



HAL
open science

Estimation de la durée de vie en fatigue de coussinets de paliers multicouches et leur écaillage sous un chargement de pression hydrodynamique cyclique dans un moteur à combustion interne

Chafic, Claude El-Daher

► To cite this version:

Chafic, Claude El-Daher. Estimation de la durée de vie en fatigue de coussinets de paliers multicouches et leur écaillage sous un chargement de pression hydrodynamique cyclique dans un moteur à combustion interne. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Technologie de Compiègne, 2023. Français. NNT : 2023COMP2750 . tel-04248533

HAL Id: tel-04248533

<https://theses.hal.science/tel-04248533>

Submitted on 18 Oct 2023

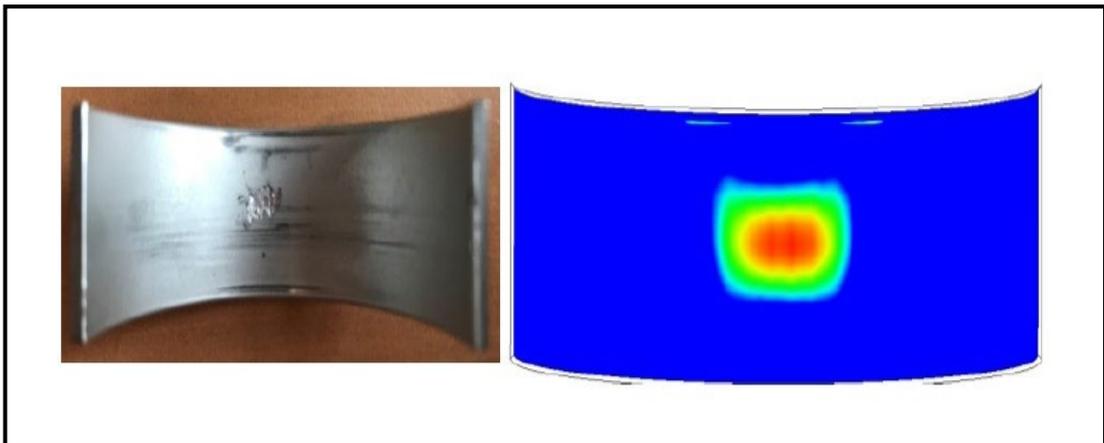
HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

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.

Par Chafic, Claude EL-DAHER

Estimation de la durée de vie en fatigue de coussinets de paliers multicouches et leur écaillage sous un chargement de pression hydrodynamique cyclique dans un moteur à combustion interne

Thèse présentée
pour l'obtention du grade
de Docteur de l'UTC



Soutenue le 13 juin 2023

Spécialité : Mécanique Numérique : Unité de recherche en Mécanique - Laboratoire Roberval (FRE UTC - CNRS 2012)

D2750

ÉCOLE DOCTORALE DE L'UNIVERSITÉ DE TECHNOLOGIE DE
COMPIÈGNE

THÈSE

présentée par : **Chafic, Claude EL-DAHER**

thèse soutenue le : **13 Juin 2023**

pour obtenir le grade de : **Docteur de l'UTC**

préparée à **L'Université de Technologie de Compiègne**

Spécialité : **Mécanique Numérique**

ESTIMATION DE LA DURÉE DE VIE EN FATIGUE DE COUSSINETS DE PALIERS MULTICOUCHES ET LEUR ECAILLAGE SOUS UN CHARGEMENT DE PRESSION HYDRODYNAMIQUE CYCLIQUE DANS UN MOTEUR À COMBUSTION INTERNE

Thèse dirigée par :

Hocine KEBIR, Salima BOUVIER

Et co-encadrée par :

Mathieu PONT, Maxime HAY

Jury :

M. Pierre-Alain BOUCARD , ENS Paris-Saclay, Professeur des Universités	Président du Jury
Mme. Salima BOUVIER , UTC, Professeure des Universités	Co-Directrice de thèse
M. Mohamed HABOUSSI , Uni. Paris XIII, Professeur des Universités	Rapporteur
M. Maxime HAY , Renault SAS, Référent Lubrification Hydrodynamique	Co-Encadrant de thèse
M. Hocine KEBIR , UTC, Maître de Conférences	Directeur de thèse
M. Pascal LARDEUR , UTC, Enseignant-Chercheur	Examineur
M. Jean-Louis LIGIER , HEIGH-VD, Professeur HES associé	Examineur
M. Vincent MAUREL , Mines Paritech Centre des Matériaux, Chargé de Recherche	Rapporteur
M. Guillaume MORIN , Renault SAS, Expert Leader Structure Moteur	Invité du Jury
M. Mathieu PONT , Renault SAS, Expert Mécanique et Thermique GMP	Co-Encadrant de thèse

Remerciements

Ce rapport de thèse représente l'aboutissement de trois années de recherche et est le fruit d'un partenariat entre l'Université de Technologie de Compiègne (UTC) et le groupe Renault.

Je tiens en premier à remercier chaleureusement Monsieur Hocine KEBIR pour avoir été un excellent directeur de thèse, tant sur l'aspect scientifique et technique que sur le plan personnel.

Mes remerciements s'adressent également à Madame Salima BOUVIER, qui a co-dirigé ces travaux et qui m'a toujours poussé à m'améliorer.

Je tiens à exprimer ma forte gratitude à Monsieur Mathieu PONT pour tout ce qu'il m'a appris durant ces trois années et pour son amabilité dans son encadrement.

Un grand merci à Monsieur Maxime HAY pour tous les conseils et discussions techniques qu'on a eu, et surtout à l'exemple qu'il m'a montré lorsque j'ai commencé ma carrière professionnelle.

Hocine, Salima, Mathieu et Maxime, que ce fut un plaisir de travailler avec vous, et que ce fut enrichissant au niveau professionnel et personnel ! J'espère que vous continuerez à former des docteurs et piloter des travaux de recherche.

Je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont accueilli avec gentillesse et aidé à avancer, que ce soit chez la famille Renault ou chez la famille UTC. Ces grandes institutions sont avant tout composées de grandes personnes.

A ma famille, et surtout à mes parents qui ont toujours été là.

Résumé

Ce travail de recherche vise à apporter, au travers de la modélisation numérique, un outil capable d'estimer la durée de vie en fatigue de coussinets de paliers soumis aux chargements de pressions hydrodynamiques cycliques d'un moteur à combustion interne. Ces pièces, de nature multicouche, permettent de limiter les frottements au niveau du contact avec le vilebrequin grâce aux propriétés d'antifricction de leur couche tribologique. Celle-ci est composée d'un mélange hétérogène en aluminium-étain. La rupture en fatigue de ces composants se traduit par l'écaillage, *i.e.* détachement, d'un morceau de la couche tribologique du reste du coussinet. Cela amène à l'endommagement du moteur en fonctionnement ainsi qu'à l'arrêt du véhicule.

L'état de l'art souligne l'absence d'un critère de fatigue qui considère l'état de contrainte multiaxiale 3D du coussinet sous une sollicitation hydrodynamique cyclique. Afin de répondre aux attentes de ce projet, une campagne expérimentale a permis de caractériser en fatigue un coussinet multicouche soumis à un chargement hydrodynamique. Un modèle en éléments finis 3D a ensuite été développé pour prendre en compte la séquence complète de chargements imposés aux coussinets. Un état de contrainte cyclique en compression multiaxiale non-proportionnelle a été identifié. La comparaison de plusieurs critères de fatigue multiaxiale a permis de sélectionner celui de Dang Van mais en l'adaptant pour le domaine de la compression. Les durées de vie issues de la campagne expérimentale ont permis d'associer des limites de fatigue au critère proposé et de vérifier son caractère prédictif sur structure moteur. Par la suite, la nécessité d'un modèle numérique fin pour être précis dans les calculs de durées de vie est motivée.

Pour estimer l'endommagement des coussinets durant les applications où les chargements cycliques imposés varient, une approche de réduction de modèle a été proposée. Un plan d'expérience numérique 3D couplé à la contrainte équivalente de Dang Van a été mis en place. Une cartographie de durée de vie des coussinets a été associée aux différentes sollicitations imposées par le moteur aux coussinets. Cette cartographie est en accord avec des résultats expérimentaux et permet de déterminer une proportion de défaillance des coussinets associée à l'usage d'un client.

Enfin, la présence d'une fissure et son évolution a été investiguée. En se basant sur des observations issues de la campagne expérimentale, un modèle en éléments finis 3D a été développé pour estimer la durée de vie d'un coussinet avec un défaut amorcé. La faisabilité de l'approche « tolérance aux dommages » est mise en avant et un critère basé sur les taux de restitutions d'énergie est proposé.

Mots-clés :

Ecaillage

Endommagement de fatigue

Coussinets multicouches de paliers hydrodynamiques

Fatigue multiaxiale non-proportionnelle en compression

Propagation de fissure sous chargement cyclique

Abstract

This research work aims to provide, through numerical modeling, a tool capable of estimating the fatigue life of bearing shells subjected to the cyclic hydrodynamic pressure of an internal combustion engine. These multi-layered parts limit the rotational friction of the crankshaft through the anti-friction properties of their tribological layer. This layer is composed of a heterogeneous mixture of aluminum and tin. Fatigue failure of this component results in the spalling, *i.e.* detachment, of a piece of the tribological layer from the rest of the bearing shell. This leads to the damage of the engine during operation as well as the vehicle shutdown.

The state of the art underlines the absence of a fatigue criterion that considers the 3D multiaxial stress state of the bearing shell under a cyclic hydrodynamic loading. In order to meet the expectations of this project, an experimental campaign is conducted. The fatigue life of a multi-layered bearing shell subjected to hydrodynamic is characterized. A 3D finite-element model, which takes into account the complete loading sequence imposed on the bearings, is then developed. A non-proportional multiaxial cyclic stress state in compression is identified. The comparison of several multiaxial fatigue criteria motivates the selection of Dang Van's criterion but adapts it regarding the compression domain. The lifetimes obtained from the experimental campaign allow to associate fatigue limits to the proposed criterion and to verify its predictive character on engine structure. For more accuracy in the calculation of lifetimes, the requirement for a fine numerical model is subsequently motivated.

In order to estimate the bearing damage during applications where the imposed cyclic loadings vary, a model reduction approach is proposed. A 3D numerical experimental design coupled with the Dang Van equivalent stress is implemented. A mapping of bearing life is associated with the different loads imposed by the engine on the bearings. This mapping is in agreement with experimental results and allows to determine a proportion of bearing shell failure for the use of a customer.

Finally, the presence of a crack and its evolution is investigated. Based on observations from the experimental campaign, a 3D finite element model is developed to estimate the lifetime of a bearing shell with an initiated defect. The feasibility of the "damage tolerance" approach is put forward and a criterion based on the energy restitution rates is proposed.

Keywords :

Spalling

Fatigue damage

Multi-layered bearing shells

Non-proportional multiaxial fatigue in compression

Crack propagation under cyclic loading

Table des matières

Résumé	i
Abstract	ii
Table des matières	iii
Introduction générale	1
Chapitre 1 : Étude bibliographique	5
1 Introduction : phénomène de fatigue et approches de dimensionnement	5
2 Endommagements des coussinets	8
3 Ecaillage des coussinets multicouches	11
3.1 Etudes préliminaires sur la fatigue des coussinets multicouches	11
3.2 Rôle des contraintes circonférentielles dans la fatigue des coussinets	12
3.2.1 Des contraintes circonférentielles de traction susceptibles d’initier une fissure	12
3.2.2 Développement de la modélisation pour mieux comprendre la sollicitation réelle du coussinet	13
3.2.3 Impact du chargement sur les contraintes circonférentielles	15
3.3 Prise en compte du caractère hétérogène du mélange Al-Sn.....	15
3.4 Critères pour la tenue de fatigue.....	19
4 Critères de fatigue pour une approche « durée de vie sûre »	21
4.1 Formalisme général d’un critère de fatigue.....	21
4.2 Critères de fatigue pour la fatigue multiaxiale	23
4.3 Conclusion sur les critères de fatigue	33
5 Tolérance aux dommages en fatigue	33

5.1	Introduction	33
5.2	Méthode de calcul pour l'approche tolérance aux dommages.....	35
5.3	Approche tolérance aux dommages appliquée au coussinet multicouche.....	36
5.3.1	Considérations liées au chargement en front de fissure.....	36
5.3.2	Considérations liées aux matériaux du coussinet	37
5.3.3	Considérations liées à la modélisation de la propagation des fissures courtes.....	39
6	Conclusion	40
Chapitre 2 : Campagne expérimentale.....		43
1	Présentation du banc d'organe.....	43
1.1	Description générale.....	43
1.2	Instrumentation et détection de l'écaillage.....	45
1.3	Description des matériaux composant les coussinets	48
2	Résultats expérimentaux.....	51
2.1	Données de durées de vie	51
2.1.1	Essais de fatigue réalisés avec la géométrie de bielle A.....	53
2.1.2	Essais de fatigue réalisés avec la géométrie de bielle B.....	55
2.2	Effet de la microstructure sur la durée de vie du coussinet	58
2.3	Comportement de la fissure.....	59
2.3.1	Phase 1 : Initiation de la fissure à la surface tribologique du coussinet	60
2.3.2	Phase 2 : Propagation de la fissure dans le substrat	61
2.3.3	Phase 3 : Délaminage en sous-couche dans la couche d'accroche.....	64
2.3.4	Rupture par fatigue : écaillage du substrat	65
2.4	Conclusion du chapitre.....	67

Chapitre 3 : Approche « durée de vie sûre »	69
1 Détermination du cycle des contraintes.....	70
1.1 Géométrie CAO du modèle EF	70
1.2 Maillage des pièces	71
1.3 Données matériaux.....	72
1.4 Chargements.....	74
1.5 Chargements de pré-service	75
1.6 Etude de sensibilité au maillage	81
1.6.1 Taille d'élément en surface	81
1.6.2 Nombre d'éléments dans l'épaisseur.....	82
1.6.3 Influence du maillage du logement	83
1.7 Chargement de service cyclique.....	85
1.7.1 Préparation du calcul.....	85
1.7.2 Contraintes et déformations lors du chargement cyclique.....	87
1.7.3 Evolution des déformations plastiques	90
1.7.4 Evolution de l'amplitude du cisaillement.....	91
2 Comparaison des critères.....	92
2.1 Critère uniaxial.....	93
2.2 Critères multiaxiaux proportionnels.....	94
2.3 Critères multiaxiaux non-proportionnels, approche empirique	96
2.4 Critères multiaxiaux non-proportionnels, approche globale	98
2.5 Critères multiaxiaux non-proportionnels, approche plan critique.....	102
2.6 Synthèse des critères de fatigue pour l'écaillage des coussinets	110

3	Définition du domaine durée de vie sûre	111
3.1	Identification de différents rapports de charge multiaxiaux	111
3.2	Identification des limites de fatigue sous sollicitations multiaxiales.....	112
4	Conclusion	117
	Chapitre 4 : Application industrielle	121
1	Estimation de la durée de vie des coussinets sur structure moteur	121
1.1	Géométrie étudiée.....	121
1.2	Chargements de pré-services non cycliques	122
1.3	Pression hydrodynamique cyclique.....	123
1.4	Durée de vie du coussinet.....	124
1.5	Sensibilité du coefficient de sécurité au critère de fatigue	127
2	Influence des chargements sur la durée de vie du coussinet.....	129
2.1	Effet des chargements de pré-service	131
2.1.1	Effet de l'assemblage des coussinets dans le bloc-moteur	131
2.1.2	Effet du procédé de mise au rond sur la durée de vie des coussinets	134
2.1.3	Effet du procédé de fabrication des coussinets.....	136
2.2	Effet de l'usure de la surface libre du substrat	136
3	Impact de la rigidité du logement sur la durée de vie des coussinets	142
4	Endommagement des coussinets provoqué par l'usage d'un client.....	144
4.1	Cartographie de durée de vie des coussinets dans le plan régime-charge	145
4.1.1	Cartographie de l'effort imposé sur le coussinet dans le plan régime-charge	145
4.1.2	Détermination de la cartographie de durée de vie des coussinets dans le plan régime-charge	148

