basée sur une discrétisation du film tridimensionnelle, en différences finies. Le modèle de Wang utilise une discrétisation éléments finis en éléments triangulaires, avec un algorithme de conservation de la masse différent du nôtre.

Une seconde comparaison est faite avec des résultats présentés par Paranjpe [39] dans le cas d'un palier de tête de bielle. La géométrie du palier et les conditions de fonctionnement sont présentées dans le tableau (III.5).

<b>Rayon du palier (mm)</b>	24
<b>Largeur du palier (mm)</b>	21.6
<b>Jeu radial du palier (mm)</b>	0.027
<b>Rayon du vilebrequin (mm)</b>	38.06
<b>Longueur de la bielle (mm)</b>	145
<b>Vitesse de rotation (tr/min)</b>	2000
<b>Pression d'alimentation (MPa)</b>	0.5
<b>Etendue axiale de l'alimentation (mm)</b>	4
<b>Etendue circonférentielle de l'alimentation (degrés)</b>	15
<b>Position du point central (degrés)</b>	60

**Tableau III.5 :** Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle à 2000 tr/min (validation du modèle non-newtonien)

Le diagramme de charge donné dans la figure (III.1) correspond à l'action de l'arbre sur le palier de tête de bielle, dans le repère de la bielle. On peut observer que le cycle commence avec la phase

d'explosion (charge importante pour les premiers angles de vilebrequin). Les résultats pour l'épaisseur minimale, la pression maximale et la puissance dissipée pendant un cycle sont présentés dans le Tableau (III.6). Une bonne concordance entre les deux études est observée.

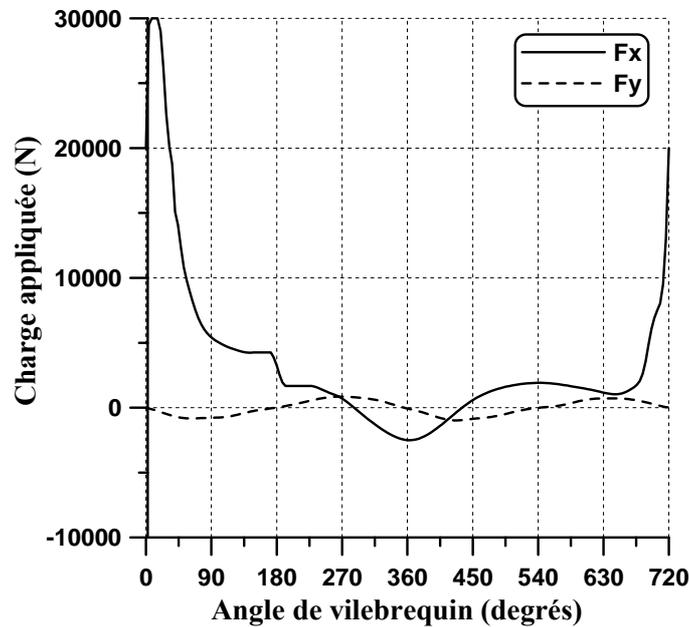


Figure III.1 : Diagramme de charge pour un cycle de fonctionnement à 2000 tr/min (validation du modèle non-newtonien)

	Paranjpe			Modèle présenté		
	$h_{min}$ ( $\mu\text{m}$ )	$P_{max}$ (MPa)	Puissance dissipée (W)	$h_{min}$ ( $\mu\text{m}$ )	$P_{max}$ (MPa)	Puissance dissipée (W)
$\mu_1$	2.52	115.5	84.1	2.3	117.5	82
Huile A	1.73	132.4	63	1.53	136	61
Huile B	2.12	121.4	76.7	1.83	122	74
$\mu_2$	1.66	134.4	57.5	1.49	139	54

Tableau III.6 : Comparaison avec Paranjpe pour un palier de tête de bielle

### III.3 Effets non-newtoniens et piezo-visqueux dans les paliers de tête de bielle : cas élastique

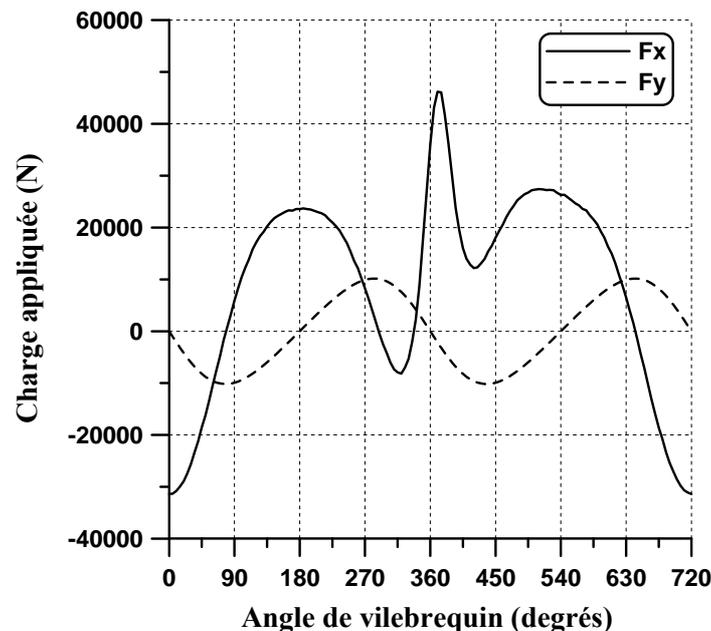
Trois paliers de tête de bielle ont été choisis pour les études paramétriques développées dans ce chapitre : une bielle de moteur F1, une bielle de moteur à essence et une bielle de moteur diesel. L'étude s'intéresse aux influences du comportement non-newtonien et piezo-visqueux sur les principaux paramètres qui caractérisent la lubrification des paliers : épaisseur minimale, pression maximale, débit d'huile et puissance dissipée. Afin de modéliser et analyser le comportement non-newtonien, les résultats obtenus avec les deux viscosités newtoniennes  $\mu_1$  et  $\mu_2$  sont comparés systématiquement avec celles obtenus pour un coefficient de stabilité  $k = 20000$  Pa (huile B – tableau III.1).

### III.3.1 Cas de tête de bielle d'un moteur F1

Les caractéristiques du palier et les conditions de fonctionnement sont présentées dans le Tableau (III.7). La figure (III.2) montre le diagramme de charge pour un régime de 16000 tr/min.

<b>Rayon du palier (mm)</b>	18
<b>Largeur du palier (mm)</b>	18.3
<b>Jeu radial minimal du palier (mm)</b>	0.015
<b>Jeu radial du plan de joint supérieur (mm)</b>	0.030
<b>Jeu radial du plan de joint inférieur (mm)</b>	0.030
<b>Profondeur du dépincement (mm)</b>	0.005
<b>Etendu du dépincement (mm)</b>	0.4
<b>Rayon du vilebrequin (mm)</b>	20.71
<b>Longueur de la bielle (mm)</b>	104.98
<b>Vitesse de rotation (tr/min)</b>	16000
<b>Pression d'alimentation (MPa)</b>	2.5
<b>Etendue axiale de l'alimentation (mm)</b>	3
<b>Etendue circonférentielle de l'alimentation (degrés)</b>	12
<b>Position du point central (degrés)</b>	30

**Tableau III.7 :** Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle de moteur F1



**Figure III.2 :** Diagramme de charge pour un palier de tête de bielle à 16000 tr/min

Afin de calculer les matrices de compliance nécessaires pour la prise en compte des déformations de la bielle et du maneton, dues à la pression hydrodynamique, les solides sont discrétisés par la méthode des éléments finis. La figure (III.3) montre le maillage de la tête de bielle. On peut voir la présence des trois matériaux : pour le corps de la bielle, pour le coussinet et pour les vis d'assemblage. La condition aux limites utilisée est un encastrement au niveau du plan de coupe. Le maillage contient 3043 nœuds et 9778 éléments tétraédriques linéaires.

Après la combinaison des solutions élémentaires, la déformée du logement due à un champ de pression constant est présentée sur la figure (III.4), pour le palier développé. On peut observer l'influence des trous de vis, mais aussi de l'élasticité différente du logement côté chapeau, côté tige de bielle et côté latéral.

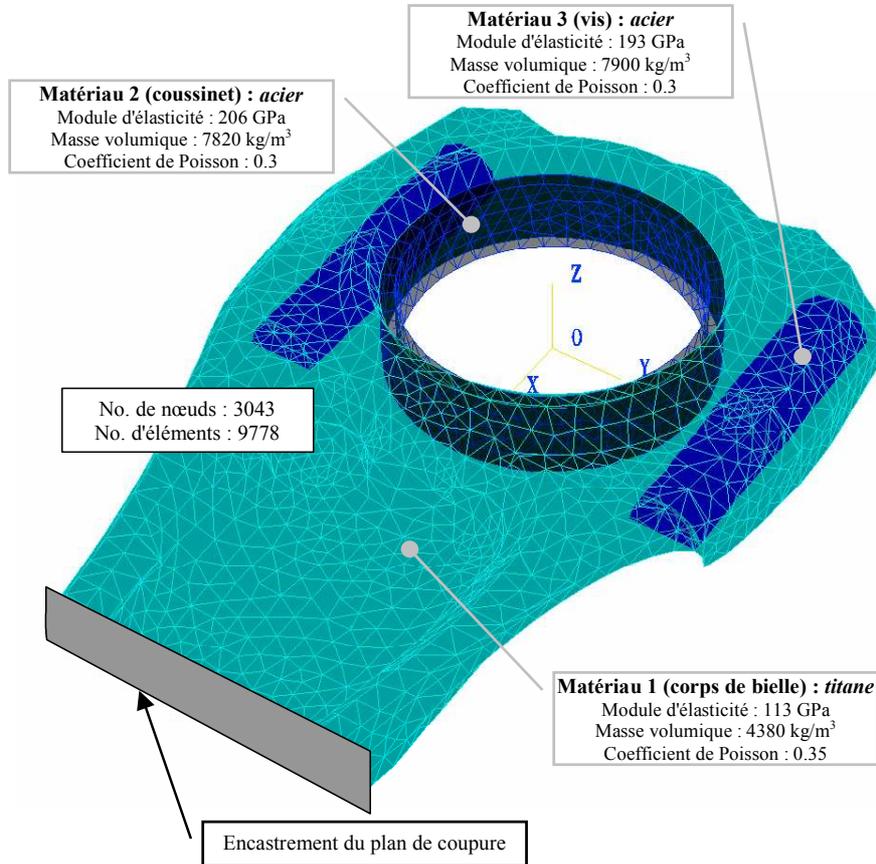


Figure III.3 : Discretisation éléments finis d'un palier de tête de bielle de moteur F1

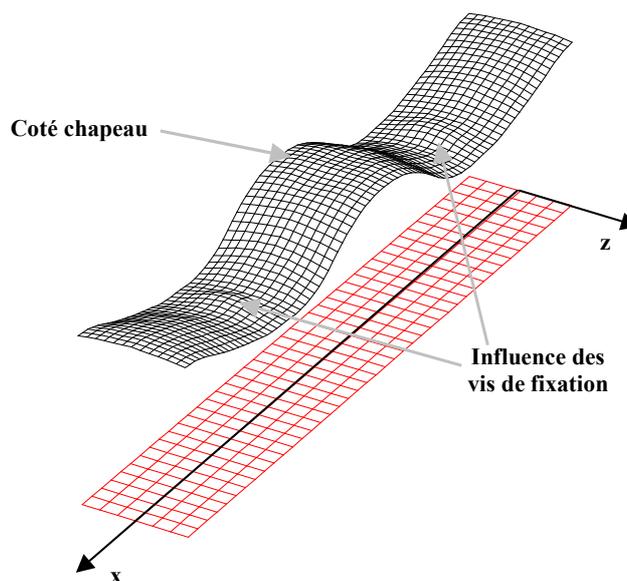


Figure III.4 : Déformée du logement due à une pression uniforme de 1 MPa

Le maneton est aussi discrétisé par la méthode d'éléments finis. Le maillage contient 1791 nœuds et 7626 éléments linéaires et un seul matériau (acier avec un module d'élasticité de 220 MPa, une masse volumique de  $7800 \text{ kg/m}^3$ , et un coefficient de Poisson de 0.3). Comme conditions aux limites nous avons choisi un encastrement au niveau de la coupure. La déformée du maneton due à un champ de pression constante est représentée sur la Figure (III.5).

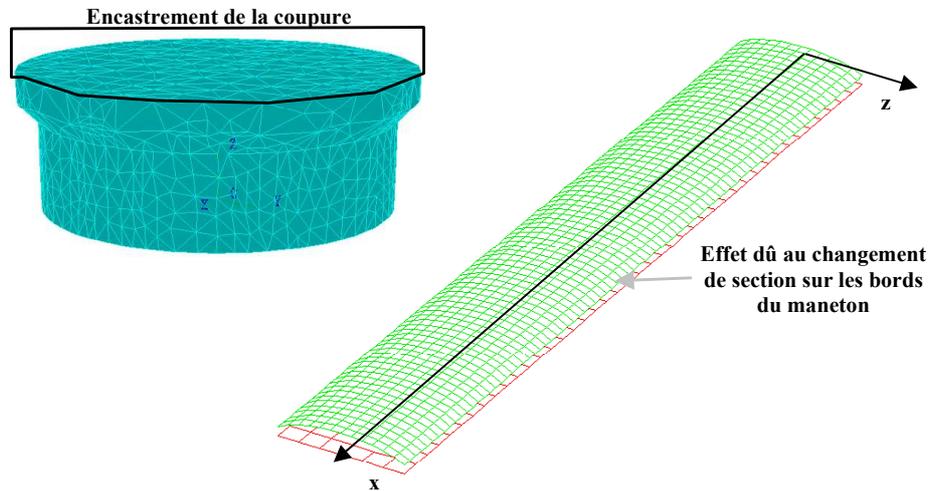


Figure III.5 : Déformée du maneton due à une pression uniforme de 1 MPa

### Etude de l'effet non-newtonien.

La figure (III.6) montre l'évolution de l'épaisseur minimale du film en fonction de l'angle du vilebrequin, pour l'huile non-newtonienne et les deux huiles newtoniennes définies dans le tableau (III.1).

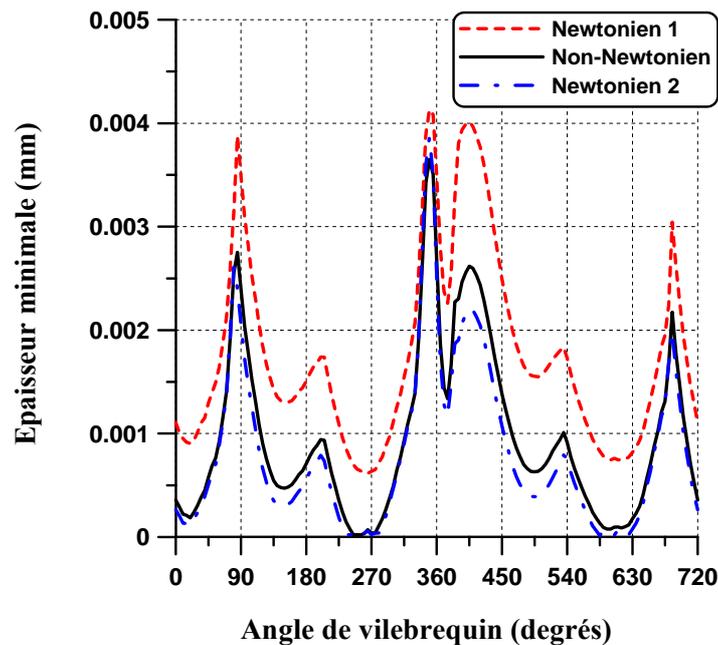


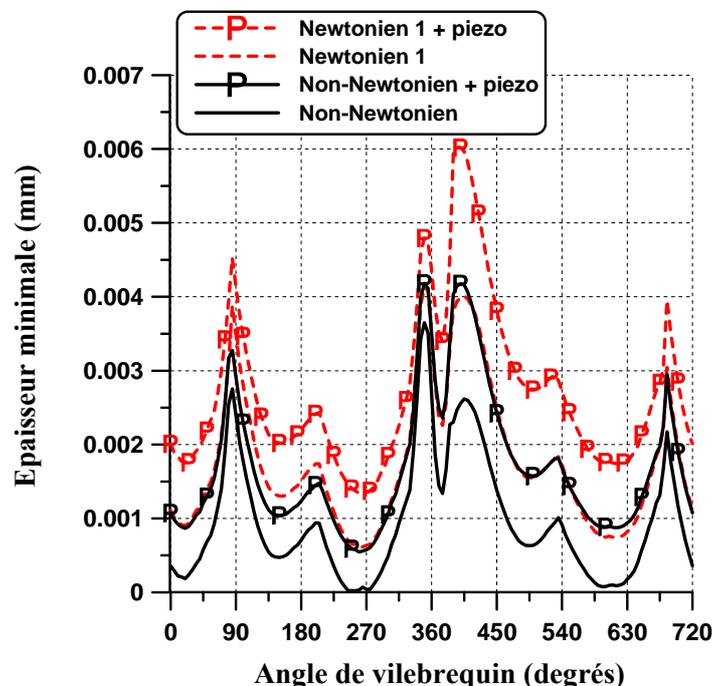
Figure III.6 : Variation de l'épaisseur minimale en fonction de l'angle de vilebrequin pour une bielle de F1 (étude de l'effet non-newtonien)

L'épaisseur minimale est pour la première huile newtonienne de  $0.61 \mu\text{m}$  à  $265^\circ$  d'angle de vilebrequin, pour la seconde huile newtonienne de  $0.013 \mu\text{m}$  à  $585^\circ$  d'angle de vilebrequin et pour l'huile non-newtonienne de  $0.021 \mu\text{m}$  à  $255^\circ$  d'angle de vilebrequin. On peut observer que le comportement du palier avec un lubrifiant non-newtonien est très proche de celui obtenu avec la seconde huile newtonienne. On peut en conclure que par rapport à la première huile newtonienne, le comportement non-newtonien du lubrifiant provoque une baisse importante de l'épaisseur minimale du film (près du 97%, dans le cas précédent), ce qui met en danger le bon fonctionnement du palier.

L'utilisation des huiles additivées dans la lubrification des paliers de moteurs peuvent notamment, sous certaines conditions, induire une forte réduction de l'épaisseur minimale mais présenter l'avantage de diminuer la puissance dissipée et implicitement la température de fonctionnement. Cela est aussi observé dans notre cas : la puissance moyenne dissipée par le lubrifiant est de 1409 W dans le cas d'huile newtonienne 1 et de 1174 W dans le cas d'huile Non-newtonienne, donc une réduction globale non négligeable de 27% pour la température finale.

### Etude de l'effet piezo-visqueux.

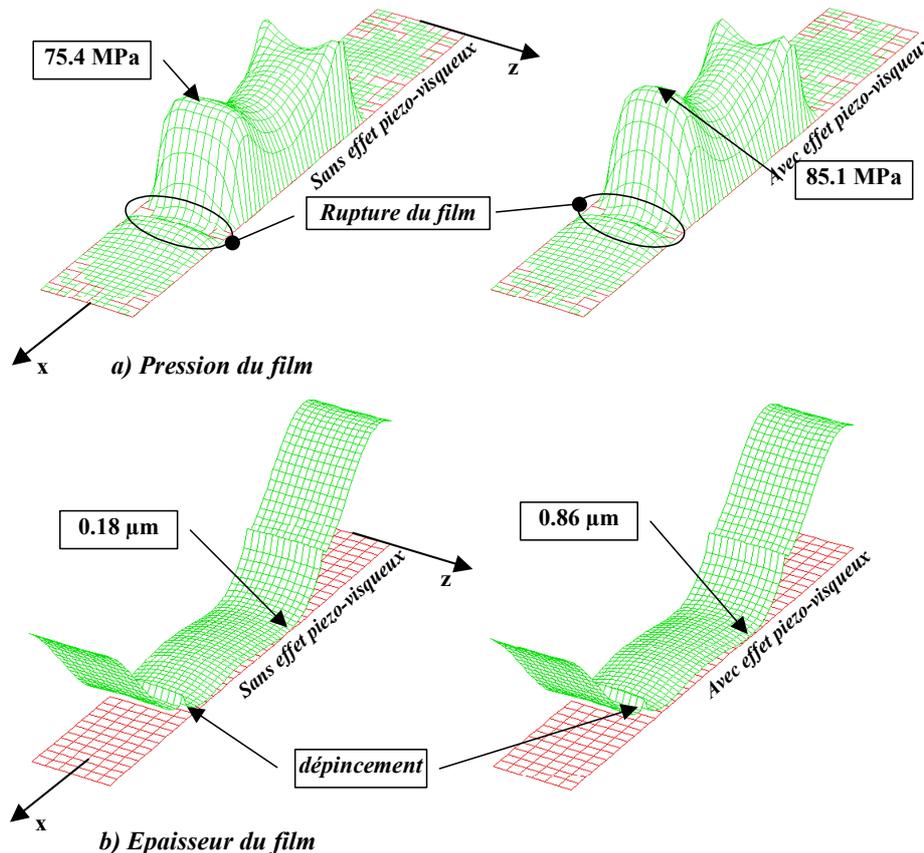
Afin d'étudier l'effet piezo-visqueux, on considère une loi de variation de la viscosité avec la pression de type loi puissance (équation. III.13), avec  $a = 0.04 \text{ MPa}^{-1}$  et  $b = 4.6$ . La figure (III.7) montre la variation de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin pour la première huile newtonienne ( $\mu_1$ ) et pour l'huile non-newtonienne, avec et sans l'effet piezo-visqueux.



**Figure III.7 :** Variation de l'épaisseur minimale en fonction de l'angle de vilebrequin pour une bielle de F1 (étude de l'effet piezo visqueux)

On peut observer une augmentation importante de l'épaisseur minimale du film. En effet, dans le cas du lubrifiant newtonien ( $\mu_1$ ), l'épaisseur minimale augmente de plus de 60% (1.33  $\mu\text{m}$  à 260° d'angle de vilebrequin) et de 96% dans le cas du lubrifiant non-newtonien (0.54  $\mu\text{m}$  à 260° angle de vilebrequin).

La figure III.8 montre les champs de pression et d'épaisseur, pour le même angle de vilebrequin et pour un lubrifiant non-newtonien. Avant la zone de rupture du film, l'augmentation de la viscosité avec la pression induit une croissance de la pression vers le milieu du palier, même si l'épaisseur diminue vers le bord. L'étude du champ de pression montre un comportement particulier en quelques points du maillage où l'on note une variation significative de la pression. Ce phénomène (des pics de pression vers le bord du palier) est généré par le comportement élastique du logement, qui est moins rigide dans le plan médian. Les pics de pression sont expliqués par la présence des vis de fixation entre la tête et le chapeau de la bielle. Quand le champ de pression atteint la surface du logement en face des vis, le milieu du palier se déforme rapidement, mais le bord résiste.



**Figure III.8 :** Champ de pression et d'épaisseur à 20° angle de vilebrequin pour un lubrifiant non – newtonien (étude de l'effet piezo-visqueux)

La figure (III.8) montre aussi l'influence des dépincements, qui induisent une croissance locale de l'épaisseur du film. Ceci conduit à la rupture du film et donc à la rupture du champ de pression.

Le tableau (III.8) fait un bilan des résultats obtenus dans le cas d'un moteur F1. On peut observer une augmentation non-négligeable de la puissance dissipée avec l'effet piezo-visqueux : approximativement 32% pour les deux huiles (newtonienne 1 et non-newtonienne).

	$h_{min}$ ( $\mu\text{m}$ )	$P_{max}$ (MPa)	Puissance dissipée (W)	Débit de fuite (l/min)
<i>newtonien 1</i>	0.610	122.8	1409	0.65
<i>newtonien 1 + piezo</i>	1.330	145.5	2069	0.64
<i>non-newtonien</i>	0.021	121.0	1174	0.75
<i>non-newtonien + piezo</i>	0.540	139.8	1734	0.75
<i>newtonien 2</i>	0.013	119.4	1059	0.93

Tableau III.8 : Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur F1

### III.3.2 Cas de tête de bielle d'un moteur essence

Le tableau (III.9) indique les caractéristiques du palier et les conditions de fonctionnement. Le diagramme de charge est présenté sur la figure (III.9).

Rayon du palier (mm)	24
Largeur du palier (mm)	20
Jeu radial minimal du palier (mm)	0.02
Jeu radial du plan de joint supérieur (mm)	0.03
Jeu radial du plan de joint inférieur (mm)	0.03
Profondeur du dépincement (mm)	0.005
Etendu du dépincement (mm)	0.4
Rayon du vilebrequin (mm)	40
Longueur de la bielle (mm)	120
Vitesse de rotation (tr/min)	7000
Pression d'alimentation (MPa)	0.5
Etendue axiale de l'alimentation (mm)	3
Etendue circonférentielle de l'alimentation (degrés)	12
Position du point central (degrés)	30

Tableau III.9 : Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle de moteur à essence

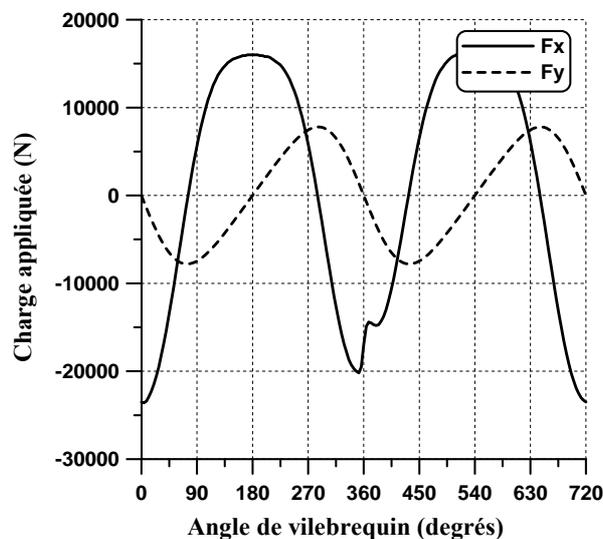
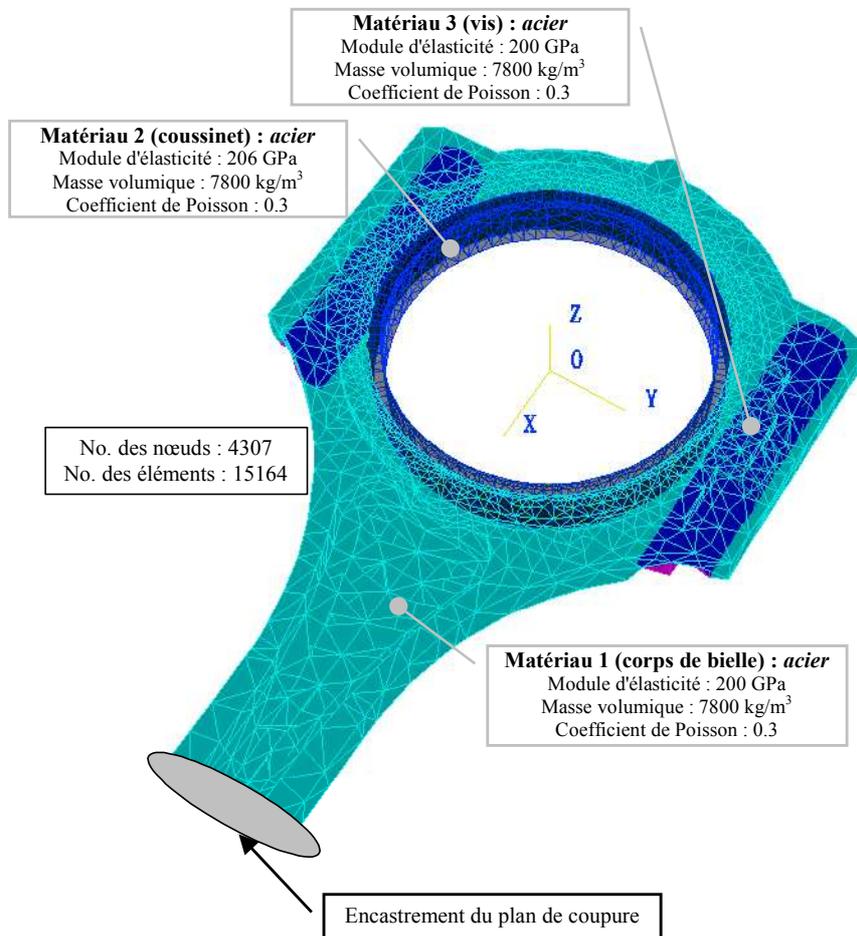


Figure III.9 : Diagramme de charge pour un palier de tête de bielle à 7000 tr/min

Comme dans le cas précédent, on donne la géométrie et le maillage utilisés pour le calcul de la matrice de compliance du logement (figure III.10). Cette fois le maillage contient 4307 nœuds et 15164 éléments linéaires.

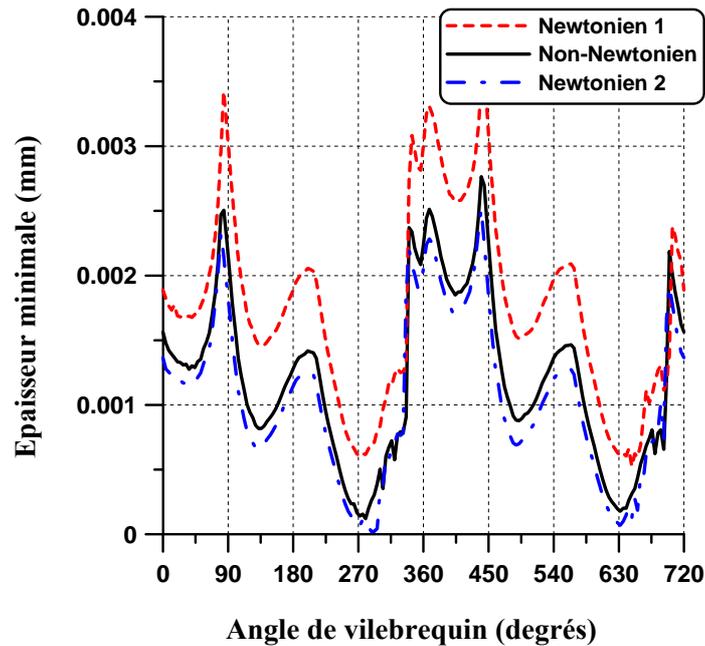


**Figure III.10** : Discretisation éléments finis d'un palier de tête de bielle de moteur à essence

Comme les conditions aux limites utilisées dans le calcul des matrices de compliance de la bielle et du maneton sont les mêmes que celles utilisées pour l'étude antérieure, les déformées dues à un champ de pression constant ont la même forme, donc ils ne sont plus montrés par la suite.

### **Etude de l'effet non-newtonien.**

La figure (III.11) représente la variation de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin, pour les deux huiles newtoniennes et pour l'huile non-newtonienne. On peut observer qu'en moyenne, le cas non-newtonien se situe entre les deux cas newtoniens. L'épaisseur minimale au cour du cycle est de 0.52  $\mu\text{m}$  à 648° d'angle de vilebrequin pour la première huile newtonienne ( $\mu_1$ ), de 0.12  $\mu\text{m}$  à 280° d'angle de vilebrequin pour l'huile non-newtoniennes et de 0.02  $\mu\text{m}$  à 288° d'angle de vilebrequin pour la seconde huile newtonienne ( $\mu_2$ ). Par rapport à la première huile newtonienne, l'effet non-newtonien induit une baisse de 77% pour l'épaisseur minimale. Cette décroissance non-négligeable reste plus faible que dans le cas d'un moteur F1.



**Figure III.11 :** Variation de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin pour une bielle de moteur à essence (étude des effets non-newtoniens)

La puissance moyenne dissipée par le lubrifiant est de 764.4 W pour la première huile newtonienne, 650.2 W pour l'huile non-newtonienne et 541 W pour la seconde huile newtonienne. Par rapport à la première huile newtonienne ( $\mu_1$ ), le comportement non-newtonien conduit à une baisse de 15% de la puissance dissipée.

### **Etude de l'effet piezo-visqueux.**

L'effet piezo-visqueux est aussi analysé dans le cas de la première huile newtonienne et d'une huile non-newtonienne. La figure (III.12) montre la variation de l'épaisseur minimale du film avec l'angle de vilebrequin pour ces deux huiles, avec et sans comportement piezo-visqueux.

On peut observer une augmentation de l'épaisseur minimale d'environ 50% pour les deux huiles, par rapport au cas non piezo-visqueux. Si on considère l'augmentation de la viscosité avec la pression, l'épaisseur minimale au cours du cycle augmente de 0.52  $\mu\text{m}$  à 1  $\mu\text{m}$  pour l'huile newtonienne et de 0.12  $\mu\text{m}$  à 0.2  $\mu\text{m}$  pour l'huile non-newtonienne.

Dans le cas d'un fluide non-newtonien, la figure (III.13) montre la variation de la viscosité avec le palier développé, dans le plan médian, avec et sans l'effet piezo-visqueux. Une couche à l'interface film/logement et une autre à mi-épaisseur sont considérés. Si l'effet "piezo" est ignoré, la viscosité varie entre 0.0073 Pa.s et 0.010 Pa.s. Avec l'effet "piezo", la viscosité varie entre 0.008 Pa.s et 0.018 Pa.s. Sans cet effet, la viscosité atteint des valeurs minimales entre 40 et 120 mm du palier développé. Pourtant, avec l'effet "piezo" et entre ces mêmes coordonnées du palier développé, la viscosité atteint les valeurs maximales.

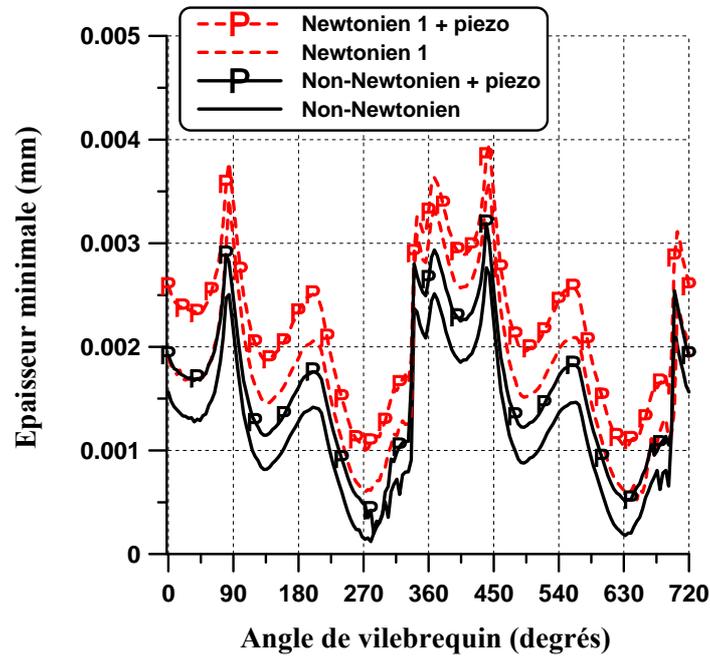


Figure III.12 : Variation de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin pour une bielle de moteur à essence (étude des effets piezo visqueux)

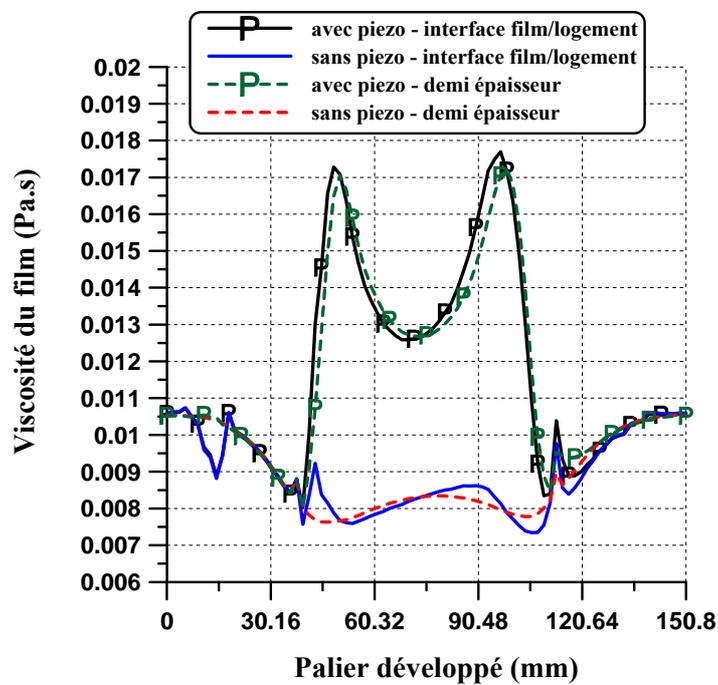
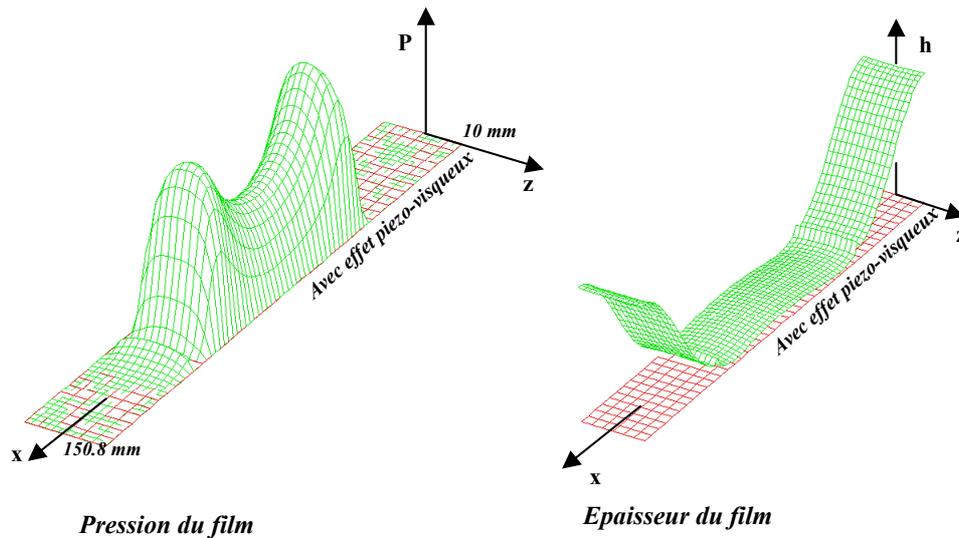


Figure III.13 : Variation de la viscosité dans le plan médian du palier pour 0° d'angle de vilebrequin

La figure (III.14) montre les champs de pression et d'épaisseur pour  $0^\circ$  d'angle de vilebrequin. On peut observer qu'entre 40 et 120 mm du palier développé la pression atteint la valeur maximale et l'épaisseur la valeur minimale. Comme l'épaisseur est petite, le cisaillement dans le film est important, ce qui conduit à une diminution de la viscosité (figure III.13 sans l'effet "piezo"). Dans le même temps, comme la pression est importante, l'effet piezo-visqueux augmente la viscosité et compense largement l'effet amincissant du fluide non-newtonien.



**Figure III.14** : Champ de pression et d'épaisseur pour  $0^\circ$  d'angle de vilebrequin pour un palier de tête de bielle de moteur à essence – fluide non-newtonien avec l'effet piezo-visqueux

Le tableau (III.10) présente l'épaisseur minimale et la pression maximale au cours du cycle, la puissance moyenne dissipée par le lubrifiant et le débit de fuite pour le cas d'un palier de tête de bielle de moteur à essence.

	$h_{min}$ ( $\mu\text{m}$ )	$P_{max}$ (MPa)	Puissance dissipée (W)	Débit de fuite (l/min)
<i>newtonien 1</i>	0.52	74.1	764.4	0.49
<i>newtonien 1 + piezo</i>	1.00	80.6	941.8	0.48
<i>non-newtonien</i>	0.12	76.6	650.2	0.53
<i>non-newtonien + piezo</i>	0.20	80.6	799.0	0.52
<i>newtonien 2</i>	0.02	80.7	541.0	0.60

**Tableau III.10** : Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur à essence

### III.3.3 Cas de tête de bielle d'un moteur diesel

La figure (III.15) et le tableau (III.11) montre le diagramme de charge, les caractéristiques et les conditions de fonctionnement du palier. Le maillage de la bielle (figure III.16) contient 2302 nœuds et 6626 éléments linéaires.

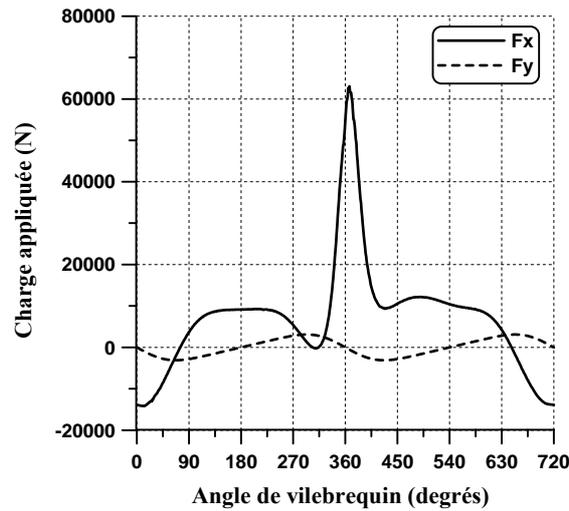


Figure III.15 : Diagramme de charge pour un palier de tête de bielle à 4000 tr/min

Rayon du palier (mm)	26	Rayon du vilebrequin (mm)	40
Largeur du palier (mm)	17	Longueur de la bielle (mm)	120
Jeu radial minimal du palier (mm)	0.02	Vitesse de rotation (tr/min)	4000
Jeu radial du plan de joint supérieur (mm)	0.03	Pression d'alimentation (MPa)	0.5
Jeu radial du plan de joint inférieur (mm)	0.03	Etendue axiale de l'alimentation (mm)	4
Profondeur du dépincement (mm)	0.01	Etendue circonférentielle de l'alimentation (degrés)	15
Etendu du dépincement (mm)	0.4	Position du point central (degrés)	45

Tableau III.11 : Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle d'un moteur diesel

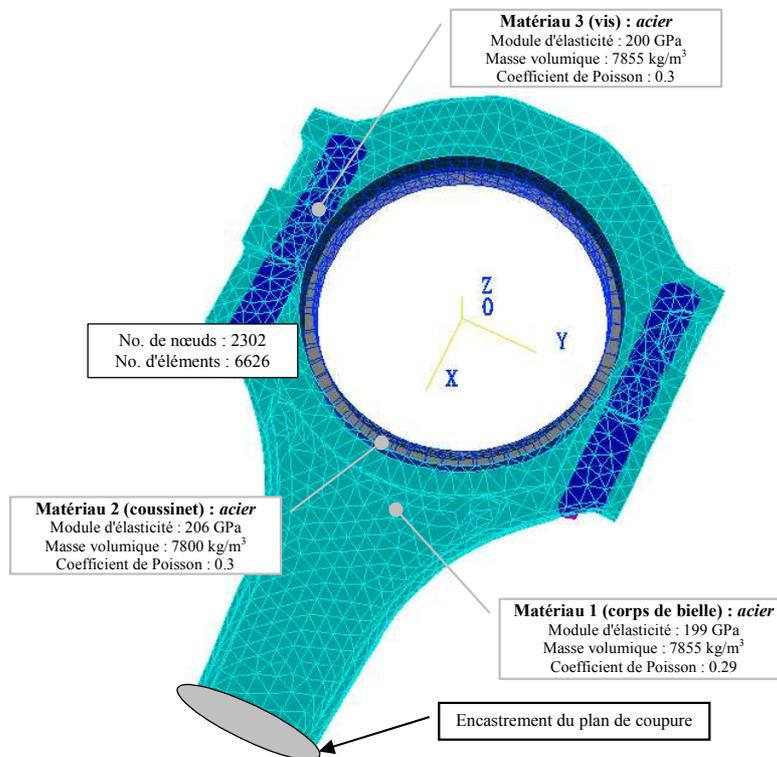
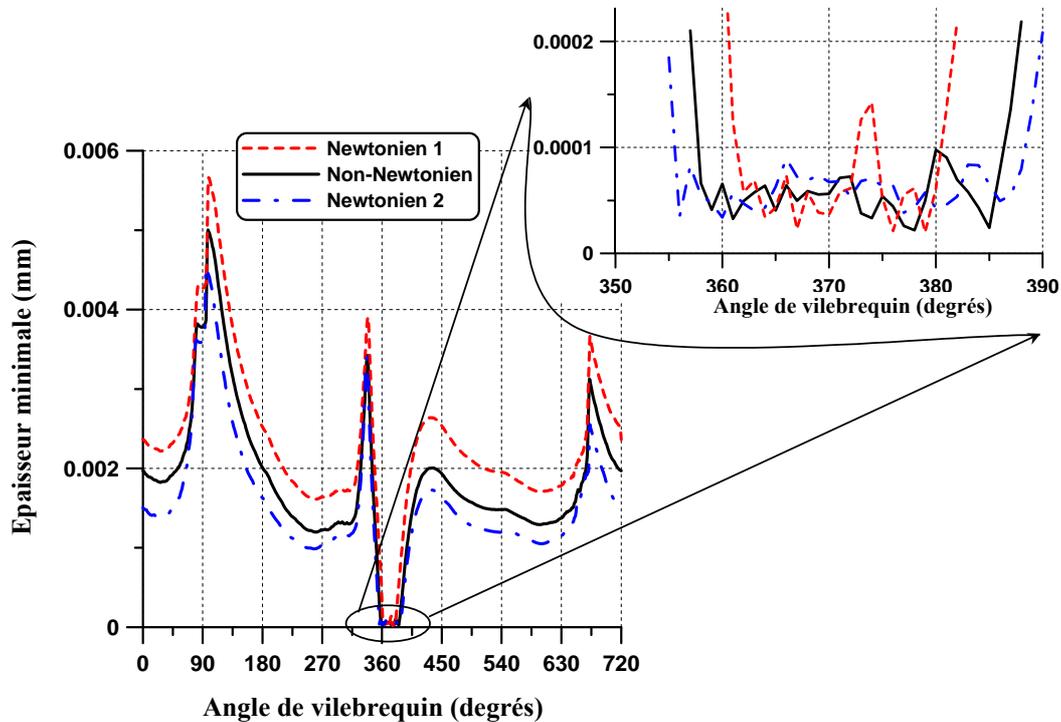


Figure III.16 : Discrétisation éléments finis d'un palier de tête de bielle de moteur diesel

### Etude de l'effet non-newtonien.

Comme dans les cas précédents, nous avons analysé la variation de l'épaisseur minimale du film avec l'angle de vilebrequin (Figure III.17), pour trois cas : la première huile newtonienne, huile non-newtonienne et la seconde huile newtonienne. On observe que le fluide non-newtonien réduit l'épaisseur minimale, par rapport à la première loi newtonienne.



**Figure III.17 :** Variation de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin pour une bielle de moteur diesel (étude des effets non-newtoniens)

Un comportement particulier peut être observé dans l'étude de l'épaisseur minimale au cours du cycle. En effet, dans le cas de la première huile newtonienne, l'épaisseur minimale atteint  $0.019 \mu\text{m}$  à  $379^\circ$  d'angle de vilebrequin. Pour la seconde huile newtonienne, l'épaisseur minimale atteinte  $0.018 \mu\text{m}$  à  $360^\circ$  d'angle de vilebrequin. Dans le cas de fluide non-newtonien, on s'attend à une épaisseur minimale entre ces deux valeurs. Pourtant le calcul montre une épaisseur minimale de  $0.02 \mu\text{m}$  située à  $378^\circ$  d'angle de vilebrequin. Le diagramme de charge d'un moteur diesel présente une variation importante et brusque de la charge appliquée autour de  $360^\circ$  d'angle de vilebrequin. Ceci est dû à la force générée par la combustion qui, dans ce cas, est beaucoup plus importante que les forces d'inertie. Cette variation brusque de la charge conduit à une diminution sévère de l'épaisseur, phénomène qui s'avère beaucoup plus important que l'effet non-newtonien.

Un "zoom" de la zone critique (figure III.17), montre une variation "chaotique" de l'épaisseur minimale entre  $355^\circ$  et  $385^\circ$  d'angle de vilebrequin. Pour cette zone l'épaisseur minimale atteinte des valeurs très petites (au-dessous de  $0.1 \mu\text{m}$ ). Ces valeurs montrent en effet la présence des conditions

de lubrification mixte. Afin de bien modéliser ce phénomène un algorithme spécifique doit être introduit.

La puissance moyenne dissipée par le lubrifiant est de 272 W pour la première huile newtonienne, 252 W pour l'huile non-newtonienne et 229 W pour la seconde huile newtonienne. Par rapport à la première huile newtonienne, le comportement non-newtonien conduit à une baisse de 7% de la puissance dissipée.

**Etude de l'effet piezo-visqueux.**

Comme dans les cas présentés auparavant, l'effet piezo-visqueux induit une croissance très importante de l'épaisseur minimale du film, de la pression maximale et de la puissance dissipée. Le débit de fuite reste constant. Le tableau (III.12) montre les résultats obtenus dans le cas d'un palier de tête de bielle d'un moteur diesel.

	$h_{min}$ ( $\mu\text{m}$ )	$P_{max}$ (MPa)	Puissance dissipée (W)	Débit de fuite (l/min)
<i>newtonien 1</i>	0.019	163.8	272.2	0.24
<i>newtonien 1 + piezo</i>	0.87	181.6	333	0.24
<i>Non-newtonien</i>	0.021	161	252.4	0.25
<i>Non-newtonien + piezo</i>	0.12	196.2	288.7	0.25
<i>newtonien 2</i>	0.018	184.7	229	0.3

*Tableau III. 12 : Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur diesel*

**III.3.4 Conclusions sur les effets non-newtoniens et piezo-visqueux**

L'étude paramétrique sur la discrétisation du domaine fluide a montré l'efficacité des éléments quadratiques à huit nœuds dans la résolution des équations générales de la lubrification des paliers sous charge dynamique. Une bonne précision des résultats est obtenue même pour un nombre réduit d'éléments.

Deux comparaisons avec des études antérieures ont permis la validation du modèle non-newtonien. Une première validation a été effectuée dans le cas d'un palier sous chargement statique, suivie par une comparaison avec une étude hydrodynamique d'un palier de tête de bielle.

L'influence de l'effet non-newtonien et aussi de l'effet piezo-visqueux sur le fonctionnement complexe des paliers de tête de bielle est ensuite présentée pour trois conditions de fonctionnement différentes : moteur F1, moteur essence et moteur diesel en EHD.

Il a été prouvé que l'effet non-newtonien ne peut pas être négligé dans l'étude des contacts lubrifiés transitoires. Cet effet est important dans le cas des hauts régimes, comme celui d'un moteur F1. D'une part, l'effet non-newtonien des lubrifiants peut conduire à une diminution critique de l'épaisseur du film et parfois au contact des solides. D'autre part, la diminution de la viscosité avec le taux de cisaillement réduit la puissance dissipée, donc la température de fonctionnement. Il reste à trouver le bon compromis qui conduit à empêcher ou réduire les risques de contact des surfaces tout en évitant

des températures moyennes prohibitives. Cette recherche conduit à des modèles thermiques rapides et performants, qui peuvent prévoir le comportement TEHD des paliers de moteur.

Pour les cas présentés, l'effet piezo-visqueux s'avère être plus significatif que l'effet non-newtonien. Si pour des régimes sévères de fonctionnement, l'effet non-newtonien diminue l'épaisseur du film, l'effet "piezo" l'augmente, mais dans le même temps, la puissance dissipée augmente de façon importante. Ceci peut être positif dans un sens, mais peut aussi conduire à des températures maximales du film et des solides très importantes qui nuisent à la résistance à l'usure des paliers. Ce fait sera vérifié dans les chapitres suivants.

### **III.4 Modélisation TEHD : modèle 2**

Le modèle 2 présenté dans le chapitre II fait référence à une analyse TEHD 3D basée sur l'hypothèse d'une variation parabolique de la température suivant l'épaisseur du film. Son originalité est l'utilisation des matrices de compliance thermique et élasto thermique pour accéder à la température atteinte ainsi qu'à la déformation induite.

Dans un premier temps et afin de valider l'utilisation de ces matrices de compliance, nous confrontons les résultats issus du modèle 2 avec ceux issus d'un logiciel commercial. Dans un second temps, une étude comparative est effectuée avec le modèle 3D développé par P. Michaud [48].

Enfin, on montrera l'influence des différentes conditions aux limites thermiques sur les champs de température dans les solides et dans le film, dans le cas des paliers soumis à une charge dynamique.

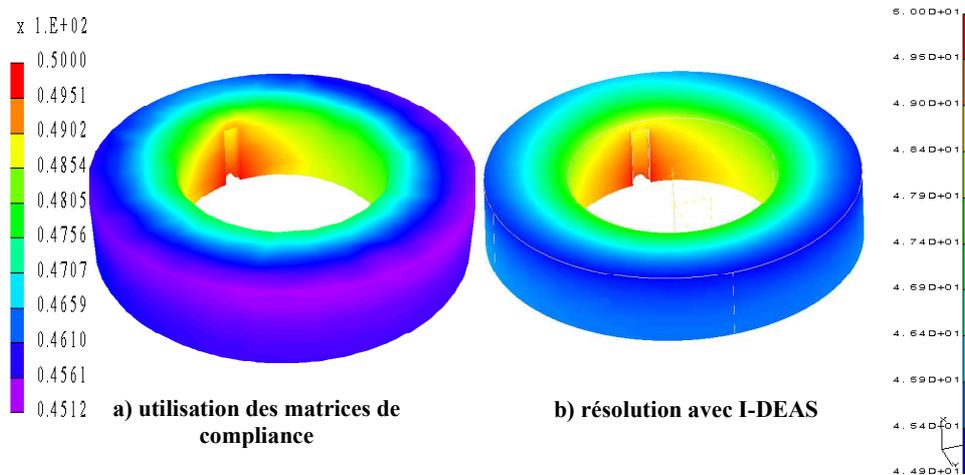
#### **III.4.1 Validation du modèle**

La validation du modèle développé est effectuée à partir des résultats obtenus par Mitsui [65]. En effet, ce dernier a entrepris en 1987 plusieurs campagnes d'essais sur un palier soumis à une charge statique ; ses résultats ont servi aussi pour la validation du modèle TEHD 3D complet élaboré par Michaud en 2004. Les caractéristiques géométriques et thermiques utilisées sont définies dans le tableau (III.13).

Afin de valider l'utilisation des matrices de compliance thermique, nous avons choisi de comparer les résultats avec un calcul thermique effectué à l'aide du logiciel I-DEAS. L'exemple considéré est le coussinet de Mitsui avec les conditions aux limites suivantes : coefficient d'échange entre le coussinet et l'environnement de  $100 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ , coefficient d'échange entre le coussinet et les trous d'alimentation de  $100 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ , température à l'interface film/coussinet de  $100\text{°C}$ , température à l'interface alimentation/coussinet de  $100\text{°C}$  et température à l'interface environnement/coussinet de  $30\text{°C}$ . Les résultats obtenus sont exposés sur la figure (III.18). Cette figure montre une très bonne concordance entre les résultats obtenus par I-DEAS et ceux issus de notre modèle.

<b>Largeur du coussinet</b>	70 mm	<b>Masse volumique du coussinet</b>	9000 kg.m <sup>-3</sup>
<b>Rayon intérieur du coussinet</b>	50 mm	<b>Chaleur spécifique du coussinet</b>	400 J.kg <sup>-1</sup> .°K <sup>-1</sup>
<b>Rayon extérieur du coussinet</b>	95 mm	<b>Conductivité thermique du coussinet</b>	45 W.m <sup>-1</sup> .°K <sup>-1</sup>
<b>Jeu radial</b>	0.078 mm	<b>Charge appliquée en Y</b>	-3920 N
<b>Vitesse de rotation</b>	2250 tr/min	<b>Position circonférentielle de l'alimentation</b>	90°
<b>Viscosité du lubrifiant à 40°C</b>	27.7 10 <sup>-3</sup> Pa.s	<b>Etendue circonférentielle de l'alimentation</b>	10°
<b>Masse volumique du lubrifiant</b>	859 kg.m <sup>-3</sup>	<b>Etendue axiale de l'alimentation</b>	60 mm
<b>Chaleur spécifique du lubrifiant</b>	1950 J.kg <sup>-1</sup> .°K <sup>-1</sup>	<b>Pression d'alimentation</b>	98 kPa
<b>Coefficient du themoviscosité</b>	0.034 °K <sup>-1</sup>	<b>Température d'alimentation</b>	40.3 °C
<b>Conductivité thermique du lubrifiant</b>	0.13 W.m <sup>-1</sup> .°K <sup>-1</sup>	<b>Température de l'environnement</b>	20 °C

**Tableau III.13** : Caractéristiques de fonctionnement, géométrique et thermique : cas d'un palier soumis à une charge statique



**Figure III.18** : Validation de l'utilisation des matrices de compliance thermique : comparaison avec un code d'éléments finis commercial

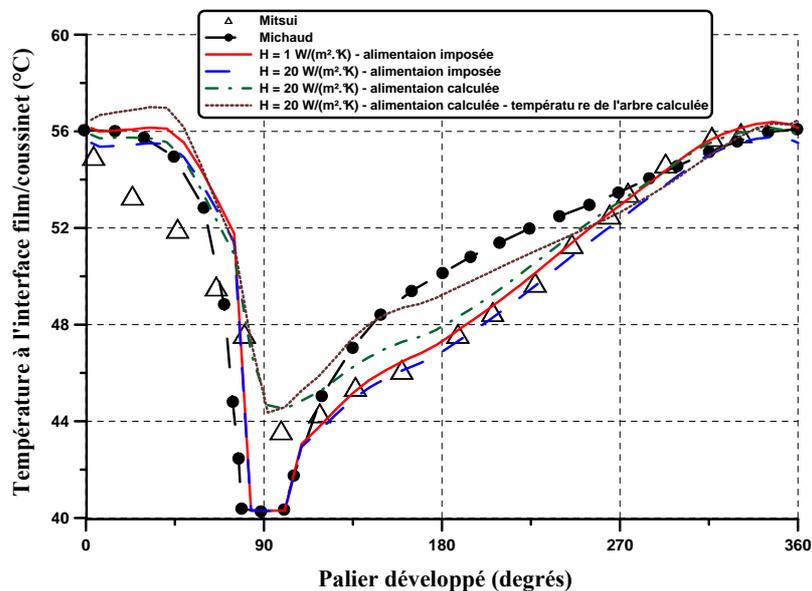
Comparons maintenant nos résultats avec ceux obtenus par Mitsui et ceux issus du modèle 3D complet. Mitsui spécifie dans ses travaux une température de 51°C imposée à tout l'arbre. Cette condition est utilisée aussi par le modèle 3D complet, qui suppose en plus une condition de type adiabatique pour l'interface entre le coussinet et l'extérieur.

Plusieurs configurations ont été envisagées :

- un coefficient d'échange avec l'extérieur de 1 W.m<sup>-2</sup>.°K<sup>-1</sup> (afin de se rapprocher le plus possible de la condition de type adiabatique utilisée par le modèle complet 3D) et une température d'alimentation imposée à 40.3 °C
- un coefficient d'échange avec l'extérieur de 20 W.m<sup>-2</sup>.°K<sup>-1</sup> (afin de simuler un échange coussinet/air habituel) et une température d'alimentation imposée à 40.3 °C
- un coefficient d'échange avec l'extérieur de 20 W.m<sup>-2</sup>.°K<sup>-1</sup>, une température d'alimentation calculée en fonction du débit d'alimentation et de la température autour de la rainure d'alimentation (afin de s'approcher des conditions réelles de fonctionnement)

Dans tous ces cas, la température de l'arbre est imposée à 51 °C. De plus, les études ne considèrent pas les déformés thermiques. A la suite on propose un quatrième cas avec un coefficient d'échange coussinet/air de  $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ , une température d'alimentation et une température de l'arbre inconnues avec un coefficient d'échange entre l'arbre et l'extérieur de  $150 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ . Ce dernier coefficient a été choisi afin d'avoir une température à l'interface film/arbre près de 51 °C. Les déformées combinées du coussinet et de l'arbre sont prises en compte. Normalement, dans le cas d'un palier soumis à une charge statique et dans un régime permanent, la couche limite thermique à l'interface film/coussinet n'apparaît pas. C'est pour cela que dans l'équation (III.20), on utilise seulement le premier coefficient de Fourier (valeur moyenne de température).

La figure (III.19) montre la variation de la température suivant la direction circonférentielle du palier dans le plan médian à l'interface film/coussinet pour tous les cas présentés au-dessus.

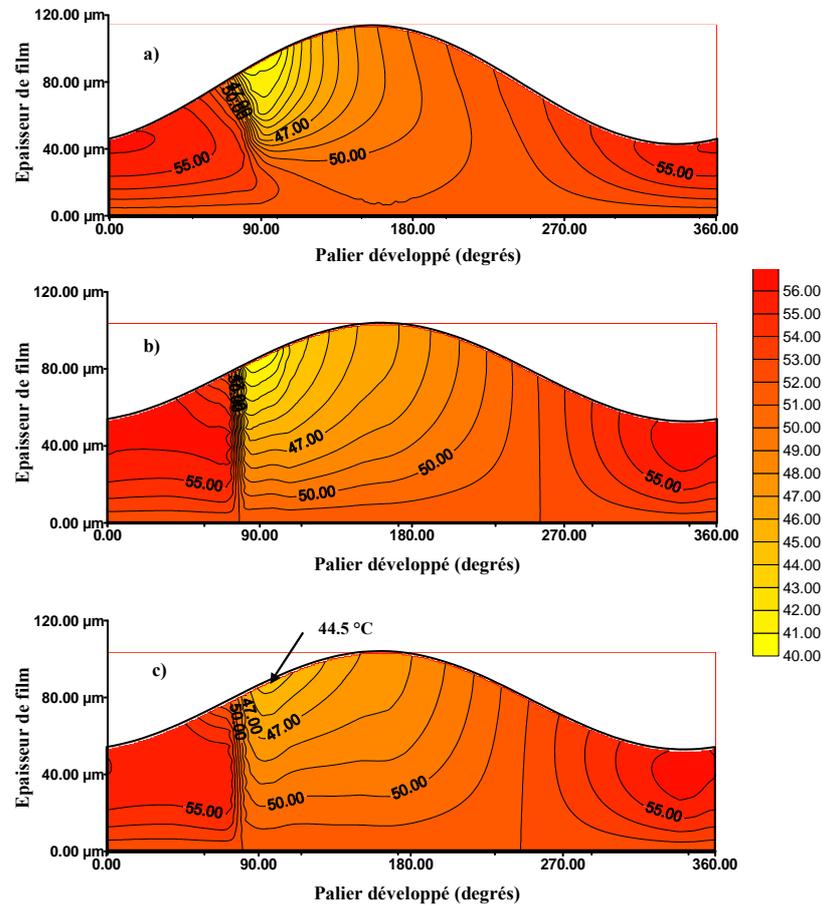


**Figure III.19 :** Comparaison de la température dans la direction circonférentielle à l'interface film/coussinet

Les graphes montrent une très bonne concordance entre les résultats expérimentaux et numériques. On peut observer qu'une augmentation du coefficient d'échange entre le coussinet et l'extérieur ne modifie pas de manière conséquente la variation de la température dans le plan médian. Une différence importante entre les résultats expérimentaux et numériques est observée autour de la rainure d'alimentation, différence qui diminue considérablement dans les cas où la température d'alimentation n'est pas imposée.

La figure (III.20) montre les profils de températures calculées dans le plan médian, pour trois cas : modèle 3D complet, le modèle 2 avec un coefficient d'échange avec coussinet/air de  $1 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ , une température d'alimentation imposée à 40.3 °C et un coefficient d'échange avec coussinet/air de  $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  et une température d'alimentation inconnue a priori. Les profils sont similaires, avec la

localisation des points de température maximale. Cependant, une différence sensible peut être observée dans la zone d'alimentation. En effet, l'alimentation se comporte comme une "barrière" thermique, encore plus prononcée dans les deux derniers cas. Il faut dire qu'afin d'éviter des profils de température non réalistes nous avons considéré une variation linéaire de la température au-dessous de la rainure d'alimentation.

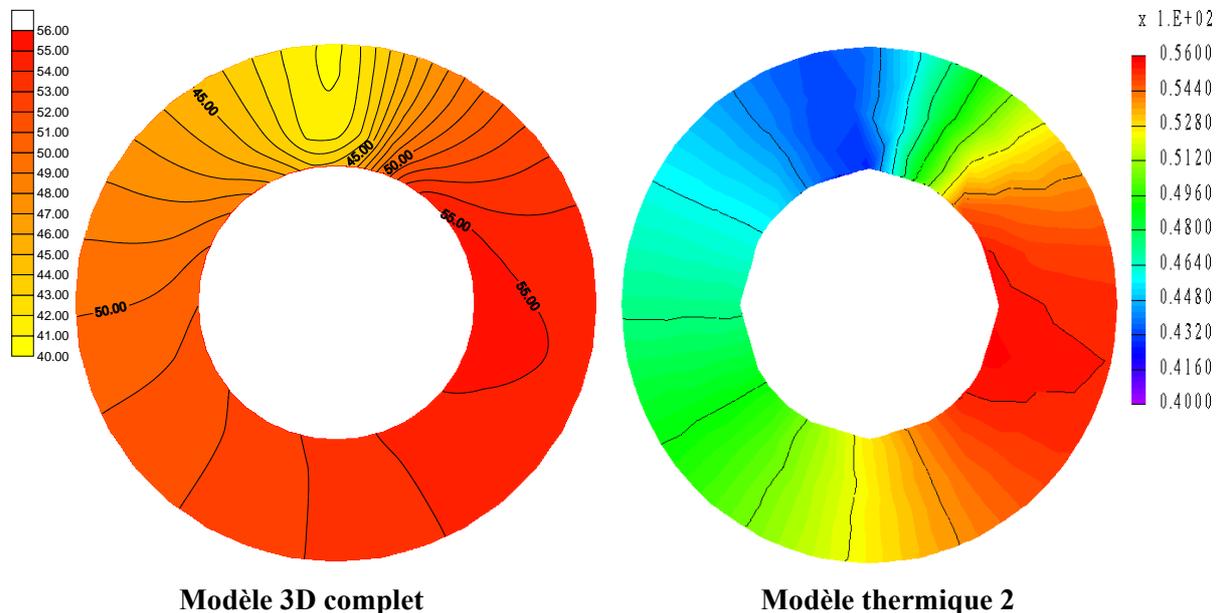


**Figure III.20 :** Température du film dans le plan médian : a) modèle 3D complet avec une condition de type adiabatique pour l'interface entre le coussinet et l'extérieur, b) modèle 2 avec un coefficient d'échange coussinet/air de  $1 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  et une température d'alimentation imposée à  $40.3 \text{ °C}$ , c) modèle 2 avec un coefficient d'échange coussinet/air de  $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  et une température d'alimentation inconnue

Une étude comparative a été réalisée sur le champ de température dans le coussinet entre le modèle 2 et le modèle 3D complet. La figure (III.21) montre une vue dans le plan XY situé à Z maximum du champ du température dans le coussinet pour le modèle 3D complet et pour le nôtre avec un coefficient d'échange coussinet/extérieur de  $1 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ .

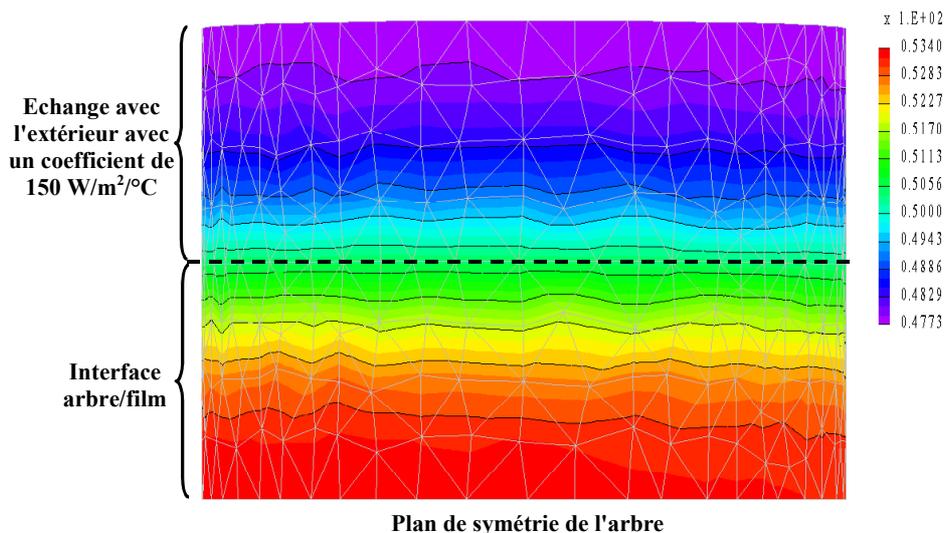
L'allure des isothermes est proche pour les deux modèles numériques. Une différence est observée au niveau de l'alimentation. Elle peut être expliquée par une modélisation complète de la rainure d'alimentation pour le modèle 3D complet : une température constante de  $40.3 \text{ °C}$  est imposée sur toute la largeur du coussinet. Dans notre cas la rainure est modélisée seulement à l'interface, avec un trou pour l'arrivée d'huile situé dans le plan médian (figure III. 18).

Le quatrième cas proposé dans notre étude comparative suppose une température de l'arbre inconnue a priori. Pour cela on a dû introduire des conditions aux limites qui conduisent à une température moyenne à l'interface arbre/film d'environ 51 °C. En conséquence nous avons choisi un coefficient d'échange entre l'arbre et l'environnement de  $150 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ .



*Figure III.21 : Répartition de température dans le coussinet : modèle de Michaud avec condition de type adiabatique et modèle 2 avec un coefficient d'échange de  $1 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$*

La figure III.22 montre la répartition de la température à la surface de l'arbre. L'analyse du champ thermique montre que l'hypothèse d'une température constante dans l'arbre est improbable dans la réalité.



*Figure III.22 : Carte de température à la surface de l'arbre pour un coefficient d'échange arbre/extérieur de  $150 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$*

### III.4.2 Etude sur l'influence de la discrétisation

Cette étude va permettre de déterminer le nombre de points dans les différentes directions spatiales nécessaires à la discrétisation du domaine fluide. Nous avons choisi pour cela d'utiliser un palier<sup>2</sup> soumis à un chargement dynamique sinusoïdal.

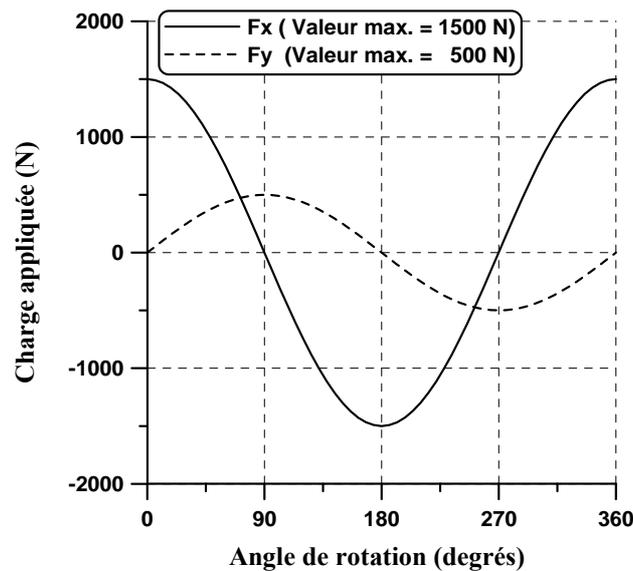
Les caractéristiques géométriques et thermiques de ce palier sont définies dans le tableau (III.14). Le diagramme de charge appliqué est présenté dans la figure (III.23).

Rayon du palier (mm)	24	
Largeur du palier (mm)	19	
Jeu radial du palier (mm)	0.015	
	<b>Logement</b>	<b>Arbre</b>
Coefficient de dilatation thermique ( $^{\circ}\text{K}^{-1}$ )	$12.10^{-6}$	$12.10^{-6}$
Conductivité thermique ( $\text{W.m}^{-1}\text{.}^{\circ}\text{K}^{-1}$ )	50	50
Chaleur Spécifique ( $\text{J.kg}^{-1}\text{.}^{\circ}\text{K}^{-1}$ )	500	500
Masse volumique ( $\text{kg.m}^{-3}$ )	7900	7900
Module d'élasticité (GPa)	200	200
Coefficient de Poisson	0.3	0.3
Masse volumique du lubrifiant ( $\text{kg.m}^{-3}$ )	860	
Chaleur spécifique du lubrifiant ( $\text{J.kg}^{-1}\text{.}^{\circ}\text{K}^{-1}$ )	2000	
Conductivité thermique du lubrifiant ( $\text{W.m}^{-1}\text{.}^{\circ}\text{K}^{-1}$ )	0.14	
Viscosité d'huile à 70 °C (Pa.s)	0.0152	
Coefficient de thermoviscosité ( $^{\circ}\text{K}^{-1}$ )	0.0377	
Viscosité corrective (Pa.s)	0.00289	
Pression d'alimentation (MPa)	0.5	
Diamètre du trou d'alimentation dans l'arbre (mm)	5	
Position circonférentielle de l'alimentation ( $^{\circ}$ )	180	
Température d'alimentation ( $^{\circ}\text{C}$ )	80	
Température de l'extérieur ( $^{\circ}\text{C}$ )	80	
Vitesse de rotation (tr/min)	6500	

**Tableau III.14** : Caractéristiques de fonctionnement géométrique et thermique pour un palier soumis à une charge dynamique

Les coefficients d'échange sont de  $100 \text{ W.m}^{-2}\text{.}^{\circ}\text{K}^{-1}$  pour l'interface coussinet/extérieur, de  $500 \text{ W.m}^{-2}\text{.}^{\circ}\text{K}^{-1}$  pour l'interface arbre/extérieur et de  $20000 \text{ W.m}^{-2}\text{.}^{\circ}\text{K}^{-1}$  pour l'interface arbre/conduit d'alimentation, ce qui correspond à une température d'alimentation imposée dans le conduit. La variation de la température dans la couche limite thermique qui apparaît à l'interface film/solides dépend fortement de la charge appliquée. Dans ce cas la charge est sinusoïdale et trois termes de Fourier s'avèrent suffisants.