4.1.3	Validation de la cartographie en durée de vie des coussinets.....	150
4.2	Endommagement sur le coussinet provoqué par un usage client	151
4.2.1	Détermination de la fonction de répartition du dommage sur les coussinets par l'usage client	151
4.2.2	Détermination de la densité de répartition du dommage sur les coussinets par l'usage client	154
4.2.3	Détermination de la densité de répartition de la tenue en fatigue du coussinet.....	155
4.2.4	Proportion de défaillance.....	157
4.3	Conclusion.....	158
Chapitre 5 : Approche « tolérance aux dommages »		163
1	Choix de modélisation	163
1.1	Comportement d'une fissure conduisant à l'écaillage.....	163
1.2	Hypothèses de modélisation	164
1.3	Données matériaux pour la propagation de fissure	165
2	Modèle numérique 3D	167
2.1	Présentation de la démarche	167
2.2	Maillage du sous-modèle.....	169
2.3	Conditions aux limites et chargements.....	170
2.4	Propagation de fissure dans l'épaisseur du substrat en Al-Sn	171
2.5	Délaminage suivant l'interface avec l'acier	174
2.6	Sensibilité au maillage.....	177
3	Discussion sur le caractère prédictif de l'approche « tolérance aux dommages ».....	179
Conclusions et perspectives		183
Bibliographie.....		187

Annexes	199
Annexe A : Détails des nomenclatures associées aux critères de fatigue multiaxiale avec l'approche plan critique.....	199
Annexe B : Calcul du taux de restitution d'énergie par la technique VCCT	203
Annexe C : Observation de la propagation d'une fissure de fatigue suivant la couche d'accroche....	205
Annexe D : Calcul du cisaillement équivalent de Dang Van à 10 millions de cycles.....	207
Annexe E : Exemple d'une sommation discrète d'une intégrale par découpage en classe pour estimer une densité de répartition	208

Introduction générale

Un moteur thermique transforme l'énergie de combustion d'un mélange air/carburant en un mouvement de rotation *via* un système de bielle manivelle. Le vilebrequin est la pièce primaire rotative qui initie le mouvement du véhicule (figure 1.a). Pour assurer une rotation sans encombre de l'arbre dans son logement, les coussinets sont utilisés (figure 1.b). Ce sont des pièces cylindriques qui entourent le vilebrequin par deux demi-coquilles de très faibles épaisseurs (moins de 2 mm). Ces composants transmettent le chargement aux pièces environnantes tout en limitant les frottements. Cette fonction requiert d'avoir des propriétés d'antifriction, surtout dans le cas de contact métal / métal avec le vilebrequin, tout en étant capable de supporter l'effort. Une solution multicouche (figure 1.c-d) est donc adoptée par les fabricants pour les coussinets afin de satisfaire un compromis nécessaire entre malléabilité et résistance mécanique. La couche tribologique, appelée également dans cette étude le substrat ou revêtement, est celle en contact avec le vilebrequin et a une épaisseur de 0,3 mm. Elle est composée d'un mélange de particules d'étain dispersées dans une matrice d'aluminium, présentant ainsi des caractéristiques d'antifriction. Le dos est la couche externe faite d'un acier à bas teneur de carbone. Elle compose la partie essentielle du coussinet et a une épaisseur de 1,5 mm. Entre les deux matériaux se trouve une couche intermédiaire dénommée la couche d'accroche. C'est une très fine feuille de 40 μm composée d'aluminium pur ou d'aluminium renforcé avec 1% de cuivre, et permet d'éviter que les propriétés d'antifriction de l'étain impactent l'adhésion avec le dos en acier, garantissant donc le maintien du multicouche. Ce type de coussinet (tricouche) est dit bimétallique car à base d'aluminium et d'acier. A noter que les coussinets dans les différents paliers du vilebrequin sont différents, nous distinguons les coussinets de bielle (en pointillés noirs) des coussinets de ligne (en pointillés rouge), comme indiqué sur la figure 1.a. Les efforts et l'environnement diffèrent entre ces deux catégories de coussinets cependant leur fonction reste identique.

Les coussinets multicouches utilisés dans les paliers de vilebrequin peuvent subir des avaries de fatigue conduisant à l'écaillage de la couche tribologique (figure 2). Ces avaries peuvent entraîner à terme un grippage des paliers ainsi qu'une casse des chapeaux de paliers conduisant *in fine* à l'immobilisation du véhicule. Il est à noter que l'endommagement par fatigue des coussinets se produit après l'application de plusieurs millions de cycles de chargement (un cycle correspond à 2 rotations du vilebrequin dans son logement, soit un angle de 720°). La sollicitation est donc sous régime mégacyclique ou HCF (High Cycle Fatigue).

Ce projet de thèse s'inscrit dans le cadre d'une convention CIFRE avec l'industriel Renault, qui a rencontré des avaries d'écaillage durant les phases de développement d'un moteur thermique. L'objectif est d'apporter, au travers de la modélisation numérique un outil de prédiction de la durée de vie en fatigue des paliers hydrodynamiques de moteurs thermiques. Puis, dans un second temps, d'exploiter

cet outil pour déterminer l'endommagement de coussinets lors d'un usage client. Dans le cadre de cette étude, un modèle 3D complet sera développé afin de décrire les sollicitations mécaniques imposées aux coussinets au cours de leur cycle d'utilisation, *i.e.* de la phase de montage dans le bloc moteur, jusqu'à leur ruine suite aux chargements hydrodynamiques multiaxiaux imposés par le moteur. Ce modèle permettra d'évaluer les champs de contraintes imposés aux coussinets en service, de mieux estimer le risque d'écaillage dû à la fatigue et de prédire leur tenue mécanique en fonctionnement sur l'ensemble du cycle de leur utilisation. Ce modèle 3D s'appuiera sur des données expérimentales générées par des essais réalisés dans le cadre de ces travaux de thèse.

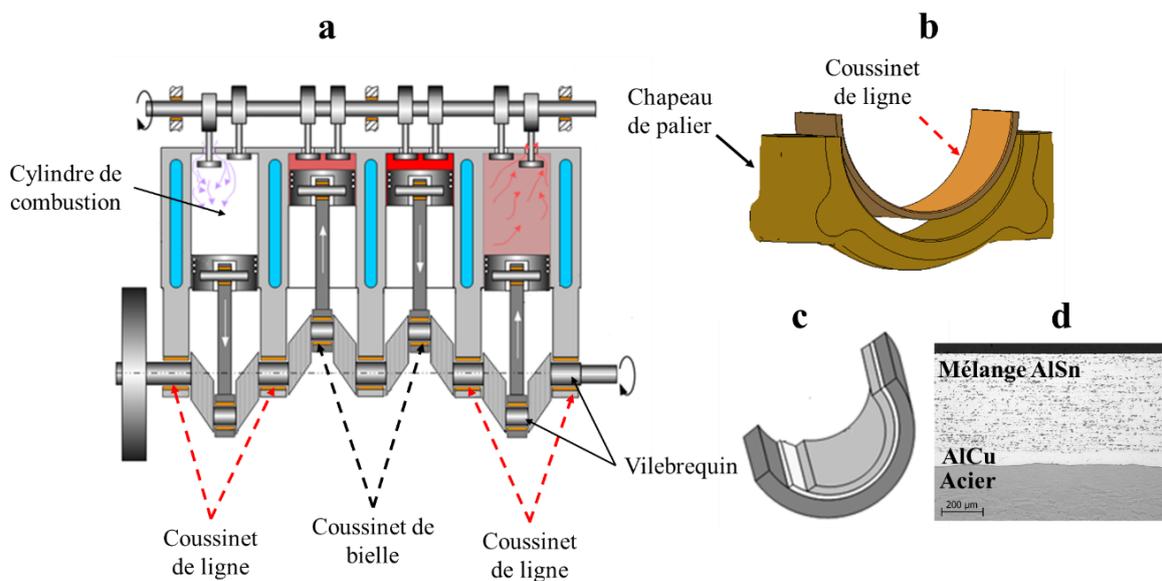


Figure 1 : (a) Positionnement des coussinets dans un moteur thermique, illustration accessible en ligne [1] ; (b) Coussinet dans son logement de type chapeau ; (c et d) Les 3 couches de matériaux dans un coussinet bimétallique, extrait des bases de données Renault.

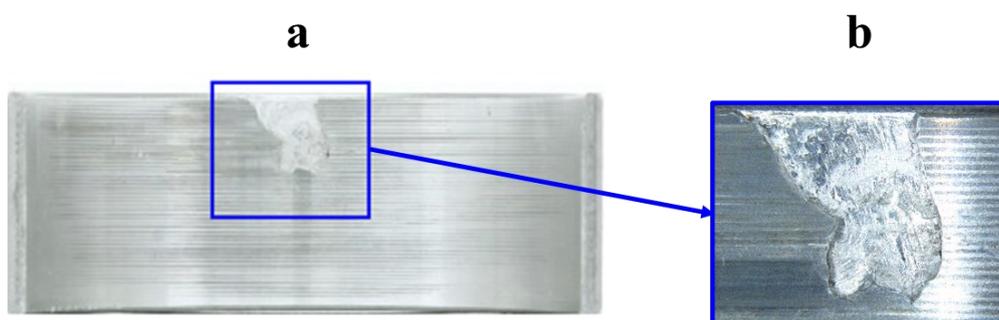


Figure 2 : (a) Vue globale de l'écaillage d'un coussinet multicouche ; (b) vue en détail.

Deux approches d'estimation de la durée de vie seront envisagées. La première est basée sur le concept de « durée de vie sûre » et la seconde sur le concept de « tolérance aux dommages ». La confrontation aux données expérimentales (localisation de l'écaillage, nombre de cycles avant écaillage...) des prédictions de durée de vie issues des deux configurations ci-dessus permettra d'évaluer la pertinence des deux approches proposées.

Ce rapport de thèse est divisé en cinq chapitres. Le premier chapitre propose une recherche bibliographique sur l'écaillage des coussinets en considérant les approches de dimensionnement « durée de vie sûre » et « tolérance aux dommages ». Le deuxième chapitre décrit la campagne expérimentale avec les observations réalisées et les données extraites. Le troisième chapitre présente le modèle numérique développé pour le concept « durée de vie sûre » et motive le choix d'un critère de fatigue. Le quatrième chapitre exploite la prédictivité de cette approche pour une application industrielle moteur. Enfin, le dernier chapitre cherche à estimer la durée de vie des coussinets multicouches avec le concept de « tolérance aux dommages ».

Chapitre 1

Etude bibliographique

Ce chapitre, divisé en cinq parties, propose un état de l'art sur l'endommagement par fatigue des coussinets multicouches.

La première partie introduit de manière succincte le phénomène de fatigue et les approches de dimensionnement pour éviter cet endommagement durant les phases de conception.

La deuxième partie présente les coussinets de manière générale avec leurs différents endommagements avant d'aborder dans une troisième partie les travaux effectués sur l'écaillage des coussinets en utilisant l'approche « durée de vie sûre ».

La quatrième partie propose ensuite une revue des modèles de fatigue multiaxiale pour identifier un critère capable d'estimer la durée de vie de coussinets multicouches sous un chargement de pression hydrodynamique.

Enfin, la cinquième et dernière partie de ce chapitre s'intéresse à l'application de l'approche « tolérance aux dommages » aux coussinets multicouches.

1 Introduction : phénomène de fatigue et approches de dimensionnement

Depuis plus de 150 ans, la fatigue est investiguée par les constructeurs de structures (automobiles, trains, avions, bateaux, etc.) pour garantir la sécurité des usagers. Ce phénomène se manifeste par l'apparition d'un défaut au sein d'un matériau sain puis son évolution amenant à la ruine de la structure. Il est difficile de synthétiser l'ensemble des résultats sur l'endommagement par fatigue d'un matériau. Ce domaine concentre en effet tellement d'études, aussi bien au niveau cristallographique sur les singularités amenant à la naissance d'un défaut, qu'au niveau du calcul du champ de contraintes à proximité de ce défaut [2-7]. Ce travail de recherche portant exclusivement sur l'écaillage des coussinets multicouches, une brève description de ce phénomène est proposée. Nous pouvons notamment citer le mécanisme d'apparition d'une microfissure proposé par Wood [8] qui se base sur la déformation plastique locale. Des plans de glissements privilégiés apparaissent au niveau du matériau lorsque celui-ci est sollicité cycliquement. En traction, des surfaces libres sont créées. Elles sont oxydées et écrouies. En compression, le glissement inverse ne peut plus se faire suivant les mêmes surfaces écrouies, de nouveaux plans de glissement voient le jour parallèles aux premiers. Suivant la position des plans, deux

types de singularités, appelés également dislocations, apparaissent : des intrusions et des extrusions. Ces dislocations évoluent et se déplacent au sein du matériau lorsqu'il est sollicité mécaniquement, et finissent par se concentrer le long de certains plans de glissement. Dès lors que la déformation plastique, qui accumule de plus en plus de dislocations, dépasse le seuil nécessaire pour maintenir la cohésion de la zone, une microfissure apparaît. Celle-ci va évoluer et croître sous un chargement de fatigue jusqu'à amener *in fine* à une fissure de plusieurs millimètres qui peut aboutir à la ruine catastrophique de la structure.

Pour décrire l'ensemble du phénomène plusieurs phases sont à considérer.

1. La première phase est dite celle de nucléation. Elle débute dès la mise en service de la structure, supposée saine, jusqu'à l'apparition d'une fissure qui s'étend de 0 à 0,01 μm (en fonction du matériau).
2. Ensuite, dans une deuxième phase appelée fissure microscopique, le défaut s'agrandit jusqu'à atteindre une taille de l'ordre 100 μm .
3. Dans la troisième phase, dite fissure macroscopique, le terme défaut n'est plus utilisé mais on parle de fissure dont la taille s'étend de 100 à 1000 μm environ. La modélisation de l'évolution de la fissure reste difficile car sa dimension reste de l'ordre de la zone plastique qui est non négligeable.
4. Enfin la dernière phase est celle de la fissure longue. La fissure dépasse le millimètre et en première approximation la zone plastique peut-être négligée. Cette phase est connue pour être celle de propagation. Il y a ensuite rupture lorsqu'un certain seuil, propriété du matériau, est dépassé. Cette limite peut être formulée en utilisant les facteurs d'intensité de contrainte K, ou les taux de restitution d'énergie G.

Deux classes de modèles se dégagent : le modèle décrivant l'initiation (phases 1-3 ci-dessus) et la propagation (phase 4 ci-dessus). D'un point de vue dimensionnement industriel, trois approches différentes existent pour déterminer la durée de vie et s'assurer de la fiabilité des structures :

a. Le concept de « durée de vie sûre ou *Safe Life Design* »

L'approche consiste à :

1. Identifier et modéliser les charges de service (cycle de chargement).
2. Réaliser des essais en laboratoire.
3. Déterminer une durée de vie moyenne.
4. Prendre en compte la dispersion et imposer un facteur de sécurité.

b. Le concept de « sécurité intégré ou *Fail Safe Design* »

L'approche consiste à :

1. Entailler d'abord un des éléments constitutifs de la structure.
2. Réaliser ensuite un essai de fatigue jusqu'à rupture.
3. Montrer que l'entité continue d'assurer sa fonction après rupture.

c. Le concept de « tolérance aux dommages ou *Damage Tolerance Design* »

La présence d'une fissure est tolérée tant qu'elle n'est pas jugée critique pour l'intégrité de la structure. Cette approche nécessite l'instauration de programme d'inspection spécifique pour suivre l'évolution de la taille de la fissure et est particulièrement utilisée dans le secteur aéronautique.