<sup>2</sup> Les déformées dues à la pression du film sont négligées dans cette partie. L'étude est focalisée seulement sur le comportement thermique et élasto-thermique.



**Figure III.23 :** Diagramme de charge pour un palier à 6500 tr/min

Afin de pouvoir comparer les résultats, on retient comme caractéristiques la température maximale dans le film, dans le coussinet et dans l'arbre, la pression maximale, l'épaisseur minimale et le temps de calcul. Dans un premier temps on étudie l'influence du nombre d'éléments dans la direction circonférentielle : tableau (III.15).

Maillage du film	Température max. dans le film (°C)	Température max. dans le coussinet (°C)	Température max. dans l'arbre (°C)	Pression max. (MPa)	Epaisseur min (µm)	Temps de calcul (h:min)
36 × 3	121.3	107.5	114.4	4.7	7.460	1:00
42 × 3	121.4	107.4	114.4	4.7	7.458	1:30
72 × 3	121.0	107.4	114.6	4.7	7.465	2:30

**Tableau III.15 :** Caractéristiques calculées relatives aux différents maillages : variation du nombre d'éléments dans la direction circonférentielle

Quel que soit le maillage utilisé, on observe une faible différence entre les paramètres calculés (moins de 1 %). Pour le maillage le plus fin, 72 éléments dans la direction circonférentielle, le temps de calcul devient important sans obtenir de différences notables. Le meilleur compromis précision/temps calcul est le maillage 42 × 3.

Le tableau (III.16) montre les mêmes paramètres, en variant cette fois le nombre d'éléments dans la direction axiale. Les différences notées d'un maillage à l'autre sont supérieures à celles obtenues en variant le nombre d'éléments dans la direction circonférentielle. Pourtant ces différences restent inférieures à 1 % pour la température et encore moins pour l'épaisseur minimale. Comme le temps de calcul augmente rapidement avec le nombre d'éléments, on considère le cas avec 3 éléments dans la direction axiale comme étant le meilleur compromis précision / temps de calcul.

Maillage du film	Température max. dans le film (°C)	Température max. dans le coussinet (°C)	Température max. dans l'arbre (°C)	Pression max. (MPa)	Epaisseur min (µm)	Temps de calcul (h:min)
42 × 3	121.4	107.4	114.4	4.7	7.458	1:30
42 × 4	120.4	105.2	113.5	4.6	7.610	2:15
42 × 5	121.9	107.1	114.8	4.8	7.440	2:40
42 × 6	121.4	107.0	114.1	4.7	7.480	3:30

Tableau III.16 : Caractéristiques calculées relatives aux différents maillages : variation du nombre d'éléments dans la direction axiale

### III.4.3 Etude de la température autour de la zone d'alimentation

Dans cette partie on va essayer d'analyser le comportement thermique du palier présenté précédemment pour les différentes modélisations de la zone d'alimentation (figure III.24).

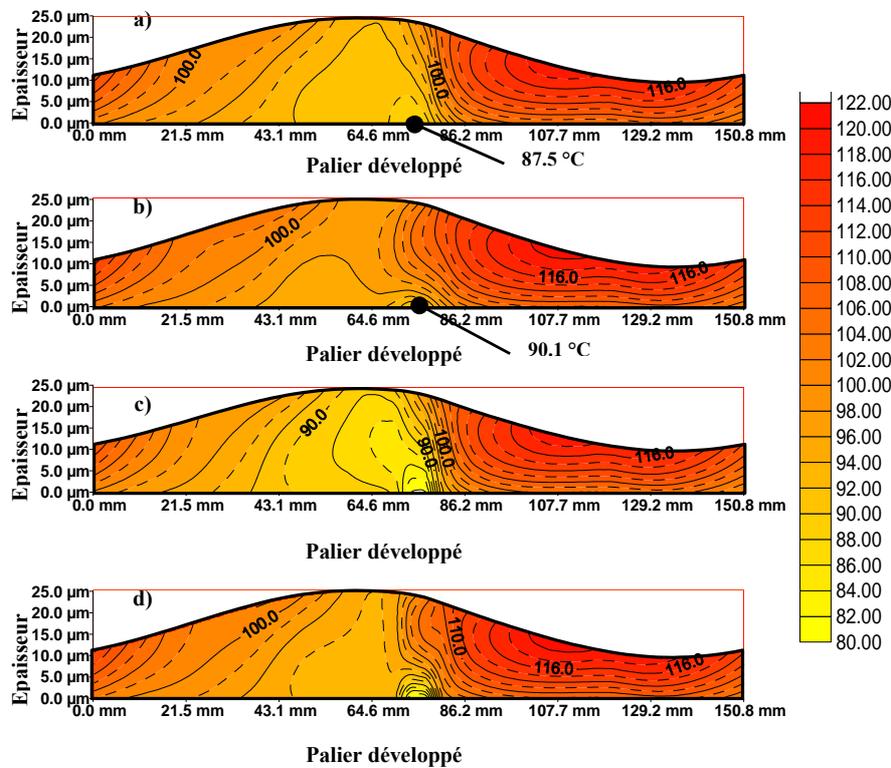


Figure III.24 : Répartition de la température dans le plan médian – étude des conditions d'alimentation : a) température d'alimentation calculée avec une variation linéaire, b) température d'alimentation calculée avec une variation parabolique, c) température d'alimentation imposée avec une variation linéaire, d) température d'alimentation imposée avec une variation parabolique

Quatre conditions sont retenues :

- a) une température d'alimentation calculée avec une variation linéaire : la température des nœuds alimentés est calculée à partir de la température d'huile fraîche et de la température des nœuds autour de la zone d'alimentation. En parallèle, pour les éléments du film alimentés, on considère une variation linéaire de la température suivant l'épaisseur;

- *b) une température d'alimentation calculée avec une variation parabolique* : la température d'alimentation est calculée comme dans le cas précédent, mais dans ce cas, on considère une variation parabolique de la température au-dessus des éléments alimentés;
- *c) une température d'alimentation imposée avec une variation linéaire* : la température d'alimentation est imposée à 80 °C et la variation de la température suivant l'épaisseur du film est linéaire pour les éléments alimentés;
- *d) une température d'alimentation imposée avec une variation parabolique* : la température d'alimentation est imposée à 80 °C et la variation de la température suivant l'épaisseur du film est parabolique pour les éléments alimentés.

De manière générale, la répartition de la température dans le plan médian est peu influencée par les différentes conditions d'alimentation. Les seules différences qui apparaissent sont observées autour des éléments alimentés. Le tableau III.17 montre les principales caractéristiques calculées pour les quatre cas. Les différences s'avèrent être négligeables. Pourtant, on peut remarquer une diminution des températures dans le film et dans les solides pour les cas avec une alimentation imposée, ce qui conduit à une légère augmentation de l'épaisseur et de la puissance dissipée.

Cas d'étude	Température max. dans le film (°C)	Température max. dans le coussinet (°C)	Température max. dans l'arbre (°C)	Pression max. (MPa)	Epaisseur min (µm)	Débit de fuite (l/min)	Puissance dissipée (W)
a)	121.4	107.4	114.4	4.7	7.46	0.11	159
b)	122.7	109.9	115.8	4.8	7.26	0.12	154
c)	120.7	105.9	113.7	4.7	7.57	0.10	162
d)	122.5	109.3	115.5	4.8	7.32	0.11	155

*Tableau III.17 : Caractéristiques calculées relatives aux différentes conditions d'alimentation*

#### **III.4.4 Etude des conditions aux limites thermiques au bord du palier**

Si la condition aux limites au bord du palier est modifiée, le champ de température dans le film change aussi. En effet, pour les régions du film qui sont en cavitation, la pression du film est inférieure à celle de l'extérieur. Cela conduit à un écoulement d'huile (ou du mélange huile – air) de l'extérieur vers l'intérieur du palier. En conséquence la température de ce mélange huile – air a une influence non – négligeable sur la répartition thermique du film. Pour notre analyse deux conditions ont été considérées : une température au bord du palier égale à la température moyenne instantanée du film et une température au bord imposée à 80 °C.

Le tableau (III.18) montre les principales caractéristiques calculées. On observe une légère diminution de la température maximale dans le film, suivi d'une diminution de la température des solides, dans le cas d'une température imposée à 80 °C. Cela conduit à une réduction de la pression maximale et de l'épaisseur minimale et à une augmentation de la puissance dissipée et une diminution du débit de fuite.

	<b>Température calculée</b>	<b>Température imposée</b>
<b>Epaisseur minimale du film (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	7.46	7.87
<b>Pression maximale du film (MPa)</b>	4.7	4.5
<b>Puissance dissipée (W)</b>	159	171
<b>Débit de fuite (l/min)</b>	0.11	0.09
<b>Température maximale du film (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	121.4	117.9
<b>Température maximale du coussinet (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	107.4	101.8
<b>Température maximale de l'arbre (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	114.4	110.8

**Tableau III. 18 :** *Caractéristiques calculées relatives aux différentes conditions aux limites au bord du palier*

### III.4.5 Etude d'un palier de tête de bielle

L'efficacité du modèle va être démontrée dans l'analyse du problème complexe de la lubrification d'un palier de tête de bielle. On parle d'une étude TEHD complète : on considère aussi bien les déformations dues à la pression du film que celles dues à la température des solides. Le tableau (III.19) montre les caractéristiques du palier et les conditions de fonctionnement. Le diagramme de charge est présenté dans la figure (III.25).

Rayon du palier (mm)	24	
Largeur du palier (mm)	18	
Jeu radial du palier (mm)	0.030	
Rayon du vilebrequin (mm)	40	
Longueur de la bielle (mm)	120	
	<b>Logement</b>	<b>Arbre</b>
Coefficient de dilatation thermique ( $^{\circ}\text{K}^{-1}$ )	$12 \cdot 10^{-6}$	$12 \cdot 10^{-6}$
Conductivité thermique ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	50	50
Chaleur Spécifique ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	500	500
Masse volumique ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	7900	7900
Module d'élasticité (GPa)	200	200
Coefficient de Poisson	0.3	0.3
Masse volumique du lubrifiant ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	840	
Chaleur spécifique du lubrifiant ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	2083	
Conductivité thermique du lubrifiant ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	0.13	
Viscosité d'huile à 70 $^{\circ}\text{C}$ (Pa.s)	0.0232	
Coefficient de thermoviscosité ( $^{\circ}\text{K}^{-1}$ )	0.03472	
Viscosité corrective (Pa.s)	0.00289	
Pression d'alimentation (MPa)	0.5	
Diamètre de trou d'alimentation dans l'arbre (mm)	5	
Position circonférentielle de l'alimentation ( $^{\circ}$ )	30	
Température d'alimentation ( $^{\circ}\text{C}$ )	80	
Température de l'extérieur ( $^{\circ}\text{C}$ )	80	
Vitesse de rotation (tr/min)	6000	

**Tableau III.19 :** *Caractéristiques de fonctionnement géométrique et thermique pour un palier de tête de bielle d'un moteur à essence*

Dans son étude, Gecim [33] présente les caractéristiques du lubrifiant utilisé afin de définir les lois non-newtoniennes pour différentes températures. La figure (III.26) montre la variation avec la température de la viscosité newtoniennes  $\mu_1$ .

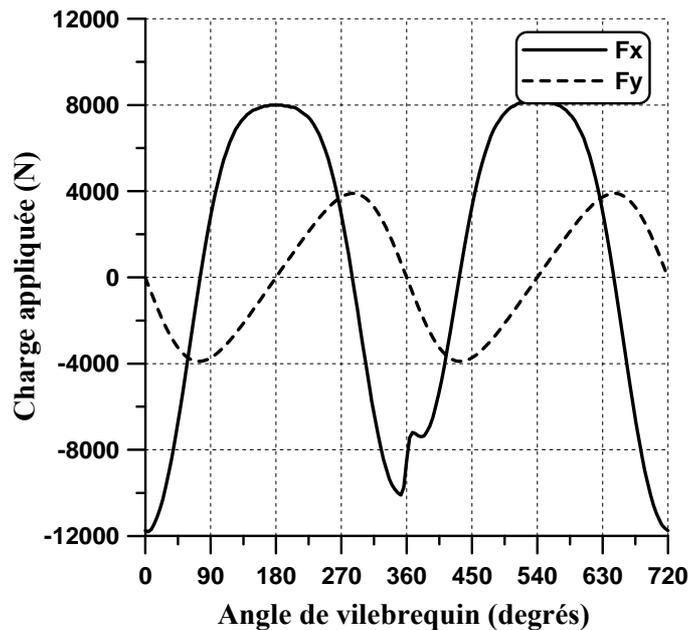


Figure III.25 : Diagramme de charge pour un palier de tête de bielle à 6000 tr/min

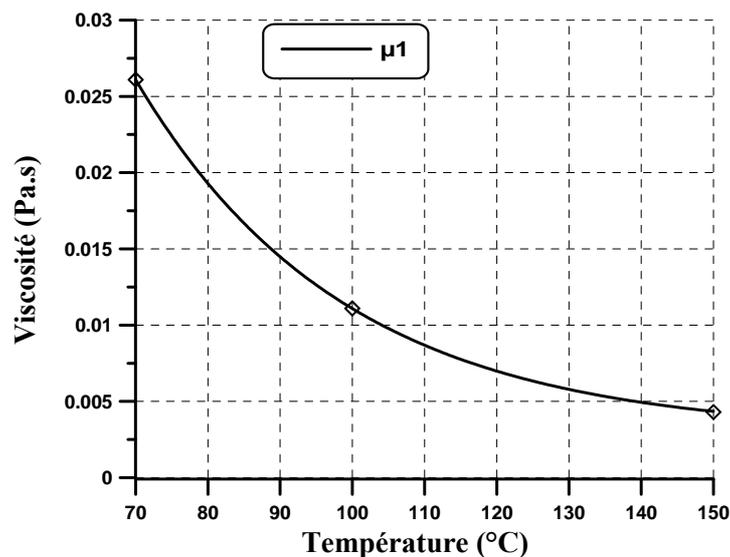


Figure III.26 : Variation de la viscosité avec la température

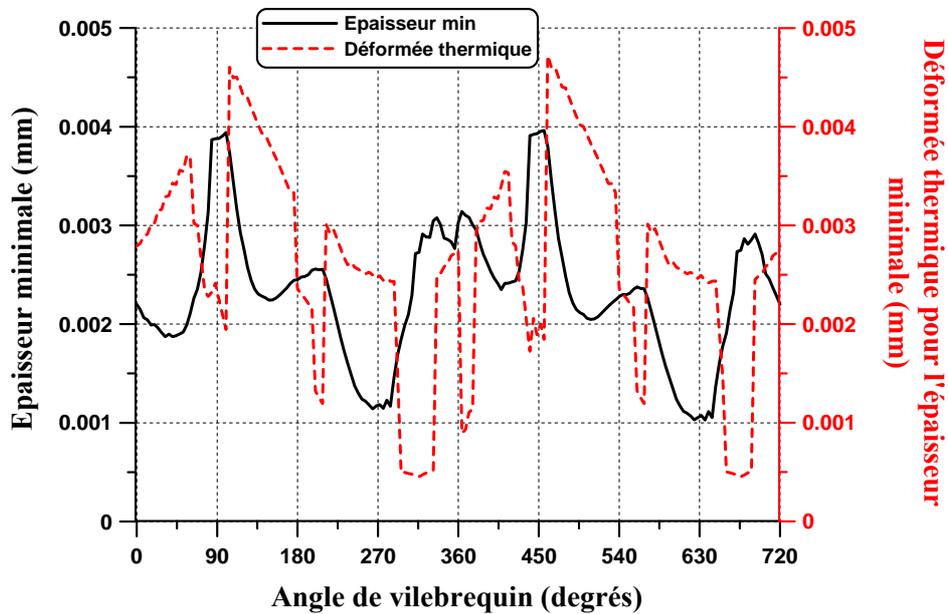
Afin de pouvoir intégrer dans le modèle la variation de la viscosité avec la température, nous utilisons l'équation (III.11) et pour  $\mu_1$  nous pouvons déduire un coefficient de thermoviscosité de  $0.0347 \text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$  avec une viscosité corrective de  $0.00289 \text{ Pa.s}$ . La viscosité à  $70 \text{ } ^\circ\text{C}$  est de  $0.02320 + 0.00289 \text{ Pa.s}$ , soit  $0.0261 \text{ Pa.s}$ .

Les coefficients d'échange de chaleur entre la bielle et l'extérieur et entre l'arbre et l'extérieur sont de  $50 \text{ W.m}^{-2}.\text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$ . On utilise un coefficient très grand pour le transfert arbre/conduits d'alimentation ( $20000 \text{ W.m}^{-2}.\text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$ ) ce qui correspond à une température d'alimentation imposée. Cette dernière condition est habituellement utilisée dans les études numériques.

Afin "d'approcher" la variation de la température dans la couche limite nous utilisons six termes de Fourier.

La surface de la bielle contient 2215 éléments triangulaires, par lesquels se fait l'échange avec le film ou l'extérieur. La surface de l'arbre contient seulement 828 éléments triangulaires, par lesquels se fait l'échange avec le film, l'extérieur et les conduits d'alimentation. Toutes ces données conduisent à un temps de calcul d'environ 10 heures, nécessaire pour la convergence thermique du système qui correspond à 10 cycles moteur.

La figure (III.27) montre la variation de l'épaisseur minimale du film et de la déformée thermique aux points où l'épaisseur est minimale. On peut observer que la dilatation en surface due au champ thermique est du même ordre de grandeur que l'épaisseur minimale du film. Ceci montre l'importance de la déformée thermique dans le comportement des paliers de tête de bielle.



**Figure III.27 :** Variation de l'épaisseur minimale du film et de la déformée thermique aux points où l'épaisseur est minimale

La figure (III.28) montre la déformée thermique du logement et de l'arbre en régime établi. On peut observer une variation de la déformée dans les deux directions (radiale et axiale). Ceci montre que l'hypothèse d'un "gonflement" uniforme pour les deux solides n'est pas réaliste. De plus, si la déformée du logement ne varie pas avec l'angle de rotation, celle de l'arbre est constante dans son repère mais tourne par rapport au repère logement. Les champs de température qui ont générés ces déformations sont représentés sur la figure (III.29).

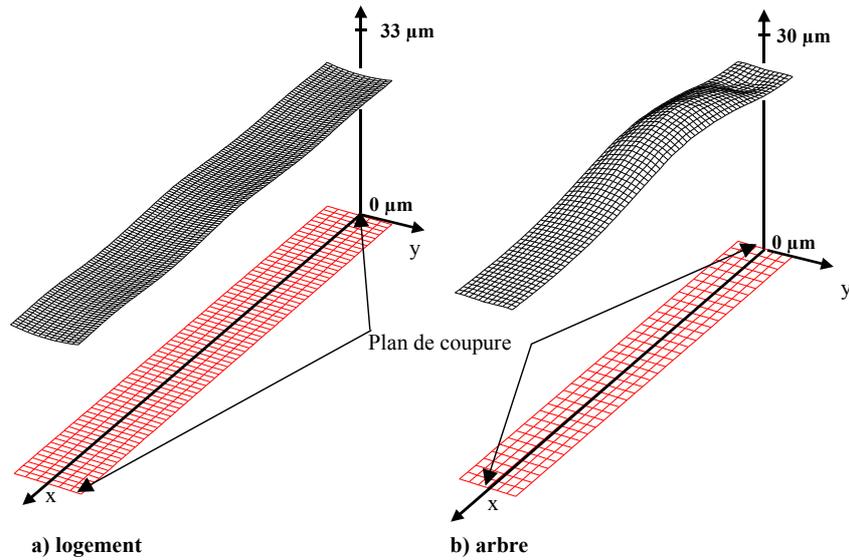


Figure III. 28 : Déformée thermique du logement et de la bielle

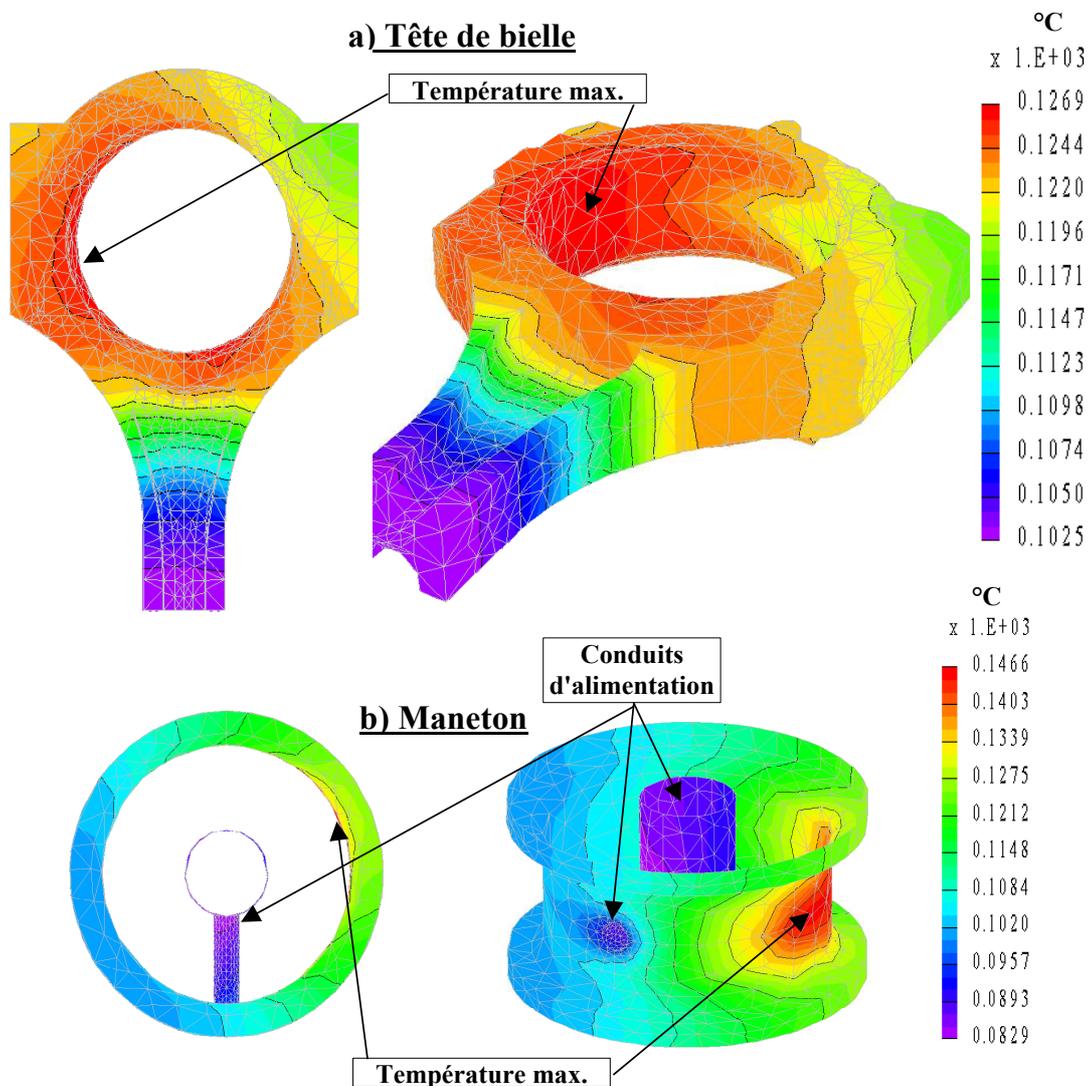


Figure III.29 : Champ de température à la surface des solides au-delà de la couche limite, en régime permanent

Nous pouvons observer une variation importante de la température au sein du logement et de l'arbre à l'interface film/solides. Pour la bielle la température varie entre 117 et 127°C et pour le maneton entre 85 et 146 °C.

Un des avantages de ce modèle thermique est le fait que nous puissions modéliser la couche limite thermique. La figure (III.30) montre la variation de la température dans cette couche limite pour un élément pris à l'interface film/logement et pour différents angles de rotation. Nous pouvons remarquer une variation de la température avec le temps très importante entre 0 et approximativement 1 mm à l'intérieur du solide. Pourtant, après 1 mm, la température ne varie plus avec l'angle de rotation. On est donc hors de la couche limite. La même figure (III.30) permet d'évaluer l'épaisseur de cette couche.

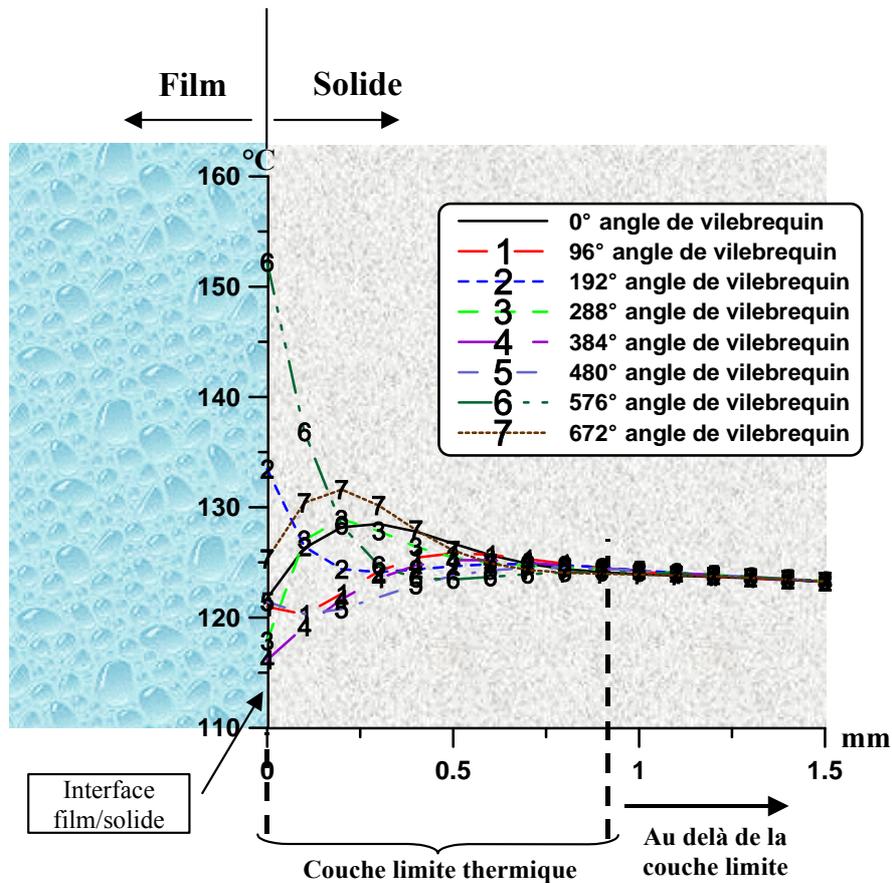


Figure III.30 : Variation de la température dans le solide, à l'interface film/solide

Le champ thermique du film, dans le plan médian et pour différents angles de rotation est présenté sur la figure (III.31). On peut observer que la température maximale pour 0° et 180° d'angle de vilebrequin est située dans la zone de l'épaisseur minimale. Pour 180° et 540° d'angle de vilebrequin, la température maximale est située après l'épaisseur minimale. Le tableau (III.20) montre les principales caractéristiques calculées du palier de tête de bielle.

<b>Épaisseur minimale (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	1.03
<b>Pression maximale du film (MPa)</b>	50.5
<b>Puissance dissipée (W)</b>	254.5
<b>Débit de fuite (l/min)</b>	0.84
<b>Température maximale du coussinet (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	127
<b>Température maximale de l'arbre (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	148

Tableau III.20 : Résultats pour un palier de tête de bielle

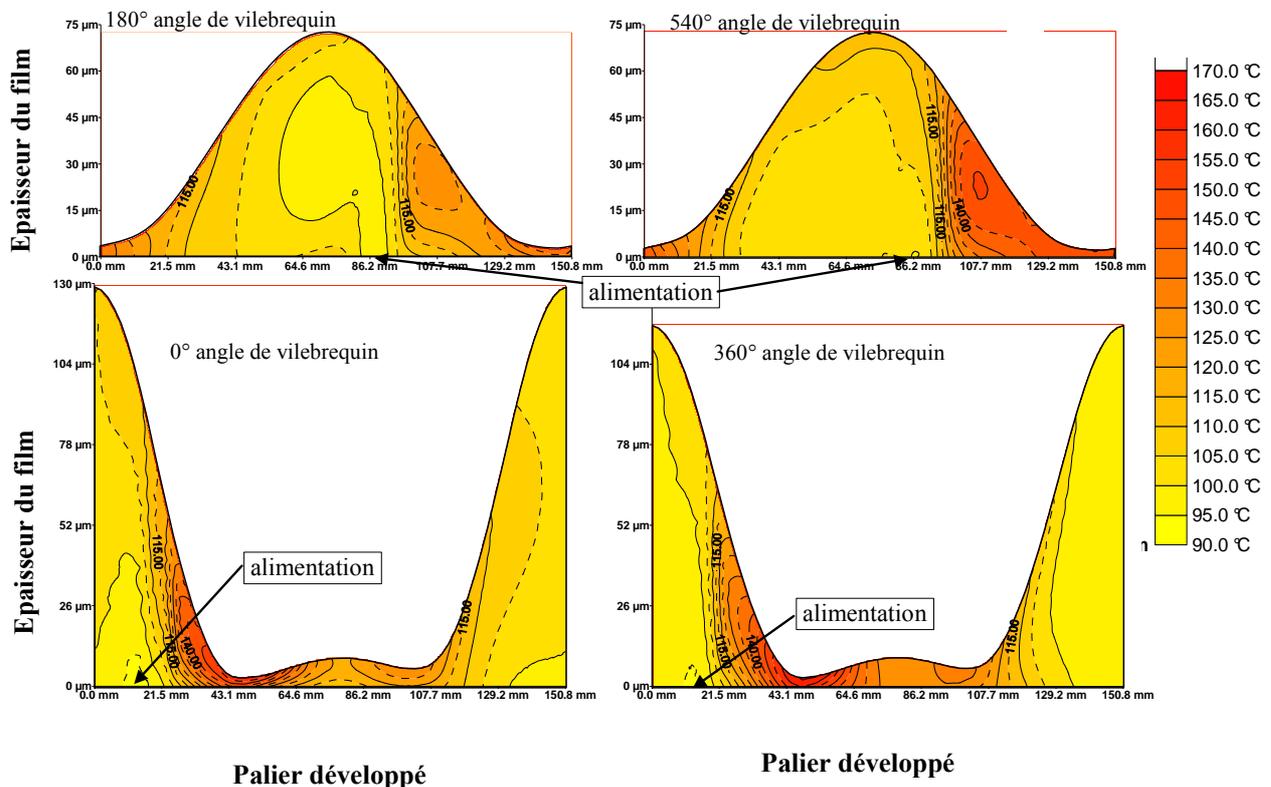


Figure III.31 : Répartition de la température dans le plan médian dans le cas d'un palier de tête de bielle

### III.4.6 Conclusions

La validation du modèle thermique 2 a été effectuée dans la première partie de ce chapitre. Des comparaisons avec des études expérimentales et numériques montrent la précision du modèle dans le traitement thermique de la lubrification des paliers lisses. L'étude paramétrique sur la discrétisation du domaine fluide a été réalisée afin d'établir le nombre d'éléments nécessaires pour un traitement optimal des paliers sous charge dynamique.

Différentes conditions d'alimentation et conditions aux limites thermiques, au bord d'un palier dynamique ont été considérées afin de comprendre leurs influences sur le champ thermique, mais aussi sur les principales caractéristiques de palier, comme la pression maximale, l'épaisseur minimale, le débit de fuite, etc.

Le problème complexe de la lubrification TEHD d'un palier de tête de bielle nous a permis de prouver l'efficacité de notre modèle. Les calculs ont montré l'importance des déformés thermiques dans le

fonctionnement du palier. Les champs thermiques des solides montrent, même pour un régime permanent, des variations importantes au niveau de l'interface film/solides. Le champ de température dans le plan médian est aussi présenté pour différents angles de vilebrequin.

Même si son efficacité est prouvée, le modèle 2 présente cependant l'inconvénient d'un temps de calcul important, surtout dans l'étude des paliers de tête de bielle (environ 10 h). C'est pour cela qu'à partir des résultats obtenus nous allons valider le modèle thermique 1, moins "fin" et donc a priori plus rapide.

### **III.5 Modélisation TEHD : modèle 1**

Le modèle thermique 1 est basé sur l'hypothèse des coefficients d'échange à l'interface film/solide et offre l'avantage d'un temps de calcul plus rapide que le modèle 2. Cependant, l'approximation des coefficients d'échange film/solides s'avère être une opération difficile.

Dans une première partie de ce chapitre on va essayer de trouver les valeurs moyennes des coefficients d'échange film/solides, par comparaison avec le modèle 2. Par la suite, différentes études paramétriques qui portent sur les coefficients d'échange solides/air et solides/alimentation vont être effectuées.

#### **III.5.1 Détermination des coefficients d'échange film/solides. Comparaison entre les deux modèles thermiques**

Dans de nombreuses études, l'écoulement du lubrifiant dans un palier est associé à l'écoulement du fluide entre deux cylindres concentriques. A partir de cette hypothèse on peut trouver dans la bibliographie de nombreuses équations qui modélisent les coefficients d'échange fluide/parois à partir des nombres de Reynolds, de Prandtl et de Nusselt. Généralement, ces nombres sont déterminés expérimentalement, dans des conditions plus ou moins proches du cas d'un palier. Dans son article Huetz [66] propose l'expression suivante :

$$Nu = c_1 Re^m Pr^{0.4} \text{ et } H = Nu k / (2C) \quad (\text{III.1})$$

où  $Nu$  est le nombre de Nusselt,  $Re$  le nombre de Reynolds ( $Re = \rho U (2C) / \mu$ ),  $Pr$  le nombre de Prandtl ( $Pr = \mu C_p / k$ ),  $k$  la conductivité thermique de l'huile,  $C$  le jeu radial du palier et  $H$  le coefficient d'échange.  $c_1$  et  $m$  sont des coefficients qui dépendent de la géométrie et des conditions d'étude. L'auteur donne des valeurs du nombre de Nusselt pour le cas d'un espace annulaire avec parois isothermes, en fonction du rapport entre les diamètres extérieurs et intérieurs.

Pour le palier dynamique présenté dans le paragraphe III.4.2 et à partir des valeurs données par Huetz on peut évaluer le coefficient d'échange film/logement à  $18600 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  et celui entre le film et l'arbre à  $18700 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . Les résultats obtenus pour ce coefficient sont comparés dans le tableau (III.21) avec ceux issus du modèle 2. On peut observer une différence importante entre les

deux calculs. A partir du modèle thermique 2 on peut calculer une moyenne des flux de chaleur qui passe à l'interface film/logement, d'une part et film/arbre d'autre part. Cela conduit à un coefficient d'échange d'approximative  $3600 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  pour le coussinet et de  $6000 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  pour l'arbre. Le tableau (III.22) montre une comparaison entre les deux modèles.

	<b>Modèle 1</b> $H_h=18624 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ $H_s=18713 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$	<b>Modèle 2</b>	<b>Différences</b>
<b>Epaisseur minimale du film (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	8.15	7.47	9 %
<b>Pression maximale du film (MPa)</b>	4.5	4.7	5 %
<b>Puissance dissipée (W)</b>	175	159	9 %
<b>Débit de fuite (l/min)</b>	0.089	0.11	20%
<b>Température maximale du coussinet (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	97.7	107.4*	10 %
<b>Température maximale de l'arbre (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	100.7	114.4*	12 %

**Tableau III.21** : Comparaison entre le modèle 1 et le modèle 2 : coefficients estimés par des formules trouvées dans la bibliographie

	<b>Modèle 1</b> $H_h=3600 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ $H_s=6000 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$	<b>Modèle 2</b>	<b>Différences</b>
<b>Epaisseur minimale (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	7.75	7.47	3.6 %
<b>Pression maximale du film (MPa)</b>	4.5	4.7	4.4%
<b>Puissance dissipée (W)</b>	163	159	2.4 %
<b>Débit de fuite (l/min)</b>	0.102	0.109	6.8 %
<b>Température maximale du coussinet (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	99.5	107.4*	7.9 %
<b>Température maximale de l'arbre (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	102.3	114.4*	11.8 %

**Tableau III.22** : Comparaison entre le modèle 1 et le modèle 2 : coefficients estimés par le modèle 2

Les différences observées restent inférieures à 10% pour les principales caractéristiques du palier (pression maximale, épaisseur minimale, puissance dissipée et débit de fuite). La figure (III.32) montre les champs thermiques dans le coussinet et dans l'arbre pour les deux modèles. La position géométrique des températures maximales est presque la même pour les deux cas. Pourtant on observe une sous-estimation de la température moyenne des solides dans le cas du modèle 1.

Le temps de calcul nécessaire pour la convergence est d'approximativement 15 minutes pour le modèle 1 et de 90 minutes pour le modèle 2 (environ six fois plus).

En connaissant les coefficients d'échange film/logement et film/arbre et en utilisant l'équation (III.1) avec  $m = 0.5$  (coefficient utilisé généralement dans le cas d'un écoulement laminaire) on peut déduire le coefficient  $c_{1H}$  pour l'échange avec le coussinet et  $c_{1S}$  pour l'échange avec l'arbre :

$$c_{1H} = \frac{H_h(2C)}{k Re^{0.5} Pr^{0.33}} = 0.02549 \text{ et } c_{1S} = \frac{H_s(2C)}{k Re^{0.5} Pr^{0.33}} = 0.04248 \quad (\text{III.2})$$

\* hormis les valeurs dans la couche limite thermique

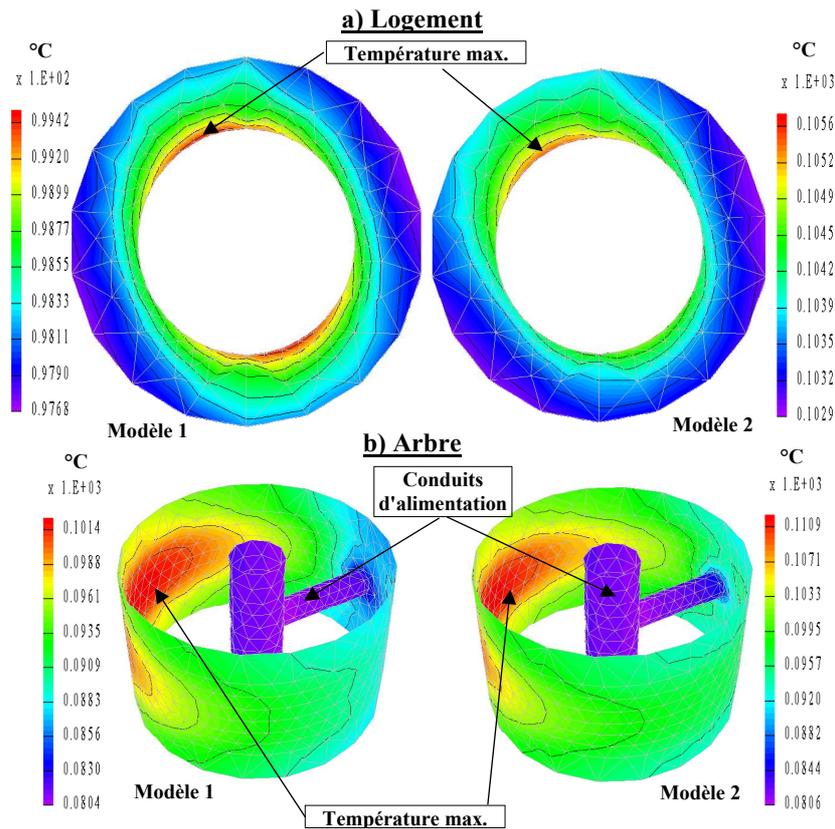


Figure III.32 : Comparaison entre les champs thermiques du logement et de l'arbre pour les deux modèles

Afin de valider ces nouveaux coefficients, nous avons estimé l'échange film / solides pour différentes vitesses de rotation. Le tableau (III.23) fait une comparaison entre les résultats obtenus avec le modèle 1 et ceux obtenus avec le modèle 2. Les différences restent faibles, surtout pour des petites vitesses de rotation et augmentent légèrement avec la vitesse de rotation.

	3250 tr/min			4875 tr/min			8125 tr/min		
	Mod1 $H_s = 2545$ $H_b = 4242$	Mod2	$\Delta$ (%)	Mod1 $H_s = 3117$ $H_b = 5196$	Mod2	$\Delta$ (%)	Mod1 $H_s = 4024$ $H_b = 6708$	Mod2	$\Delta$ (%)
<b><math>h_{\min}</math> (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	6.31	6.29	0.3 %	7.16	7.02	1.9%	8.21	7.78	5.2%
<b><math>P_{\max}</math> (MPa)</b>	4.8	4.9	2 %	4.6	4.8	4.3%	4.5	4.7	4.2%
<b>Puissance (W)</b>	65.6	66.6	1.5 %	112.6	112.1	0.5%	217.9	207.7	4.6%
<b>Débit (l/min)</b>	0.060	0.058	3.3 %	0.081	0.082	1.2%	0.129	0.139	7.1%

Tableau III.23 : Comparaison entre le modèle 1 et le modèle 2 : différentes vitesses de rotation

Même si les résultats sont encourageants, l'utilisation de l'équation (III.2) doit se faire avec prudence. Afin d'établir les coefficients  $c_{IH}$  et  $c_{IS}$  nous avons calculé un nombre de Reynolds moyen sur le palier avec une viscosité de 0.0133 Pa.s, ce qui correspond à la viscosité d'alimentation. En réalité la viscosité varie fortement avec la température.

Une comparaison entre le modèle 1 et le modèle 2 est faite aussi dans le cas du palier de tête de bielle. A partir de l'équation (III.2) on peut estimer les coefficients d'échange film/coussinet et film/arbre à

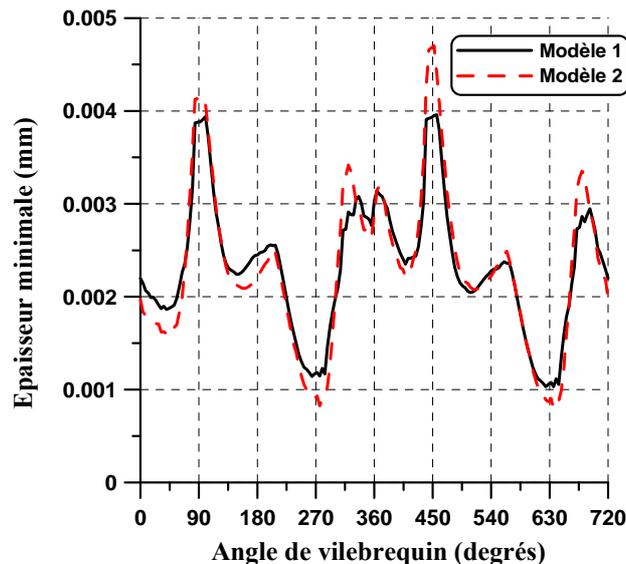
2300  $\text{W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  et 3800  $\text{W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ , respectivement. Le tableau (III.24) montre les principaux paramètres calculés pour les deux modèles.

	Modèle 1 $H_f=2300 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ $H_s=3832 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$		Modèle 1 $H_f=1090 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ $H_s=3600 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$		Modèle 2
	Résultats	Comparaison avec modèle 2	Résultats	Comparaison avec modèle 2	
Epaisseur min. ( $\mu\text{m}$ )	0.79	23 %	0.76	26 %	1.03
Pression max. du film (MPa)	46.9	7 %	46.9	7 %	50.5
Puissance dissipée (W)	267,8	5 %	261.9	3 %	254.5
Débit de fuite (l/min)	0.71	11 %	0.70	12 %	0.80
Température max. du coussinet ( $^{\circ}\text{C}$ )	111.6	12 %	109.6	14 %	127.0
Température max. de l'arbre ( $^{\circ}\text{C}$ )	113.5	23 %	115.8	22 %	147.8

**Tableau III.24** : Comparaison entre le modèle 1 et le modèle 2 : cas de palier de tête de bielle

L'estimation des coefficients d'échange faite par le modèle 2 donne un coefficient d'échange film/coussinet égal à 1090  $\text{W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  et un coefficient d'échange film/arbre égal à 3600  $\text{W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ . Les résultats obtenus pour ces coefficients sont présentés dans le tableau (III.24). Le temps de calcul nécessaire pour la convergence est approximativement de 80 minutes pour le modèle 1 et de 750 minutes pour le modèle 2.

Les différences observées entre les résultats données par les deux modèles sont plus importantes que dans le cas précédent. Pourtant, en ce qui concerne les principales caractéristiques du palier, elles restent autour de 10 %, sauf l'épaisseur minimale, pour laquelle on dépasse les 20 %. La figure (III.33) montre la variation de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin. Même si pour certains angles, les différences sont importantes (vers 20 %), de manière générale les deux courbes sont presque identiques.



**Figure III.33** : Variation de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin : comparaison entre le modèle thermique 1 et le modèle thermique 2

Toutes les comparaisons faites précédemment montrent une sous-estimation de la température des solides dans le cas du modèle 1. Pourtant, les principales caractéristiques des paliers comme la pression, l'épaisseur, le débit de fuite ou la puissance dissipée présentent des différences de l'ordre de 10 %, ce qui peut être satisfaisant pour une pré-étude de conception. L'avantage du modèle 1 est représenté par un temps de calcul nettement plus court que le modèle 2.

L'utilisation des équations établies a priori afin d'estimer les coefficients d'échange film/solides doit se faire avec soin. Les calculs présentés montrent que ces équations donnent un ordre de grandeur, mais elles sont loin des valeurs qui conduisent à une concordance acceptable entre les deux modèles.

### III.5.2 Etude de l'influence des coefficients d'échange logement / extérieur dans le cas d'un palier de tête de bielle

Cette étude porte sur le palier de tête de bielle présenté précédemment. L'environnement réel de fonctionnement d'un palier de tête de bielle rend très difficile la détermination des coefficients thermiques d'échange bielle/extérieur. C'est pour cela qu'une étude de leur influence sur le comportement du palier est nécessaire. Les valeurs considérées varient entre  $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  (convection naturelle) et  $1000 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  (convection forcée).

La figure (III.34)-a) montre l'évolution des températures maximales du logement et de l'arbre avec la variation du coefficient d'échange avec l'extérieur. On observe une diminution logarithmique de la température du logement (17.5 % de différence entre  $H=20 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  et  $H = 1000 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$ ), mais aussi de la température de l'arbre, même si celle-ci est moins importante (seulement 2.5 % de différence).

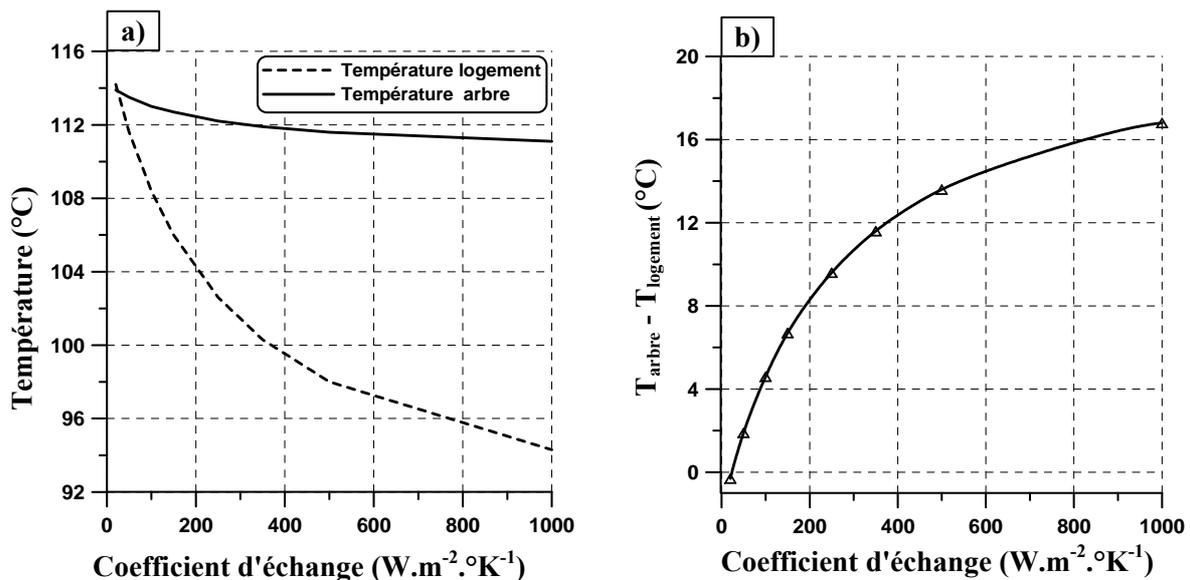


Figure III.34 : Influence du coefficient d'échange logement/extérieur : a) variation de la température des solides ; b) variation de différence entre la température de l'arbre et la température du logement

La figure (III.34)-b) montre l'évolution de la différence entre les températures des solides avec la variation du coefficient d'échange logement/extérieur. La différence entre les deux paramètres augmente de façon logarithmique.

En parallèle, la variation de l'épaisseur minimale montre un variation de plus en plus lente vers  $1000 \text{ W.m}^{-2}.\text{°K}^{-1}$  (figure III.35). Cette variation est directement liée à l'évolution de la viscosité du lubrifiant (calculée à la température moyenne du film) avec le coefficient d'échange (figure III.36).

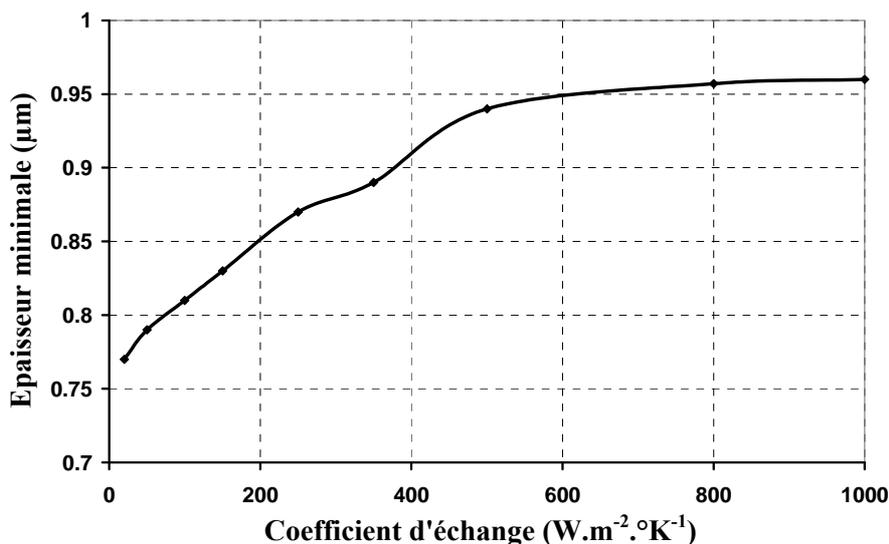


Figure III.35 : Influence du coefficient d'échange logement/extérieur : variation de l'épaisseur minimale

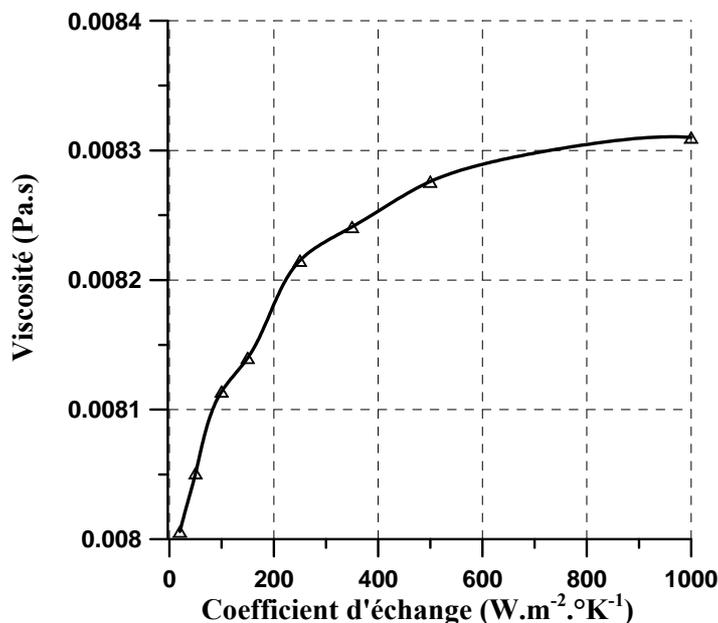


Figure III.36 : Influence du coefficient d'échange logement/extérieur : variation de la viscosité d'huile à la température moyenne du film à la fin du cycle

La figure (III.37) montre l'évolution du débit de fuite et de la puissance dissipée. Le débit de fuite montre une diminution avec le coefficient d'échange, tandis que la puissance dissipée augmente.

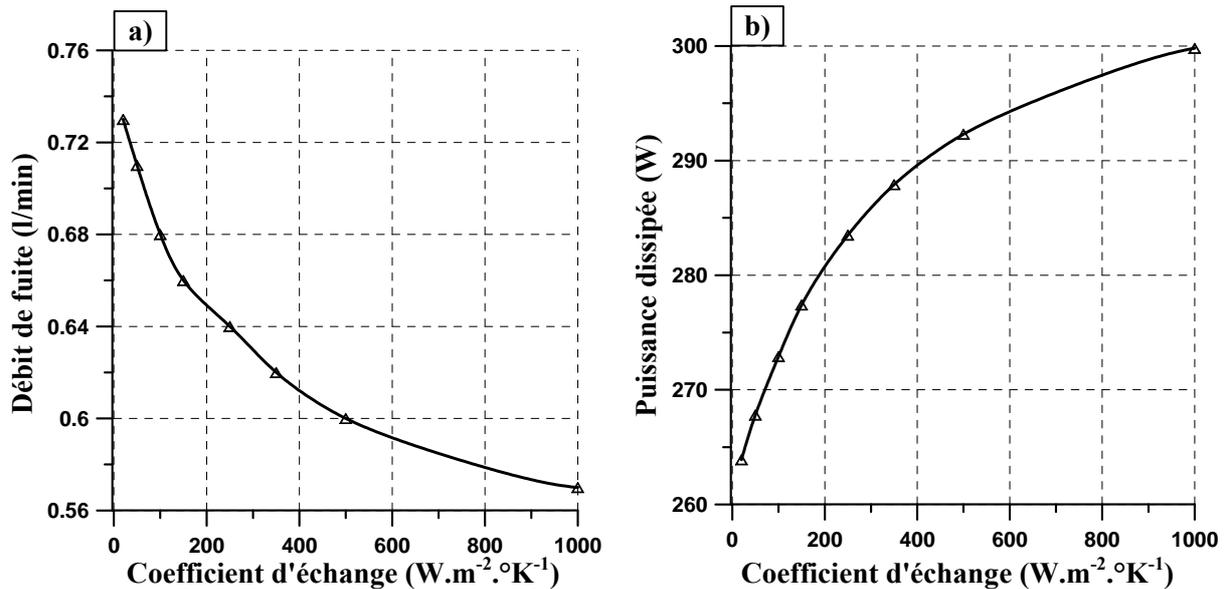


Figure III.37 : Influence du coefficient d'échange logement/extérieur : a) débit de fuite ; b) puissance dissipée

### III.5.3 Etude de l'influence des coefficients d'échange arbre / conduit d'alimentation dans le cas d'un palier de tête de bielle

Ce paragraphe s'intéresse à l'influence des conditions aux limites dans les conduits d'alimentation. Dans les moteurs à combustion interne, l'huile d'alimentation circule sous pression dans des canalisations de petit diamètre, dont l'état de surface est proche de la paroi lisse. Dans ces conditions, on peut logiquement considérer que le régime d'écoulement reste laminaire quelles que soient les conditions de fonctionnement. Il est alors possible de calculer les coefficients d'échange huile/solides qui sont de l'ordre de 50 à 100  $W.m^{-2}.^{\circ}K^{-1}$  [67]. Pourtant, dans la majorité des modèles numériques on considère une température imposée dans les conduits d'alimentation, température égale à la température d'alimentation.

En considérant des coefficients d'échange huile/conduit d'alimentation entre 20 et 20000  $W.m^{-2}.^{\circ}K^{-1}$  on va montrer leur influence sur les principaux paramètres du palier de tête de bielle présentés au-dessus.

La figure (III.38) montre l'évolution du débit de fuite et de la puissance dissipée avec la variation du coefficient d'échange huile/conduits d'alimentation. On observe une croissance de la puissance dissipée, mais en même temps une croissance du débit de fuite, contrairement au § III.5.2, où on remarque une diminution de la fuite. On peut conclure qu'un refroidissement de l'arbre conduit à une croissance du débit de fuite, contrairement à un refroidissement du coussinet, qui conduit à une diminution de la fuite. Ceci s'explique par l'influence des déformées thermiques sur l'épaisseur du

film : une diminution de température au niveau de l'arbre induit une diminution de la déformée de l'arbre, ce qui augmente l'épaisseur du film. Cependant, une diminution de la température du logement induit aussi une diminution de la déformée du logement ce qui diminue l'épaisseur du film.

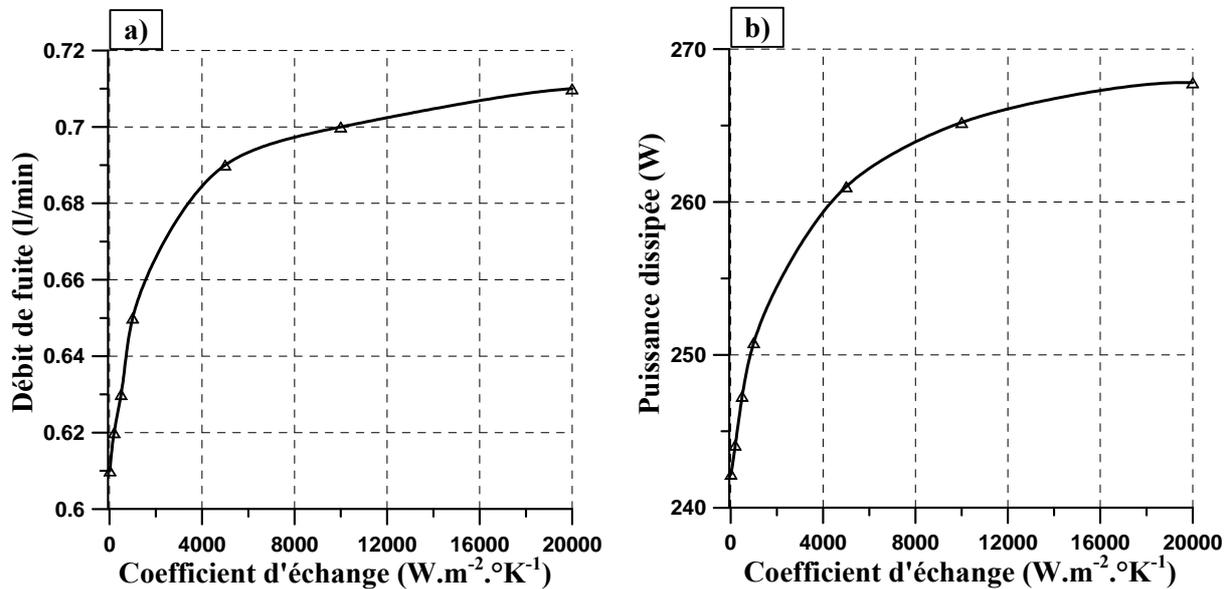


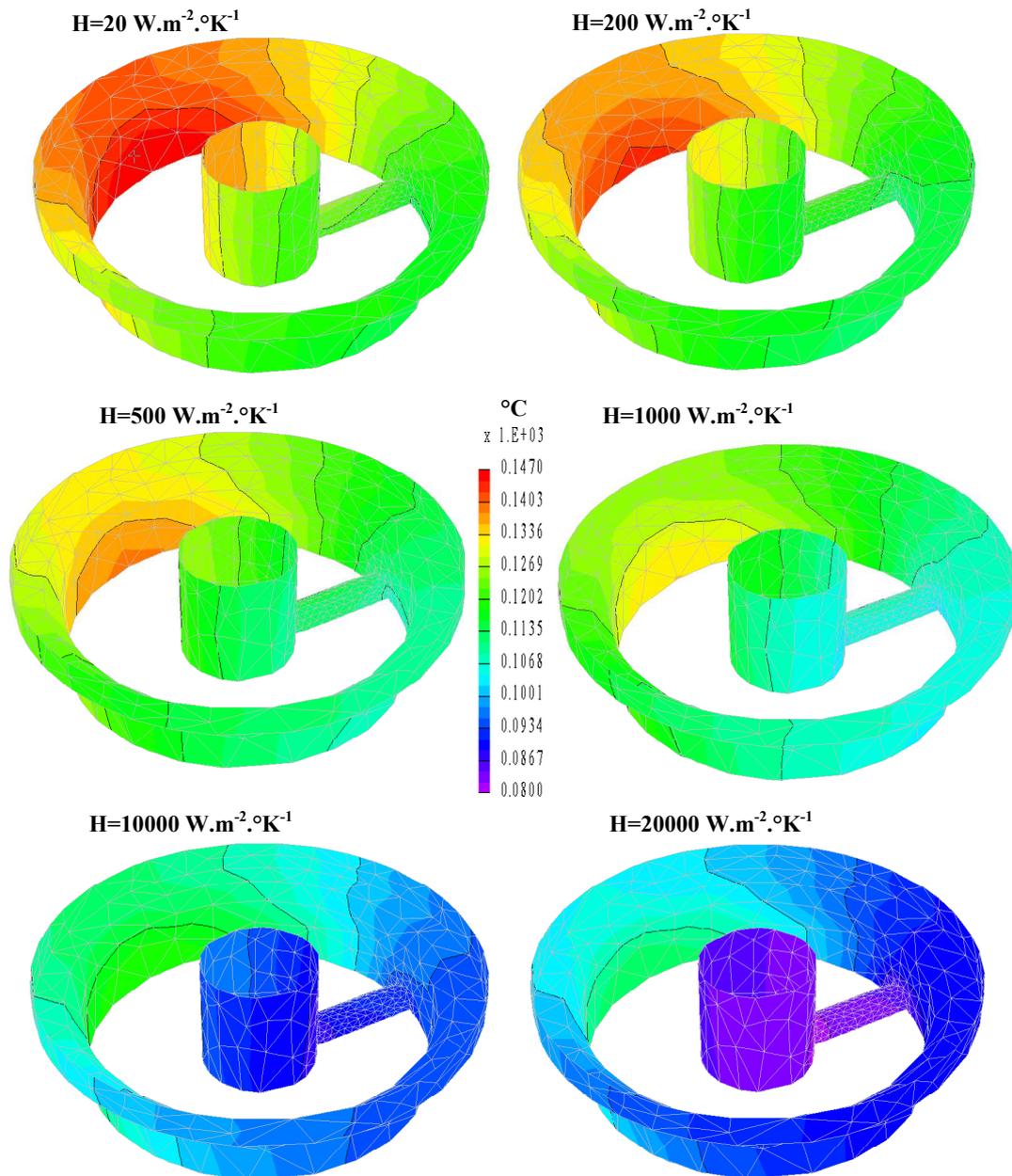
Figure III.38 : Influence du coefficient d'échange huile/conduits d'alimentation : a) débit de fuite ; b) puissance dissipée

La figure (III.39) montre une comparaison entre les champs thermiques des manetons pour différents coefficients d'échange avec l'huile des conduits d'alimentation. On peut observer une très grande différence (au mois 37 %) entre les températures des conduits pour un coefficient de 20 W.m<sup>-2</sup>.°K<sup>-1</sup>, ce qui correspond aux valeurs trouvées dans la littérature et pour un coefficient de 20000 W.m<sup>-2</sup>.°K<sup>-1</sup>, ce qui correspond presque à une température imposée, condition souvent utilisée dans les modèles numériques. Ces différences peuvent être aussi observées pour le débit de fuite et pour la puissance dissipée (figure III.38), mais aussi pour la pression maximale et l'épaisseur minimale (figure III.40).

### III.5.4 Conclusions

La validation du modèle 1 a été effectuée en comparant les résultats avec ceux obtenus pour le modèle 2. La grande difficulté dans l'utilisation du modèle 1 réside dans la détermination des valeurs des coefficients d'échange film/solides. Ces coefficients ont été évalués, dans un premier temps, à partir des équations généralement utilisées dans la modélisation des transferts thermiques, pour un écoulement dans des conduits circulaires et concentriques. Les résultats obtenus ont montré des différences importantes par rapport au modèle 2. De meilleurs résultats ont été obtenus avec des coefficients d'échange évalués à partir du modèle 2 (une moyenne dans le temps et dans l'espace des flux de chaleur qui passent à l'interface film/solides a été calculée). Avec des coefficients d'échange connus et en utilisant les équations qui font la liaison entre ces coefficients et le nombre de Nusselt, nous avons proposé des nouvelles formulations qui peuvent prédire plus efficacement le transfert

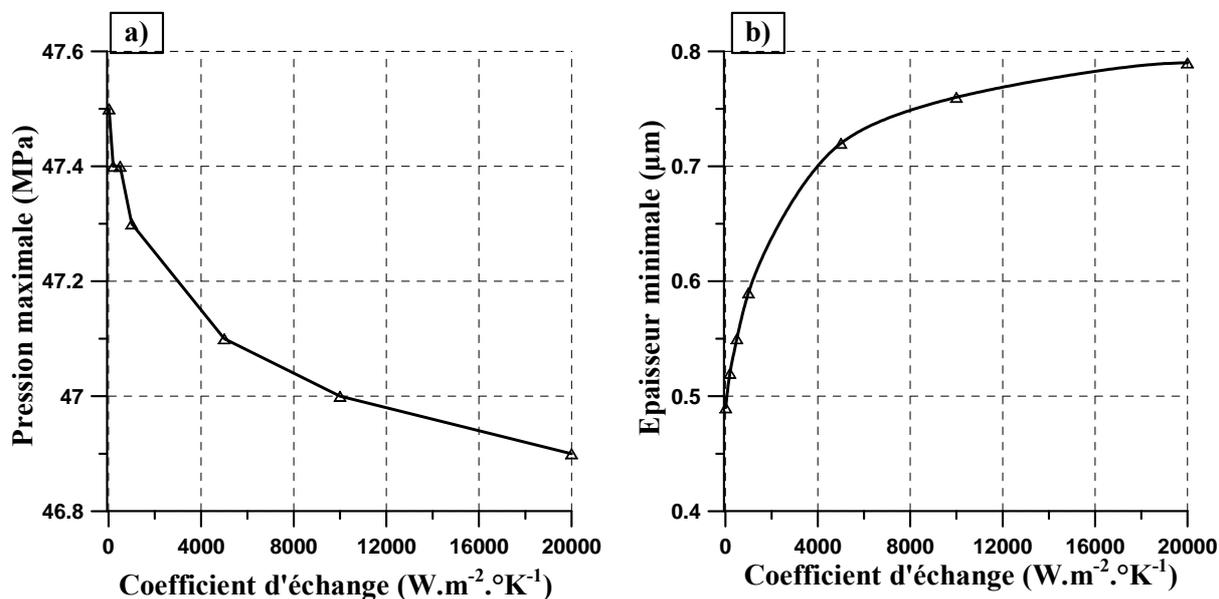
film/solides, dans le cas des paliers dynamiques. Cependant, l'utilisation de ces nouvelles équations doit être faite avec prudence.



**Figure III.39** : Influence du coefficient d'échange huile/conduits d'alimentation : comparaison du champ de température dans l'arbre pour différents coefficients d'échange

En comparant les temps de calcul et la précision des résultats obtenus avec les deux modèles thermiques nous pouvons affirmer que dans une étude de conception des paliers dynamiques il est intéressant d'utiliser, dans un premier temps, le modèle 1. Il a l'avantage d'un temps de calcul réduit et il peut prévoir de manière assez bonne, le comportement thermique des paliers. Cependant, dans une étape finale, l'utilisation du modèle 2 est inévitable, pour prédire avec finesse le comportement TEHD complet du palier.

Par la suite l'influence des coefficients d'échange logement/extérieur et arbre/conduits d'alimentation a été étudiée. On a observé qu'en variant ces coefficients, les principales caractéristiques du palier varient fortement.



**Figure III.40** : Influence du coefficient d'échange huile/conduits d'alimentation: a) pression maximale; b) épaisseur minimale

Une fois la validation des deux modèles thermiques effectuée, le chapitre suivant s'intéresse à la comparaison entre des analyses EHD, TEHD et TEHD non-newtonienne, appliquées à un palier de tête de bielle.

### **III.6 Comparaison entre les analyses EHD, TEHD et TEHD non-newtoniennes, appliquées à un palier de tête de bielle**

Dans les chapitres précédents nous avons présenté la validation d'un modèle non-newtonien mais aussi des deux modèles thermiques, utilisés pour l'analyse des paliers soumis à des charges dynamiques. Cette partie s'intéresse à des comparaisons entre ces différents modèles.

Comme nous l'avons déjà montré dans le chapitre III.4.5, Gecim [33] présente dans son étude les caractéristiques du lubrifiant qu'il a utilisé pour définir les lois non-newtoniennes, pour différentes températures. La figure (III.41) montre la variation avec la température des deux viscosités non-newtoniennes mais aussi du coefficient de stabilité  $k$ . Le tableau (III.25) montre les propriétés des deux huiles  $\mu_1$  et  $\mu_2$ . La variation du coefficient de stabilité peut être approchée par une équation polynomiale de deuxième degré :  $k(T) = 9.2916 T^2 - 1122.916 T + 39375$ .

Plusieurs analyses seront présentées dans les pages suivantes :

- 1) une analyse TEHD qui utilise le modèle thermique 2

- 2) une analyse TEHD non-newtonien, qui utilise aussi le modèle thermique 2
- 3) une analyse EHD, en considérant une température constante du lubrifiant,
- 4) une analyse TEHD qui utilise le modèle thermique "global", décrit dans le chapitre II.3, avec un coefficient  $coef_T$  égale à 0.8.

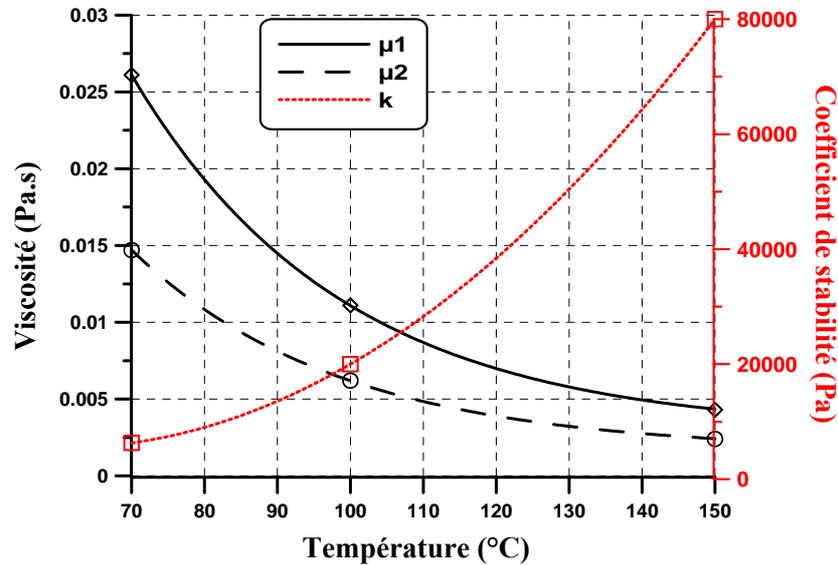


Figure III.41 : Variation de la viscosité et du coefficient de stabilité avec la température

	$\mu_1$	$\mu_2$
Coefficient de thermoviscosité ( $^{\circ}\text{K}^{-1}$ )	0.03472	0.03509
Viscosité corrective (Pa.s)	0.00289	0.00163
Viscosité à 70 °C (Pa.s)	0.02320 + 0.00289	0.0063 + 0.00163

Tableau III.25 : Propriétés des huiles utilisées

Le cas étudié est le palier de tête de bielle de moteur à essence, présenté dans le chapitre III.4.5. Pour l'analyse EHD on considère une température moyenne égale à 110°C, qui représente une température moyenne du lubrifiant, calculé par le modèle 2. Pour l'analyse non-newtonienne, on utilise la loi de Cross avec les deux viscosités données dans le tableau (III.25). Pour les cas newtoniens, on utilise  $\mu_1$ .

Les principales caractéristiques du palier sont présentées dans le tableau (III.26), pour les quatre cas étudiés.