Dans le secteur automobile, c'est surtout la première approche de « durée de vie sûre » qui est utilisée. E. Charkaluk et A. Bignonnet ont présenté deux articles [9, 10] présentant la démarche globale pour le dimensionnement en fatigue dans le milieu automobile. Quatre étapes principales sont à considérer :

1. Identifier le chargement mécanique (ou thermomécanique) de service, grâce à des données expérimentales (*e.g.* pressions de combustion) et la modélisation numérique (*e.g.* efforts).
2. Identifier le comportement mécanique (ou thermomécanique) du matériau grâce à une caractérisation expérimentale. Certaines pièces, à proximité des zones de combustion, requièrent de prendre en compte l'impact du vieillissement thermique sur le matériau (M. Beranger [11]).
3. Déterminer les paramètres de dommages (contraintes, etc.), grâce à la modélisation numérique.
4. Poser le critère de fatigue, *i.e.* pas de ruine si le paramètre de dommage reste inférieur à un certain seuil. Cette limite est identifiée grâce à des essais de fatigue.

Un coefficient de sécurité est ensuite appliqué sur le critère pour des durées de vie de l'ordre gigacyclique. Cette démarche est ensuite confrontée et calibrée par rapport aux essais de validation du constructeur automobile (G. Morin *et al.* [12]).

Enfin, une analyse de fiabilité est réalisée pour valider le dimensionnement lorsque la pièce conçue est soumise à une sollicitation type usager. Dans le secteur automobile, cette sollicitation correspond à l'ensemble des chargements de la plage moteur qu'impose un client lorsqu'il se sert de son véhicule (pressions de combustion, couple généré, vitesse de rotation, etc.). Des mesures expérimentales, des simulations de trajets et des enquêtes auprès de clients alimentent les données d'entrées pour cette analyse de fiabilité, qui consiste en une méthode statistique de « contrainte-résistance ». Les constructeurs Renault et PSA ont communiqué plusieurs exemples de pièces dimensionnées à travers cette analyse de fiabilité (culasse, pont inter-soupapes, collecteurs d'échappement, etc.) [9, 12-14]. Dans la méthode « contrainte-résistance », la contrainte représente la distribution statistique de

l'endommagement provoqué par l'usage client sur la pièce. La résistance est la distribution statistique de la tenue en fatigue de cette pièce étudiée. Les informations relatives à la contrainte proviennent de mesures expérimentales, simulations de trajets et d'enquêtes auprès d'utilisateurs (enquêtes S.O.F.R.E.S.). Les informations relatives à la résistance sont obtenues grâce aux essais de fatigue réalisés par le constructeur automobile (essais sous éprouvette, essais de validation sous structure). L'approche contrainte-résistance consiste à déterminer une proportion de défaillance : quelle est la probabilité que l'endommagement de l'ensemble des chargements imposé par le client dépasse la limite en fatigue du composant considéré ? La proportion de défaillance doit être inférieure à une certaine valeur pour garantir une utilisation sans panne du véhicule.

Cette démarche de dimensionnement repose essentiellement sur l'approche « durée de vie sûre ». Ce n'est que récemment que l'approche « tolérance aux dommages » a été implémentée, un cas récent est celui des culasses en aluminium [15] pour le groupe Renault. Ces pièces sollicitées en fatigue oligocyclique (*LCF = Low Cycle Fatigue*), des fissures apparaissent et on cherche à s'assurer de la non-criticité du défaut et l'arrêt de la propagation de la fissure.

2 Endommagements des coussinets

Les coussinets sont des composants conçus pour améliorer la performance tribologique de pièces en mouvement relatif. Ils représentent une solution alternative aux roulements à billes. Les moteurs automobiles sont d'importants demandeurs de performances tribologiques car l'objectif est de pouvoir transmettre le mouvement à des pièces environnantes en minimisant les pertes par frottement et usure. Plusieurs fonctions sont recherchées durant les phases de développement de nouveau matériau [16-18] pour les applications tribologiques, parmi lesquelles nous pouvons citer :

- a. Une capacité à transmettre l'effort
 1. Une bonne résistance en fatigue.
 2. Une bonne ténacité, *i.e.* résistance à la propagation de fissures.
 3. Une résistance à l'érosion par cavitation ou aux chocs mécaniques.
- b. Une bonne capacité à absorber les particules polluantes dans l'huile / les débris.
- c. Une bonne résistance à l'assemblage et au soudage dans des conditions de frottement.
- d. Une bonne conformabilité, *i.e.* conforme aux géométries de l'arbre et des logements en évitant les désalignements / irrégularités (de l'ordre du μm !).
- e. Une conductivité thermique élevée : pour dissiper la chaleur produite par un palier en fonctionnement.
- f. Une résistance à la corrosion, dans le cas où le lubrifiant serait dégradé et attaquerait chimiquement le coussinet.

Pour répondre à ces exigences, les fabricants ont développé des solutions en utilisant plusieurs matériaux. Courant XIX^{ème} siècle, les coussinets étaient essentiellement à base d'étain et de plomb, à cause de leur souplesse ou leur facilité de moulage. Cependant, pour améliorer la tenue mécanique et la tenue à la corrosion, les fabricants ont été amenés à rajouter de l'antimoine et du cuivre, donnant naissance en 1839 à l'alliage « Babbitt » Sn-11Sb-6Cu (%wt). Plus tard, cet alliage a ensuite été remplacé par des coussinets à base de Cu-Pb ou d'aluminium [19]. Le plomb a par la suite été abandonné pour des raisons de pollutions, risques pour la santé, recyclage mais encore des problèmes d'usure et de corrosion [20].

Actuellement, trois types de solution matériau pour les coussinets sont utilisés pour les paliers hydrodynamiques [18, 21, 22] (cf. figure 1.1):

- a. Coussinet uni-métallique : il est composé d'un alliage de cuivre ou d'aluminium voire de zinc [23]. Ce système présente de faibles performances tribologiques et une mauvaise résistance en fatigue.
- b. Coussinet bimétallique : comme évoqué en introduction, c'est le type de coussinet étudié dans cette thèse. Le dos est en acier et le substrat est fait à base d'aluminium (Al-Sn, Al-Sn-Si ou encore Al-Sn-Ni-Mn) ou de cuivre (Cu-10Pb-10Sn et Cu-Al). Entre les deux couches, une feuille d'aluminium pur permet la cohésion du coussinet.
- c. Coussinet trimétallique : ce coussinet est composé d'un dos en acier, d'une couche intermédiaire souvent à base de cuivre et d'un revêtement polymère ou métallique. La dernière couche, très fine pour limiter le mouvement des dislocations (et donc la déformation plastique [24]), a d'excellentes capacités d'antifriction, et repose sur une seconde couche. Cette seconde couche a de bonnes propriétés de fatigue et agit comme un fusible au cas où la première couche disparaît.

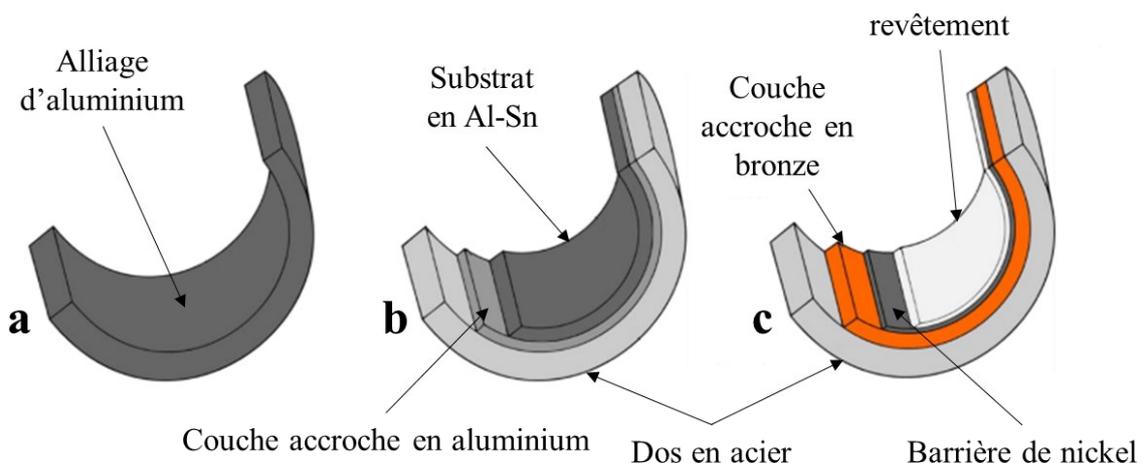


Figure 1.1 : Les trois types de coussinets multicouches, (a) unimétalliques, (b) bimétalliques et (c) trimétalliques. Figure extraite des travaux de Laborda [22].

Les coussinets figurent parmi les éléments les plus importants dont la tenue est primordiale à la durabilité d'un palier de moteur à combustion interne. R.A. Collocat [25] a trouvé que 7 % des défaillances proviennent des paliers sur 410 moteurs Diesel analysés. Une seconde étude [26], réalisée sur plus de 800 moteurs, a montré que 12% des défauts avaient pour origine les paliers. Une autre étude plus récente [27], sur 180 moteurs, indique que 24,4 % des défaillances est lié aux dommages intervenant au niveau des paliers. Cependant, l'endommagement n'implique pas toujours l'incapacité d'une pièce à réaliser sa fonction de service. En 2014, sur les coussinets de 616 moteurs analysés, Vencl et Rac [28] ont trouvé que le mécanisme de fatigue était uniquement à son stade initial, avec des fissures qui se propagent en réseau depuis la zone sollicitée, mais n'ont pas relevé la présence d'écaillage de la couche tribologique. Parmi les endommagements subis par un coussinet, nous pouvons citer [28-32]:

- a. Usure : il s'agit de la perte progressive à la surface d'un corps solide, due à des sollicitations mécaniques. Pour le coussinet, en début de service, les pics de rugosité en surface libre de la couche tribologique sont lissés et le profil s'aplatit par le contact avec l'arbre tournant. Ce comportement est souhaitable mais s'il s'intensifie il peut amener à de l'érosion. Le détachement de ces particules peut amener à de la corrosion, du grippage ou de la fatigue.
- b. Dommage dû à des particules : la très faible épaisseur du film d'huile rend le coussinet très sensible aux particules étrangères qui peuvent s'y rajouter. Ces corps étrangers peuvent s'incruster dans la couche tribologique provoquant un sur-élévation local. Cela peut amener à de l'érosion, du grippage ou même initier de la fatigue locale.
- c. Cavitation : L'impact de la cavitation, et non le phénomène en soi, est dangereux. En dessous d'une pression limite, de l'ordre 10-1000 Pa, la pression d'huile est inférieure à sa pression vapeur saturante. Cela induit un changement d'état de l'huile, variant de l'état liquide à celui de gaz. Une bulle se forme donc dans le film d'huile. Lorsque la pression réaugmente, l'huile liquide entourant la bulle formée va exercer un effort accru à sa frontière jusqu'à former un micro-jet qui la traverse et attaque la surface métallique. Cela peut entraîner des détériorations (fissures, etc.) qui peuvent induire un endommagement (érosion, etc.).
- d. Fatigue : Lorsque l'enlèvement de matière devient plus conséquent (de l'ordre de plusieurs millimètres), c'est la tenue mécanique d'une grande portion de la couche de glissement (*i.e.* du substrat dans notre étude) qui devient insuffisante. L'arrachement a la forme d'écaillage et se propage jusqu'au dos en acier.

L'endommagement par fatigue étant celui étudié dans ces travaux de thèse, les paragraphes suivants proposent un état de l'art sur ce mécanisme de dégradation des coussinets. A noter que ces différents endommagements peuvent survenir de manière concomitante. Barykin *et al.* [33] ont montré par exemple le cas d'usure et de fatigue, simultanés et interreliés dans la rupture d'un coussinet en alliage Sn-11Sb-6Cu.

3 Ecaillage des coussinets multicouches

3.1 Etudes préliminaires sur la fatigue des coussinets multicouches

Depuis des décennies, plusieurs études se sont intéressées à la fatigue des coussinets de paliers hydrodynamiques. Du fait de la rigidité plus importante de l'acier, selon Love *et al.* [34], le substrat doit être plus fin pour transmettre les efforts au dos. En limitant les déformations du substrat, la durée de vie n'en serait qu'améliorée. Les auteurs ont suggéré que le rapport des épaisseurs des couches doit être proportionnel au rapport des modules de Young. Cette hypothèse a ensuite été investiguée par Duckworth et Walter [35] mais aucune relation n'a été trouvée entre rapport des modules de Young et performance de fatigue. D'après leurs observations, les auteurs ont suggéré que la diminution de l'épaisseur de la couche tribologique augmentait la limite élastique cyclique, améliorant la résistance en fatigue.

Un autre paramètre influent est la rigidité du logement. Blount [36] a trouvé que des coussinets sollicités dans un logement très raide avaient une durée de vie sensiblement plus importante que ceux dans un logement souple. Cela a été associé à des contraintes de flexion supplémentaires, pour le coussinet et la pièce environnante. Blount a également montré que si l'épaisseur du multicouche était augmentée sans que sa rigidité le soit significativement, cela a un impact négatif sur la tenue en fatigue. L'explication serait qu'un coussinet plus épais est plus difficilement fretté dans son logement. Il a donc conclu que la conception optimale serait d'avoir un coussinet très fin et très souple dans le logement le plus rigide possible.

La présence d'une rainure circonférentielle dans le coussinet a été investiguée. Blount a trouvé qu'elle diminue la résistance en fatigue, l'expliquant par le fait que l'huile se retrouve enfermée dans une plus petite région, provoquant une surpression et une augmentation de la température. Selon Chen [37], malgré l'augmentation du débit d'huile dans la rainure, conduisant à une vitesse de refroidissement plus rapide, la réduction de la dimension du film va générer plus de chaleur.

Le jeu disponible pour le lubrifiant a également été étudié par plusieurs auteurs. Gyde [38] et Blount [36] ont trouvé que plus le jeu est important, plus faible est la tenue en fatigue. En effet, le vilebrequin a plus d'espace pour se désaligner de son axe de rotation, donnant donc lieu à des surpressions à certains endroits. Gyde a également suggéré que plus le jeu est important, plus le film d'huile est perturbé, rendant plus difficile le refroidissement.

Un autre paramètre influent est la rugosité à la surface libre de la couche tribologique. Plus les pics sont élevés, plus la durée de vie est faible. Les aspérités peuvent être associées à des zones de concentration de contrainte [39, 40]. Une partie de cette rugosité peut-être le résultat du jeu d'intrusions / extrusions des bandes de glissements. Des chercheurs ont mis des revêtements durs pour empêcher l'apparition de

bandes de glissement [41]. Toutefois des fissures peuvent être initiées en sous-couche entre le substrat et le revêtement [42-46].

Plusieurs études ont cherché à comprendre les mécanismes d'initiation de fissure des coussinets multicouches. Ibbrahim et McCallion [47], ont calculé le champ de distribution de contrainte dans une bande bimétallique (acier + métal blanc) dans le plan axial pour cinq cas de chargements en ne considérant que la pression d'huile maximale. Ils prédisent une initiation des fissures en sous-couche. En effet, les maximas des contraintes de cisaillement et d'énergie de distorsion se situent notamment à l'interface dos / substrat, ce qui a été confirmé par plusieurs études [38, 48, 49]. Dans le cas des coussinets multicouches, il a été démontré que l'écaillage est dû à un phénomène de fatigue de surface. Hassan et co-auteurs [50], ont été les premiers à utiliser un banc d'essai pour l'étude de l'écaillage de coussinet multicouche par les mécanismes de fatigue. Les auteurs n'ont pas détecté une initiation de fissures en sous-couche mais seulement en surface libre, proche de la zone centrale du coussinet. Gyde [38] a examiné la position circonférentielle des fissures. Il trouva qu'elles avaient lieu en surface libre dans les régions les plus chargées hydrodynamiquement, et qu'elles ont tendance à se localiser en bords sans que cela soit systématique. Blundell et co-auteurs [51, 52], ont été les premiers à utiliser le banc d'essai pour investiguer la position circonférentielle des fissures et le nombre de cycles pour qu'elles soient visibles avec un intrascope. Ils ont appliqué plusieurs chargements et ont obtenu de précieux résultats expérimentaux avec un départ de fissure en surface. Blundell et co-auteurs ont corrélé la position de l'endommagement avec les zones les plus chargées par l'huile.