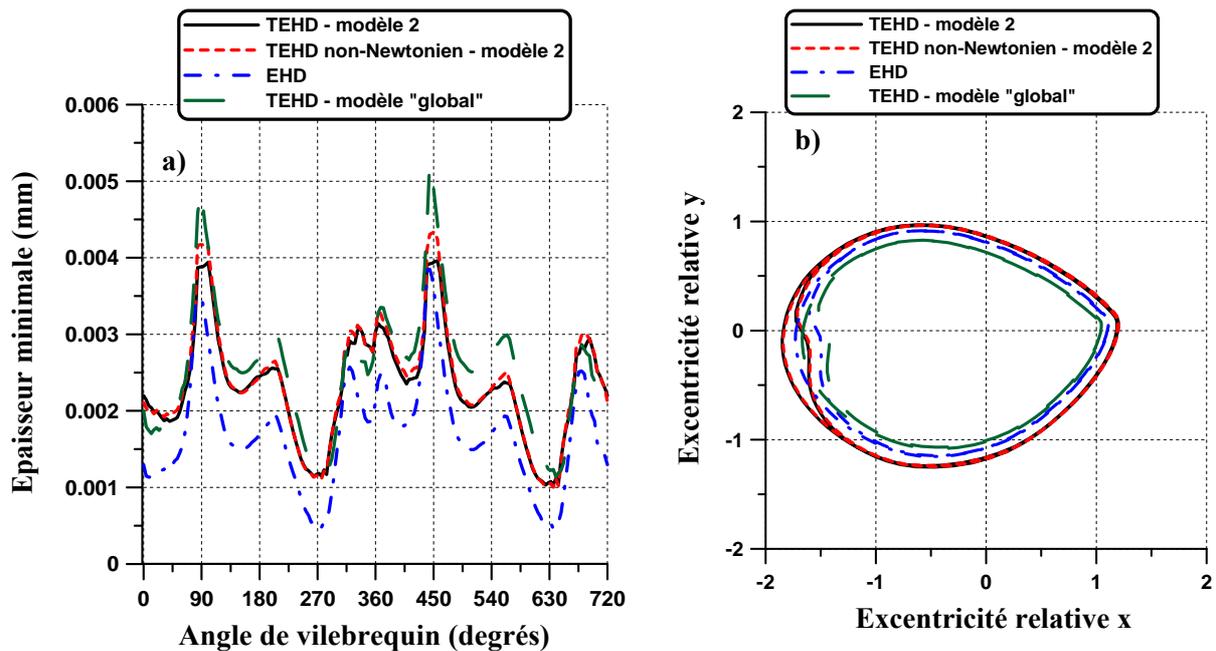
	TEHD modèle 2	TEHD non-new. modèle 2	EHD	TEHD modèle "global"
Débit de fuite (l/min)	0.84	0.82	0.82	0.56
Puissance dissipée (W)	254.5	265.5	268.6	407.8
Pression max.(MPa)	50.5	49.4	51.5	44.6
Epaisseur min. ( $\mu\text{m}$ )	1.03	1.00	0.45	1.13
Température moyenne du logement ( $^{\circ}\text{C}$ )	121	119	–	102
Température moyenne de l'arbre ( $^{\circ}\text{C}$ )	100	99	–	102

Tableau III.26 : Comparaison entre les différents modèles d'analyse d'un palier de tête de bielle de moteur à essence

En comparant les résultats obtenus pour les cas 1) et 2), on observe une baisse de l'épaisseur minimale (3%), de la pression maximale (2%) et du débit de fuite (2,3%) induite par l'effet non-newtonien. En parallèle on remarque une augmentation de la puissance dissipée (4.3%). Ces résultats montrent une diminution de la performance du palier, en présence des effets non-newtoniens. Cependant, la température maximale du fluide montre une décroissance de 175.2 °C pour l'étude newtonien, à 162 °C pour l'étude non-newtonien. Cela représente une baisse en température de 7.5%. De même, la température maximale du logement décroît de 127 à 125.2 °C, comme celle de l'arbre qui décroît de 147.8 à 142.3 °C.

On peut conclure que les effets non-newtoniens réduisent les performances mais en même temps diminuent aussi les températures maximales du film et des solides, ce qui peut être intéressant pour la durée de vie des paliers.

La figure (III.42), montre l'évolution de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin et l'orbite de l'arbre dans le logement pour les quatre cas. On peut observer que le modèle EHD sous-évalue la valeur de l'épaisseur minimale.



**Figure III.42 :** a) Variation de l'épaisseur minimale du film avec l'angle de vilebrequin, b) l'orbite de l'arbre dans le logement

Le modèle TEHD "global" conduit à une valeur moyenne de la température égale à 102 °C. Le débit de fuite est moins important parmi tous les modèles, ce qui conduit à une puissance dissipée élevée (presque le double, en comparant avec les autres analyses). Des différences importantes sont aussi observées au niveau de la pression maximale et de l'épaisseur minimale.

La comparaison entre tous ces modèles montre l'importance des effets thermiques dans l'analyse de la lubrification des paliers dynamiques. De plus, l'utilisation d'un modèle thermique global conduit à des

résultats très différents par rapport à un modèle TEHD 3D. Une analyse EHD, utilisant une température moyenne évaluée par un modèle TEHD 3D, peut estimer le comportement du palier d'une manière acceptable.

### **III.7 Conclusions**

Ce chapitre s'est intéressé à l'influence des effets non-newtoniens, piezo-visqueux et thermiques sur le comportement des paliers soumis à des charges dynamiques et plus précisément sur le comportement des paliers de tête de bielle.

Des études paramétriques ont été effectuées pour optimiser le maillage afin de réduire le temps de calcul, en respectant la convergence et avec une bonne précision. Des comparaisons avec des études numériques et expérimentales antérieures ont permis de valider les modèles développés.

Il a été prouvé que l'effet non-newtonien ne peut pas être négligé dans l'étude des contacts lubrifiés transitoires, appliqués à l'analyse des paliers de tête de bielle. D'une part, l'utilisation des huiles non-newtoniennes peut conduire à une diminution critique de l'épaisseur du film et parfois même au contact des solides. D'autre part, la diminution de la viscosité avec le taux de cisaillement réduit la température de fonctionnement. Ces conclusions sont encore plus marquées par les résultats obtenus avec un modèle TEHD non-newtonien. En effet ce modèle donne une température de fonctionnement réduite, par rapport à un modèle TEHD newtonien. Cependant, le modèle TEHD montre une croissance de la puissance dissipée dans le cas d'un comportement non-newtonien.

L'utilisation du modèle thermique 2 a permis la réalisation d'études paramétriques sur l'influence d'une part des différentes conditions d'alimentation et d'autre part des différentes conditions aux limites thermiques au bord de palier.

La difficulté majeure dans l'utilisation du modèle thermique 1 est la détermination des coefficients d'échange film/solides. La comparaison avec le modèle 2 a permis de déterminer des équations qui font la liaison entre les nombres adimensionnés caractéristiques (nombre de Reynolds, nombre de Prandtl, etc...) et les coefficients d'échange film/ solides. Pourtant, l'utilisation de ces équations doit se faire avec prudence.

Le modèle thermique 1 a permis la réalisation des études paramétriques sur l'influence des coefficients d'échange logement/extérieur et arbre/conduits d'alimentation dans le comportement des paliers de tête de bielle. Il a été prouvé que la variation de ces coefficients a un effet très important sur les valeurs calculées des principales caractéristiques des paliers.

## **CHAPITRE IV**

# **Mise en place d'une Machine d'Essais pour Guidage d'Arbre par PALiers Sous Charges ALternées Élevées : MEGAPASCALE**

### ***IV.1 Introduction***

Comme nous l'avons décrit dans les chapitres précédents, la théorie de la lubrification des paliers soumis à des charges dynamiques est bien au point. Il reste à démontrer dans quelle mesure les calculs concordent avec la réalité, surtout dans le cas très complexe de la lubrification des paliers de moteurs. La meilleure validation est la confrontation des résultats numériques et expérimentaux.

La mise en oeuvre des études expérimentales dans le cas des paliers de moteurs thermiques nécessite des moyens importants à cause des conditions très sévères dans lesquelles ces paliers fonctionnent. Suivant les principes utilisés, on peut distinguer deux grandes catégories d'expérimentations :

- celles réalisées sur des moteurs réels
- celles réalisées sur des modèles expérimentaux, mais qui gardent des similitudes hydrodynamiques et élastiques avec les vrais paliers.

La première catégorie a l'avantage de donner des résultats concernant la lubrification dans des conditions réelles de fonctionnement. En revanche, elle a le grand désavantage d'une instrumentation scientifique très difficile. Les grandes vitesses de rotation, les températures élevées de fonctionnement, l'encombrement réduit sont des paramètres qui rendent très difficile l'implantation des mesures

d'épaisseur du film, de température et de pression. De plus, les capteurs utilisés supportent difficilement les sollicitations et donnent des mesures pas toujours fiables.

La seconde catégorie est représentée par des bancs d'essais qui isolent le système bielle/manivelle. Des simplifications cinématique, géométrique et sur la charge facilitent les mesures scientifiques. Ainsi, on peut trouver des machines d'essais qui utilisent des bielles réelles, mais aussi des bielles "maquettes", avec des géométries ou des matériaux propres au dispositif expérimental. Ces études ont comme finalité de faciliter les mesures des paramètres d'écoulement dans les paliers. Ces mesures sont ensuite extrapolées dans des cas de fonctionnement réels.

Dans ce chapitre nous présenterons une description des principaux dispositifs expérimentaux existants. Puis, les principes généraux du dispositif expérimental développé au laboratoire seront présentés. Certaines solutions originales nécessaires à cause de la complexité de la machine seront également abordées.

## **IV.2 Dispositif expérimentaux existants**

Comme nous avons vu dans le chapitre bibliographique, Campbell et al. [1] font en 1967 une bibliographie retraçant les études numériques et expérimentales utilisées pour le dimensionnement des paliers de moteurs et plus particulièrement les paliers de tête de bielle. Dans la majorité des études présentées, le chargement appliqué a été choisi dans les limites des machines d'essais et pour des petites vitesses de rotation (jusqu'à 1000 tr/min). Des similitudes hydrodynamiques par la conservation du nombre de Sommerfeld sont employées afin d'appliquer les résultats à des cas réels. Une autre remarque importante est le fait que dans toutes ces études, les mesures effectuées ne considèrent pas les déformées élastiques des paliers, hypothèse valable seulement pour des petits chargements.

En 1983, Jacobson et Hamrock [68] ont mis au point un dispositif expérimental afin d'étudier les effets de cavitation dans les paliers soumis à des charges dynamiques. Afin de simuler une vibration autour de l'arbre, leur dispositif dispose d'un arbre entraîné par un moteur électrique et d'un coussinet transparent, entraîné aussi par un moteur électrique, mais monté sur un excentrique. Une caméra rapide a été utilisée pour visualiser la propagation de la cavitation dans le palier.

En 1979, Frêne et al. [69] réalisent un dispositif expérimental qui utilise une bielle "maquette" fabriqué en résine époxyde. Ils ont étudié les déformations élastiques du palier. Les auteurs ont utilisé une méthode de similitude hydrodynamique par la conservation du nombre de Sommerfeld et une similitude élastique qui porte sur la grandeur des déformations. La vitesse maximale de rotation est de 200 tr/min avec une charge de 300 N. Plus tard, Pierre-Eugène et al. [70,71], ont améliorés le même dispositif.

Entre 1985 et 1988 Bates et al. [72, 73, 74] ont mis au point un dispositif expérimental qui utilise un moteur essence V6 modifié. Le problème principal est la récupération des signaux de sortie des

capteurs et leur guidage vers une pièce immobile pour l'enregistrement et le traitement. De plus, le système de guidage ne doit pas modifier le comportement réel de la bielle. En conséquence, les biellets ont été munies d'un système à deux biellettes et trois liaisons pivot. Afin de réduire la masse des biellettes elles sont fabriquées en alliage d'aluminium et représentent seulement 10 % du poids total de la bielle. Cependant, les vitesses maximales de rotation montent seulement jusqu'à 4000 tr/min. Des systèmes capacitifs sont utilisés pour la mesure des épaisseurs du film d'huile. En 1988, Bates et al. [12] font une comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques. La comparaison montre l'incapacité du système capacitif de faire une bonne mesure de l'épaisseur minimale dans les zones en cavitation.

En 1992, Masuda et al. [75] ont présenté des mesures de pression dans un palier de tête de bielle. Ces mesures ont été effectuées sur un dispositif expérimental spécifique. Une chambre de compression réelle est utilisée pour générer la charge sur une bielle déportée. Le mouvement de rotation est généré par un moteur électrique qui entraîne un arbre. La rotation de l'arbre entraîne le piston qui produit à son tour la compression des gaz dans le cylindre. La pression des gaz génère la charge qui est transmise par l'intermédiaire d'un levier articulé à la bielle déportée. La vitesse maximale de rotation atteint 10000 tr/min avec une charge de 58.8 kN. Le capteur de pression est placé directement dans l'arbre qui tourne dans la tête de bielle. Les auteurs affirment observer une différence de 25 % entre la pression maximale côté chapeau et celle côté tige de bielle.

Entre 1995 et 1998 Ozasa et al. [76, 77, 78] ont exploité un dispositif expérimental pour l'étude des paliers de tête de bielle. Comme Bates, ils ont équipé la bielle d'un moteur diesel avec deux biellettes partant du pied de la bielle et allant sur le carter. Ce système a l'avantage de ne pas rajouter des efforts directs sur le palier de tête. Les régimes moteur montent à 5000 tr/min avec des charges pouvant atteindre 25 kN. Ils ont pu mesurer principalement la température et l'orbite de l'arbre dans le coussinet. Des capteurs inductifs ont été étalonnés de 60 à 120 °C. Des thermocouples sont placés à côté des capteurs, pour connaître la température et compenser la dérive du zéro de ces derniers. Parallèlement, des capteurs piézo-électriques ont été montés, afin de mesurer la pression des gaz dans les cylindres, durant le cycle moteur. Des comparaisons encourageantes ont été effectuées avec un modèle EHD avec prise en compte des efforts d'inertie et d'alimentation.

Mihara et al. [79, 80] ont développé une nouvelle méthode pour la mesure de la pression dans les paliers de tourillon. Ils utilisent un capteur très fin réalisé dans plusieurs couches de matériaux (silicium, chrome et manganin) avec une épaisseur de 3.7  $\mu\text{m}$ . Le capteur est collé directement sur la surface de palier. La pression du film modifie la résistance électrique du capteur. Le système est implémenté pour la mesure de pression d'un palier de tourillon d'un moteur diesel à quatre cylindres. Les régimes moteurs montent à 3000 tr/min maximum.

En 1999 Cho et al. [81] ont réalisé des mesures d'épaisseur du film dans un palier de tête de bielle. Leur dispositif expérimental est du même type que celui de Bates et al. [72]. La méthode utilisée pour la mesure d'épaisseur est une méthode capacitive. Un système de biellettes est utilisé afin de guider les fils des capteurs. Le régime moteur maximum peut atteindre 5500 tr/min avec des charges appliquées au-dessous de 10000 N. Les comparaisons effectuées avec un modèle TEHD théorique ont montré une concordance acceptable.

En 2000, Goodwin et al. [82] ont développé un nouveau dispositif expérimental, afin d'investiguer le comportement des paliers de tête de bielle. Le banc utilise un vrai cylindre d'un moteur thermique à quatre cylindres en ligne. Des capteurs inductifs de déplacement sont montés directement dans le maneton. Le câblage est guidé à l'intérieur du vilebrequin par le trou d'alimentation d'huile. Des capteurs de température sont aussi prévus. Les vitesses de rotation montent jusqu'à 3000 tr/min. Pour différentes conditions de fonctionnement, les trajectoires de l'arbre sont comparées avec d'autres études théoriques. Les auteurs montrent l'influence de la température sur la précision des capteurs. Ils estiment des erreurs de 10% sur la mesure du jeu radial pour une variation de 5°C sur la température au niveau du conditionneur.

Omar Mian et al. [83] ont étudié en 2000 l'influence de la température et du débit de fuite d'un palier de tourillon. Pour cela ils ont modifié un moteur essence à quatre cylindres en ligne. Ils ont isolé le premier palier de vilebrequin, afin de contrôler les conditions d'alimentation. Un système de guidage par des biellettes est utilisé pour récupérer les signaux des capteurs. Le régime moteur atteint 6500 tr/min. Deux configurations d'alimentation différentes sont considérées : une rainure circonférentielle complète et une demi-rainure circonférentielle.

En 2002, Moreau et al. [84] ont réalisé des mesures d'épaisseur de film dans les paliers (tourillon et maneton) d'un moteur essence à quatre cylindres. Ils ont instrumenté les paliers 1, 2 et 3 du vilebrequin avec 4 capteurs de déplacement à courant de Foucault. Les capteurs sont étalonnés par le fabricant à 20°C. Au-delà de 80°C, une carte de compensation thermique est utilisée. L'instrumentation du palier de tête de bielle comporte quatre capteurs du même type mais plus petits en diamètre, placés sur deux axes à 40° par rapport à l'axe de la bielle et dans le même plan au milieu du coussinet. Un système de biellette est utilisé pour le guidage des fils des capteurs. Les auteurs affirment que l'instrumentation permettant de mesurer les épaisseurs dans les paliers de vilebrequin a été très satisfaisante, tant sur la qualité des résultats, que sur la durée de vie des capteurs. Cependant, la mesure dans le palier de tête de bielle est délicate à mettre en œuvre, avec une durée de vie limitée.

Sato et al. [85] présentent en 2002 des mesures de pression effectuées sur un banc d'essais développé pour l'étude des paliers de tête de bielle. Le dispositif expérimental est assez simple : un moteur électrique entraîne un arbre qui tourne dans un palier de tête de bielle ; un vérin hydraulique qui agit sur le palier de pied de bielle génère un chargement statique. Les biellettes utilisées ne sont pas des

bielles réelles. Elles sont fabriquées dans le même matériau que les bielles réelles, mais à cause du système de chargement, le pied de bielle a un diamètre imposé. Les résultats présentés montrent une vitesse maximale de 3000 tr/min avec une charge appliquée de 15 kN.

En 2000, Optaseanu [86] a développé au L.M.S. un banc d'essais utilisant une bielle "maquette" fabriquée en polymère résine époxy PSM1. Le dispositif respecte la cinématique bielle/manivelle et utilise des bielles en matériaux transparents. Les méthodes de photoélastisymétrie et de corrélation d'images sont utilisées pour effectuer des mesures de contrainte et d'épaisseur du film dans les paliers étudiés. Il observe une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et théoriques issus d'un modèle numérique de calcul des paliers de tête de bielle.

Deux années plus tard et afin d'étudier le comportement EHD et TEHD des paliers de tête de bielle, Hoang [87] apporte des améliorations au même banc d'essais. Il effectue des mesures de pression à l'aide d'un capteur placé dans l'arbre et des mesures de températures à l'aide de thermocouples positionnés dans la bielle.

Ce dispositif original permet de multiples mesures comme l'épaisseur et la pression du film, la température à l'interface film/bielle ou l'état des contraintes dans le palier de tête de bielle. Cependant, les faibles vitesses et charges appliquées ne permettent pas la validation des codes de calcul dans des conditions réelles de fonctionnement.

Les études expérimentales présentées précédemment possèdent bien évidemment des avantages et des inconvénients. La plupart utilise des bielles réelles, dans des conditions de fonctionnement proche de l'environnement des moteurs thermiques. Cependant, il a été montré que lorsque les régimes moteurs deviennent élevés (plus de 5000 tr/min) de grandes difficultés de tenue de capteurs apparaissent. Même pour des petits régimes, les mesures effectuées se réduisent à l'épaisseur du film, à la température et plus rarement, à la pression du film lubrifiant. La deuxième catégorie de dispositifs expérimentaux utilise des bielles maquettes et parfois la cinématique du système bielle/manivelle n'est pas conservée (le chargement et réduit à une sollicitation statique). Cependant, ils ont l'avantage d'une instrumentation plus facile et permettent des mesures qui autrement ne sont pas possibles.

### ***IV.3 Présentation générale du banc d'essais MEGAPASCALE***

En s'appuyant sur l'analyse critique des dispositifs expérimentaux existant aujourd'hui, l'équipe Structures & Interfaces du L.M.S. a décidé de réaliser un deuxième banc d'essais : Machine d'Essais pour Guidage d'Arbre par PALiers Sous Charges ALternées Élevées (MEGAPASCALE). Une présentation complète des origines et de la pré-étude du banc est détaillée dans les travaux de Michaud [63].

Cette machine est considérée comme un complément indispensable aux modélisations numériques pour deux cas :

- **haut régimes** : bielles de moteurs thermiques rapides (F1) ;
- **phases transitoires** : bielles de moteurs thermiques de véhicule hybrides.

La validation des codes de calcul par comparaison avec des études expérimentales peut être faite aujourd'hui seulement pour des régimes inférieurs à 5000 tr/min. Cependant, de nos jours, certains moteurs fonctionnent dans des conditions sévères, à haut régimes et charges élevées. Cela concerne surtout le cas des moteurs F1. Dans ces conditions, les codes numériques montrent souvent leurs limites, à cause des problèmes de convergence dus à des modèles très hypothétiques. Un phénomène de plus en plus rencontré dans l'étude des paliers de moteurs est le régime de fonctionnement en lubrification mixte, où les modèles théoriques sont très loin d'être parfaits. L'utilisation des textures contrôlée à la surface du logement ou de l'arbre est une pratique retrouvée dans la conception moderne des paliers de moteurs. Mais cela est peu étudié expérimentalement.

Les véhicules hybrides, de plus en plus d'actualité, conduisent à des conditions de fonctionnement alternés entre deux moteurs, l'un thermique et l'autre électrique, d'où des phases de démarrage et d'arrêt à répétition, ce qui justifie la nécessité d'étudier l'impact de ces phases transitoires sur la lubrification des paliers et leur durée de vie.

En conclusion, la confrontation entre les résultats théoriques et expérimentaux doit permettre de valider les hypothèses utilisées lors de la conception des codes numériques.

En tenant compte de toutes ces remarques, le cahier des charges fonctionnel de la machine a été défini comme suit :

- un régime maximal de **20 000tr/min**
- un **chargement dynamique** maximal d'environ **90 kN** en **compression**,
- un **chargement dynamique** maximal d'environ **60 kN** en **traction**,
- un **chargement dynamique latéral** d'environ **20 kN**,
- l'utilisation des **bielles réelles** des moteurs thermiques,
- des conditions **réelles de lubrification**

Ces conditions très ambitieuses ont nécessité une conception pointue notamment sur l'aspect du comportement dynamique. Ceci a été réalisé en collaboration avec le bureau d'études CSTM qui a un savoir-faire reconnu en la matière.

Les mesures standard qui seront effectuées sont les suivantes : le débit d'huile pour les paliers de bielle, le diagramme de charge appliquée, la carte de température des bielles par thermographie, la température à l'interface film/solides, la pression dans le film lubrifiant, l'épaisseur de film, les

contraintes dans les différentes parties de la bielle. Certains essais permettront d'étudier la tenue des matériaux des coussinets et leur comportement en fonction de l'huile employée.

### **IV.3.1 Principes généraux du banc d'essais**

Les principes généraux de la machine d'essais peuvent être résumés en trois points :

- a) **Générer un chargement dynamique sinusoïdal sur deux bielles d'essais** : les diagrammes de charge obtenus sont des diagrammes essentiellement "inertiels" comme ceux rencontrés dans des moteurs à hauts régimes,
- b) **La charge est générée par des excentriques tournant dans les paliers de tête de bielle** : le chargement dépend de la raideur de la machine et des raideurs en traction, compression et flexion des bielles,
- c) **Deux bielles d'essais tête-bêche sont utilisées**, afin de diminuer les efforts qui s'exercent sur le premier palier de la broche.

Un schéma synoptique de la machine est représenté sur la figure IV.1.

On peut voir les deux bielles en tête-bêche, montées sur deux excentriques entraînés en rotation par une broche de grande précision. Sur la partie droite de la figure IV.1 on observe une représentation schématique des bielles, représentées par un ressort de raideur  $k_b$  constante.

Le principe de fonctionnement de la machine impose une forte rigidité de la structure et de la broche. De plus, le chargement doit être progressif, en fonction de la vitesse de rotation, afin d'éviter le grippage des paliers de bielle dans les phases de démarrage. L'amplitude de la charge appliquée au niveau de la tête de bielle dépend de la géométrie des excentriques et de la raideur des systèmes de blocage (axiale et latéral). Les deux systèmes de blocage permettent de contrôler la charge par le réglage de leurs propres raideurs.

Des huiles différentes sont utilisées d'une part, pour la lubrification des bielles (huile d'essai) et d'autre part, pour la lubrification des paliers de broche et du système de chargement axial (huile de servitude). En conséquence, deux centrales hydrauliques sont utilisées, une pour l'huile d'essai, l'autre pour l'huile de servitude. La conception de la machine est prévue pour éviter le mélange entre les deux huiles. Dans les endroits où le mélange ne peut pas être évité, des fuites d'huile d'essai vers l'huile de servitude seront permises. Cette option a été choisie, afin de ne pas affecter une éventuelle étude de l'évolution rhéologique de l'huile d'essai, en fonction des conditions de fonctionnement.

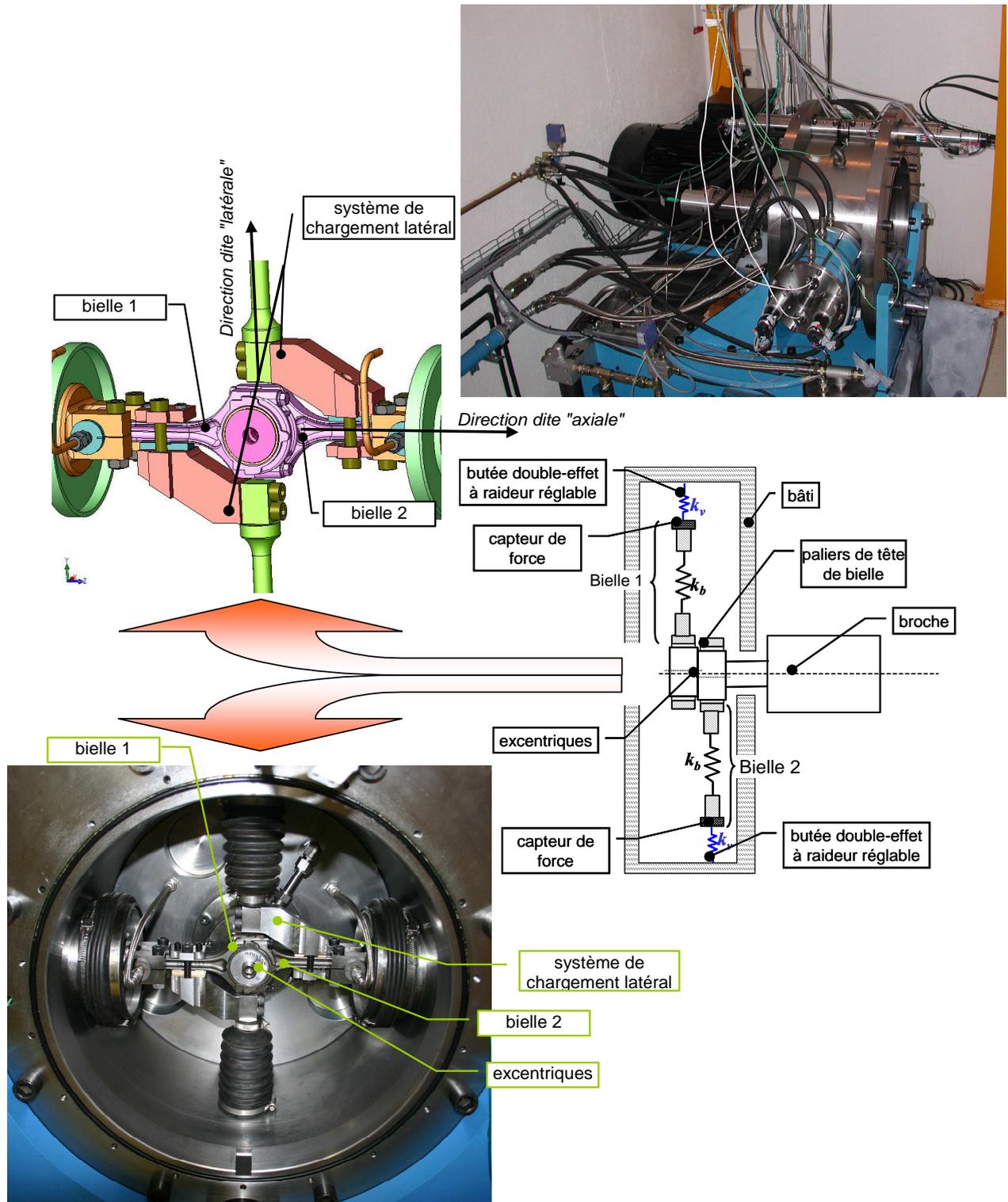
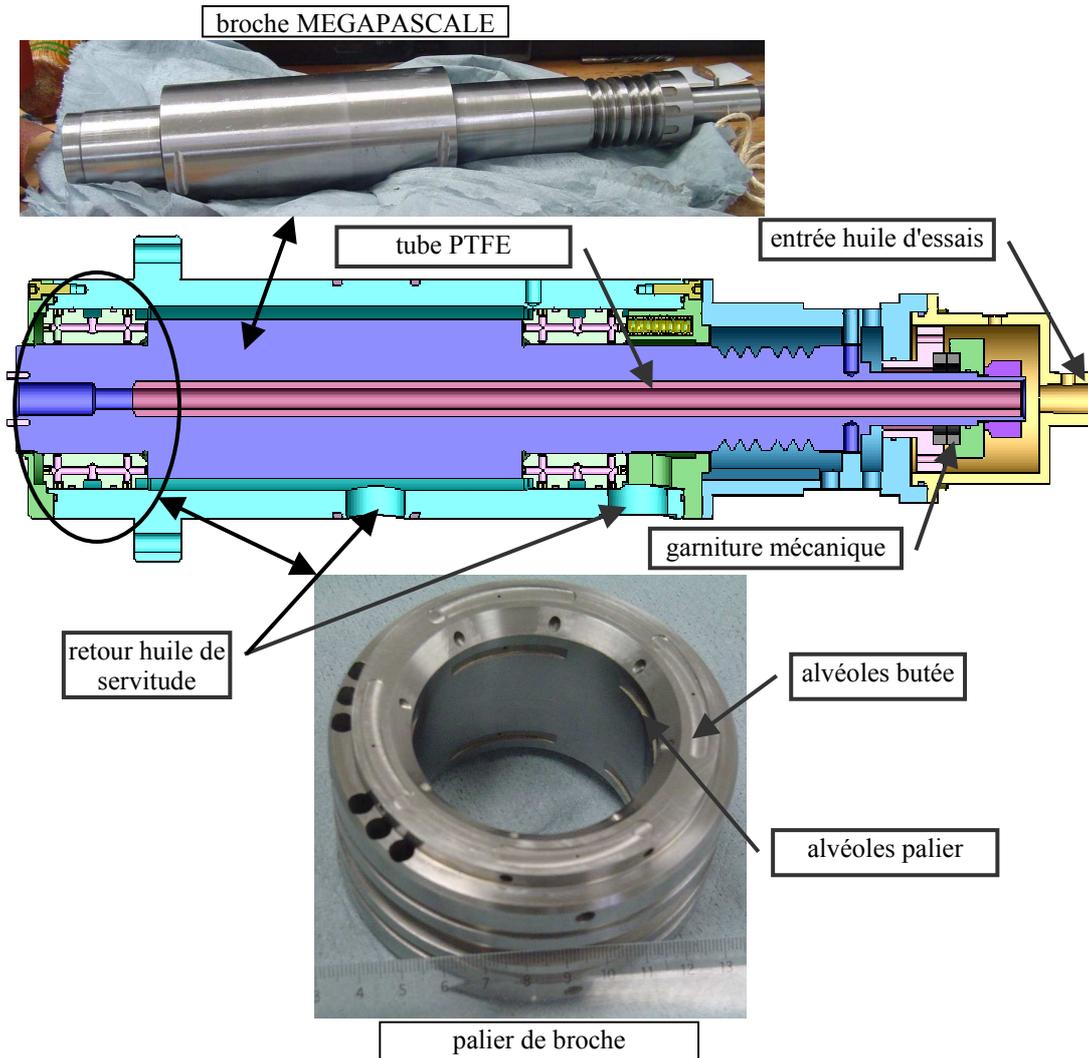


Figure IV.1 : Schéma synoptique du banc d'essais

### IV.3.2 Etude de la broche

Le principe retenu pour le chargement dynamique des bielles demande une raideur importante de la broche pour tous les régimes de fonctionnement. Ce résultat est atteint à bas régimes (< 2000 tr/min)

par des paliers hydrostatiques et à hauts régimes et fortes charges par des paliers hydrodynamiques. Ceci nous a conduit à retenir des paliers hybrides pour le guidage de la broche (figure IV.2).

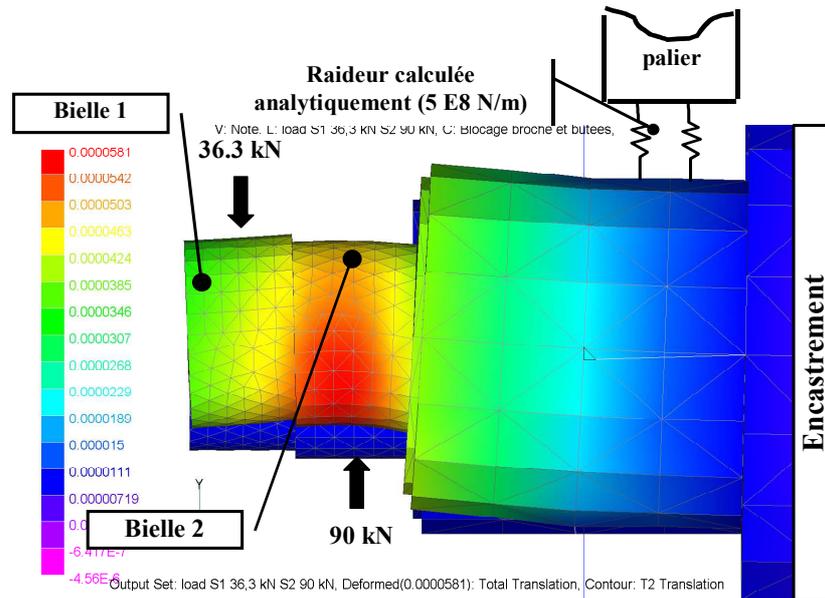


**Figure IV.2 :** La broche et les paliers hybrides

Les paliers de broche ont aussi le rôle de reprendre les efforts dans la direction axiale. Ces efforts sont générés par l'entrée de l'huile d'essai dans la partie arrière de la broche. La garniture mécanique à faces radiales montée à l'arrière de la broche doit empêcher le mélange des deux huiles. L'huile d'essai traverse la broche à l'intérieur d'un tube fabriqué dans un matériau thermiquement isolant (PTFE). Comme dans les cas sévères, l'huile d'essai peut atteindre environ 120°C, le comportement des paliers hybrides de la broche ne doit pas être perturbé par ces températures.

Le fonctionnement "normal" de la machine d'essais impose deux charges égales et opposées sur les deux excentriques, ce qui conduit à une résultante nulle. Mais il reste un couple résiduel important dû au décalage axial des bielles. Ce couple induit des déformations et des mésalignements non négligeables au niveau des paliers de tête de bielle. Pour réduire cet effet la solution consiste à charger moins le palier de tête de bielle le plus en porte-à-faux. La déformation de l'excentrique sur l'autre bielle est alors plus proche de celle d'un maneton de vilebrequin. La figure (IV.3) montre la

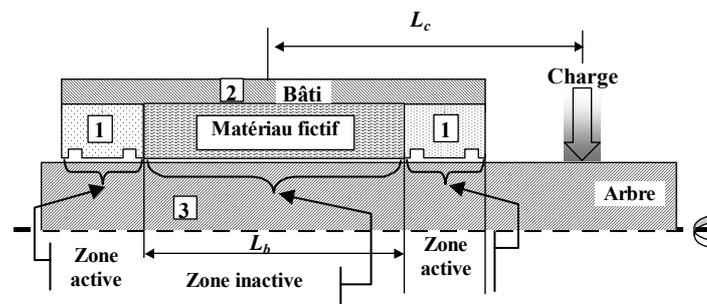
déformation des excentriques pour un chargement de 36.3 kN sur la bielle 1 et de 90 kN sur la bielle 2. Les conditions aux limites utilisées pour ce calcul sont schématisées sur la même figure.



**Figure IV.3 :** Déformée de l'excentrique pour une charge de 36.3 kN sur la bielle 1 et 90 kN sur la bielle 2

Le problème dans ce cas est la charge sur le premier palier hybride de la broche. Dans un premier temps nous avons conçu les deux paliers de la broche identiques. Des calculs de pré-dimensionnement simples des paliers semblaient indiquer qu'ils conviennent pour guider la broche [88]. Mais, dans tous ces calculs, il manque deux paramètres importants qui sont l'élasticité des solides et le mésalignement des paliers. D'où la nécessité d'une étude plus poussée prenant en compte l'élasticité des paliers et de l'axe.

Pour étudier simultanément le comportement des ces deux paliers, une solution originale est utilisée [89]. En effet, on considère un seul palier avec une géométrie particulière (figure IV.4) : deux zones actives et une zone inactive à la pression atmosphérique; un matériau fictif entre les deux zones actives, pour garder le comportement élastique réel du bâti. La charge appliquée est calculée et positionnée pour créer un torseur équivalent aux deux charges appliquées sur les excentriques.



**Figure IV.4 :** Schéma théorique pour le calcul des paliers de broche

Les hypothèses généralement acceptées pour la modélisation théorique de la lubrification sont utilisées, dans un régime isotherme et avec un lubrifiant isovisqueux. Les formulations théorique et numérique présentées dans le chapitre II sont appliquées, afin d'analyser le comportement des paliers hybrides. L'équilibre entre la charge et l'intégration de la pression du film sous le palier est donné par l'équation (II.7).

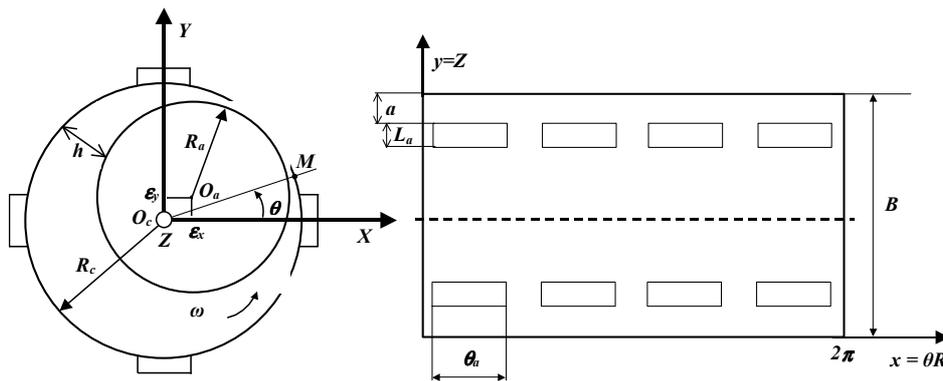
Le débit volumique  $Q_p$  entrant dans les alvéoles par l'orifice d'alimentation est donné par l'équation suivante :

$$Q_p = \frac{\pi d_r^2 C_d}{4} \sqrt{\frac{2(p_s - p_a)}{\rho_0}} \tag{IV.1}$$

où  $p_s$  est la pression dans les alvéoles,  $p_a$  la pression avant l'orifice d'alimentation,  $d_r$  le diamètre de l'orifice d'alimentation et  $C_d$  le coefficient de décharge.

La prise en compte des déformations élastiques est faite par l'utilisation des matrices de compliance. Afin de calculer la matrice de compliance pour l'arbre, nous avons choisi comme condition aux limites une fixation isostatique à une distance plus grande que  $L_c$ , du côté des excentriques (figure IV.4). Comme dans le calcul EHD seulement les déplacements radiaux sont importants, pour chaque solution élémentaire nous avons extrait le déplacement moyen. Le logement est encasturé au niveau du rayon extérieur du bâti et le déplacement moyen est aussi extrait.

La figure (IV.5) présente la géométrie des paliers. Les caractéristiques des paliers et les conditions de fonctionnement sont présentées dans le tableau (IV.1). Une charge dans la direction X de 36,3 kN sur la bielle 1 et 90 kN sur la bielle 2 (figure IV.3), donne une charge équivalente de 53.7 kN appliquée à  $L_c = 156.7$  mm.

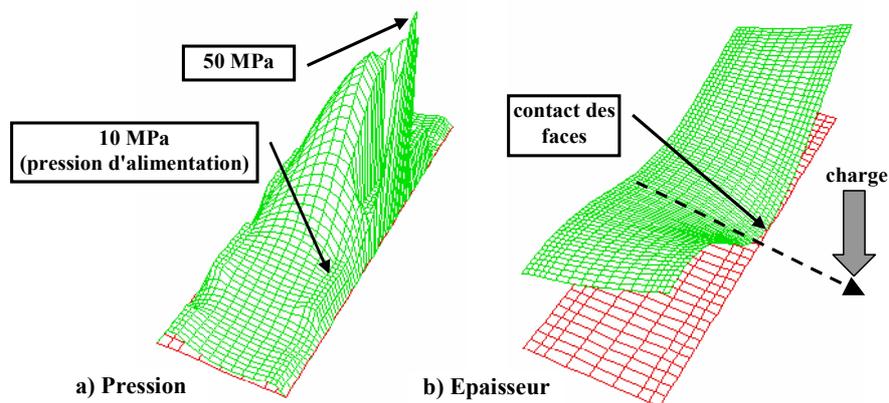


**Figure IV.5 : Géométrie des paliers**

Rayon du palier $R$	30 mm
Jeu Radial $C$	0.04 mm
Longueur du palier $B$	50 mm
Positions des alvéoles par rapport aux bords du palier $a$	4 mm
Largeur des alvéoles $L_a$	4 mm
Etendue circonférentielle des alvéoles $\theta_a$	60°
Diamètre des orifices pour l'alimentation en huile $d_r$	1 mm
Pression d'alimentation $p_a$	10 MPa
Distance entre les paliers $L_b$	200 mm
Coefficient de décharge $C_d$	0.7
Masse de l'arbre $M$	7.78 kg
Moment d'inertie de l'arbre suivant OX ou OY	0.08 kg.m <sup>2</sup>
Moment d'inertie de l'arbre suivant OZ	0.003 kg.m <sup>2</sup>
Viscosité du lubrifiant	0.01 Pas
Masse volumique du lubrifiant	900 kg.m <sup>-3</sup>

**Tableau IV.1** : Caractéristiques et conditions de fonctionnement des paliers

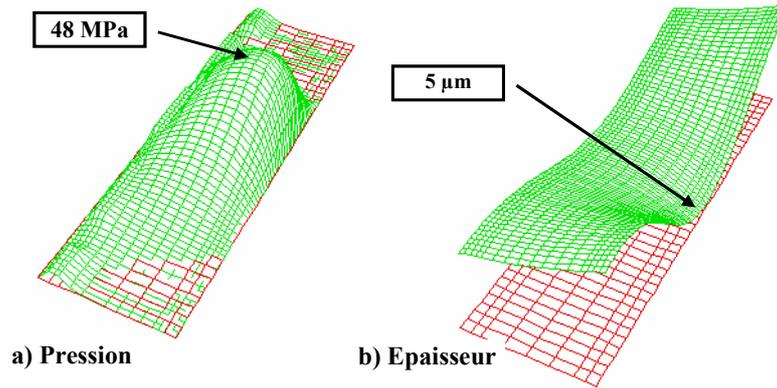
Un premier calcul a été fait pour 20000 tr/min. La figure (IV.6) montre le champ de pression et d'épaisseur pour le palier avant de la broche (le palier le plus sollicité). On observe une diminution rapide de l'épaisseur du film au bord du palier. Dans ces conditions de fonctionnement, la surface de l'arbre entre en contact avec le palier.



**Figure IV.6** : Pression et épaisseur du palier avant de la broche dans la configuration initiale

Il peut être observé que la ligne d'alvéoles situées vers la charge, limite l'augmentation de la pression hydrodynamique et réduit donc la capacité de chargement du palier.

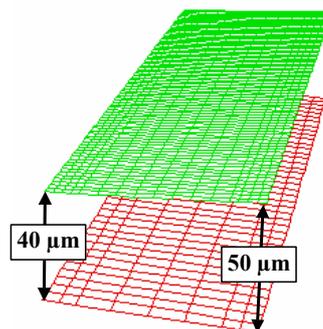
Une première amélioration consiste à éliminer cette ligne d'alvéoles. Pour les mêmes conditions de fonctionnement qui ont été présentées ci-dessus, un nouveau calcul a été entrepris. La figure (IV.7) montre le champ de pression pour cette nouvelle configuration. L'absence d'alvéoles permet la formation d'un champ de pression hydrodynamique qui empêche le contact des faces. Dans ce cas, l'épaisseur minimale est de 5  $\mu\text{m}$ .



**Figure IV.7 :** *Pression et épaisseur du palier avant de la broche sans une ligne d'alvéoles*

Une seconde amélioration consiste à augmenter le jeu radial dans la zone critique et donc d'utiliser un palier avant de la broche avec une légère forme conique. La figure (IV.8) montre l'épaisseur de référence avec une différence de 10 μm entre les deux extrémités du palier. Cette différence a été choisie en tenant compte des restrictions technologiques nécessaires à la fabrication des paliers.

Le tableau (IV.2) récapitule les principaux résultats pour les trois cas présentés ci-dessus.



**Figure IV.8 :** *Epaisseur de référence pour un palier avec une forme légèrement conique*

	Configuration Initiale	Sans ligne d'alvéoles	Sans ligne d'alvéoles et avec une forme conique
Pression maximale (MPa)	<i>contact des faces</i>	50.7	48.7
Epaisseur minimale (μm)	<i>contact des faces</i>	5	6.8
Débit de fuite (l/min)	<i>contact des faces</i>	5.5	6
Puissance dissipée (kW)	<i>contact des faces</i>	8.7	8.15

**Tableau IV.2 :** *Résultats pour le palier avant de la broche dans trois configurations différentes*

La forme légèrement conique du palier induit une augmentation de l'épaisseur minimale de 30%. En revanche, les autres paramètres ne sont pas trop influencés. C'est pour cette raison que la configuration finale retenue pour le palier avant de la broche est "*sans ligne d'alvéoles et avec une forme légèrement conique*" (figure IV.9).



*Figure IV.9 : Géométrie retenue pour le palier avant de la broche*

Plusieurs modélisations ont été faites pour différentes vitesses de rotation et différents efforts appliqués. Dans le cas de grandes vitesses de rotation (de 10000 à 20000 tr/min) la nouvelle géométrie de la broche conduit à une augmentation importante de l'épaisseur minimale du premier palier hybride. Dans le cas des petites vitesses de rotation la nouvelle géométrie conduit à des diminutions d'environ 50% de l'épaisseur minimale. Cette réduction de l'épaisseur n'est pas pénalisante pour le fonctionnement du banc d'essais : à des petites vitesses, les charges appliquées sur les deux bielles sont faibles et de modules égaux, donc l'épaisseur ne descend pas au-dessous de 5  $\mu\text{m}$ .

Un code de calcul dédié à MEGAPASCALE a été mis au point à partir du modèle présenté ci-dessus. Ce code de calcul va être un outil spécifique, dans l'étude du comportement des paliers de la broche en fonction de la vitesse de rotation, la charge appliquée, le déport de la charge appliquée, etc., paramètres qui vont varier d'un essai à l'autre.

### **IV.3.3 Etude du système de chargement axial**

Comme nous avons déjà précisé dans les pages précédentes, le chargement axial appliqué dépend du déplacement imposé par les excentriques au niveau de la tête de bielle, de la raideur de la bielle (constante) et de la liaison pied de bielle/bâti. Comme la forme des excentriques et la raideur de la bielle ne changent pas pendant le fonctionnement de la machine, le paramètre qui contrôle la charge est la liaison à raideur variable entre le pied de bielle et le bâti. Cette liaison, qu'on appelle "système de chargement axial" est assurée par une butée hydrostatique à double effet (figure IV.10). Son rôle est d'assurer une faible raideur dans les phases de démarrage, afin d'éviter le grippage des paliers de tête de bielle et de broche. Cette raideur doit augmenter avec la vitesse de rotation, afin d'appliquer la charge souhaitée au niveau des paliers de bielle.

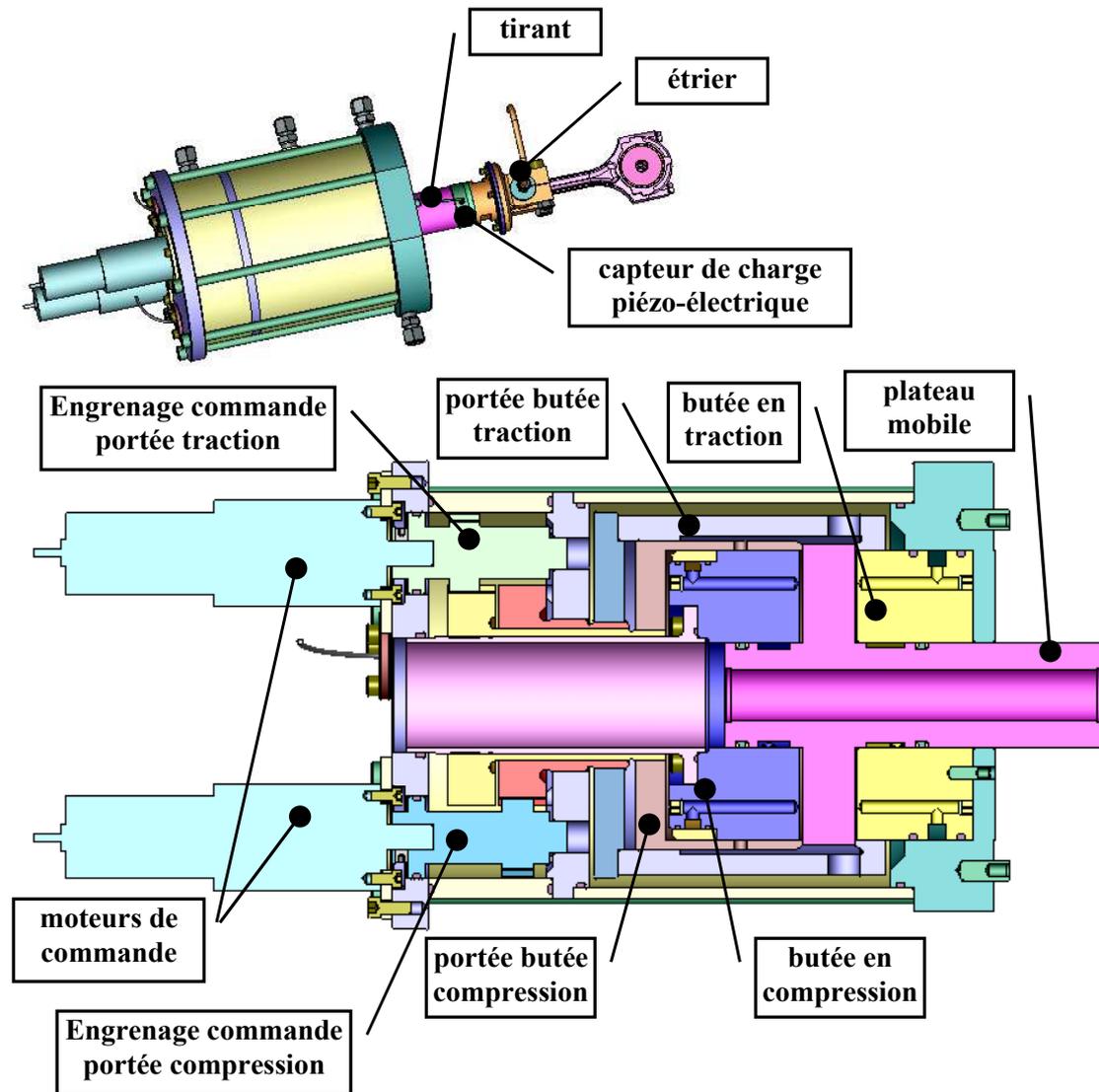


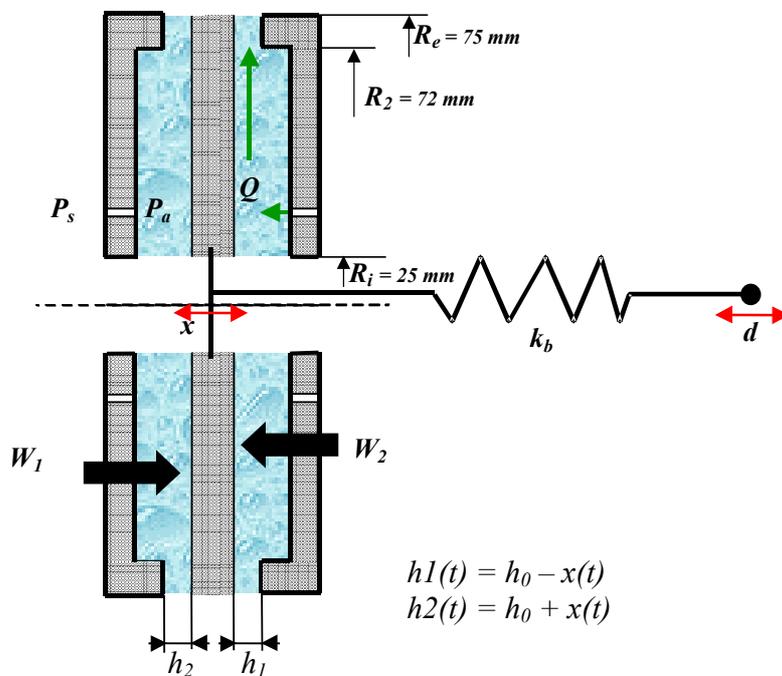
Figure IV.10 : Système de chargement axial

Le pied de bielle est monté dans un étrier qui, par l'intermédiaire d'un tirant, a le rôle de transmettre les efforts dynamiques vers le plateau mobile de la butée. Un capteur de force piézo-électrique est monté entre l'étrier et le plateau mobile. Les efforts mesurés par ces capteurs seront utilisés pour le pilotage de la raideur de la butée double-effet. Cependant, les capteurs piézo-électriques montrent une dérive avec le temps. Afin d'avoir une mesure précise de la charge appliquée, des jauges d'extensiométrie seront montées au niveau des tiges de bielles.

La figure (IV.10) montre une vue en coupe d'une butée double-effet. Nous pouvons observer la forme de la butée, qui a la particularité d'avoir des portées externes mobiles. Le mouvement de ces portées par rapport à la partie fixe de la butée permet de contrôler le débit de fuite, donc la raideur du système. Pour une position "ouverte" des portées la raideur est nulle. La charge appliquée sur la tête de bielle est donc annulée. Le déplacement des portées vers la position "fermée" augmente progressivement la raideur, donc la charge appliquée au niveau des paliers de bielle.

Parallèlement, le système permet le réglage de l'excentration statique nécessaire pour obtenir le décentrement du chargement sinusoïdal crée par les excentriques. Les portées mobiles sont commandées par des moteurs pas à pas et un système à vis différentielles, qui permet le contrôle des déplacements avec une grande précision.

Le bon fonctionnement du système de blocage axial dépend du comportement dynamique de la butée double-effet. Afin d'analyser ce comportement, un modèle 2D axisymétrique a été mis au point. Dans la figure (IV.11)  $d$  représente le déplacement au niveau de la tête de bielle,  $k_b$  représente la raideur de la bielle et  $x$  représente le déplacement du plateau mobile de la butée. L'épaisseur de la butée ( $h_1$  et  $h_2$ ) est une fonction de  $x$  et de l'épaisseur initiale  $h_0$  (si le plateau mobile est centré).  $W_1$  et  $W_2$  représentent l'intégration du champ de pression d'un côté et de l'autre du plateau mobile.  $P_s$  représente la pression d'alimentation et  $P_a$  représente la pression dans les alvéoles. La butée présente 6 alvéoles alimentées par des capillaires de rayon ( $r_c$ ) 0.5 mm et de longueur ( $l_c$ ) 25 mm.



**Figure IV.11** : Schéma théorique pour le calcul des butées double-effet

Afin de calculer le champ de pression dans la butée, on utilise une expression simplifiée de l'équation de Reynolds [65] :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial p}{\partial r} \right) = -\frac{12\mu}{h^3} r V_t \quad (IV.2)$$

où  $r$  représente le rayon,  $p$  la pression,  $\mu$  la viscosité de l'huile,  $h$  l'épaisseur et  $V_t$  la vitesse du plateau mobile. Cette équation a la solution analytique suivante :

$$\begin{aligned}
 p(r) = P_e + \frac{3\mu}{h^3} V_t r^2 + \left[ \frac{3\mu}{h^3} V_t (R_2^2 - R_e^2) - (P_a - P_e) \right] \frac{\ln r}{\ln(R_e / R_2)} \\
 - \frac{3\mu}{h^3} V_t \left[ R_2^2 \frac{\ln R_e}{\ln(R_e / R_2)} + R_e^2 \left( 1 - \frac{\ln R_e}{\ln(R_e / R_2)} \right) \right] + (P_a - P_e) \frac{\ln R_e}{\ln(R_e / R_2)}
 \end{aligned}
 \tag{IV.3}$$

Par intégration de la pression nous obtenons la force d'ouverture (portance) de la butée :

$$W_t = P_a \pi (R_2^2 - R_i^2) + 2 \cdot \pi \int_{R_2}^{R_e} p(r) \cdot r \cdot dr
 \tag{IV.4}$$

Pour obtenir la pression dans les alvéoles, le débit sortant des alvéoles doit être égal à celui sortant des capillaires :

$$Q = - \frac{2\pi h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = n_c \frac{\pi c^4}{8\mu c} (P_s - P_a) - \pi (R_2^2 - R_i^2) V_t
 \tag{IV.5}$$

où  $n_c$  est le nombre d'alvéoles. L'équation qui régit le système butée-bielle est définie par :

$$m \ddot{x} = -k_b (d - x) + W_1(\dot{x}, x) - W_2(\dot{x}, x)
 \tag{IV.6}$$

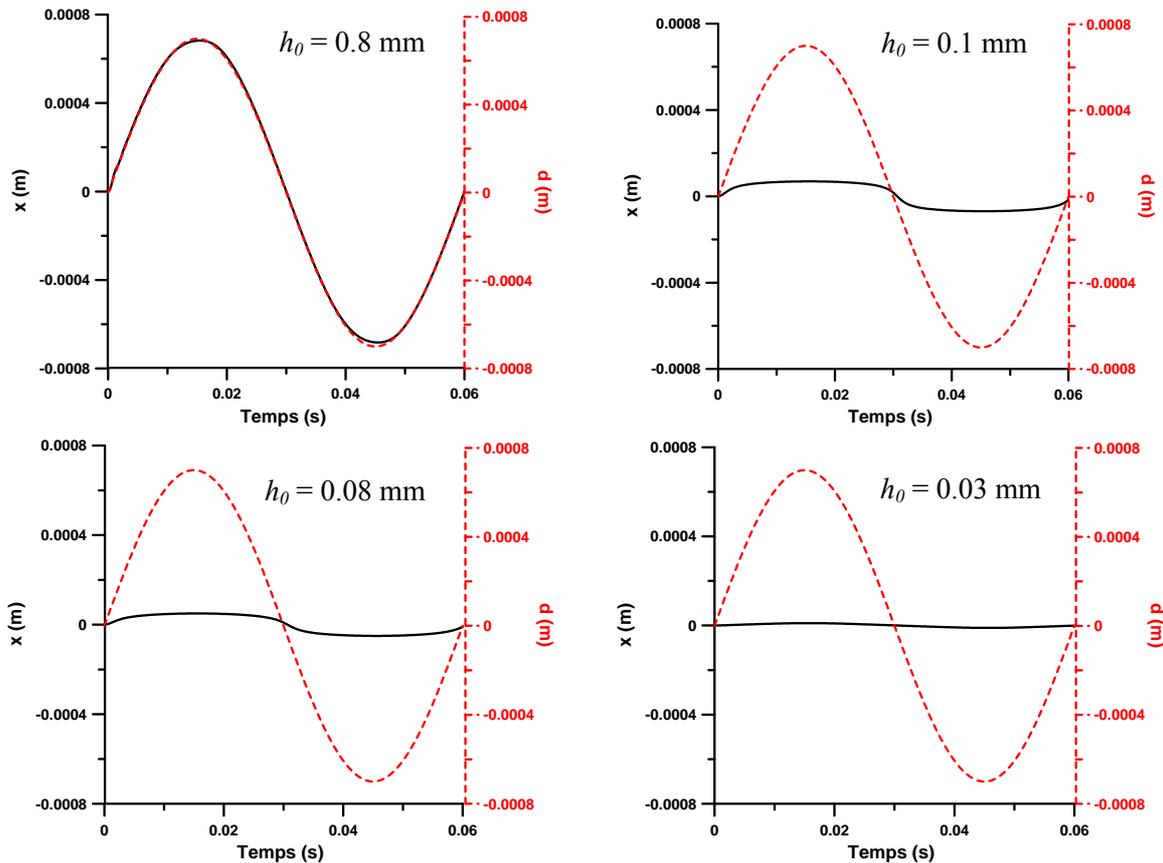
La résolution de l'équation (IV.6) a été faite à l'aide d'un algorithme itératif et par une discrétisation différences finis. En connaissant la raideur de la bielle  $k_b$  et le déplacement imposé  $d$  au niveau des paliers de tête, nous pouvons déduire le déplacement  $x$ , la rigidité de la butée et le débit de fuite.

En considérant une raideur de bielle de  $1.3 \cdot 10^8$  N/m et un déplacement imposé par les excentriques de 0.7 mm, une estimation du comportement des butées a été effectuée pour plusieurs pressions d'alimentation. Le tableau (IV.3) montre les résultats obtenus, à une fréquence de 20 000 tr/min au niveau de la broche.

Pression d'alimentation $P_s$ (MPa)	Pression au rayon extérieur $P_e$ (MPa)	Epaisseur initiale du film $h_0$ (mm)	Raideur minimale de la butée $k_v$ (N/m)	Débit de fuite (l/min)
10	0.2	0.03	$6.06 \cdot 10^9$	31.80
10	0	0.03	$5.9 \cdot 10^9$	32.20
10	0.2	0.08	$2.4 \cdot 10^8$	48.90
10	0	0.08	$1.6 \cdot 10^8$	49.44
10	0.2	0.1	$0.5 \cdot 10^8$	50.04
10	0	0.1	$0.5 \cdot 10^8$	50.04
6	0.2	0.1	$0.89 \cdot 10^8$	38.16
10	0.2	0.8	$7.8 \cdot 10^6$	50.07
6	0.2	0.8	$7.8 \cdot 10^6$	38.54
0.5	0.2	0.8	$7.8 \cdot 10^6$	9.12
0.5	0.2	0.9	$6.28 \cdot 10^6$	8.76
0.5	0.2	1	$6.28 \cdot 10^6$	8.79
10	0.2	1.2	$5.2 \cdot 10^6$	50.05
10	0	1.2	Cavitation	Cavitation
0.5	0.2	1.2	$5.2 \cdot 10^6$	8.8

*Tableau IV.3 : Etude de plusieurs cas de calcul : butée double-effet*

On observe que la raideur minimale de la butée pour  $h_0$  égale à 0.03 mm est de  $6.06 \cdot 10^9$  N/m, donc largement supérieure à la raideur de la bielle. Dans le même tableau nous avons présenté des calculs pour différentes pressions au bord de la butée. On peut noter qu'une pression au rayon extérieur de 0.2 MPa, fait disparaître les phénomènes de cavitation qui apparaissent pour une grande épaisseur initiale. La figure (IV.12) montre la variation en fonction du temps du déplacement du plateau mobile, pour une pression d'alimentation de 10 MPa.



**Figure IV.12 :** La variation en fonction du temps du déplacement du plateau mobile, pour une pression d'alimentation de 10 MPa

On peut conclure qu'au démarrage avec une épaisseur initiale  $h_0$  de 1.2 mm, une pression d'alimentation de 10 MPa et une pression au rayon extérieur de 0.2 MPa, la raideur de la butée est inférieure à la raideur du système. Pour une épaisseur initiale de 0.8 mm et une pression d'alimentation de 10 MPa, le débit monte à  $2 \times 48.9$  l/min. Pour une épaisseur initiale de 0.03 mm, le débit des deux butées est de 63.6 l/min. Dans ces conditions, la valeur minimale de la raideur est plus grande que la raideur de la bielle. On observe aussi la diminution rapide du débit de fuite entre 80 et 30  $\mu$ m comme épaisseur minimale.

Les calculs effectués montrent la capacité du système à atteindre des raideurs supérieures aux raideurs des bielles. Cependant, les raideurs désirées sont obtenues pour des petites distances entre les lèvres et le plateau mobile (moins de 0.1 mm), ce qui nécessite un contrôle très précis des butées double-effet.

#### IV.3.4 Etude du système de chargement latéral

Tout comme pour le chargement axial, le chargement latéral est obtenu par une liaison à raideur variable entre la bielle et le bâti. Le principe est le même : on bloque la bielle dans la direction latérale et on impose un déplacement à l'aide des excentriques. La charge appliquée dépend de la raideur du système de blocage et de la raideur de la bielle en flexion. La figure (IV.13) montre le système de chargement latéral.

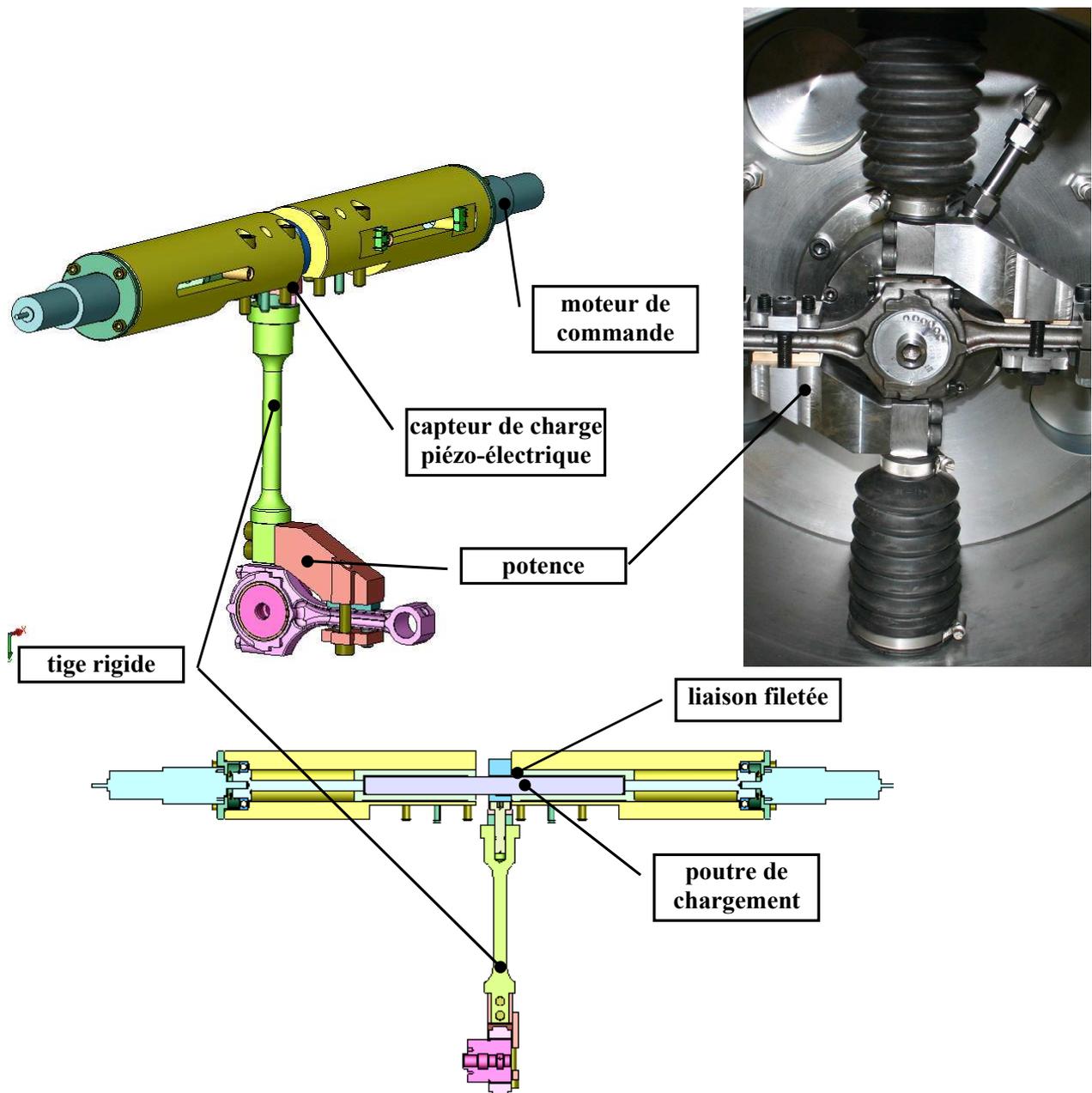


Figure IV.13 : Système de chargement transversal

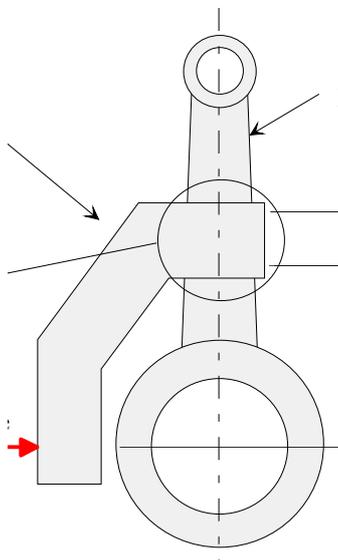
En effet, on peut régler la raideur du système en modifiant la raideur en flexion d'une poutre de chargement. Cela est possible en déplaçant ses points d'appui par l'intermédiaire des liaisons filetées

commandées par des moteurs pas à pas. Le réglage est fait en fonction du chargement mesuré par les capteurs piézo-électriques.

Une attention particulière doit être accordée au système de blocage des bielles. Premièrement, le blocage ne peut pas se faire au niveau de la tête de bielle sous peine de déformer le palier. En même temps, la raideur en flexion des bielles est trop faible pour obtenir les charges avec des excentriques raisonnables. Il faut donc maintenir les bielles un peu au-dessus de la tête, par un étrier serrant soit les faces latérales de la tige de bielle, soit les faces avant et arrière. La forme des faces avant et arrière rend difficile leur accrochage. Il faut donc faire un serrage sur les faces avant et arrière qui sont en général parallèles et relativement planes.

La fixation latérale d'une bielle entre ses deux paliers produit un basculement de la bielle autour du point de serrage et donc un effort radial sur le palier de pied de bielle. Cela oblige à ramener le point de blocage latéral à hauteur du palier de tête de bielle. La résultante radiale sur le palier de pied de bielle est alors annulée et le pivotement s'effectue autour de ce palier.

Comme nous pouvons le voir dans la figure (IV.13), la face avant de la potence est ouverte pour permettre le montage de la bielle. La bielle est serrée contre la potence par deux vis de précharge situées chacune face à un appui (figure IV.14). Une cale est interposée entre la potence et la bielle. Afin de permettre aux contacts de bien s'ajuster, cette cale est réalisée dans un matériau de module de Young inférieur à celui du matériau de la bielle.