3.2 Rôle des contraintes circonférentielles dans la fatigue des coussinets

3.2.1 Des contraintes circonférentielles de traction susceptibles d'initier une fissure

Au milieu des années 70, un groupe de chercheurs allemands [53-57] a étudié la relation entre les contraintes circonférentielles et les propriétés de fatigue d'un coussinet multicouche. Ils ont trouvé que des contraintes superficielles de traction étaient susceptibles de se produire près de la limite de rupture par cavitation des films d'huile sous pression. Ils ont affirmé que les fissures apparaissent dans la région qui voit le maximum de contrainte circonférentielle de traction cyclique. Ils ont également examiné l'influence de la plage circonférentielle et de sa moyenne sur la durée de vie mais la corrélation n'était pas élevée. En 1981, Martin *et al.* [58] ont simulé par éléments finis six essais des travaux de Gyde. Les auteurs ont utilisé l'hypothèse de chargement en déformations planes pour représenter un modèle bidimensionnel plat (*i.e.* non cylindrique) d'une section circonférentielle d'un coussinet. Ils ont calculé les distributions de contraintes et ont constaté que la zone de fatigue se trouvait dans la région de 200° dans le repère du coussinet en accord avec les résultats de Gyde. Ce résultat a permis de conforter l'approche de contrainte de traction circonférentielle maximale (dans la plage 199,5-208°). Martin *et al.* ont également calculé les valeurs de l'amplitude et de la moyenne de la contrainte circonférentielle pour

les six cas et les ont reportées sur un diagramme de Goodman. Les auteurs n'ont pas obtenu de concordance globale. Pour expliquer l'écart observé, ils ont proposé de prendre en compte dans les calculs hydrodynamiques les pressions négatives du film d'huile.

La théorie de la mécanique de la rupture [59] indique que les sites de contrainte principale de traction sur une surface sont sujets à la fissuration par fatigue. Dans le cas du coussinet multicouche, la direction circonférentielle, du fait qu'elle corresponde à une direction principale de contrainte, a été une piste privilégiée par les chercheurs depuis les années 1970 jusqu'à nos jours. En 1992, McCallion et Lotfi [60] ont examiné l'hypothèse indiquant le lien entre la variation en traction des contraintes circonférentielles et l'effet sur l'initiation des fissures à la surface du coussinet multicouche. En se basant sur les résultats expérimentaux de Blundell [51, 52], et grâce à un modèle 2D d'une bande multicouche plate, une très bonne corrélation a été trouvée entre les lieux d'initiation des fissures et la contrainte maximale tangentielle (*i.e.* circonférentielle = $\sigma_{\theta\theta}$). Les résultats obtenus par Martin *et al.* [58] sur les coussinets testés par Gyde [38] ont également été confirmés par McCallion et Lotfi. La zone du coussinet, exposée au maximum des contraintes surfaciques de traction, correspond à l'endroit où le gradient de pression hydrodynamique est le plus élevé [36, 48, 49, 57].

3.2.2 Développement de la modélisation pour mieux comprendre la sollicitation réelle du coussinet

Le développement effectué en modélisation au cours des dernières décennies a permis de mieux comprendre la fatigue des coussinets multicouches. Lang [61, 62] et Harbordt [63] ont proposé des modèles permettant d'étudier la relation entre l'effort du vilebrequin et la tenue en fatigue des coussinets. Ces modèles étaient très simples en 2D, dans le cadre de l'élasticité linéaire pour le substrat et pour le dos. Martin *et al.* [58] ont adopté un modèle bidimensionnel équivalent à une longueur d'arc de 140° en utilisant les coussinets testés par Gyde [38] et ont considéré le logement rigide. Peeken [64] a effectué une analyse par éléments finis similaire en se basant sur la théorie de l'élasticité par déformation plane et a appliqué la pression *via* une série de Fourier. Toutefois, les résultats de l'approche proposée ont manqué de précision. En effet, le chargement réel n'est pas distribué de façon uniforme dans les directions axiales et circonférentielles, ainsi un modèle 2D ne peut être représentatif de la réalité. Par ailleurs, l'auteur a considéré que le logement du coussinet a un comportement parfaitement rigide induisant des erreurs dans les résultats numériques [49, 65]. Pinkus et Sternlich [66] ont déclaré qu'en fonction de la raideur environnante, et de l'assemblage, la déformation du coussinet sera fortement impactée, ce qui change à son tour la forme du film d'huile. Fenner *et al.* [65] ont montré que l'écart dans l'estimation de la pression hydrodynamique maximale dépasse 500 % lorsqu'on considère l'élasticité de l'environnement. Ils ont également noté que si l'on permet à l'arbre de se déformer, les valeurs de pressions vont également diminuer. Xu [67] a indiqué que l'hypothèse d'un logement

complètement rigide conduisait à des pressions d'huile 5 fois plus importantes que celles obtenues en considérant l'élasticité du logement, soulignant la nécessité de prendre en compte le comportement mécanique réel des pièces environnantes.

Au fur et à mesure des modèles plus enrichis ont été proposés dans la littérature. Hacifazlioglu et Karadeniz [48] ont analysé une bande semi-infinie dans des conditions de déformations planes. Puis ils ont étendu leur analyse à 3 dimensions en supposant une distribution parabolique le long de l'axe longitudinal. Une couche supplémentaire en contact sans frottement avec le dos en acier représente un support élastique. McIvor et Fenner [68] ont gardé une approche 2D, mais ont adopté des éléments de type Fourier dans leur modèle éléments finis. Ces éléments permettent l'analyse de modèles axisymétriques combinés à des chargements, et des déplacements, non axisymétriques. La plasticité du substrat en aluminium a également été incluse dans leur modélisation. Le champ de pression a été obtenu en incorporant l'élasticité du logement, *via* une analyse élastohydrodynamique (EHD). Ce type d'analyse, étudié dans la littérature depuis 1949 [69, 70] et toujours d'actualité [70, 71], permet de prendre en compte la déformée élastique du coussinet et du logement lors du calcul du champ de pression d'huile. C'est donc un calcul qui prend en compte l'interaction fluide / structure.

Le premier modèle relativement complexe a été proposé par Bahai et Xu [72] en 1997 en utilisant une géométrie 3D axisymétrique. Les auteurs ont utilisé le champ de pression calculé par EHD par Conway-Jones [73]. Ce dernier a considéré les résultats précédents de McIvor et Fenner [68]. Le modèle de Bahai et Xu a été le premier calcul EHD, qui prenait en compte un écrouissage 3D pour la couche tribologique à base d'aluminium. Cet enrichissement de la modélisation a permis d'apporter un réel gain dans la compréhension de l'initiation de fissures de fatigue dans le coussinet multicouche. Les auteurs ont montré que c'est la déformation circonférentielle $\varepsilon_{\theta\theta}$, et non la contrainte circonférentielle $\sigma_{\theta\theta}$, qui est susceptible d'amorcer une fissure. En effet, au moment de l'application de la pression de l'huile, toutes les contraintes normales subissent une variation compressive, alors qu'au niveau des déformations, seule la déformation radiale est en compression. La déformation circonférentielle $\varepsilon_{\theta\theta}$, par effet de Poisson, a une variation en traction, susceptible donc d'apporter l'ouverture nécessaire pour l'initiation de fissure de fatigue. Bahai et Xu ont également rapporté que la composante circonférentielle du tenseur déviatorique des contraintes subit également une variation positive. Lorsque la pression hydrodynamique est appliquée sur le coussinet, celui-ci est en compression hydrostatique (*i.e.* les 3 directions normales sont comprimées). La composante circonférentielle du déviateur des contraintes ($= \sigma_{\theta\theta} - P_H$, P_H étant la contrainte hydrostatique) varie en traction lorsque la pression hydrodynamique est appliquée sur le coussinet. En se basant sur la théorie de l'énergie de distorsion, Bahai et Xu ont assumé que le déviateur des tenseurs des contraintes gouverne l'écrouissage du substrat à base d'aluminium, et que la compression hydrostatique n'a aucun impact sur la plasticité du matériau ductile.

3.2.3 Impact du chargement sur les contraintes circonférentielles

L'impact des contraintes tangentielles (= circonférentielles = celles de flexion) est encore discuté de nos jours dans la littérature pour l'amorçage de fissure des coussinets multicouches sous chargement hydrodynamique. En 2000, Perez *et al.* [49] ou encore Villar et Perez [74] ont utilisé un modèle de coussinet élastique pour évaluer les effets de rigidité du logement et de l'épaisseur du revêtement sur les contraintes tangentielles. Sans prendre en compte le chargement dû au processus de fabrication ou d'assemblage, les auteurs ont conclu que ce sont les contraintes de flexion qui créent des distorsions localisées susceptibles de provoquer une rupture par fatigue du substrat. La prise en compte des chargements de fabrications (*i.e.* de mise en forme cylindrique) et d'assemblage dans le palier (considéré *via* un frettage simplifié en imposant un déplacement radial à la surface du dos en acier) a été effectuée plus récemment par Burke *et al.* [75-77] entre 2009 et 2012. Pour les auteurs, la prise en compte du cintrage est essentielle pour déterminer les bonnes contraintes tangentielles le long de la surface tribologique. En effet, les contraintes gardent une valeur numérique positive malgré une compression causée par l'assemblage et par l'effort de l'huile. Le chargement cyclique en compression imposé sur le coussinet serait contrebalancé par les contraintes résiduelles de fabrication (cintrage) qui conduisent à une contrainte moyenne plus importante que prévue pendant le cycle de chargement. La prise en compte des contraintes résiduelles a sans doute un impact dans la durée de vie, que ce soit pour un coussinet ou une autre pièce. Nous pouvons citer le cas des tubes ondulés en métal hydroformé. Dans leur étude, Rial *et al.* [78] ou encore Hachemi *et al.* [79] ont trouvé que la durée de vie peut être divisée par dix si elles sont considérées. Dans le cas du coussinet, leur impact reste toujours indéterminé. L'étude de Burke [77] a été nuancée dans son propre rapport de thèse car le niveau des contraintes résiduelles calculées dans la couche d'aluminium-étain est deux fois plus important que la limite élastique. Si de telles valeurs subsistaient toujours en réalité après la mise en forme, on devrait s'attendre à de la fatigue olygocyclique, ou des variations dans des mesures de dureté par rapport à un coussinet plat avant cintrage, ce qui n'a pas été trouvé par Burke. Il est à noter que le fabricant impose une série de traitements thermiques après le cintrage qui doivent relaxer toutes les contraintes.

3.3 Prise en compte du caractère hétérogène du mélange Al-Sn

Plus récemment, la compréhension des mécanismes de fatigue passe par une meilleure investigation du comportement du matériau. En 2000, Joyce [21] a été parmi les premiers à considérer la nature hétérogène du substrat en aluminium-étain pour expliquer le comportement en fatigue de coussinets du fabricant Mahle. Une série d'essais standards a été appliquée sur un multicouche plat, correspondant en matériau et en épaisseur à un coussinet bimétallique de paliers automobiles.

L'essai de caractérisation adopté est un essai de flexion 3 points, à $R = 0,1$ car cela induit des contraintes tangentielles de traction à la surface de la couche tribologique. Ce type d'essai standard est toujours

d'actualité de nos jours. Nous pouvons citer la thèse d'Andro Laborda Cabo [22], qui a utilisé la même démarche en 2018 pour caractériser le comportement en fatigue de trois différents revêtements déposés par électrolyse sur un coussinet multicouche, fourni par le fabricant Daido. De nos jours, les essais de flexion se font sur des géométries plates ou des coussinets cylindriques (*i.e.* après mise en forme) [18, 21, 22] (*cf.* figure 1.2).

La condition de rupture ou d'arrêt se fait par la compliance du multicouche (déplacement dépassant 0,3 mm pour un coussinet cylindrique ou 0,5 mm pour un coussinet plat) [21, 80], ou plus récemment en 2018 par inspection thermographique [22, 81].

M.R. Joyce [21, 82-84] a investigué expérimentalement l'initiation de fatigue et la propagation de fissures, courtes et longues, d'un coussinet bimétallique d'un substrat à base d'Aluminium-Étain-Silicium. Sous le chargement de flexion 3 points, la structure a montré un comportement en fatigue assez complexe, avec plusieurs sites d'initiation de fissures, une propagation de fissure fortement impactée par la microstructure et une interaction de fissure incluant des coalescences et des déviations. L'initiation de fissure paraît être due à la décohésion d'une particule d'addition à l'interface avec sa matrice d'aluminium. Pour le coussinet testé, Joyce [82, 84] a remarqué que c'est surtout la particule de silicium, assez dure, qui se détache. En l'absence de silicium, c'est la particule d'étain qui se décolle de son logement et initie la fissure d'après Mwanza *et al.* [80] (figure 1.3). En l'absence de Si et Sn, le comportement en fatigue est plus directionnel et dépendant du chargement de flexion [80].

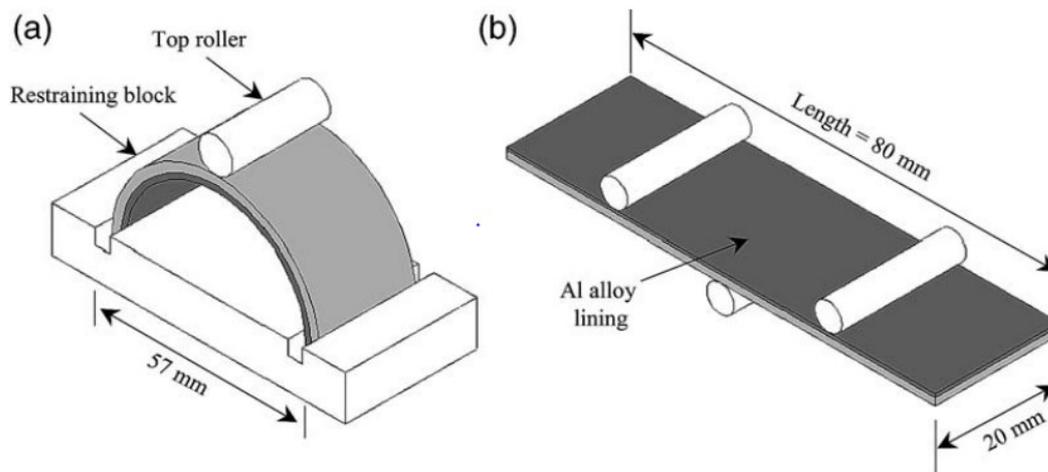


Figure 1.2 : Configurations des essais de flexion 3 points, pour (a) un coussinet cylindrique, (b) pour un multicouche plat correspond en matériau et épaisseur à un coussinet multicouche. Figure extraite des travaux de Mwanza *et al.* [80].

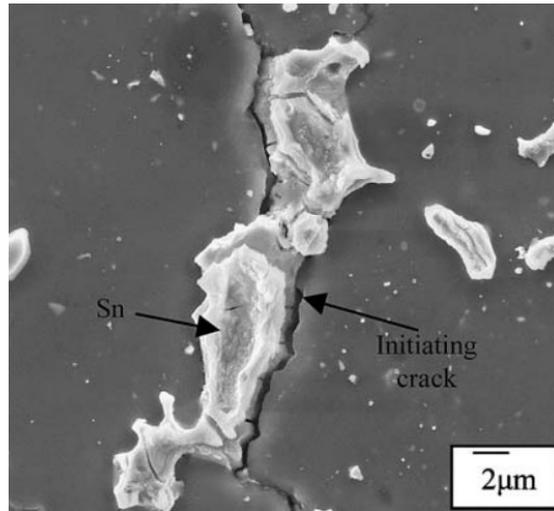


Figure 1.3 : Initiation d'une fissure de fatigue par détachement d'une particule d'étain dans sa matrice d'aluminium. Le coussinet, Al-20Sn, a été testé sous un essai de fatigue de flexion 3 points. Figure extraite des travaux de Mwanza *et al.* [80].

Pour quantifier la distribution de ces phases secondaires (Sn, Si), une évaluation statistique des particules basée sur la tessellation des corps finis (FBT), développée par Boselli *et al.* [85], a été utilisée par M.R. Joyce. Cette approche de tessellation fournit un moyen de caractériser statistiquement une microstructure multiphasée en générant une série de cellules, entourant chaque particule dans le mélange, de telle sorte à ce que tous les points dans la cellule soient plus proches de la particule comprise dans la cellule que celle voisine. La capacité de faire des analyses cellule par cellule permet de comprendre les caractéristiques d'initiation de fissure. Mwanza [80] a étudié l'initiation de fissure dans un substrat Al-Sn20 et Al-12Sn-4Si (%wt). Pour le premier, la particule d'étain a été utilisée comme objet pour créer la cellule. Cinq régions du multicouche testé sous flexion, de 2 mm², ont été sélectionnées au hasard par des images obtenus par BSE (Back Scattered Electron) au microscope électronique à balayage (MEB), chacune comprenant 400 particules environ. Pour le deuxième substrat, c'est la particule de silicium qui est l'objet central de la cellule, 10 régions de 2 mm² ont été sélectionnées au hasard, chacune comprenant 300 particules. L'analyse statistique a divisé les cellules en 3 types : cellules initiant une fissure, cellules sans fissure mais voisines de cellules initiant une fissure, cellules sans fissure et non voisines de cellules initiant une fissure. Onze paramètres étaient étudiés par M.R. Joyce et Mwanza pour quantifier l'objet (la particule dans la cellule) et la cellule unitaire : l'aire ($\times 2$, car 1 pour la particule et 1 pour la cellule), le ratio de l'aire ($\times 2$) et l'orientation angulaire ($\times 2$). Les autres paramètres sont : la fraction des aires objet/cellule, nombre de cellules voisines, la distance moyenne et minimale, avec le centroïde des cellules voisines et enfin l'angle entre centroïdes.

Les conclusions de leurs études montrent pour le mélange Al-12Sn-4Si que l'initiation de fissure se trouve dans les cellules où les particules de silicium sont les plus grandes avec leur axe principal parallèle à l'axe de la contrainte de flexion. Il semble également que la plus petite distance avec l'objet voisin

joue un paramètre influent (*i.e.* distance minimale entre deux particules voisines), les fissures de fatigue s'initiant en effet au niveau des zones où les particules sont peu groupées.

Pour le mélange Al-20Sn, l'interprétation globale est que les cellules initiant une fissure ont une particule d'étain plus grande que la moyenne et un ratio d'aire élevée (*i.e.* celui-ci est définie pour une particule comme la longueur de la corde divisée par la longueur perpendiculaire maximale. La probabilité de décohésion est élevée avec la perte de circularité de la particule). Deux autres observations sont également relevées : similairement au silicium, plus la particule d'étain est isolée de ses particules voisines plus la probabilité de voir apparaître des fissures augmente. Cependant, contrairement au silicium, l'axe principal de particule doit être perpendiculaire à l'axe de la contrainte de flexion pour observer une initiation de fissure. Une première explication a été tentée par Mwanza [80] : la décohésion d'une particule dans son logement est expliquée lorsque la matrice l'entourant atteint une contrainte hydrostatique critique. Cette hypothèse a été avancée par Needleman et co-auteurs [86, 87] puis confirmée expérimentalement par Whitehouse et Clyne [88]. Puisque le module de la particule de silicium est plus élevé que celui de l'aluminium, la pression hydrostatique est maximale lorsqu'on est parallèle au chargement. Dans le cas de l'étain, la compliance étant inversée, il faut que la particule soit perpendiculaire au chargement. M. Ali [18, 89] a présenté un modèle numérique avec une seule particule d'étain idéalisée sous une forme elliptique. Il indique que la fissure est due à un décalage de déformation entre la particule et sa matrice, et qu'il faut prendre en compte la pression hydrostatique mais aussi la déformation plastique de cisaillement pour expliquer la décohésion.

D'un point de vue fabricant, connaître les tailles et les formes optimales des particules est essentiel pour spécifier les objectifs microstructuraux et améliorer la tenue en fatigue grâce à un ajustement des paramètres de fabrication. Cette meilleure compréhension du matériau a été mise en avant par des nouveaux coussinets de mélange aluminium-étain, provenant de Mahle, étudiés et analysés par M. Ali en 2007 [18] et puis 2009 [90]. Parmi les conclusions, M. Ali a montré expérimentalement que le colaminage du substrat sur son dos en acier par des procédés conventionnels (Roll-Bonded) donnaient de meilleures performances en fatigue par rapport à des techniques de pulvérisation d'oxyde à haute vitesse (HVOF). L'adhérence substrat / dos est plus faible avec le second procédé et est susceptible donc d'amener à un écaillage précoce durant une application automobile. Il a également montré qu'avec le nouveau coussinet possédant moins de particules avec des tailles de particules significativement plus petites, la performance en fatigue est bien meilleure et l'initiation de fissure débute par des décohésions des intermétalliques (notamment AlNi4) et non plus au niveau de l'interface du silicium ou de l'étain avec la matrice. Les procédés de fabrication d'un matériau hétérogène d'aluminium-étain sont toujours en cours d'amélioration, la difficulté restant de trouver le meilleur compromis entre tenue mécanique et malléabilité. En 2015, Kim *et al.* [91] montrent que pour garantir une microstructure fine et uniforme, il est préférable d'appliquer une combinaison d'une forte impulsion et un brassage électromagnétique

lorsque le mélange en aluminium-étain est encore sous sa forme liquide. L'impact de ce procédé sur la tenue en fatigue n'a pas encore été investigué mais offre de nouvelles possibilités.

L'hétérogénéité du matériau en aluminium-étain ne se limite pas qu'aux éléments d'additions, mais inclut également les porosités dans le mélange. Récemment, en 2011, une communication faite par Ligier et Dutfoy au 10^{ème} Workshop d'EDF [92], a montré l'importance d'en tenir compte, notamment lorsque le matériau est sujet à de la compression. A cause du caractère multiphasé du mélange et des porosités, Ligier et Dutfoy ont déclaré qu'il ne faut pas limiter l'analyse de l'endommagement de la couche d'antifriction à un comportement homogène isotrope. Ils ont trouvé que lorsqu'on utilise le critère de Gurson [93] modifié par Tvergaard [94], la limite d'élasticité peut être atteinte quand une forte compression multiaxiale est appliquée, alors qu'un modèle de type von Mises ne le détecte pas. Bien que les porosités dans le mélange ne soient que de l'ordre de 0,5 % d'après les observations au microscope électronique à balayage (MEB), cela est suffisant pour impacter la tenue mécanique. Imposer une forte compression hydrostatique va amener à de la plasticité et *in fine* à de la fatigue olygocyclique. Dans une étude plus récente, Zhang *et al.* [95] en 2020 ont montré que pour un matériau poreux soumis à une pression hydrostatique pure, l'écrouissage se produit et commence aux frontières des porosités. L'approche de Ligier et Dutfoy [92] a été de mettre une limite statique à la contrainte hydrostatique en compression à ne pas dépasser pour éviter la plastification du mélange aluminium-étain et l'initiation de fissure de fatigue. Malgré un chargement en compression multiaxiale, le coussinet est donc susceptible de s'endommager par fatigue. Yu *et al.* [96] ont également montré que le chargement en compression peut initier des fissures par fatigue dans un matériau comme l'aluminium. Identifier les bonnes limites en compression de matériau hétérogène est toujours en cours d'exploration dans la littérature. Nous pouvons citer l'article de Dong *et al.* paru fin 2022 pour déterminer les limites mécaniques en compression d'un coussinet à base d'étain en construisant un volume élémentaire de référence (VER) [97].

3.4 Critères pour la tenue de fatigue

De nos jours, la littérature n'a pas investigué en détail un critère de fatigue qui considère le cycle de contraintes multiaxiales du substrat en aluminium-étain lors d'une application hydrodynamique sur un moteur thermique. La méthode la plus ancienne retenue par les constructeurs automobiles est d'utiliser une pression spécifique comme recommandée par la Verein Deutscher Ingenieure (VDI) [98]. Pour l'obtenir, il faut diviser l'effort du vilebrequin sur la section du coussinet (largeur, diamètre). La tenue en fatigue est pilotée par cette valeur, notée $P_{\text{spécifique}}$ à ne pas dépasser. Ce critère a depuis longtemps été refusé par la communauté scientifique. Dès 1981, Martin *et al.* [58] ont mis en avant ses limites. En effet, un même effort de vilebrequin, sur une même géométrie de coussinet, sollicite différemment le matériau si la rigidité du logement est différente par exemple. Ce type de critère n'est plus valable lorsqu'on change le chapeau, l'épaisseur du substrat, la présence ou non de rainure, etc. D'un point de

vue industriel, il est toujours utilisé mais au prix d'une campagne expérimentale très coûteuse à chaque fois : l'essai de caractérisation n'est valable que pour une géométrie de coussinet et qu'une géométrie de logement.

Toutefois, certains auteurs continuent à utiliser ce critère. Nous pouvons citer Basri en 2007 [99] et 2016 [100]. L'auteur a construit une courbe de Wöhler en contrainte (S-N) où la contrainte n'est autre que la pression spécifique multipliée par un certain K_t . Une courbe de Wöhler sur l'amplitude de déformation plastique a également été adoptée par les travaux d'Ali [18], Joyce [21] et Cabo [22] jusqu'en 2018. Dans ce cas, les essais de fatigue réalisés visaient la caractérisation du matériau et non un dimensionnement pour un chargement moteur. Plus récemment, en 2020, Quin Dong *et al.* [101] ont construit une courbe de Wöhler en se basant sur la pression hydrodynamique de l'huile (qui est censée être fonction de la rigidité de logement) et l'ont ensuite liée à une contrainte équivalente du matériau. Cette contrainte ne s'appuie pas sur des considérations physiques mais a été construite empiriquement par les auteurs. Par ailleurs le caractère universel de ce critère n'est pas prouvé.

La seule étude qui semble s'être concentrée sur la détermination d'un critère adapté aux contraintes multiaxiales du coussinet sous chargement hydrodynamique est celle de Sous et co-auteurs en 2016 [102] et 2018 [103]. Les auteurs se concentraient sur l'application de « Quadratic Failure Hypothesis » (QFH) pour déterminer si le coussinet, en Sn-Sb, s'écaillera ou pas. Ce modèle de fatigue est basé sur le critère de Hashin, présenté ultérieurement. L'amplitude de chaque composante du tenseur des contraintes 3D durant le cycle de chargement est prise en compte et est normée par rapport à une limite en fatigue. Cette limite de fatigue est obtenue par des essais sur éprouvettes en traction / compression σ_{-1} , traction répétée σ_0 , ou cisaillement alternée τ_{-1} . Les amplitudes de contraintes sont ensuite additionnées dans le critère de fatigue proposé à travers deux équations différentes. Enfin, ces deux équations sont sommées et pondérées *via* un coefficient empirique pour déterminer l'endommagement par fatigue. Ce critère est le premier qui s'intéresse à donner un modèle prédictif sur structure moteur mais trois points essentiels sont sujets à débat :

- a. Des propriétés de fatigue en tension (rapport de charge $R = 0$ et $R = -1$) ont été utilisées par les auteurs. Or, sous pression hydrodynamique, le coussinet est en compression multiaxiale et est donc sollicité différemment. Projeter des données de tension sur un dommage en compression tout en restant prédictif est une hypothèse forte, notamment dans le cas de matériau multiphasé soumis à un chargement multiaxial.
- b. Les propriétés de fatigue ont été obtenues avec des éprouvettes cylindriques lisses. Or le substrat est une fine couche, très rugueuse, co-laminée avec un dos en acier. Plusieurs facteurs sont très influents en fatigue [104], parmi lesquels des effets d'échelles, de surface, de forme, etc. La différence entre l'éprouvette et l'application sur structure moteur est telle que la validité des données de fatigue dégagées peut être débattue.

- c. La formulation de la fonction de dommage est fortement empirique et manque de sens physique par rapport aux mécanismes / grandeurs susceptibles de piloter l'endommagement par fatigue du coussinet.

Ainsi, l'état de l'art met en évidence l'absence de critère pour le dimensionnement en fatigue des coussinets de paliers multicouches, qui prend en compte l'état de contrainte multiaxiale 3D sous chargement de pression hydrodynamique. Pour identifier un critère qui prend en compte la multiaxialité de l'état des contraintes, le paragraphe suivant propose une revue de différents modèles de fatigue disponibles dans la littérature.

4 Critères de fatigue pour une approche « durée de vie sûre »

4.1 Formalisme général d'un critère de fatigue

L'approche « durée de vie sûre » correspond à un post-traitement des états de contraintes et de déformations du matériau durant le cycle de chargement. Le chargement cyclique peut induire une plastification du matériau, dans ce cas la durée de vie de la pièce étudiée est faible et le régime de sollicitation est dit LCF (*Low Cycle Fatigue*). A cause de l'écrouissage du matériau pour accommoder le chargement, il est d'usage d'utiliser un critère en déformation plastique pour estimer la durée de vie de la pièce étudiée. Lorsque le chargement sollicite élastiquement le matériau, la durée de vie de la pièce est plus importante et le régime de sollicitation est dit HCF (*High Cycle Fatigue*). Dans ce cas il est d'usage d'utiliser un critère formulé en contrainte. La limite entre les régimes HCF et LCF est généralement entre 20 000 et 100 000 cycles, mais cela dépend du matériau et de sa limite élastique. L'écaillage des coussinets dans cette étude n'intervenant qu'après l'application de plusieurs millions de cycles de chargement, la sollicitation du matériau est en régime HCF et seuls les critères de fatigue dans ce domaine sont considérés.

Un critère de fatigue (ou modèle de fatigue) est une fonction (ou équation) qui utilise d'une part les contraintes cycliques du matériau provoquées par le chargement, et d'autre part des limites de fatigue associées à une durée de vie spécifique (*e.g.* limite en traction alternée symétrique à 10 millions de cycles, limite en torsion alternée symétrique à 10 millions de cycles, etc.). Le résultat de cette fonction est un scalaire, s'il est supérieur ou égal à 1, alors le critère indique que le matériau va s'endommager avant d'atteindre le nombre de cycles associé aux limites de fatigue (*e.g.* 10 millions). Dans le milieu industriel, il est d'usage d'inverser ce scalaire pour calculer un coefficient de sécurité (SF): il y a endommagement par fatigue lorsque le SF est inférieur ou égal à 1.