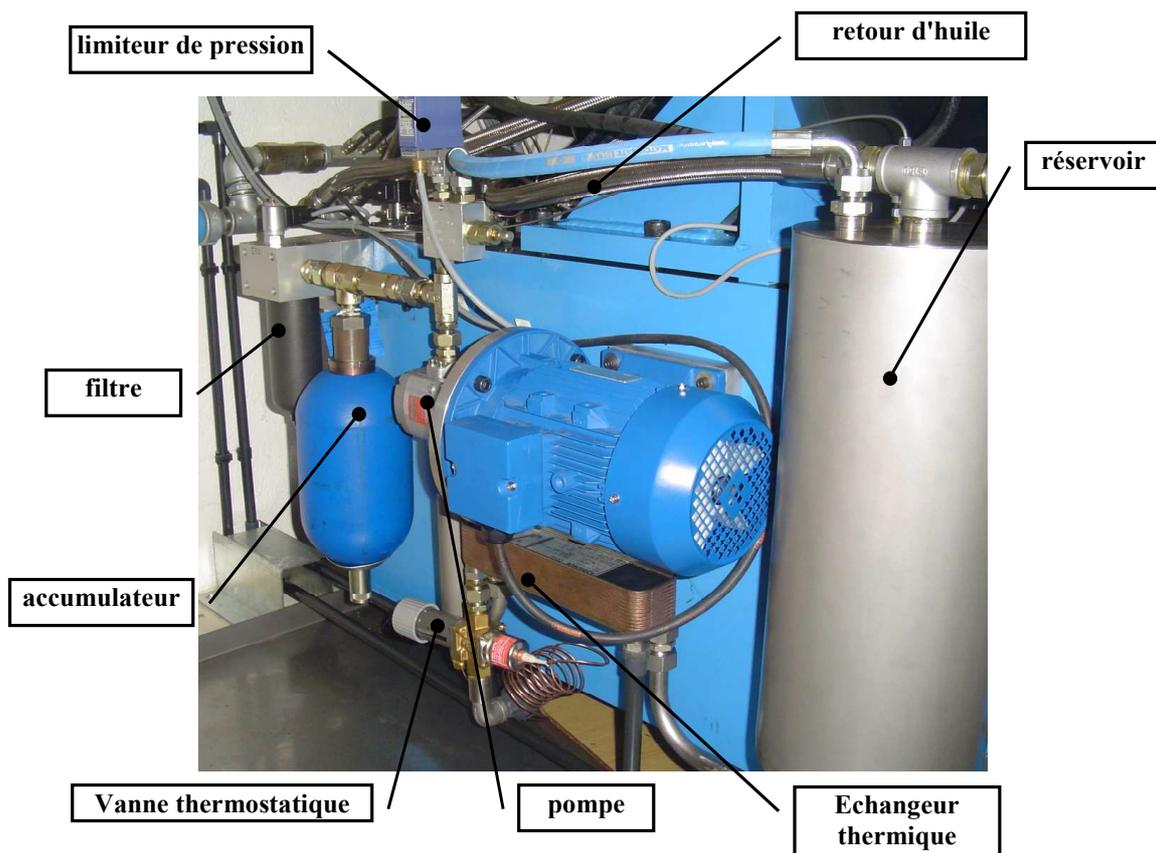
*Figure IV.14 : Schéma du système de blocage de la tige de bielle*

### **IV.3.5 Centrales hydrauliques**

La machine d'essais présente deux centrales hydrauliques : une centrale de "servitude" et une centrale "d'essais". Comme nous avons vu dans les paragraphes précédents, deux paliers de broche et deux butées double-effet hydrostatiques demandent une alimentation en huile à 10 MPa. De plus, les paliers

de tête et de pied de bielles doivent être aussi alimentés. Cependant, le mélange des deux huiles n'est pas souhaitable, pour plusieurs raisons. Premièrement, des études du comportement rhéologique de l'huile d'essai (qui lubrifie les paliers de bielle), pour des différentes conditions de fonctionnement, sont envisageables. De plus, la lubrification des paliers de bielle doit se faire pour différentes pressions et températures (jusqu'à 120°C) d'alimentation, contrairement à la lubrification des paliers de broche et des butées double-effet, pour lesquelles la pression et la température d'alimentation doivent être constantes pendant l'essai. Les quantités d'huile nécessaires à la lubrification des paliers de broche et des butées sont nettement supérieures à celles utilisées pour l'alimentation des paliers de bielle. Donc, la mise en service de deux centrales hydrauliques autorise l'utilisation durant plusieurs essais de la même huile de servitude et en même temps permet le changement d'huile d'essais pour chaque expérience.

La centrale hydraulique d'essais (figure IV.15) doit assurer l'alimentation en huile des paliers de bielle à une pression entre 0.05 et 6.5 MPa (réglable en temps réel), avec un débit d'huile entre 2 et 12.3 l/min, pour une température en entrée du banc d'essais entre 70 et 120 °C.



*Figure IV.15 : Central d'essais*

Un système de refroidissement pilotable est prévu afin de réguler la température. Le volume d'huile de cette centrale est au maximum de 10 litres. La centrale est construite sans volume mort et avec une purge permettant la vidange et le rinçage entre deux huiles d'essais successives. La centrale est équipée

aussi d'un accumulateur de pression capable de fournir 1 litre d'huile pour alimenter le banc d'essais en cas de panne ou de chute de pression en amont de l'accumulateur.

La centrale de servitude (figure IV.16) doit fournir un débit d'huile entre 140 l/min (portées butée double-effet baissées) et 169 l/min (portées relevées) à une pression de 10 MPa. La température maximale en entrée du banc est de 70°C ( $\pm 5^\circ\text{C}$ ). Deux pompes sont montées sur cette centrale : une première, qui tourne en permanence et est entraînée par un moteur de 45 kW et une seconde, utilisée pour le contrôle du débit et de la pression, qui est entraînée par un moteur de 22 kW,. La centrale est aussi équipée d'un accumulateur de pression capable de fournir 10 litres d'huile pour alimenter le banc d'essais en cas de panne. La chute de pression d'alimentation du banc, lorsque l'accumulateur est en action, ne doit pas excéder 30% de la pression de service.

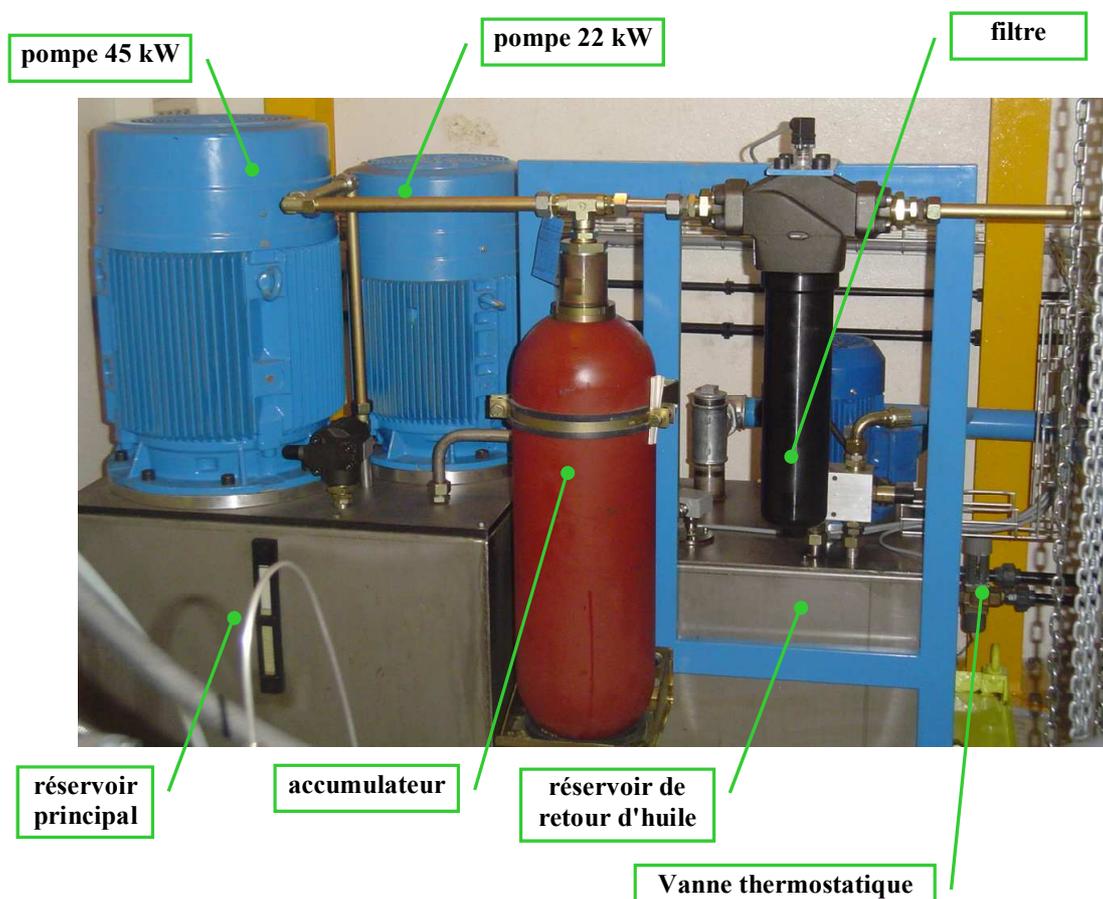


Figure IV.16 : Centrale de servitude

### IV.3.6 Conclusions

Le banc d'essais 'MEGAPASCALE' doit permettre l'étude de la lubrification des paliers de tête de bielles dans des conditions de fonctionnement sévères. Des vitesses de rotation de 20000 tr/min et des charges d'amplitude de 90 kN pourront être atteintes. Les systèmes de chargement ont demandé une

grande réflexion car le couplage des efforts axiaux et latéraux a été difficile à mettre en œuvre. Ce banc permettra d'étudier différents paliers (moteurs F1, rallye, série, ...).

Un modèle numérique original qui tient compte de l'élasticité du système et du mésalignement des paliers a été mis au point. A l'aide de ce modèle, le comportement réel de la broche a pu être calculé. Il s'avère que pour respecter le cahier des charges, une adaptation structurelle et géométrique du palier hybride situé près de la charge doit être faite, par rapport à la définition initiale. Ces modifications ont été validées par le code de calcul que nous avons développé au LMS. Ce même code de calcul va être un outil spécifique, dans l'étude du comportement des paliers de la broche en fonction de la vitesse de rotation, la charge appliquée, le déport de la charge appliquée, etc. Ces paramètres vont varier d'un essai à l'autre.

Ce banc sera utilisé tout d'abord dans un but scientifique pour la validation des codes de calcul TEHD développés au sein du laboratoire. Certains essais permettront d'étudier le comportement thermique des paliers dans les phases transitoires du démarrage. Des expérimentations en situation réelle, en collaboration avec des motoristes, seront entreprises pour effectuer des études paramétriques sur chaque type de palier de tête de bielle.

La description générale présentée dans ce paragraphe a montré la complexité de cette machine d'essais. Il est donc indispensable de prêter une grande attention au contrôle commande de la machine. Une description des niveaux d'action sur le banc et des éventuelles procédures d'arrêt en cas d'une anomalie détectée va être détaillée dans le paragraphe suivant.

#### ***IV.4 Contrôle – commande de la machine d'essais***

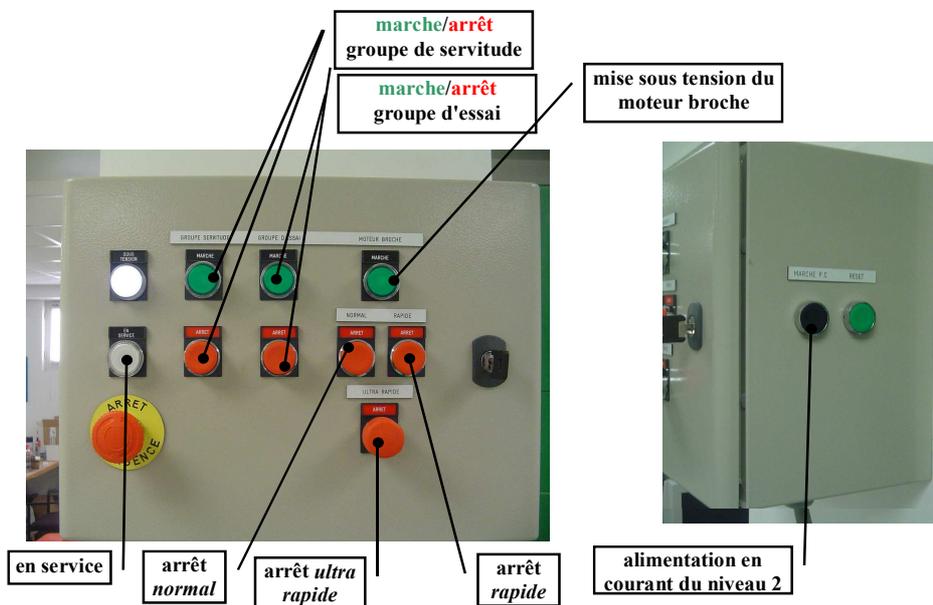
Vu la complexité de la machine, trois niveaux d'action sur le banc ont été définis :

- **Niveau 1** : contrôle commande "bas niveau" à l'aide d'un automate programmable,
- **Niveau 2** : contrôle commande à partir de logiciel LabView installé sur un PC industriel,
- **Niveau 3** : PC ou centrale d'acquisition pour les mesures scientifiques.

Dans les pages suivantes on s'intéresse aux niveaux 1 et 2. Même si ces deux niveaux sont séparés, le bon fonctionnement du banc d'essais dépend fortement du "dialogue" entre l'automate et le PC industriel. En effet, il faut d'abord définir plusieurs procédures d'action sur le banc, en fonction des besoins de l'utilisateur et du comportement de la machine.

Pour commencer nous décrivons le fonctionnement "normal". La mise en service du banc d'essais est faite à partir d'un tableau de commande et du PC industriel (figure IV.17). D'abord, il faut préciser que l'alimentation en courant du niveau 2 est faite par le niveau 1. En conséquence, si le niveau 1 n'est pas alimenté, on ne peut pas intervenir sur le niveau 2. Une fois sous tension, l'automate attend l'initialisation du PC et la réception d'un signal "de vie", envoyé constamment par le PC. C'est un

signal carré (une succession de fronts montants et descendants qui témoignent du bon fonctionnement du PC). En parallèle, par mesure de sécurité prévue contre les risques de blessure humaine pendant le fonctionnement de la machine, le niveau 1 examine le verrouillage de la porte du local dans lequel la machine est installée.



a) Niveau 1 : panneau de commande pour l'automate programmable



b) Niveau 2 : Logiciel LabView 7.1, installé sur un PC industriel

Figure IV.17 : Interface pour le contrôle des niveaux 1 et 2

Une fois que le signal de vie est bien reçu et que la porte est verrouillée, nous pouvons mettre en service les centrales hydrauliques. Elles sont autonomes de manière à pouvoir utiliser seule l'une ou l'autre, afin, par exemple, de pouvoir faire tourner la broche à la main ou rincer le groupe d'essais.

La mise en service de la centrale de servitude démarre le moteur de 45 kW et met sous tension le moteur de 22 kW. Ce dernier est muni d'un variateur pour régler le débit de la pompe. La vitesse est commandée par le niveau 2 afin de réguler la pression d'alimentation suivant le signal d'un capteur de pression implanté juste en amont des branchements sur le banc. Le niveau 2 surveille aussi la

température d'huile, par l'intermédiaire d'un capteur de température implanté à côté du capteur de pression. En agissant sur une vanne thermostatique, la température maximale de l'huile de servitude est réglée manuellement, avant la mise en service,. La vanne régule ensuite de façon autonome la température de l'huile en réglant le débit d'eau de refroidissement. Des manipulations d'étalonnage de la vanne sont nécessaires.

La centrale d'essais est prévue pour donner une pression constante pendant l'essai, pression qui est réglée manuellement avant l'essai sur un limiteur de pression. Afin de pouvoir régler la pression en cours d'essai, prochainement, un limiteur de pression pilotable va être installé. La température d'huile est aussi réglée manuellement avant la mise en service en agissant sur une vanne thermostatique. Comme pour la centrale de servitude, des manipulations d'étalonnage de la vanne sont nécessaires. La centrale ne dispose pas de système de chauffage de l'huile. La puissance de la pompe en faisant tourner l'huile en circuit fermé, à travers des pertes de charge, doit être suffisante pour la mettre en température. Cette hypothèse est à vérifier pendant les essais de rodage. Cependant, il sera toujours possible d'enrouler autour de la cuve une résistance de chauffage. La température et la pression d'alimentation sont surveillées par le niveau 2 à partir des informations données par un capteur de pression et un capteur de température positionnés en entrée de la broche.

Une fois que les pressions de servitude et d'essais atteignent les valeurs souhaitées, le niveau 2 commence l'étape "d'initialisation" qui consiste à décharger complètement les bielles (ouverture totale des butées double-effet et écartement maximum des appuis des systèmes de chargement latéral). A la suite, le même niveau 2 peut commencer le pilotage du moteur de broche et des systèmes de chargement. Cette étape de pilotage est propre à chaque essai et elle est contrôlée par le niveau 2. Cependant, le niveau 1 contrôle en temps réel un certain nombre de paramètres, afin de détecter des avaries ou des dysfonctionnements. Pour être plus précis, il surveille les paramètres suivants :

- un seuil minimum de la pression d'huile de servitude,
- un défaut éventuel du moteur 45 kW de la pompe de la centrale de servitude,
- un défaut éventuel du moteur 22 kW de la pompe de la centrale de servitude,
- un colmatage éventuel du filtre d'huile de la centrale de servitude,
- un seuil minimal de la pression d'huile d'essais,
- un défaut éventuel du moteur de la pompe de la centrale d'essais,
- un colmatage éventuel du filtre d'huile de la centrale d'essais,
- un défaut éventuel du moteur de la broche,
- la fermeture de la porte du local de la machine.

Tous ces paramètres sont directement envoyés au niveau 2, qui agit en conséquence et en tenant compte de la gravité du défaut.

Afin d'arrêter l'essai, plusieurs procédures ont été envisagées. Si tout ce passe correctement, une procédure d'**arrêt normal** a été définie. Plusieurs causes peuvent générer cette procédure :

- arrêt par le bouton poussoir d'arrêt normal situé sur le panneau de commande de l'automate (figure IV.17) : le niveau 1 envoie au niveau 2 une demande d'arrêt normal,
- fin d'essai décidée par le niveau 2,
- détection d'une surchauffe d'huile d'essais : détection au niveau 2,
- patinage de la courroie : le niveau 2 détecte que le rapport entre la vitesse de la broche et la vitesse du moteur diminue mais qu'il y a toujours du couple moteur.

Une fois enclenchée, la procédure d'arrêt normal est contrôlée en totalité par le niveau 2, qui exécute un sous programme d'arrêt : descente en vitesse, avec une réduction graduée de la charge, pour ne détériorer ni les paliers de broche ni les paliers de bielles testés ; une fois que la vitesse est nulle, il envoie l'autorisation au niveau 1 de couper l'alimentation de la broche et des groupes hydrauliques.

Même s'ils ne sont pas souhaités, un certain nombre de dysfonctionnements peuvent apparaître pendant les différents essais. C'est la raison pour laquelle deux autres procédures d'arrêt ont été définies : "*arrêt rapide*" et "*arrêt ultra –rapide*". Les principaux organes du banc qui doivent être protégés sont la butée double-effet et la broche avec ses paliers.

L'**arrêt rapide**, contrôlé par le niveau 2, génère une baisse de vitesse selon une rampe et le déchargement simultané des bielles, sans attendre d'être à basse vitesse. Cette procédure peut être générée par :

- arrêt par le bouton poussoir d'arrêt rapide situé sur le panneau de commande de l'automate (figure IV.17) : le niveau 1 envoie au niveau 2 une demande d'arrêt rapide,
- baisse de pression hydraulique de servitude, détectée au niveau 2 par capteur de pression,
- baisse de pression hydraulique d'essais au-dessous d'un seuil d'urgence, détectée au niveau 1 : le niveau 1 envoie au niveau 2 une demande d'arrêt rapide,
- rupture de courroie, détectée au niveau 2 quand le rapport entre la vitesse de rotation de la broche et la vitesse de rotation du moteur diminue et la puissance du moteur devient nulle,
- grippage des paliers de broche, détecté au niveau 2 par un sur-couple moteur et éventuellement par une croissance rapide de la température des paliers,
- surchauffe de l'huile de servitude, détectée au niveau 2 par capteur de température.

L'**arrêt ultra-rapide**, contrôlé par le niveau 1, génère une coupure d'alimentation électrique qui déclenche le freinage du rotor sur le frein à manque de courant du moteur du banc. Les accumulateurs hydrauliques assurent l'alimentation pendant le temps d'arrêt du rotor. Ce type d'arrêt est généré par :

- panne de secteur électrique,
- arrêt par bouton poussoir d'arrêt ultra-rapide,
- baisse de pression hydraulique de servitude au-dessous d'un seuil d'urgence, détectée au niveau 1,
- bris de bielle, détecté au niveau 2 par un déséquilibre d'effort sur les bielles : le niveau 2 envoie au niveau 1 une commande d'arrêt de variateur de broche en même temps avec une commande de coupure générale, sauf le PC,
- panne informatique du niveau 2, détectée au niveau 1 en surveillant le "signal de vie" ; un onduleur est prévu pour éviter l'effet des microcoupures sur l'alimentation du PC.
- l'arrêt normal ou rapide ne se déroule pas correctement, panne détectée au niveau 2,
- déverrouillage manuel de la porte.

Le colmatage du filtre de servitude ou d'essais sont des informations envoyées par le niveau 1 au niveau 2. Ce défaut n'arrête pas l'essai en cours mais empêche le redémarrage des groupes hydrauliques. Une autre information importante est détectée par le niveau 2 : le degré vibratoire. En effet, un accéléromètre monté sur le bâti transmet l'information au PC. Cette information est interprétée par le niveau 2 qui en fonction des seuils prédéfinis peut générer différents types d'arrêt. Cependant les valeurs des vibrations qui peuvent générer des arrêts vont être définies suite à des manipulations d'étalonnage pendant des essais préliminaires.

#### ***IV.5 Essais préliminaires***

Une série d'essais préliminaires a été effectuée. Cela est nécessaire d'une part pour un rodage des pièces en mouvement et d'autre part pour étalonner les vannes thermostatiques et les limiteurs de pression installés sur les centrales hydrauliques.

Dans un premier temps, le chargement n'est pas imposé sur les paliers de tête de bielle. Une fois que les centrales hydrauliques ont été mises en service, nous avons imposé une vitesse de rotation en variant de 200 à 10000 tr/min au niveau de la broche. Plusieurs conclusions peuvent être retirées :

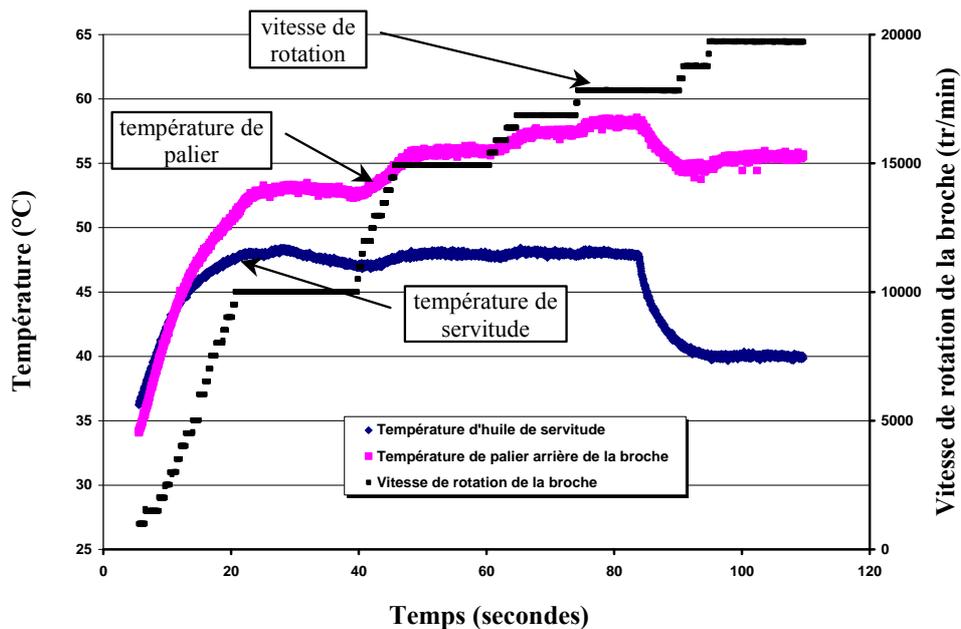
- **le système de régulation de la température d'huile de servitude fonctionne correctement** : une montée constante en température est observée. Le signal de deux thermocouples est suivi : un premier thermocouple monté en amont des branchements sur le banc, à côté du capteur de pression et un second qui mesure la température de palier

arrière de la broche. Après environ 30 minutes, la température des deux thermocouples ne varie plus de manière significative, même si la vitesse de la broche augmente. La température du palier se stabilise à 2°C de plus que la température d'huile en entrée du banc. Une rotation complète dans le sens horaire du régulateur de la vanne thermostatique induit rapidement (moins de 5 minutes) une baisse de température de quelques degrés de l'huile de servitude. Cependant, la température du palier arrière de la broche à un temps de réponse plus grand (environ 10 minutes).

- **le système de régulation de la pression d'huile de servitude fonctionne correctement** : à la mise en service la pression d'huile de servitude atteint approximativement 7 MPa, à une température de 25 °C. Cependant, après quelques minutes, la température augmente et la pression de servitude baisse à 6 MPa. La mise en service du moteur de 22 kW permet de monter rapidement (moins d'une minute) la pression aux valeurs désirées (entre 9 et 10 MPa), sans utiliser la vitesse de rotation maximale de moteur (sur une échelle de 0 à 10 on est à 5, pour 9.8 MPa pour la pression de servitude).
- **le système de régulation de la température d'huile d'essais fonctionne correctement** : la température d'essais est plus dépendante de la vitesse de rotation que celle de servitude. Par exemple, pour une vitesse de rotation de la broche de 3000 tr/min elle se stabilise à 43 °C; pour 10000 tr/min elle arrive à 50°C. En parallèle, une rotation complète dans le sens trigonométrique du régulateur de la vanne thermostatique induit une augmentation de 1 à 2 °C. Cependant, toutes ces mesures vont être fortement modifiées une fois qu'un chargement est imposé sur les paliers de tête de bielle. Nous nous attendons à une montée en température du lubrifiant plus importante.
- **le système de régulation de la pression d'essais doit être mis au point** : la pression d'essais, mesurée en entrée de la broche, indique au démarrage 7 MPa. Très rapidement, avec la montée en température du lubrifiant, elle chute à 6.2 MPa. Le cahier de charge exige une pression maximale de 6 MPa au niveau des paliers de tête de bielle, donc le limiteur de pression doit être réglé, afin d'avoir une pression inférieure à 6 MPa. Un défaut plus important est observé au niveau du moteur de la pompe d'essais. Celui ci présente une augmentation très importante en température (mesuré avec une sonde de température portable). En effet, l'automate surveille le comportement de ce moteur et après environ 45 minutes il envoie un signal de défaut au niveau 2 qui décide l'arrêt de l'essai. Au moment de la panne, la sonde montre une température anormale de 62 °C au niveau du bâti du moteur. Nous pouvons expliquer cela par un problème de fabrication du moteur. Le changement de celui ci a été décidé.

Un autre paramètre étudié est le signal envoyé au niveau 2 par le capteur de vibration (accéléromètre). Une fois que la broche tourne et indépendamment de sa vitesse, l'accéléromètre mesure entre  $\pm 5$  g ( $\pm 2$  V en sortie de conditionneur). Cette valeur est considérée, pour le moment, comme le degré de vibration "normal" de la machine. Cependant, nous attendons des vibrations plus importantes, lorsque le chargement sera appliqué au niveau des paliers de bielle.

Le remplacement du moteur de la centrale d'essais nous a permis de faire des essais plus longs et aussi d'atteindre la vitesse maximale de rotation au niveau de la broche. La figure (IV.18) montre l'évolution de la température de servitude et de la température du palier arrière de la broche, en fonction du temps et de la vitesse de rotation. On peut observer pendant le démarrage, une croissance plus rapide de la température d'huile de servitude, en comparant avec la température du palier. Cependant, la tendance s'inverse rapidement et la température du palier dépasse celle d'huile d'essais, qui se stabilise rapidement et qui ne varie pratiquement plus avec la vitesse de rotation. Contrairement à la température de l'huile, celle du palier varie sensiblement avec la vitesse de rotation de la broche et l'écart entre les deux températures est de plus en plus grand.

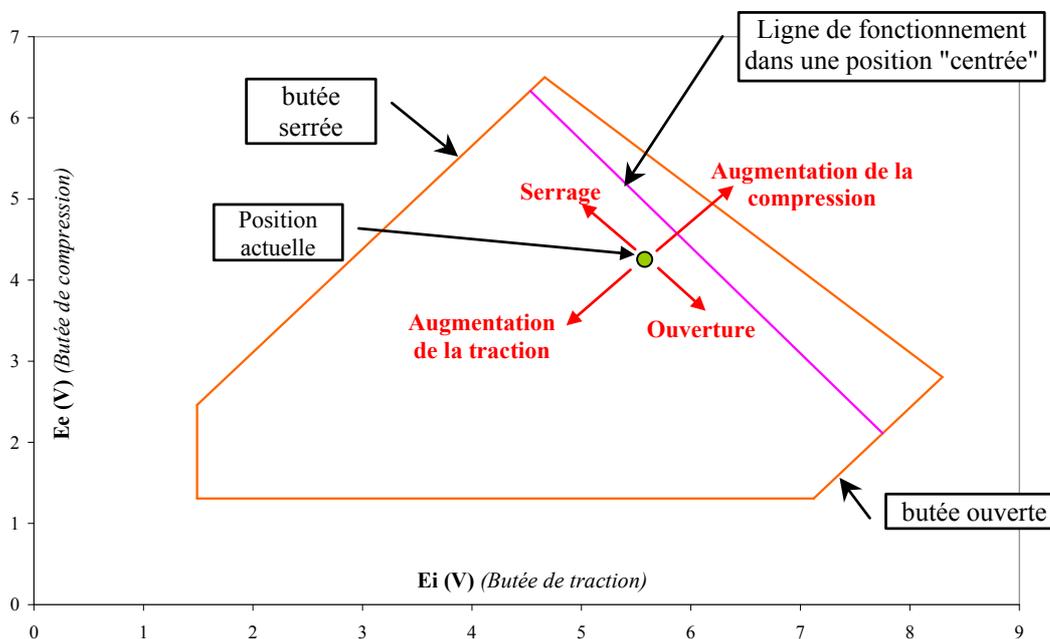


**Figure IV.18 :** *Variation de la température d'huile de servitude et de la température du palier arrière de la broche en fonction de la vitesse de rotation et du temps*

Après 83 secondes et à une vitesse de 18000 tr/min nous avons effectué deux rotations complètes, dans le sens horaire, du régulateur de la vanne thermostatique de la centrale de servitude. Cela induit rapidement une baisse de température d'approximativement 7°C pour l'huile de servitude. Même si elle est moins importante (3°C), la baisse en température du palier arrière est une conséquence immédiate.

Une dernière série d'essais préliminaires a été réalisée afin de valider le système de chargement axial. La complexité du système de chargement axial impose certaines limites dans le déplacement des lèvres des butées. La figure (IV.19) montre une zone de fonctionnement sans risques de collision entre

les différentes pièces mobiles d'une des deux butées. Cette zone, limitée par un contour polygonal, est définie en fonction des signaux des capteurs de déplacement ( $E_e$  et  $E_i$ ) qui gouvernent le mouvement des lèvres.



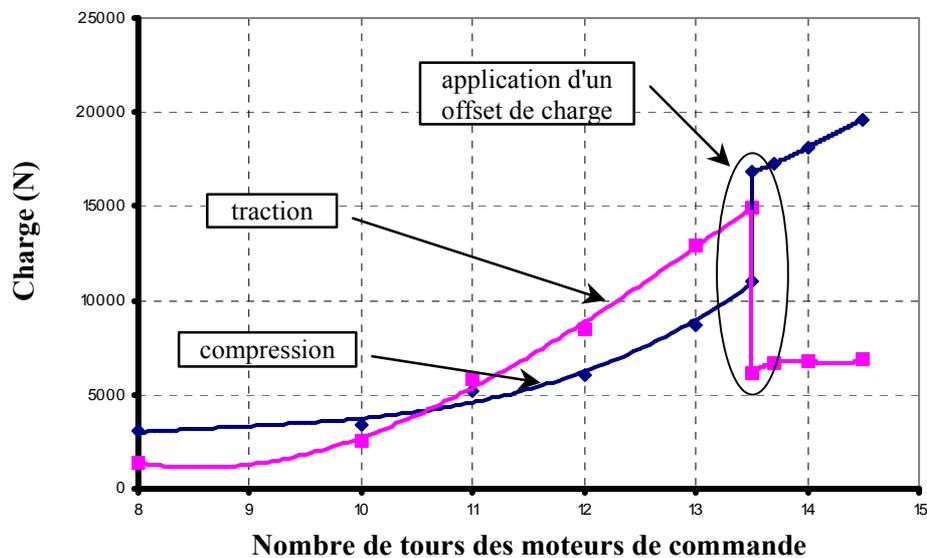
**Figure IV.19** : Zone de fonctionnement sans risque de collision interne entre les différentes pièces mobiles des butées

Nous avons aussi représenté une ligne de fonctionnement dans une position "centrée". Cette ligne représente une position de la butée qui ne favorise ni la compression ni la traction. Cependant, afin d'obtenir les charges désirées en compression/traction, nous pouvons appliquer un "offset" de traction ou de compression. Par exemple dans la figure (IV.19) nous observons une position actuelle de fonctionnement avec un offset de traction.

En utilisant ce diagramme, nous pouvons piloter l'amplitude des charges appliquées au niveau du palier de tête de bielle. Afin de valider le système, deux bielles de moteur à essence ont été utilisées. Ces bielles doivent fonctionner avec une charge maximale de 20 kN en compression et 14 kN en traction. La figure (IV.20) montre la variation de la charge en compression et en traction, en fonction du nombre de tours des moteurs de commande. Nous observons une augmentation légèrement parabolique des deux charges. Cependant, après 13.5 tours moteur, la compression est moins importante que la traction, dans les conditions où la raideur des bielles est plus importante en compression qu'en traction. Ceci démontre qu'en raison des petites erreurs de cotation et de métrologie, dans la position supposée "centrée", nous avons déjà un offset de traction.

Afin d'augmenter la charge en compression et de diminuer la charge en traction, nous avons alors appliqué un offset de compression. Nous observons une charge de compression plus importante que

celle de traction. Ensuite, l'amplitude de la charge a été augmentée, afin d'atteindre 20 kN en compression.



**Figure IV.20** : Variation de la charge en compression/traction en fonction du nombre des tours des moteurs de commande

Cet essai nous a permis de tirer quelques conclusions importantes :

- le système de chargement peut atteindre la charge en compression désirée ;
- le système de chargement permet le contrôle fin de l'amplitude de la charge ainsi que l'offset de charge en traction/compression ;
- nous observons une différence d'amplitude de charge importante entre la bielle 1 et la bielle 2. Ceci est dû aux déformations élastiques des excentriques et du nez de broche. Même si ce phénomène a été pris en compte dans la conception des excentriques, nous pouvons affirmer que leurs déformations ont été sous-estimées. Ceci n'est pas un problème car le contrôle des deux butées est indépendant ;
- il faut utiliser ce premier essai pour calibrer les entretoises de longueur dans la chaîne d'attache des bielles, en s'affranchissant ainsi des incertitudes dimensionnelles liées à la réalisation, afin d'éliminer l'offset de charge dans la position "centrée". De toute façon il vaut mieux favoriser un offset de compression, parce que la possibilité d'imposer un décalage en traction est plus importante : la figure (IV.19) montre que la ligne de fonctionnement "centrée" est très près de la frontière du polygone dans la direction de l'augmentation de la compression.

- une dérive des capteurs de charge de 120 N/min a été observée, alors que les données constructeur prévoit seulement une dérive de 2 N/min. Il faut donc chercher la cause de cette dérive.

## **IV.6 Conclusions**

Dans un premier temps les dispositifs expérimentaux les plus significatifs ont été présentés, afin de montrer la pertinence du projet **MEGAPASCALE**. Puis, une présentation générale du dispositif expérimental développé au laboratoire a été abordée. Le cahier des charges fonctionnel montre la complexité et les aspects innovants de cette machine d'essais.

Afin de respecter ce cahier des charges, la mise au point de nombreuses solutions originales a été indispensable. En effet, si l'un des buts de la machine est de valider les codes de calculs développés au sein du laboratoire, dans un premier temps ces codes ont été adaptés afin de dimensionner des éléments importants du banc d'essais.

Une description détaillée des niveaux d'actions sur le banc a été présentée. Nous avons montré comment le bon fonctionnement de la machine dépend fortement du dialogue permanent qui existe entre les différents niveaux : le niveau 1, représenté par un automate programmable et le niveau 2, représenté par un PC industriel, piloté par un logiciel spécifique, développé en LabView 7.1.

Afin de bien comprendre le fonctionnement de la machine et son pilotage, des essais préliminaires ont été effectués. Nous avons observé le système de régulation en température et en pression des deux centrales hydrauliques qui alimentent le banc d'essais. Des conclusions intéressantes ont été tirées, en ce qui concerne, par exemple, la réaction thermique du banc suite au pilotage des vannes thermiques.

A l'heure actuelle, le montage du banc d'essais mais aussi des systèmes de surveillance et de contrôle-commande ont été terminés. Une première série d'essais de rodage a été effectuée, (afin de s'habituer avec le fonctionnement et le contrôle de la machine). Des essais réels, avec des charges appliquées au niveau des têtes de bielle ont permis la validation du système de chargement axial. Cependant, le système de chargement latéral doit néanmoins être validé. Dans les perspectives immédiates nous envisageons la mise au point et la validation de logiciel de commande développé en LabView.