Lorsque la sollicitation du matériau est multiaxiale, chaque composante du tenseur des contraintes est prise en compte dans le critère de fatigue. La manière dont elle est considérée dépend de chaque critère et de la famille d'appartenance du critère. Plusieurs travaux de la littérature [105-108] proposent une

classification des critères multiaxiaux. On peut notamment citer la classification faite par Bastien Weber en 1999 [107] sur la fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque et qui est particulièrement appréciée. Plusieurs approches ou familles existent pour catégoriser un critère de fatigue multiaxiale :

- a. Critères basés sur l'**approche contrainte ou déformation équivalente** : L'endommagement par fatigue du matériau est piloté par le cyclage d'une contrainte ou d'une déformation équivalente, souvent à nature multiaxiale (contrainte principale, contrainte de von Mises, etc.). Cette approche est utilisée lorsque la sollicitation du matériau est multiaxiale et proportionnelle : la variation des contraintes principales est proportionnelle l'une à l'autre et le repère des axes principaux ne varie pas durant le chargement. Ce type de critère est très utilisé dans des logiciels commerciaux comme FeSafe ou DesignLife (NCode). Bien que nécessitant qu'une unique donnée de fatigue, cette approche n'est pas idéale car elle ne permet pas de distinguer l'impact des contraintes de cisaillement, initiant une fissure, des contraintes normales à l'origine de l'ouverture de la fissure. Les trois autres familles ne possèdent pas cette limitation et considèrent dans leur modèle des contraintes normales et de cisaillement.
- b. Critères basés sur des **approches empiriques** : Ces critères de fatigue modélisent de façon très précise les résultats expérimentaux obtenus avec les sollicitations testées (flexion, torsion, etc.). Bien qu'ils aient un caractère multiaxial, leur fonction de dommage manque d'universalité car elle est essentiellement restreinte aux chargements des essais qui ont servi pour identifier le critère de fatigue. Le premier modèle de fatigue de cette approche date de 1933.
- c. Critères basés sur l'**approche globale** : Cette famille de critère a un caractère global car elle fait intervenir dans son formalisme des invariants du tenseur des contraintes ou de son déviateur. Cette catégorie de critères incluent également des formulations en énergie (e.g. critère de Palin-Luc [109-111]), et des formulations qui moyennent des fonctions de dommage pour tous les plans de matière (e.g. critère de Fogue [112, 113]). Le coefficient de sécurité calculé est donc indépendant de la direction de sollicitation. De tels modèles de fatigue existent depuis 1955.
- d. Critères basés sur l'**approche plan critique** : Cette famille de critère considère que l'endommagement s'effectue sur un plan de matière critique lorsque le chargement est fortement multiaxial. Une première fonction F_{plan} qui prend en compte le cycle de chaque composante du tenseur des contraintes, identifie le plan critique. Sur celui-ci, le coefficient de sécurité est calculé par une équation de fatigue. Souvent, chaque auteur justifie son choix de plan critique par l'observation expérimentale de l'initiation de fissure dans les alliages métalliques. Cette approche existe depuis 1954.

La partie suivante présente quelques modèles de fatigue appartenant à chaque famille. A noter que dans les chapitres suivants on discutera de l'application de ces critères à l'écaillage des coussinets.

4.2 Critères de fatigue pour la fatigue multiaxiale

Le tableau 1:1 donne la nomenclature des notations associées à chaque critère de fatigue présenté. Le détail des grandeurs associées à l'approche plan critique est donné dans l'annexe A. Les tableaux 1:2, 1:3, 1:4 et 1:5 présentent les critères de fatigue multiaxiale suivant leur famille d'appartenance.

Tableau 1:1 : Nomenclature des notations.

R_m : Résistance maximale de traction	$I_{1a} = \frac{I_{1max} - I_{1min}}{2}$: Amplitude du premier invariant du tenseur des contraintes
τ_u : Résistance maximale au cisaillement	$P_{Hm} = \frac{I_{1m}}{3}$: Pression (ou contrainte) hydrostatique moyenne
σ_0 : Limite d'endurance en traction répétée	$P_{Ha} = \frac{I_{1a}}{3}$: Amplitude de la pression hydrostatique
f_{-1} : Limite d'endurance en flexion alternée symétrique	I_2 : Deuxième invariant du tenseur des contraintes
τ_{-1} : Limite d'endurance en torsion alternée symétrique	J_{2a} : Amplitude du deuxième invariant du déviateur des contraintes $[S_{ij}]$: $\sqrt{J_{2a}(t)} = \max_t \left(\sqrt{\frac{S_{ii}(t)^2 + 2S_{ij}(t)^2}{2}} \right)$
σ_{VM} : Contrainte de von Mises	J_{2m} : Valeur du deuxième invariant du déviateur des contraintes moyennes.
σ_1 : Contrainte principale	$\sigma_{hh}(t) = h[\sigma(t)]h$: Contrainte normale agissant sur le plan de normale h.
$\varepsilon_{\theta\theta}$: Déformation circonférentielle	$\tau_h(t)$: Contrainte de cisaillement agissant sur le plan de normale h.
σ_a : Amplitude de la contrainte de traction	$\sigma_{hhmin} / \sigma_{hhmax}$: Contrainte normale minimale / maximale
f_a : Amplitude de la contrainte de flexion	σ_{hhm} : Contrainte normale moyenne $\sigma_{hhm} = \frac{\sigma_{hhmax} + \sigma_{hhmin}}{2}$
τ_a : Amplitude de la contrainte de cisaillement (torsion)	$\sigma_{hha}(t)$: Partie alternée de la contrainte normale à l'instant t = $\sigma_{hh}(t) - \sigma_{hhm}$
σ_m : Contrainte moyenne de traction	τ_{ha} : Amplitude de la contrainte tangentielle locale
τ_m : Contrainte moyenne de cisaillement (torsion)	τ_{hm} : Valeur moyenne de la contrainte tangentielle locale
I_{1max} / I_{1min} : Valeur maximale / minimale du premier invariant des tenseurs des contraintes.	$\tau_{ha}(t)$: Partie alternée de la contrainte tangentielle locale à l'instant t : $\tau_{ha}(t) = \tau_h(t) - \tau_m$
$I_{1m} = \frac{I_{1max} + I_{1min}}{2}$: Valeur moyenne du premier invariant du tenseur des contraintes	

Tableau 1:2 : Critères de fatigue basés sur une approche en contrainte ou déformation équivalente.

Nom du critère	Equation du critère	Description
Critère de l'amplitude de la contrainte normale de von Mises [108]	$SF = \frac{AMP(\sigma_{VM_{Ncycles}})}{AMP(\sigma_{VM})}$	<p>Ce modèle calcule en chaque point, et à tout instant du cycle, la contrainte équivalente de von Mises. Son amplitude est ensuite déterminée <i>via</i> ses bornes maximale et minimale $AMP(\sigma_{VM})$.</p> <p>Sur structure moteur, il y a rupture à N cycles si l'amplitude de von Mises dépasse celle qui a été obtenue sur éprouvette à N cycles également $AMP(\sigma_{VM_{Ncycles}})$.</p>
Critère de l'amplitude de la contrainte principale [108]	$SF = \frac{AMP(\sigma_{I_{Ncycles}})}{AMP(\sigma_1)}$	<p>Ce modèle est identique au précédent mais regarde l'amplitude de la contrainte principale $AMP(\sigma_1)$.</p> <p>Même si la contrainte principale σ_1 change de plan durant le cycle de chargement, c'est uniquement sa valeur qui est enregistrée à chaque instant.</p>
Critère de l'amplitude de la déformation circonférentielle	$SF = \frac{AMP(\varepsilon_{\theta\theta_{Ncycles}})}{AMP(\varepsilon_{\theta\theta})}$	<p>Ce critère a été rajouté pour vérifier si c'est bien la déformation circonférentielle qui pilote le dommage en fatigue du coussinet, comme discuté dans les paragraphes précédents.</p>

Tableau 1:3 : Critères de fatigue basés sur une approche empirique.

Nom du critère	Equation du critère	Description
Critère de Hohenemser & Prager [114]	$SF = \frac{1}{\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \frac{\sigma_m}{R_m}}$	Il s'agit d'un des critères les plus anciens dans la littérature (1933). Ce critère a été établi à partir d'essai de traction-torsion combiné où seules les contraintes de cisaillement variaient, avec une contrainte moyenne de traction σ_m constante.
Critère de Gough & Pollard [115, 116]	$SF = \frac{1}{\left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2}$	Ce critère a été obtenu grâce à des essais de flexion-torsion en phase. Le SF a été donné dans le cas de matériaux ductiles.
Critère de Davies [117]	$SF = \frac{1}{\left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 + \frac{\tau_m}{\tau_u}}$	En 1935, similairement à Hohenemser & Prager, Davies observe l'effet de l'amplitude de la contrainte normale de flexion f_a en présence de contrainte moyenne de cisaillement τ_m .
Critère de Nishihara & Kawamoto [118, 119]	<p>Si $\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} \geq \sqrt{3}$: $SF = \frac{1}{\left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2}$</p> <p>Si $\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} \leq \sqrt{3}$</p> $SF = \frac{1}{\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \frac{1}{2}\left(3 - \left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2\right)\frac{f_a}{f_{-1}} + \frac{1}{2}\left(\left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 - 1\right)\left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2}$	Les auteurs proposent, à partir d'essais variant l'amplitude de cisaillement et l'amplitude de la contrainte normale de flexion, deux modèles se distinguant par le rapport des limites d'endurance de torsion et flexion alternée.

<p>Critère de Lee I [120, 121]</p>	$SF = \frac{1}{f_a \left[1 + \left(\frac{\tau_a f_{-1}}{f_a \tau_{-1}} \right)^\alpha \right]^{1/\alpha}}$	<p>A partir d'essais hors phase de flexion-torsion, Lee propose en 1980 un critère avec un exposant α dépendant du déphasage ϕ entre les deux chargements. Cet exposant est lié à une constante matériau β, et est défini par $\alpha = 2(1 + \beta \sin \phi)$</p>
<p>Critère de Lee II [105, 122]</p>	$SF = \frac{1}{f_a \left[1 + \left(\frac{\tau_a f_{-1}}{f_a \tau_{-1}} \right)^\alpha \right]^{1/\alpha} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^n \right]}$	<p>Lee rajoute en 1989 une constante empirique n, comprise en 1 et 2, pour mieux prendre en compte l'effet de la contrainte de cisaillement moyenne.</p>

Tableau 1:4 : Critères de fatigue basés sur l'approche globale.

Nom du critère	Equation du critère	Description
<p>Critère de Sinès [123-125]</p>	$SF = \frac{A}{\sqrt{J_{2a}} + \alpha I_{1m}}$	<p>Le coefficient de sécurité est calculé à partir du premier invariant du tenseur des contraintes et du deuxième invariant du déviateur du tenseur des contraintes. Les paramètres A et α sont obtenus en imposant au critère de prendre la valeur 1 pour les essais de traction répétée et torsion alternée : $A = \tau_{-1}$ et $\alpha = 2 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_0} - \frac{1}{\sqrt{3}}$; Le critère est valable pour $\alpha > 0$.</p>

<p>Critère de Crossland [126, 127]</p>	$SF = \frac{A}{\sqrt{J_{2a}} + BI_{1\max}}$	<p>Ce critère est assez semblable au précédent, la valeur moyenne du premier invariant des contraintes est remplacée par sa valeur maximale. Les coefficients A et B sont donnés par : $A = \tau_{-1}$ et $B = \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \frac{1}{\sqrt{3}}$ avec $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{\sqrt{3}}$</p>
<p>Critère de Marin [128]</p>	$SF = \frac{1}{\left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2m}}}{R_m}\right)^2}$	<p>Marin propose en 1956 un critère de fatigue où l'endommagement est piloté par le second déviateur du tenseur des contraintes.</p>
<p>Critère de Dietman & Issler I [129]</p>	$SF = \frac{1}{\left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}}{f_{-1}}\right)^2 + \frac{3P_{Hm}}{R_m}}$	<p>Le premier critère de Dietman & Issler s'inspire du diagramme de Haigh et la parabole de Gerber pour établir un modèle de fatigue pour une sollicitation multiaxiale.</p>
<p>Critère de Dietman & Issler II [129]</p>	$SF = \frac{1}{\left(\frac{\sqrt{J_{2a}}}{\tau_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\sqrt{J_{2m}}}{\tau_u}\right)^2}$	<p>Les auteurs ont également émis une deuxième proposition qui tient compte du cisaillement moyen à travers J_{2m}. Ce modèle est surtout adapté au cas de fatigue où l'effet des contraintes normales est limité.</p>
<p>Critère de Dietman & Issler III [129]</p>	$SF = \frac{\sqrt{\left(\frac{\sqrt{J_{2m}}}{\tau_u}\right)^2 \left(1 - \frac{3P_{Hm}}{R_m}\right)}}{\left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}}{f_{-1}}\right)}$	<p>La dernière formulation proposée par Dietman & Issler combine les deux précédentes.</p>

<p>Critère de Kakuno & Kawada [130]</p>	$SF = \frac{\gamma}{\sqrt{J_{2a}} + \alpha P_{Hm} + \beta P_{Ha}}$	<p>La contrainte normale apparaît <i>via</i> la pression hydrostatique à travers son amplitude et sa valeur moyenne. Le cisaillement local est présent <i>via</i> le second déviateur des contraintes. Ce critère fait donc intervenir trois grandeurs et nécessitent trois données de fatigue :</p> $\alpha = 3 \tau_{-1} \left(\frac{2}{\sigma_0} - \frac{1}{\sigma_{-1}} \right), \beta = 3 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \sqrt{3} \text{ et } \gamma = \tau_{-1}.$
<p>Critère de Hashin [131, 132]</p>	<p>Sans prise en compte des contraintes moyennes :</p> $SF = \frac{1}{\left(\frac{I_1'}{f_{-1}} \right)^2 - \left(\frac{I_2'}{\tau_{-1}} \right)}$ <p>En prenant en compte les contraintes moyennes :</p> $SF = \frac{1}{\frac{2(\sigma_{-1} + \sigma_0)}{\sigma_{-1}\sigma_0} I_1' - \frac{2}{\sigma_{-1}\sigma_0} I_1'^2 - \frac{I_2'}{\tau_{-1}^2}}$	<p>En 1981, Hashin propose un critère qui considère l'amplitude de toutes les composantes du tenseur des contraintes. L'auteur calcule le premier invariant I_1' et deuxième I_2' du tenseur des contraintes défini sur les amplitudes du cycle :</p> $I_1' = \sigma_{11a} + \sigma_{22a} + \sigma_{33a} \text{ et}$ $I_2' = \sigma_{11a}\sigma_{22a} - \sigma_{12a}^2 + \sigma_{22a}\sigma_{33a} - \sigma_{23a}^2 + \sigma_{11a}\sigma_{33a} - \sigma_{13a}^2$ <p>L'auteur propose une première formulation où le coefficient de sécurité est calculé à partir des limites de flexion alternée et de cisaillement. Ensuite une autre formulation est proposée qui prend en compte les contraintes moyennes.</p>
<p>Critère de Papadopoulos I [133]</p>	$SF = \frac{\beta}{k^* + \alpha P_{Hmax}}$	<p>Formulé en 1987, Papadopoulos pose un critère où le dommage par fatigue est piloté par la pression hydrostatique maximale et par un paramètre k^*. Ce</p>

		<p>paramètre est l'équivalent de l'amplitude du cisaillement local. Dans l'espace multiaxial à 6 dimensions du déviateur des contraintes, k^* est le rayon qui contient tout le cycle de chargement. Les constantes du critère sont données par : $\beta = \tau_{-1}$ et $\alpha = 3 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \sqrt{3}$; Le critère est valable lorsque $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{\sqrt{3}}$</p>
--	--	---

Tableau 1:5 : Critères de fatigue basés sur l'approche plan critique.

Nom du critère	Equation du critère	Description
Critère de la contrainte normale absolue [108]	$SF = \frac{ \sigma_{hh \text{ Ncycles}} }{\max_h \max_t \sigma_{hh}(t) }$	<p>Le paramètre pilotant le dommage par fatigue est la valeur absolue maximale de la contrainte normale σ_{hh}. Chaque plan de matière est isolé, et la contrainte normale cyclique y est calculée. Le plan critique est celui où la valeur de σ_{hh} est la plus élevée en considérant tout le cycle de chargement.</p>
Critère de Stulen & Cummings [134]	$F_{\text{plan}} = \max_h \frac{\tau_{ha}}{\beta - \alpha \sigma_{hh\text{max}}}$ $SF = \frac{\beta}{\tau_{ha} + \alpha \sigma_{hh\text{max}}}$	<p>Le critère recherche d'abord le plan qui maximise l'expression définie dans F_{plan}, puis calcule sur ce dernier le coefficient de sécurité SF. Ce critère a besoin de 2 coefficients α et β obtenus à iso-durée de vie pour être</p>

		<p>identifié. Les auteurs définissent $\alpha = 2 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - 1$ et $\beta = \tau_{-1}$;</p> <p>Le critère est valable si $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2}$.</p>
Critère de Findley [135]	$F_{\text{plan}} = \max_h (\tau_{ha} + \alpha \sigma_{hh\text{max}})$ $SF = \frac{\beta}{\tau_{ha} + \alpha \sigma_{hh\text{max}}}$	<p>Findley garde le même critère que celui proposé par Stulen & Cummings, mais définit un autre plan critique.</p>
Critère de Yokobori [136]	$F_{\text{plan}} = \max_h \frac{1}{SF}$ $SF = \frac{1}{\left[\frac{\max_t (\tau_h(t)) + \alpha \sigma_{hh\text{max}}}{\beta} \right]}$	<p>L'auteur définit son plan critique comme le plan où sa fonction d'endommagement y est maximale. Les paramètres α et β sont identiques à ceux du critère de Stulen & Cummings, avec $\alpha > 0$.</p>
Critère de McDiarmid I [137]	$F_{\text{plan}} = \max_h (\tau_{ha})$ $SF = \frac{A}{\tau_{ha} + B(\sigma_{hha})^{\frac{3}{2}}}$	<p>Le plan critique est le plan où l'amplitude du cisaillement est optimale. Sur celui-ci, le coefficient de sécurité est ensuite calculé. A et B sont pris tel que le SF soit égal à 1 en traction et torsion alternée symétrique : $A = \tau_{-1}$ et</p> $B = \frac{\tau_{-1} - \frac{\sigma_{-1}}{2}}{\left(\frac{\sigma_{-1}}{2}\right)^{\frac{3}{2}}}$; Critère valable si $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2}$.
Critère de McDiarmid II [138]	$F_{\text{plan}} = \max_h (\tau_{ha})$ $SF = \frac{A}{\left(1 - \frac{2\sigma_{hhm}}{R_m}\right)^{-\frac{1}{2}} \tau_{ha} + B(\sigma_{hha})^{\frac{3}{2}}}$	<p>Le second critère de McDiarmid intègre l'effet de la contrainte normale moyenne. Le plan critique et les</p>

		<p>constantes restent les mêmes, avec $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2}$ et $\frac{\sigma_{hhm}}{R_m} < \frac{1}{2}$.</p>
<p>Critère de Dang Van (I et II) [139-141]</p>	$F_{\text{plan}} = \max_h \frac{1}{SF}$ $SF = \left[\frac{1}{\frac{\max_t (\tau_{ha}(t)) + \alpha P_H(t)}{\beta}} \right]$	<p>Ce critère est largement connu dans la communauté et est parmi les premiers critères utilisés dans le milieu industriel. Ce critère associe l'amplitude du cisaillement local à la pression hydrostatique $\left(P_H = \frac{\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}}{3} \right)$. α et β définissent la droite de Dang Van, obtenu idéalement par un essai de traction alternée et un essai de torsion alternée : $\alpha = 3 \left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \frac{1}{2} \right)$ et $\beta = \tau_{-1}$. Critère valable pour $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2}$. La première formulation de Dang Van identifie l'amplitude du cisaillement local pour chaque plan de matière, la deuxième utilise le second invariant du tenseur des contraintes J_2 et le critère de Tresca.</p>
<p>Critère de Mataka [142, 143]</p>	$F_{\text{plan}} = \max_h (\tau_{ha})$ $SF = \frac{\beta}{\tau_{ha} + \alpha \sigma_{hh\max}}$	<p>Ce critère est semblable aux critères de Stulen & Cummings ou Findley. La seule différence réside dans le choix du plan critique qui est celui où l'amplitude de la contrainte de cisaillement est maximale.</p>

<p>Critère de Froustey dérivé de Yokobori [144]</p>	$F_{\text{plan}} = \max_h \frac{1}{\text{SF}}$ $\text{SF} = \frac{1}{\max_h \left[\frac{\tau_{\text{ha}} + \alpha \sigma_{\text{hhmax}}}{\beta} \right]}$	<p>Ce critère est une variante de celui de Yokobori. L'auteur remplace dans le critère le cisaillement maximal $\max_t \tau_h(t)$ par l'amplitude du cisaillement local τ_{ha}.</p>
<p>Critère de Munday & Mitchell [105, 145]</p>	$\text{SF} = \frac{1}{\max_h \max_t \tau_h(t) \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\text{hha}}}{f_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\text{ha}}}{\tau_{-1}}\right)^2}}$	<p>Proposé en 1989, le plan critique sélectionné par les auteurs est celui où le cisaillement est maximal : $\max_{\pi} \max_t \tau_h(t)$. Les auteurs définissent une ellipse identifiée avec les limites de flexion et cisaillement.</p>
<p>Critère de Robert [146]</p>	$F_{\text{plan}} = \max_h \frac{1}{\text{SF}}$ $\text{SF} = \frac{1}{\max_t \left[\frac{\tau_{\text{ha}}(t) + \alpha \sigma_{\text{hha}}(t) + \beta \sigma_{\text{hhm}}}{\theta} \right]}$	<p>Robert considère que le plan critique est celui où le coefficient de sécurité (SF) calculé est minimal. α, β et θ sont déterminés en vérifiant que le SF est égal à 1 avec les 3 limites d'endurance σ_{-1}, σ_0 et τ_{-1}. Ainsi :</p> $\alpha = \frac{2\tau_{-1} - 1}{\sigma_{-1}}, \quad \theta = \tau_{-1} \sqrt{\alpha^2 + 1} \quad \text{et}$ $\beta = \frac{2\theta}{\sigma_0} - \frac{\sigma_0}{8\theta} - \alpha$

4.3 Conclusion sur les critères de fatigue

Ce paragraphe a proposé un état de l'art sur les modèles de fatigue disponibles pour les sollicitations multiaxiales. 29 critères ont été décrits en précisant l'approche à laquelle ils appartiennent. Ultérieurement dans ce rapport, on cherchera à savoir lequel de ces modèles est mieux adapté pour décrire l'endommagement par fatigue des coussinets. Il est important de noter que la présentation des différents critères décrite ci-dessus n'incorpore pas tous les critères disponibles dans la littérature mais est suffisamment exhaustive pour identifier un modèle de fatigue adapté à l'écaillage des coussinets.

Plusieurs approches existent pour formuler un critère pour la fatigue multiaxiale non-proportionnelle mais toutes ont un point commun. Il s'agit de se ramener à une composante normale de la contrainte qui ouvre les fissures et une de cisaillement qui les initie. Ces deux grandeurs sont manipulées dans une fonction qui est ensuite comparée à une limite expérimentale. La multitude des critères existants indique qu'il n'y a pas d'unanimité dans la littérature sur le bon critère à choisir. La réalité est que la fatigue est un endommagement expérimental très difficile à prédire dans le cas d'un chargement multiaxial quelconque. En effet, plusieurs facteurs entrent en jeu :

- a. facteurs dépendants des conditions de sollicitations (type de chargement, vitesse de chargement, gradient de l'effort, etc.).
- b. facteurs géométriques (effet de forme, d'échelle etc.).
- c. facteurs dépendant de l'état de surface (rugosité, etc.).
- d. facteurs d'ordre métallurgique (grains, particules, etc.).
- e. facteurs dépendants de l'environnement (température, air/huile/vide, corrosion, etc.).

Les modèles présentés tentent de prédire l'endommagement par fatigue d'une structure sous chargement quelconque, à partir de données obtenues avec des éprouvettes sollicitées sous 2 ou 3 chargements standards. Ces données sont limitées à un état de contraintes en tension et souvent uniaxial. Les différents facteurs qui influencent la durée de vie d'une pièce font de sorte qu'il est difficile d'avoir le bon modèle, tout dépend comment la structure est sollicitée en condition réelle. D'où une multitude de critères. Cette thèse n'a pas pour vocation de dire quel est le meilleur critère de fatigue multiaxiale à un niveau fondamental, elle s'intéresse à définir le bon modèle adapté pour l'écaillage des coussinets et comment obtenir les données qui lui sont nécessaires pour être prédictif sous pression hydrodynamique.

5 Tolérance aux dommages en fatigue

5.1 Introduction

L'approche durée de vie sûre consiste à un post-traitement des états contraintes pour vérifier qu'une limite critique n'est pas atteinte. Lorsque c'est le cas (*i.e.* $SF < 1$), la seule information que l'on sait est qu'il y aura rupture ou non en dessous du nombre de cycles cible N avec une structure initiale saine.

L'approche tolérance aux dommages en fatigue a une philosophie très différente. Elle suppose qu'un défaut existe et cherche à savoir combien de cycles sont nécessaires pour qu'il atteigne une taille critique. L'endommagement a donc déjà été amorcé et suffisamment pour pouvoir être dans le cadre de la mécanique de la rupture. L'intérêt de cette approche est l'apport d'une information supplémentaire : elle permet de retrouver le profil d'écaillage observé dans le coussinet multicouche, après la naissance d'un défaut. Ce domaine est investigué en abondance dans la littérature, que ce soit au niveau des observations expérimentales ou en modélisation [147]. Dans cette étude, nous nous limiterons au cadre de la mécanique linéaire de la rupture (LEFM = Linear Elastic Fracture Mechanics), avec une formulation en énergie.

Se basant sur les travaux pionniers de Griffith [148], Irwin [149] a posé en 1956, que pour qu'une fissure se propage, il faut que le système (système = structure en état d'équilibre avec son environnement) fournisse de l'énergie pour former de nouvelles surfaces. Cette énergie émane d'une libération d'énergie de déformation emmagasinée dans la structure considérée (*e.g.* énergie potentielle emmagasinée dans le matériau). En considérant un matériau élastique, Irwin postule que l'avancée d'une fissure, sous un état de contrainte constant, interviendra uniquement si la diminution dans l'énergie potentielle W_p est égale à l'énergie nécessaire pour créer une surface dA . Il définit le taux de restitution

G par la variation de l'énergie par unité de surface : $G = -\frac{dW_p}{dA}$.

Si l'énergie emmagasinée par unité de surface dépasse un certain seuil critique G_c , propriété du matériau considéré, alors il y aura création d'une nouvelle surface dA , *i.e.* une propagation de fissure.

Dans le cadre de la mécanique linéaire de la rupture, une variation dans l'énergie potentielle du matériau W_p est équivalente à une diminution du travail des efforts appliqués à la structure. L'énergie totale dissipée est le travail de l'effort F induisant un déplacement u en front de fissure et permet d'aboutir au taux de restitution d'énergie $G = \int F du$;

Ce paramètre est appelé la force motrice pour la propagation de fissure (Crack Driving Force = CDF). D'autres paramètres sont proposés dans la littérature : coefficient d'intensité des contraintes K , le déplacement d'ouverture du front de fissure et l'intégrale de Rice J .

Trois modes d'ouverture de la fissure existent (modes I, II et III, chacun associé à un taux de restitution d'énergie G_I , G_{II} et G_{III}). Le mode mixte fait intervenir plusieurs modes d'ouvertures simultanément : $G_{\text{eff}} = G_I + G_{II} + G_{III}$;

Dans la vie d'une fissure, les observations ont permis d'identifier trois régimes différents : l'initiation, la propagation stable et la propagation rapide.

Le premier régime est celui des fissures dites courtes, où elles passent d'un niveau invisible à l'œil nu à celui de détectable. La propagation est largement pilotée par la microstructure et la plasticité locale. Plusieurs caractéristiques peuvent être utilisées pour classifier le comportement typique des fissures courtes (microstructure, comportement mécanique, etc. [150-155]). Plusieurs modélisations existent pour ce domaine. L'idée est d'utiliser une loi de Paris, qui relie linéairement dans un espace logarithmique le taux de croissance des fissures $\frac{da}{dN}$ à l'amplitude du CDF choisi (ΔG), mais d'y incorporer éventuellement un paramètre microstructural (e.g. taille de grains, distances entre les phases, etc.), permettant de tenir compte du comportement typique des fissures courtes. Parmi les modèles disponibles dans la littérature pour le premier régime, nous pouvons citer celui de Tanaka [156] qui se rapproche d'une loi de Paris moyenne avec uniquement les paramètres C' et m' , mais aussi les méthodes de Miller [157] ou Chan et Lankford [158], qui ont choisi de modifier la loi de Paris [4] *via* un paramètre microstructural D .

Le deuxième régime correspond à celui où la fissure est bien implémentée et se propage jusqu'à atteindre une longueur critique. Le cadre de la mécanique linéaire de la rupture peut être utilisée pour accéder au champ de contrainte/déformation pilotant la propagation de fissure. La loi de Paris $\frac{da}{dN} = C\Delta G^m$ reste l'un des modèles les plus couramment utilisés pour décrire ce régime.

La dernière phase est une rupture brutale du matériau lorsque le CDF atteint une valeur critique trop importante pour que la propagation s'arrête. Pour garantir la fiabilité de la structure, il faut s'assurer que le matériau ne va jamais atteindre ce niveau de sollicitation.

5.2 Méthode de calcul pour l'approche tolérance aux dommages

D'un point de vue calcul, la méthode des éléments finis est utilisée pour déterminer le taux de restitution d'énergie G et donc simuler la propagation de fissure. Plusieurs techniques existent pour déterminer G . Nous pouvons citer par exemple la méthode G - θ développée par Destuynder en 1983 [159], ou encore la Virtual Crack Closure Technique (VCCT), proposée en premier par Ryibicki et Kanninen [160] pour un cas bidimensionnel en 1977, puis étendue en 3D par Shivakumar *et al.* [161] en 1988. La seconde technique est particulièrement intéressante car outre le calcul du taux de restitution d'énergie total, elle permet de déterminer la participation séparée de chaque mode G_I , G_{II} et G_{III} [162]. Le taux de restitution d'énergie G est défini comme l'énergie potentielle totale dissipée par unité de surface par le système lorsque de nouvelles surfaces se forment. Irwin [163] a noté que l'énergie dissipée par une (infinitésimale) avancée virtuelle de la fissure est égale au travail nécessaire pour la fermer, par les efforts agissant sur son front précédents sa propagation. La méthode VCCT calcule le travail aux nœuds en front de fissure en déterminant les efforts ponctuels F_x , F_y et F_z et les déplacements u_x , u_y et u_z pour

déterminer la participation séparée de chaque mode G_I , G_{II} et G_{III} . En annexe B un exemple du calcul du taux de restitution d'énergie G est illustré. La méthode VCCT, toujours en cours d'amélioration de nos jours [164], a été implémentée par le logiciel Abaqus, et sera utilisée dans ces travaux de thèse.

5.3 Approche tolérance aux dommages appliquée au coussinet multicouche

5.3.1 Considérations liées au chargement en front de fissure

L'approche « tolérance aux dommages » n'a pas été investiguée en détail pour le cas des coussinets multicouches. McCallion et Lotfi [60] ont été les premiers à examiner la durée de vie d'un coussinet fissuré. Les auteurs ont fait l'hypothèse de l'existence de deux phases : une première où la fissure n'est pas assez grande pour que l'huile puisse y pénétrer. La propagation de fissure est uniquement régie par les contraintes circonférentielles. A partir d'une certaine taille de fissure, l'huile peut y pénétrer engendrant un mode propagation en mode I. Un modèle numérique 2D a été réalisé par les auteurs pour vérifier cette hypothèse. Une fissure de 1,5 mm de diamètre, et 25 μm de profondeur, a été implémentée dans une région modélisée par des éléments finis élastiques linéaires en déformations planes. L'écoulement de l'huile est supposé gouverné par la version 1D de l'équation de Reynolds. Différentes configurations ont été testées par les auteurs (différentes amplitudes de la pression d'huile et différentes conditions limites), et dans chaque cas la pression de l'huile a été appliquée sur les lèvres de la fissure qui ont été forcées de garder une section droite durant l'analyse. Le calcul n'est pas un calcul de propagation mais uniquement d'intensité de contrainte sous un seul chargement. La convergence des calculs a été difficile pour McCallion et Lotfi, les contraintes calculées sont très élevées pour certains essais simulés. A travers leur modèle numérique, ils ont pu cependant relever qu'une fois l'huile prise en compte dans le calcul, l'amplitude des contraintes circonférentielles est augmentée par un facteur de 10 voire plusieurs centaines. En essayant de corréliser avec les données expérimentales des travaux de Blundell [51, 52], McCallion et Lotfi ont identifié une loi de puissance d'ordre 3 entre la propagation de fissure et l'amplitude des contraintes circonférentielles.