## Conclusion générale

Comme tous les chapitres ont pu l'illustrer, la modélisation de tous les phénomènes physiques qui interviennent dans le fonctionnement d'un palier de moteur est très difficile à réaliser et nécessite parfois des temps de calcul prohibitifs. Cependant, le concepteur des paliers doit posséder des outils prédictifs rapides et performants. Le but de cette étude a été d'une part, de faire avancer les modèles numériques utilisés pour l'analyse des paliers soumis à des charges dynamiques sévères et d'autre part, la mise en service d'une machine d'essais dédiée à l'étude expérimentale des paliers de bielles. Nous pouvons affirmer que les objectifs que nous nous sommes fixés ont été atteints.

La partie théorique et numérique des travaux présentés s'appuie sur une étude bibliographique critique (chapitre I) des principales études dédiées à l'analyse du comportement des paliers lisses et plus particulièrement des paliers soumis à des charges dynamiques. Trois thèmes principaux ont été analysés : les modèles EHD, les modèles non-newtoniens et les modèles thermiques.

La modélisation EHD est aujourd'hui bien au point. Les modèles numériques sont nombreux et sophistiqués. Pratiquement toutes les études affirment que la prise en compte des déformations élastiques dues à la pression du fluide et aux efforts d'inertie, est indispensable. Cependant, peu d'études s'intéressent à la variation de la viscosité du lubrifiant avec le taux de cisaillement et/ou la pression. Ces variations peuvent engendrer des modifications significatives des principales caractéristiques de l'écoulement (épaisseur, pression, débit de fuite, etc). Un autre paramètre important pour une analyse précise des performances des paliers sont les températures dans le fluide et les matériaux contigus au film. D'une part, la viscosité des lubrifiants montre une forte dépendance avec

la température et d'autre part, les différents matériaux utilisés dans la fabrication des paliers de moteurs conduisent à des déformations thermiques différentielles de même ordre de grandeur que l'épaisseur du film. Il convient donc de prendre en compte les phénomènes thermiques et de prévoir leur influence sur le comportement des paliers. La principale difficulté d'une analyse thermique est le temps de calcul qui peut devenir prohibitif dans le cas d'études paramétriques. En conséquence, les modèles actuels s'appuient sur des hypothèses simplificatrices qui ont le désavantage de donner des résultats s'écartant de ceux obtenus avec les modèles tridimensionnels et les études expérimentales.

L'analyse critique de cette étude bibliographique montre deux aspects importants :

- le besoin en études plus approfondies des influences des effets non-newtoniens et piezo-visqueux sur le comportement des paliers,
- le besoin de modèles thermiques performants et rapides, qui modélisent au mieux la variation de la température dans le film lubrifiant et dans les solides, ainsi que les déformations thermoélastiques résultantes.

C'est la raison pour la quelle le chapitre II s'intéresse à la mise en équation et à la formulation numérique du problème TEHD avec les effets non-newtoniens et piezo-visqueux inclus. Afin de traiter simultanément les équations qui décrivent d'une part les zones actives et d'autre part les zones inactives (en cavitation) du film, une équation généralisé de Reynolds est définie. Les équations d'équilibre entre la charge et le champ de pression ont été présentées dans l'hypothèse d'un palier sous charge dynamique non aligné et en tenant compte des effets d'inertie. Le modèle présenté peut utiliser n'importe quelles lois de variation de la viscosité avec la température, la pression ou le taux de cisaillement. Les déformées élastiques des surfaces sont calculées à partir des matrices de compliances.

Deux modèles thermiques ont été proposés : un premier modèle, qui donne une information 2D de la température dans le contact et un second, plus évolué, qui permet d'obtenir une information 3D de la température, avec l'hypothèse d'une variation parabolique suivant l'épaisseur du film. Ce deuxième modèle prend en compte le phénomène peu modélisé jusqu'ici de la couche limite thermique, qui apparaît à l'interface film/solides dans le cas de paliers sous charges dynamiques cycliques. Les deux modèles permettent d'obtenir l'évolution tridimensionnelle de la température dans les solides et donc les déformations thermiques exactes des surfaces en contact.

A la suite nous avons abordé la modélisation numérique du problème TEHD qui, d'une manière générale, s'appuie sur la méthode des éléments finis. L'algorithme général de résolution a été finement détaillé. Différentes techniques utilisées pour réduire les temps de calcul et accélérer la convergence ont été présentées.

Les résultats numériques obtenus ont été détaillés dans le chapitre III. Dans un premier temps, l'influence de l'effet non-newtonien et piezo-visqueux a été étudiée, dans le cas complexe de l'analyse des paliers de tête de bielle. Les résultats montrent l'importance de l'effet non-newtonien dans l'analyse des contacts lubrifiés transitoires, surtout dans le cas des hauts régimes, comme celui d'un moteur F1. En effet, l'effet non-newtonien diminue l'épaisseur du film, l'effet "piezo" l'augmente, mais avec elle, la puissance dissipée croît de façon importante. En effet, dans les cas étudiés et avec les lois de variation de la viscosité adoptées, l'effet piezo-visqueux s'avère être plus significatif que l'effet non-newtonien.

Le même chapitre III permet de présenter l'emploi des deux modèles thermiques développés. La validation du modèle 2 est réalisée à partir des comparaisons avec des études expérimentales et numériques existant dans la littérature. Une fois validé, le modèle est utilisé pour étudier le comportement d'un palier soumis à une charge sinusoïdale pour différentes conditions d'alimentation et différentes conditions aux limites thermiques, au bord du domaine. L'efficacité du modèle est prouvée par le traitement d'un palier de tête de bielle de moteur à essence.

Le modèle 2 peut donc être utilisé comme un outil efficace dans le dimensionnement des paliers de moteurs. Cependant, même s'il est plus rapide qu'un modèle 3D complet, l'inconvénient d'un temps de calcul important (environ 10 h pour le cas d'un palier de tête de bielle), peut s'avérer un paramètre non-négligeable dans l'éventualité d'une implantation industrielle. C'est la raison qui nous a poussé à développer un modèle plus rapide mais moins fin (le modèle thermique 1).

La grande difficulté dans l'utilisation du modèle 1 consiste dans la détermination des valeurs des coefficients d'échange film/solides. Des études comparatives entre les résultats obtenus avec les deux modèles thermiques nous ont permis de définir des équations qui peuvent prédire les coefficients du transfert film/solides, dans le cas des paliers dynamiques. Cependant, l'utilisation de ces nouvelles équations doit être faite avec prudence, à cause de la complexité du problème et au nombre très important des paramètres qui pilotent les phénomènes du transfert thermique entre le lubrifiant et les surfaces solides. En effet, nous proposons l'utilisation de ce modèle dans les étapes propres au pré-dimensionnement des paliers. Le temps de calcul réduit (environ 6 fois moins que le modèle 2) permet des études paramétriques rapides, tout en conservant une image assez réaliste des phénomènes thermiques dans les paliers dynamiques. Dans une étape finale et afin d'avoir une image plus exacte du comportement TEHD des paliers, l'utilisation du modèle 2 est incontournable.

Deux autres points importants dans la simulation des phénomènes thermiques dans les paliers de moteur sont la définition des échanges entre les solides et le milieu ambiant et entre les solides et les conduits d'alimentation. En conséquence, en utilisant le modèle thermique 1, l'influence des coefficients d'échange bielle/extérieur et maneton/conduits d'alimentation a été analysée dans le cas d'un palier de tête de bielle de moteur à essence.

Malgré l'effort important de modélisation les perspectives sont très nombreuses. En effet, une perspective immédiate de l'étude numérique est la réalisation de plusieurs études comparatives entre le modèle thermique 1 et le modèle thermique 2. Afin d'essayer de mieux comprendre l'influence de certains paramètres sur les coefficients d'échange thermique entre le film et les solides, des différentes conditions de fonctionnement doivent être modélisées. Cela doit nous permettre d'établir des équations qui peuvent prévoir d'une manière plus précise et plus générale les échanges huile/parois, dans le cas des paliers lisses.

L'hypothèse d'une variation parabolique de la température dans la direction de l'épaisseur du film est bien sûr une première approche du problème. Par la suite, il serait intéressant d'essayer d'avoir une meilleure précision, en utilisant par exemple, deux ou plusieurs couches d'éléments, chacune avec une variation parabolique. Cependant, il faut regarder le temps de calcul et comparer la précision des modélisations, afin de trouver le bon compromis entre ces deux paramètres.

Un autre point intéressant à explorer est le développement des algorithmes de lubrification mixte. Du point de vue elasto-hydrodynamique, il faut modéliser deux phénomènes : l'écoulement de fluide entre les rugosités et la pression générée par le contact des rugosités. Pour le problème thermique, il faut examiner la validité des équations qui modélisent la dissipation visqueuse dans le cas des petites épaisseurs du film (moins d'un micromètre) et parallèlement, décrire la dissipation générée par le contact entre les rugosités.

Tous les algorithmes présentés dans ces premiers chapitres sont directement exploités par un logiciel d'Analyse et Calcul des Contacts Élastiques Lubrifiés (**ACCEL**), utilisé par les industriels (motoristes et pétroliers). Ce logiciel est axé sur l'étude du comportement des paliers de bielle. Les mêmes algorithmes sont aussi utilisés dans d'autres travaux de modélisation comme l'étude du vilebrequin, du plan de joint bielle, des joints à lèvres, etc.

La meilleure validation des modèles numériques est leur confrontation avec des résultats expérimentaux. Cependant, la littérature nous a montré la complexité des études expérimentales pour les paliers de moteurs, surtout lorsque les régimes deviennent élevés (plus de 5000 tr/min). Pour cette raison la réalisation d'une machine d'essais (**MEGAPASCALE**) pour étudier la lubrification des paliers de tête de bielle dans des conditions de fonctionnement réelles et sévères a été décidée. Le principe général de la machine, qui consiste à générer un chargement sinusoïdal sur deux paliers de tête de bielle par la rotation de deux excentriques, permet d'atteindre des charges dynamiques d'amplitude maximale de 90 kN et des vitesses de rotation pouvant atteindre 20000 tr/min. Une conception originale du dispositif permet de faciliter les différentes mesures scientifiques comme la pression, l'épaisseur du film, la température, etc., mesures qui ne peuvent pas être réalisées dans le cas d'un moteur réel.

Afin de respecter le cahier des charges, la mise au point de nombreuses solutions originales a été indispensable. Parmi elles nous pouvons signaler la mise au point d'un modèle EHD original qui permet de traiter simultanément le comportement interdépendant de deux paliers hybrides montés sur le même arbre. A l'aide de ce modèle, le comportement réel de la broche a pu être modélisé. Il s'avère que pour respecter le cahier des charges, une adaptation structurelle et géométrique du palier hybride situé près de la charge a été nécessaire. Ce même code de calcul va être un outil spécifique, dans l'étude du comportement des paliers de la broche en fonction de la vitesse de rotation, la charge appliquée, le déport de la charge appliquée, etc., paramètres qui vont varier d'un essai à l'autre.

Une description détaillée des actions d'intervention sur le banc d'essais montre l'existence des deux niveaux de contrôle commande, qui doivent dialoguer en permanence, afin de pouvoir piloter la machine dans les meilleures conditions.

Une première série d'essais préliminaires a été effectuée sur le banc. Des résultats intéressants sur le comportement de la machine ont été obtenus. Par exemple, nous avons pu voir la réaction thermique du banc suite au pilotage des vannes thermiques ou les performances du système de chargement axial.

Après ces essais préliminaires, qui nous ont permis de nous familiariser avec le comportement de la machine, de vraies séries d'essais avec une instrumentation scientifique doivent être effectuées. Une comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux issus des modèles numériques devront permettre la validation des codes de calcul.

Une autre perspective d'évolution de la machine d'essais est l'incorporation des forces de combustion, un problème déjà pris en considération lors de la conception.

## Bibliographie dans l'ordre d'apparition dans le texte

- [1] **Campbell J., Love P.P., Martin F.A., et Rafique S.O.**, "*Bearings for Reciprocating Machinery: A Review of the Present State of Theoretical, Experimental and Service Knowledge*", Conference on Lubrication and Wear, London, septembre 1967
- [2] **Booker J.F.**, "*Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution*", *Journal of Basic Engineering*, Transaction of the ASME, series D, pp 537, 1965
- [3] **Fantino B.**, "*Influence des Défauts de Forme dans la Lubrification Hydrodynamique*", Thèse de troisième cycle de l'Université Claude Bernard de Lyon, 1973
- [4] **Fantino B.**, "*Influence des Défauts de Forme et des Déformés Élastiques des Surfaces en Lubrification Hydrodynamique sous Charge Statiques et Dynamiques*", Thèse de doctorat d'état n° 1-DE-8122, INSA de Lyon, France, 1981
- [5] **Fantino B., Godet M., et Frêne J.**, "*Dynamic Behaviour of an Elastic Connecting-rod Bearing – Theoretical Study*", *Proceedings of the Automotive Engines, Studies of engine Bearing and Lubrication SP-539 no° 830307*, pp 23-32, 1983
- [6] **Fantino B., et Frêne J.**, "*Comparison of Dynamic Behaviour of Elastic Connecting-rod bearing in Both Petrol and Diesel Engines*", *ASME Journal of Tribology*, Vol.107, pp 87-91, 1985
- [7] **Oh K.P.**, "*The Numerical Solution of Dynamically Loaded Elastohydrodynamic Contact as a Nonlinear Complementary Problem*", *Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 106, pp 88-95, 1984
- [8] **Murty K.G.**, "*Note on a Bard-Type Scheme for Solving the Complementarity Problems*", *Opsearch*, Vol.11, pp 123-130, 1974
- [9] **Goenka, P.K.**, "*Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis*", *Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol.106, pp 429-439, 1984
- [10] **Oh K.P., et Goenka, P.K.**, "*The Elastohydrodynamic Solution of Journal Bearings Under Dynamic Loading*", *ASME journal of Tribology*, Vol.107, pp 389-395, 1985
- [11] **Goenka, P.K., et Oh K.P.**, "*An optimum Shor Theory for the Elastohydrodynamic Solution of Journal Bearings*", *Transaction of the ASME Journal of Tribology*, Vol 108, pp 294-299, 1986
- [12] **Bates T.W., Fantino B., Launay L., Frêne J.**, "*Oil Film Thickness in an Elastic Connecting-Rod Bearing: Comparison Between Theory and Experiment by Total Capacitance Method*", *SAE Paper No. 880679*, 1988

- [13] **Kumar A., Booker J.F., Goenka P.K.**, "*Dynamically Loaded Journal Bearings: A Modal approach to EHL design analysis*", Tribology Design of Machine Elements, Elsevier Science Publishers, Amsterdam, 1989
- [14] **Jacobson B., Floberg L.**, "*The Finite Journal Bearings Considering Vaporization*", Chalmers Tekniska Högskolas Handlingar, Vol. 190, pp 1-116, 1957
- [15] **Olsson K.**, "*On Hydrodynamic Lubrication with Special Reference to Nonstationary cavitation*", Chalmers University of Technology, Goteborg, 1974
- [16] **Elrod H.G.**, "*A Cavitation Algorithm*", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 103, pp 350-354, 1981
- [17] **Kumar A., Booker J.F.**, "*A finite Element Cavitation Algorithm: Application/Validation*", ASME, Journal of Tribology, Vol.113, pp 255-261, 1991
- [18] **Kumar A., Booker J.F.**, "*A Finite Element Cavitation Algorithm*", ASME, Journal of Tribology, Vol.113, pp 276-286, 1991
- [19] **Bonneau D., Hajjam M.**, "*Modélisation de la Rupture et de la Reformation des Films Lubrifiants dans les Contacts Elastohydrodynamiques*", Revue Européenne des Eléments Finis, Vol. 10, pp 679-704, 2001
- [20] **Aitken M.B., and McCallion H.**, "*Elastohydrodynamic Lubrication of Big-End Bearings Part 1: Theory*", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol 205, pp 99-106, 1991
- [21] **Bonneau D., Guines D., Frêne J., Toplosky J.**, "*EHD Analysis, Including Structural Inertia Effects and a Mass-Conserving Cavitation Model*", ASME, Journal of Tribology, Vol. 117, pp 540-547, 1995
- [22] **Garnier T.**, "*Etude Elastohydrodynamique de la Liaison Carter/Vilebrequin d'un Moteur Thermique à Quatre Cylindres en Ligne*", Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, 1997
- [23] **Bonneau D., Chomat A.M., Garnier T., Grente C.**, "*Influence of the Engine Block/Crankshaft Design on the 3D EHD Lubrication of a Four Cylinder Inline Automotive Engine*", IFToMM Symposium, Oulu, Finland, 1999.
- [24] **Knoll G., Lang J., Rienacker A.**, "*Transient EHD Connecting Rod Analysis: Full Dynamic Versus Quasi-static Deformation*", ASME, Journal of Tribology, Vol. 117, pp 349-355, 1995
- [25] **Osaza T., Noda T. and Konomi T.**, "*Elastohydrodynamic Lubrication Model of Connecting Rod Big-End Bearings: Application to Real Engines*", ASME, Journal of Tribology, Vol. 119, pp 568-578, 1997

- [26] **Ushijima K., Arai T., Goto T., Aoyama S.**, "*A Study on Engine Bearing Performance Using EHL Analysis and Experimental Analysis*", Society of Automotive Engineers of Japan, JSAE, pp 263-269, 1997
- [27] **Okamoto Y., Hanahashi M., Katagiri T.**, "*Effects of Housing Stiffness and Bearing Dimension on Engine Bearing Performance by Elastohydrodynamic Lubrication Analysis*", ASME, Journal of Tribology, Vol. 122, pp 697-704, 2000
- [28] **Stefani F.A., and Rebola A.U.**, "*Finite Element Analysis of Dynamically Loaded Journal Bearings: Influence of the Bolt Preload*", ASME Journal of Tribology, Vol. 124, pp 444-454, 2002
- [29] **Wang D., Keith G., Yang Q.**, "*Lubrication Analysis of a Connecting-Rod Bearing in a High-Speed Engine. Part I: Rod and Bearing Deformation*", STLE Tribology Transaction, Vol. 47, pp 280-289, 2004
- [30] **Wang D., Keith G., Yang Q.**, "*Lubrication Analysis of a Connecting-Rod Bearing in a High-Speed Engine. Part II: Lubrication Performance Evaluation for Non-Circular Bearings*", STLE Tribology Transaction, Vol. 47, pp 290-298, 2004
- [31] **McIvor J.D.C., Fenner D.N.**, "*An Evolution of Eight-Node Quadrilateral Finite Elements for the Analysis of a Dynamically Loaded Hydrodynamic Journal Bearing*", Proc. Inst. Mech. Engrs. Vol.202, pp 95-101, 1985
- [32] **McIvor J.D.C., Fenner D.N.**, "*Finite Elements Analysis of Dynamically Loaded Flexible Journal Bearings: A fast Newton-Raphson Method*", ASME, Journal of Tribology, Vol. 111, pp 597-604, 1988
- [33] **Gecim B.A.**, "*Non-Newtonian Effects of Multigrade Oils on Journal Bearing Performance*", STLE Tribology Transaction, Vol. 33, pp 384-394, 1990
- [34] **Dien, I. K., and Elrod H.G.**, "*A Generalised Steady-State Reynolds Equation for Non-Newtonian Fluids with Application to Journal Bearings*", ASME Journal of Lubrication Technology, vol. 104, pp. 385-390, 1983.
- [35] **Tanner, R. I.**, "*Non-Newtonian Lubrication Theory and its Application to the Short Journal Bearing*", Australian J. of Applied Science, vol. 14, pp.29-36, 1963
- [36] **Wada, S., and Hayashi, H.**, "*Hydrodynamic Lubrication of Journal Bearings by Pseudo-Plastic Lubricants; Part 1: Theoretical Studies, Part2: Experimental Studies*", Bulletin of JSME, vol. 14, pp. 268-286, 1971
- [37] **Rastogi A., Gupta R.K.**, "*Lubricant Elasticity and the Performance of Dynamically Loaded Short Journal Bearings*", Journal of Rheology, Vol. 34(8), pp 1337-1356, 1990

- [38] **Rastogi A., Gupta R.K.**, "Accounting for Lubricant Shear Thinning in the Design of Short Journal Bearings", *Journal of Rheology*, Vol. 35(4), pp 589-603, 1991
- [39] **Paranjpe, R. S.** "Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation", *ASME Journal of Tribology*, vol. 114, pp. 736-746, 1992
- [40] **Lemaître F., Berker A.**, "Non-Newtonian Cavitation Analysis in Journal Bearings", *Elsevier Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, Vol.59, pp 31-48, 1995
- [41] **Kim J.H., Seireg A.A.**, "Thermohydrodynamic Lubrication Analysis Incorporating Bingham Rheological Model", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 122, pp 137-146, 2000
- [42] **Zhang C., Cheng H.S.**, "Transient Non-Newtonian Thermohydrodynamic Mixed Lubrication of Dynamically Loaded Journal Bearings", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 122, pp 156-161, 2000
- [43] **Zhang C.**, "TEHD Behaviour of non-Newtonian Dynamically Loaded Journal Bearings I Mixed Lubrication for Direct Problem", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 124, pp 178-185, 2002
- [44] **Wang, P. Keith, T.G. and Vaidyanathan, K.**, "Non-Newtonian Effects on the Performance of Dynamically Loaded Elliptical Journal Bearings Using a Mass-Conserving Finite Element Cavitation Algorithm", *STLE Tribology Transaction*, Vol. 44, No.4, pp. 533-542, 2001
- [45] **Wang, P. Keith, T.G. and Vaidyanathan, K.**, "Combined Surface Roughness Pattern and Non-Newtonian Effects on the Performance of Dynamically Loaded Journal Bearings", *STLE Tribology Transaction*, Vol. 45, No.1, pp. 1-10, 2002
- [46] **Piffeteau S.**, "Modélisation du Comportement Thermoélastohydrodynamique d'un Palier de Tête de Bielle Soumis à un Chargement Dynamique", Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, 1999
- [47] **Bouyer J.**, "Etude des performances thermoélastohydrodynamique de paliers soumis à des conditions sévères", Thèse de troisième cycle de l'Université de Poitiers, 2003
- [48] **Michaud P.**, "Modélisation Thermoélastohydrodynamique Tridimensionnelle des Paliers de Moteurs. Mise en place d'un Banc d'Essais pour Paliers Sous Conditions Sévères", Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, 2004
- [49] **Ezzat H.A., Rohde S.M.**, "Thermal Transient in Finite Slider Bearings", *ASME Journal of Lubrication Technology*, pp. 315-321, 1974

- [50] **Boncompain R., Frêne J.**, "*Thermohydrodynamic of Finite Journal Bearing – Static and Dynamic Characteristics*", Proc. of the 6<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, pp 34-42, 1979
- [51] **Ettles, C.M.McC.**, "*Transient Thermoelastic effects in Fluid Film Bearings*", Wear, Vol.79, pp 53-71, 1982
- [52] **Kinght J.D., and Barrett L.E.**, "*Analysis of Axially Grooved Journal Bearings with Heat Transfer Effects*", ASLE Transaction, Vol. 30, pp 316-323, 1987
- [53] **Moes H., Ten Hoeve P.B.Y., Van der Helm J.**, "*Thermal Effects in Dynamically Loaded Flexible Journal Bearings*", ASME Journal of Tribology, Vol. 111, 49-55, 1989
- [54] **Khonsari M.M., Wang S.H.**, "*Notes on Transient THD Effects in a Lubricating Film*", Tribology Transaction, Vol. 35, pp 369-378, 1992
- [55] **Pascovici M.D., Khonsari M.M., Jang J.Y.**, "*On the Modeling of a Thermomechanical Seizure*" ASME Journal of Tribology, Vol. 117, pp 744-747, 1995
- [56] **Paranjpe R.S., Han T.**, "*A Transient Thermohydrodynamic Analysis including Mass Conserving Cavitation for Dynamically Loaded Journal Bearings*", ASME Journal of Tribology, Vol. 117, pp 369-378, 1995
- [57] **Zhang C., Jiang J.X., Cheng H.S.**, "*A Transient Thermohydrodynamic Analysis of Dynamically Loaded Finite Journal Bearings with Rough Surface Including Mass Conserving Cavitation*", Proc. of the 25<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, pp 367-378, 1998
- [58] **Wang X., Wen S., Gui C.**, "*An Analysis of the Thermoelastohydrodynamic Performance of Dynamically Loaded Bearing*", Proc. of Asiatrib 98, pp 25-29; 1998
- [59] **Kucinschi B.**, "*Etude des Instabilités Thermiques des Paliers à Frottement Fluide*", Thèse de troisième cycle de l'Université de Poitiers, 1998
- [60] **Pascovici M.D., Kucinschi B., Khonsari M.M.**, "*A Thermohydrodynamic Model for the Early Seizure*", Journal of The Balkan Tribological Association, Vol.6 pp 78-88, 2000
- [61] **Kim B.J., Kim K.W.**, "*Thermo-Elastohydrodynamic Analysis of Connecting Rod Bearing in internal Combustion Engine*", ASME Journal of Tribology, Vol. 123, pp 444-454, 2001
- [62] **Frêne J., Nicolas D., Degueurce B., Berthe D., Godet M.**, "*Lubrification Hydrodynamique. Paliers et Butées*", Editions Eyrolles, Paris, 1990
- [63] **Pascovici M.D., Cicone T.**, "*Elemente de Tribologie*", Bren, ISBN 973-8143-41-1, Bucarest, 2001

- [64] **Hajjam M., Bonneau D.**, "*Elastohydrodynamic analysis of lip seals with microundulations*", Proceedings of the IMECHE Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 218, pp 13-21, 2004
- [65] **Mitsui J.**, "*A Study of Thermohydrodynamic Lubrication in a Circular Journal Bearing*", ELSEVIER Tribology International, Vol. 20, pp 331-340, 1987
- [66] **Huetz J., Petit J.P.**, "*Notions de Transfert Thermique par Convection*", A 1540 – 1, Technique de l'Ingénieur, traité Génie énergétique, 1990
- [67] **Alexandre A., Tomaselli L.**, "*Analyse des Transferts Energétiques dans les Moteurs Automobiles*", BM 2900 – 1, Technique de l'Ingénieur, 2004
- [68] **Jacobson B.O., and Hamrock B.J.**, "*High-Speed Motion Picture Camera Experiments of Cavitation in Dynamically Loaded Journal Bearings*", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp 446-452, 1983
- [69] **Frêne J., Desailly R., Fantino B.**, Hydrodynamics of an Elastic Connecting-rod Bearing: Comparison of Theoretical and Experimental Results, Proc. Of the 5<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Mech. Eng. Publ., pp 329-336, 1979
- [70] **Pierre-Eugène J.**, "Etude Elastohydrodynamique d'un Palier de Tête de Bielle sous Charge Statique", Thèse de troisième cycle de l'Université de Poitiers, 1982
- [71] **Pierre-Eugène J., Frêne J., Fantino B., Roussel G., du Parquet J.**, "*Theory and Experiments on Elastic Connecting-Rod Bearings Under Steady State Conditions*" 9<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds Grande-Bretagne, édité par D. Dowson, C.M. Taylor, M. Godet et D. Berthe, Tribology of Reciprocating Engines, Butterworths Westbury House, pp 49-54, 1983
- [72] **Bates T.W., and Evans P.G.**, "*Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 1 Instrumentation of the Big-End Bearing of a Fired Engine*", Proc.of the JSLE International Tribology Conference, 8-10 Juillet, Tokyo, Japan, 1985
- [73] **Bates T.W., Benwell S., and Evans P.G.**, "*Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 2 Oil Film Thickness in the Big-End Bearing of an Operating Engine*", Proc of 4<sup>th</sup> SAE Int. Pacific Conference on Automotive Engineering, Melbourne, Australia, paper no. 871272, 1987
- [74] **Bates T.W., and Benwell S.**, "*Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 3 Newtonian Oils in the Connecting-Rod Bearing of an operating Engine*", SAE paper no. 880679, 1988

- [75] **Masuda T., Ushijima K., Hamai K.**, "A Measurement of Oil Film Pressure Distribution in Connecting-Rod bearing with test Rig", STLE Tribology Transaction, Vol. 35, pp 71-76, 1992
- [76] **Ozasa T., Yamamoto M., Susuki S., Nozawa Y., Konomi T.**, "Elastohydrodynamic Lubrication Model of Connecting Rod Big End Bearings; Comparison with Experiments by Diesel Engine", SAE paper no. 952549, 1995
- [77] **Susuki S., Ozasa T., Yamamoto M., Nozawa Y., Noda T., O-hori M.**, "Temperature Distribution and Lubrication Characteristics of Connecting Rod Big End bearing", SAE paper no. 952550, 1995
- [78] **Susuki S., Ozasa T., Yamamoto M., Noda T., Konomi T.**, "Analysis of con-Rod Big-End Bearing Lubrication on the Basis of Oil Supply Rate", SAE paper no. 982439, 1998
- [79] **Mihara Y., Hayashi T., Nakamura M., Someya T.**, "Developement of Measuring Method for Oil Film Pressure of Engine Main Bearing by Thin Film Sensor", Elsevier Society of Automotive Engineers of Japan, JSAE, Vol. 16, pp 125-130, 1995
- [80] **Mihara Y., Kajiwara M., Fukamatsu T., Someya T.**, "Study on the Measurement of Oil-Film Pressure of Engine Main Bearing by Thin-Film Sensor – The Influence of Bearing Deformation on Pressure Sensor Output Under Engine Operation", Elsevier Society of Automotive Engineers of Japan, JSAE, Vol. 17, pp 281-286, 1996
- [81] **Cho M.-R., Han D.-C., Choi J.-K.**, "Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing With Consideration of Thermal Effects: Comparison Between Theory and Experiment", ASME, Journal of Tribology, Vol. 121, pp 901-907, 1999
- [82] **Goodwin M.J., Nikolajsen J., Ogrodnik P.J.**, "Experimental Measurement of Big-End Bearing Journal Orbits", ImechE, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 214 Part J, pp 219-228, 2000
- [83] **Omar Mian A., Parker D.D., Williams B.**, "Measured Crankshaft Bearing Oil Flow and Temperatures with a Full and Partial Groove Main Bearing" SAE paper no. 2000-01-1341, 2000
- [84] **Moreau H.**, "Mesures des Epaisseurs de Film d'Huile dans les Paliers de Moteurs Automobile et Comparaison avec les Résultats Théoriques", Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, 2001
- [85] **Sato K., Makino K., Machida K.**, "A Study of Oil Film Pressure Distribution on Connecting Rods Big Ends", SAE paper no. 2002-01-0296, 2002

- [86] **Optaseanu V.**, "*Modélisation Expérimentale et Numérique de la Lubrification des Paliers Compliantes sous Chargement Dynamique*", Thèse de troisième cycle de l'Université de Poitiers, 2000
- [87] **Hoang L.V.**, "*Modélisation Expérimentale de la Lubrification Thermoélastohydrodynamique des Paliers de Tête de Bielle. Comparaison entre les Résultats Théoriques et Expérimentaux*", Thèse de troisième cycle de l'Université de Poitiers, 2002
- [88] **Nicolas D., et Fillon M.** "*Etude des paliers hybrides*", Communication interne LMS, 2003
- [89] **Fatu A., Hajjam M. et Bonneau D.** "*An EHD Model to Predict the Interdependent Behaviour of Two Dynamically Loaded Hybrid Journal Bearings*", ASME, Journal of Tribology, Vol. 127, pp 416-424, 2005

## NOMENCLATURE

$B$ .....	index de cavitation
$C$ .....	jeu radial (L)
$[C]$ .....	matrice de compliance élastique
$[C_T]$ .....	matrice de compliance thermique
$[C_{eT}]$ .....	matrice de compliance élasto-thermique
$D$ .....	variable universelle (variable)
$F_x, F_y$ .....	charge appliquée dans les directions $x$ et $y$ ( $MLT^{-2}$ )
$h$ .....	épaisseur du film lubrifiant (L)
$H$ .....	coefficient d'échange thermique ( $MT^{-3}K^{-1}$ )
$I_{OX}$ .....	moments d'inertie autour d'axe OX ( $ML^2$ )
$I_{OY}$ .....	moments d'inertie autour d'axe OY ( $ML^2$ )
$I_{OZ}$ .....	moments d'inertie autour d'axe OZ ( $ML^2$ )
$k$ .....	conductivité thermique ( $MLT^{-3}K^{-1}$ )
$l$ .....	mésalignement de la charge (M)
$p$ .....	pression ( $ML^{-1}T^{-2}$ )
$p_0$ .....	pression atmosphérique ( $ML^{-1}T^{-2}$ )
$p_{cav}$ .....	pression de cavitation ( $ML^{-1}T^{-2}$ )
$r$ .....	coefficient de remplissage (L)
$R$ .....	rayon nominal (L)
$t$ .....	temps (T)
$T$ .....	température (K)
$T_0$ .....	température du nœud de référence (K)
$T_f$ .....	température moyenne du film (K)
$T_h$ .....	température du film à l'interface film/logement (K)
$T_s$ .....	température du film à l'interface film/arbre (K)
$u, v, w$ .....	vitesse des particules fluides suivant les trois directions ( $LT^{-1}$ )
$U$ .....	vitesse linéaire de palier ( $LT^{-1}$ )
$x, y, z$ .....	coordonnées du film (L)
$\beta$ .....	coefficient de thermoviscosité ( $K^{-1}$ )
$\varepsilon_x, \varepsilon_y$ .....	excentricités relatives de l'arbre par rapport à l'alésage (L)
$\phi$ .....	gradient pariétal de température : flux unitaire ( $KL^{-1}$ )
$\bar{\phi}$ .....	flux unitaire moyenne ( $KL^{-1}$ )

$\gamma_x, \gamma_y$  ..... les rotations autour de  $X$ , respectivement  $Y$   
 $\mu$  ..... viscosité dynamique du lubrifiant ( $ML^{-1}T^{-1}$ )  
 $\theta$  ..... position angulaire du point sur l'alésage ( $x/R$ )  
 $\rho$  ..... masse volumique du mélange lubrifiant-gaz ( $ML^{-3}$ )  
 $\rho_0$  ..... masse volumique du lubrifiant ( $ML^{-3}$ )  
 $\Delta\tau$  ..... période d'un cycle de chargement (T)  
 $\omega$  ..... vitesse de rotation angulaire ( $T^{-1}$ )

## Liste des tableaux

### **Chapitre III**

**Tableau III.1** : Caractéristiques des huiles utilisées dans l'étude de validation

**Tableau III.2** : Caractéristiques de fonctionnement – cas d'étude utilisé pour la validation du modèle non-Newtonien

**Tableau III.3** : Etude des caractéristiques du palier en fonction de la variation du maillage dans les directions circonférentielle et axiale

**Tableau III.4** : Comparaison avec des études antérieures pour un palier sous charge statique

**Tableau III.5** : Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle à 2000 tr/min (validation du modèle non-newtonien)

**Tableau III.6** : Comparaison avec Paranjpe pour un palier de tête de bielle

**Tableau III.7** : Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle de moteur F1

**Tableau III.8** : Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur F1

**Tableau III.9** : Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle de moteur à essence

**Tableau III.10** : Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur à essence

**Tableau III.11** : Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle d'un moteur diesel

**Tableau III.12** : Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur diesel

**Tableau III.13** : Caractéristiques de fonctionnement, géométrique et thermique : cas d'un palier soumis à une charge statique

**Tableau III.14** : Caractéristiques de fonctionnement géométrique et thermique pour un palier soumis à une charge dynamique

**Tableau III.15** : Caractéristiques calculées relatives aux différents maillages : variation du nombre d'éléments dans la direction circonférentielle

**Tableau III.16** : Caractéristiques calculées relatives aux différents maillages : variation du nombre d'éléments dans la direction axiale

**Tableau III.17** : Caractéristiques calculées relatives aux différentes conditions d'alimentation

**Tableau III. 18** : Caractéristiques calculées relatives aux différentes conditions aux limites au bord du palier

**Tableau III.19** : Caractéristiques de fonctionnement géométrique et thermique pour un palier de tête de bielle d'un moteur à essence

**Tableau III.20** : Résultats pour un palier de tête de bielle

**Tableau III.21** : Comparaison entre le modèle 1 et le modèle 2 : coefficients estimés par des formules trouvées dans la bibliographie

**Tableau III.22** : Comparaison entre le modèle 1 et le modèle 2 : coefficients estimés par le modèle 2

**Tableau III.23** : Comparaison entre le modèle 1 et le modèle 2 : différentes vitesses de rotation

**Tableau III.24** : Comparaison entre le modèle 1 et le modèle 2 : cas de palier de tête de bielle

**Tableau III.25** : Propriétés des huiles utilisées

**Tableau III.26** : Comparaison entre les différents modèles d'analyse d'un palier de tête de bielle de moteur à essence

## ***Chapitre IV***

**Tableau IV.1** : Caractéristiques et conditions de fonctionnement des paliers

**Tableau IV.2** : Résultats pour le palier avant de la broche dans trois configurations différentes

**Tableau IV.3** : Etude de plusieurs cas de calcul : butée double-effet