L'hypothèse de l'huile pénétrant la fissure et accélérant sa propagation ne fait pas l'unanimité dans la communauté scientifique. L'introduction de l'huile peut en effet limiter l'amplitude du cyclage d'ouverture / fermeture durant le cycle de chargement [165, 166], et avoir un effet protecteur vis-à-vis de l'environnement pour le matériau par rapport à l'air ambiant, ralentissant la propagation de la fissure. Plus récemment, M.R. Joyce [84] a réalisé des essais pour quantifier l'effet de l'environnement sur la propagation de fissure dans un coussinet multicouche bimétallique testé avec des essais de flexion 3 points. Sous vide, la propagation de fissure est arrêtée, bien que des cas d'initiation de propagation ont été observés. L'auteur l'explique par une réduction de la fragilisation par l'hydrogène. Dans de l'huile, la durée de vie a été augmentée de 350 % par rapport à l'air ambiant. M.R. Joyce a noté que les mécanismes d'initiation et de propagation sont restés identiques. L'huile n'étant pas déshumidifiée,

l'auteur suggéra que la formation des oxydes et la fragilisation par l'hydrogène subsiste toujours dans de l'huile, mais dans une plus faible mesure qu'à l'air ambiant, et le ralentissement est surtout provoqué par la fermeture de la fissure par le lubrifiant. Il est cependant important de noter que M.R. Joyce n'a pas imposé une pression ou un débit à l'huile, ce qui diffère d'une application sur structure moteur où l'huile est sous pression et dans un circuit d'écoulement lorsqu'elle entre en contact avec le coussinet.

L'effet de l'huile sur la propagation de fissure a également été discuté dans les travaux de Tzou *et al.* [167] qui ont montré que la pression interne de l'huile pénétrant une fissure agit comme un mécanisme de fermeture selon la viscosité de l'huile. Leurs observations ont été faites pour des éprouvettes en acier, mais l'on peut supposer un comportement similaire avec un alliage d'aluminium car le seul paramètre influent est la viscosité de l'huile et non la composition chimique du matériau. Tzou *et al.* n'ont pas supposé une pénétration totale de l'huile dans le front de fissure, mais ont opté pour l'utilisation de l'équation de Newman [168] pour le débit capillaire. Celle-ci donne la profondeur de la pénétration de l'huile d dans une fissure de longueur a après un temps t . Tzou *et al.* ont estimé deux possibilités de profils de pression hydrodynamique dans une fissure. Un premier cas où l'huile pénètre entièrement la fissure, en utilisant les travaux d'Endo [165], et un deuxième cas où l'huile pénètre partiellement la fissure en utilisant les travaux de Fuller [150] sur l'analyse des fluides entre des plaques parallèles. Tzou *et al.* ont trouvé un facteur d'intensité de contrainte maximal K_{\max}^* induit par l'ouverture de fissure. L'amplitude du facteur d'intensité des contraintes devenant limitée par un effet de fermeture de fissure :

$$\Delta K_{\text{eff}} = K_{\max} - (K_{\min} + K_{\max}^*).$$

L'effet de la fermeture de l'huile est visible jusqu'à une certaine viscosité d'huile : à partir d'une certaine valeur le lubrifiant devient trop visqueux pour pénétrer la fissure. De manière générale, il a été observé que des huiles avec des viscosités cinématiques inférieures à 12500 mm²/s peuvent pénétrer des fissures. Cette valeur est débattable car la dimension de la fissure a une influence. L'hypothèse de l'existence de deux phases avancée par McCallion et Lotfi [60] semble assez réaliste.

5.3.2 Considérations liées aux matériaux du coussinet

De nos jours, le mécanisme de propagation de fissure dans un coussinet multicouche sous chargement hydrodynamique est toujours sujet à débat. Le chargement n'est pas la seule complexité pour implémenter l'approche « tolérance aux dommages » appliquée aux coussinets de paliers. Le caractère multicouche est également un défi à cause de la présence de différents matériaux avec différentes propriétés élasto-plastiques. M.R. Joyce *et al.* figurent parmi les premiers à s'y être intéressés dès le début de l'année 2000 [21, 83]. Ils proposent un modèle 2D permettant de représenter un essai de flexion 3 points dans le cas d'un tricouche plat, avec les mêmes matériaux qu'un coussinet bimétallique. Dans leur approche M.R. Joyce *et al.* n'ont pas introduit la propagation de fissure. Le calcul implémenté sous Ansys était en statique et se limitait à une montée en chargement de 0 à la valeur maximale sans

décharge. La fissure a été modélisée avec certaines longueurs discrètes au niveau du maillage, permettant de voir l'effet de l'interface du multicouche. La force motrice pour la propagation de fissure choisie était l'intégrale de Rice J pour tenir compte du comportement élasto-plastique des matériaux composant le multicouche. Plusieurs calculs, avec différentes longueurs de fissures, ont permis de voir comment évoluait J . Un modèle bicouche a d'abord été réalisé, avec uniquement le substrat et le dos. La fissure était entamée à 0,1 mm jusqu'à atteindre 0,485 mm de profondeur dans le substrat (de direction normale à l'interface). Plus la fissure était longue, plus J avait une grande valeur, jusqu'à atteindre 75% de l'épaisseur du substrat. A partir de cette longueur, J diminuait pour s'arrêter à 50 % de sa valeur maximale. La rigidité apparente du dos en acier est donc susceptible de ralentir la propagation de fissure alors que celle-ci était encore dans le substrat. Pour mieux quantifier l'effet du dos, M.R. Joyce *et al.* [83] ont ensuite fait varier l'angle du front de fissure dans leur modèle. Au début J était maximal pour une propagation perpendiculaire à l'interface, mais après 0,3 mm de propagation, d'autres directions étaient favorisées jusqu'à ce que la direction parallèle le devienne totalement. Un tel résultat pouvait montrer une déviation du front de fissure, comme ce qui est observé expérimentalement et confirmé également par d'autres travaux des mêmes auteurs [84]. M.R. Joyce *et al.* ont également conclu l'importance de prendre en compte la couche d'accroche pour être plus réaliste : 0,3 mm semblait court pour une déviation d'après les essais sous flexion 3 points. En rajoutant une couche en aluminium pur, l'intégrale de Rice J n'a cessé de croître dans le substrat, avec une direction privilégiée toujours normale à l'interface. Une fois dans la couche d'accroche, J indiquait de bien plus faibles valeurs montrant un aspect protecteur pouvant arrêter le front de fissure. M.R. Joyce *et al.* [83] ont également effectué des études paramétriques purement théoriques sur la couche d'accroche pour mettre en avant ce double effet catalyseur / inhibiteur de fissure (blindage / anti-blindage). Les auteurs ont étudié l'effet de :

- a. l'écroutissage de la couche d'accroche : plus sa limite élastique est importante, plus la compliance environnante en front de fissure était faible, indiquant un effet de ralentissement.
- b. l'épaisseur de la couche d'accroche : dans le cas d'une couche d'accroche plus compliant que le substrat, une réduction d'épaisseur favorise le ralentissement de fissure. Dans le cas inverse, une augmentation de l'épaisseur retarde la fissure.

Les travaux M.R. Joyce *et al.* sont en accord avec ceux de Bhattacharya *et al.* [169], où les auteurs ont réalisé des mesures de dureté d'un revêtement posé sur un substrat. Lorsque le substrat a un module d'Young, ou uniquement une limite élastique plus élevée que le revêtement, alors la dureté du revêtement augmente plus on creuse dans l'épaisseur et on se rapproche du substrat. La réciproque est également vraie. En présence d'une fissure qui cherche à se propager, cela met en avant un effet catalyseur / inhibiteur au sein du multicouche.

5.3.3 Considérations liées à la modélisation de la propagation des fissures courtes

En se basant sur les travaux de M.R. Joyce *et al.*, l'université de Southampton a ensuite approfondi l'application de l'approche « tolérance aux dommages » pour les coussinets multicouches. Les travaux de Burke ont apporté des éléments de réponse en modélisation numérique pour l'approche « tolérance aux dommages » [77, 170-172]. L'auteur a construit un modèle éléments finis capable de décrire la propagation de fissure observée durant de précédentes campagnes expérimentales avec des essais de flexion 3 points sur un tricouche plat [18]. Il s'est essentiellement limité au cas où la fissure se propage dans l'épaisseur du substrat ($< 0,38$ mm) sans tenir compte de la propagation suivant l'interface. Le domaine étant celui des fissures courtes (entre 0,05 et 1 mm). S'inspirant des travaux de Tanaka [173], la force motrice pour la propagation de fissure (CDF) choisie par Burke est le déplacement d'ouverture du front de fissure (CTOD), qui est adapté même lorsqu'il y a plastification du multicouche. Dans ces travaux, Burke a montré que ce paramètre (CTOD) permet de mettre en lumière l'effet inhibiteur / catalyseur pour l'accélération de fissure dans le multicouche, similairement à l'intégrale de J utilisée par M.R. Joyce *et al* [83]. Même dans le cas d'une sollicitation purement en mode I, une déviation de la fissure est toujours possible à l'approche de l'acier. Cela est donc bien dû au caractère multicouche du coussinet, et la différence de rigidité apportée par les lois élasto-plastiques. Dans les travaux de Burke, le critère de déviation était la direction tangentielle maximale (MTSN) en front de fissure. Ce critère montre une déviation lorsque la fissure pénètre la couche d'accroche. Ce résultat est cohérent avec celui de M.R. Joyce *et al.*, où les auteurs identifient également une déviation du front de fissure mais en utilisant comme critère de déviation la direction qui maximise le CDF (*i.e.* l'intégral J dans les travaux de M.R. Joyce *et al*). Burke a également montré que :

- a. une modélisation élasto-plastique du tricouche est plus adaptée qu'une simple modélisation élastique. En identifiant la bonne compliance en front de fissure, la déviation de la fissure numérique est plus en accord avec la réalité expérimentale.
- b. Une modélisation bicouche (sans couche d'accroche) montre que la fissure aurait tendance à être ralentie, et déviée, avant d'atteindre l'interface. En rajoutant la couche intermédiaire, la fissure est accélérée avant de pénétrer la couche d'accroche pour se propager parallèlement à l'interface. La modélisation tricouche décrit mieux la réalité expérimentale, où la fissure n'est déviée qu'une fois dans la couche intermédiaire.
- c. une modélisation 3D montre un effet accélération (anti-blindage) / ralentissement (blindage) moindre qu'une modélisation 2D. L'auteur attribue cette différence à plus de difficultés pour la fissure lors de son avancée globale. En effet, l'effet blindage / anti-blindage affecte très localement le front de fissure. En 3D, l'effet de la matière saine avoisinant la fissure moyenne la compliance environnante et aboutit à un effet blindage / anti-blindage moins prononcé.

Burke a également proposé un modèle pour la propagation cyclique par fatigue des fissures dans le substrat d'un multicouche. L'amplitude $\Delta CTOD$ durant un cycle est la grandeur qui pilote le taux de croissance des fissures $\frac{da}{dN}$. Dans ces études, menées dans le domaine des fissures courtes, Burke a choisi de construire une loi de type Paris, mais en comparant trois modélisations : Tanaka [156], Miller Modifié (MM) [157] et Lankford – Chan Modifié (MCL) [158]. Comme précédemment évoqué, la première modélisation (Tanaka) est équivalente à une loi de type Paris, alors que les deux autres (MM et MCL) font intervenir un paramètre microstructural D. Celui choisi par Burke est basé sur les travaux de tessellations d'Ali [18] et M.R. Joyce [21]. Le paramètre D adopté est la distance moyenne qu'avait chaque particule d'addition avec sa voisine. Pour le coussinet étudié, celle-ci était en moyenne de 28,88 μm , mais l'écart-type donnait un intervalle allant de 16,15 μm à 41,15 μm . Grâce à l'intervalle sur D, les vitesses de propagation numériques sont ajustées, tout en tenant compte de la variabilité du nuage de points expérimental avec les modèles MM et MCL. Le premier modèle, Tanaka, n'inclut pas ce caractère stochastique, mais Burke a trouvé qu'il était bien représentatif de la taille des fissures moyennes analysées. La loi de propagation de fissure proposée par Burke $\frac{da}{dN} = C(\Delta CTOD)^m$ constitue les plus récents travaux pour l'approche « tolérance aux dommages » appliquée au coussinet multicouche.

6 Conclusion

Ce chapitre a proposé un état de l'art sur l'endommagement par fatigue des coussinets de paliers multicouches amenant à leur écaillage. Cette revue bibliographique permet de faire une synthèse de connaissances et d'identifier les limites actuelles :

- a. L'initiation d'une fissure de fatigue à la surface libre du coussinet est influencée par :
 1. Les contraintes / déformations circonférentielles provoquées par la pression hydrodynamique.
 2. Le caractère multiphasé de la couche tribologique en Al-Sn.
- b. Le développement en modélisation, notamment à travers le calcul fluide / structure EHD, a permis de mieux comprendre l'effet du chargement hydrodynamique sur le coussinet multicouche. Cependant, à ce jour, il n'existe pas de modélisation numérique assez fine pour prendre en compte la séquence complète de chargement imposé au coussinet durant son cycle de vie. L'effet de l'assemblage par frettage des coussinets dans le bloc moteur, la détermination des contraintes cycliques stabilisées et l'usure de la couche tribologique n'ont pas été investigués à travers un modèle numérique 3D fin.
- c. Il n'y a pas de critère de fatigue pour la conception des coussinets multicouches qui prend en compte l'état de contrainte multiaxiale 3D sous chargement de pression hydrodynamique.

- d. Les critères de fatigue multiaxiale pour un chargement quelconque ne sont pas formulés pour une sollicitation multiaxiale non-proportionnelle en compression et ne proposent pas une calibration expérimentale pour ce type de sollicitation.
- e. A notre connaissance, aucune étude n'a quantifié le cumul de l'endommagement sur les coussinets lorsque différents cycles de chargements hydrodynamiques ont été imposés.
- f. Les travaux actuels ne proposent pas une modélisation numérique capable d'estimer la durée de vie de coussinet fissuré sous chargement de pression hydrodynamique, et d'associer un critère pour l'écaillage dans le cadre de la mécanique de la rupture.

Ce projet de recherche vise à répondre aux limites listées ci-dessus.

En adoptant l'approche de dimensionnement « durée de vie sûre », l'objectif est en premier lieu d'apporter un outil de prédiction de la durée de vie en fatigue des coussinets multicouches, sous le chargement cyclique d'un moteur à combustion interne en fonctionnement. Un modèle numérique 3D permettant de prendre en compte la séquence complète de chargement est d'abord développé pour estimer la sollicitation réelle de service sur le coussinet. Un critère de fatigue est ensuite sélectionné, adapté pour un chargement en compression et calibré à travers une campagne expérimentale. La prédictivité de ce dernier est enfin vérifiée lors d'une application sur moteur.

Dans un second temps, cet outil est exploité pour déterminer l'endommagement de coussinets lors d'un usage client, *i.e.* dans le cadre de différents chargements hydrodynamiques cycliques imposés.

Dans un dernier temps, un modèle numérique 3D est développé pour montrer la faisabilité de l'approche « tolérance aux dommages » pour estimer la durée de vie des coussinets sous chargement de pression hydrodynamique.

Chapitre 2

Campagne expérimentale de détermination de durée de vie et d'étude d'écaillage de coussinet multicouche

Afin de comprendre et de pouvoir prédire l'écaillage des coussinets sous sollicitations hydrodynamiques, un banc d'essai instrumenté permettant de reproduire le chargement d'un moteur thermique sur un palier a été développé par le partenaire industriel. Ce banc, dénommé la Machine A Paliers Hydrodynamiques (MAPH), a été exploité dans le cadre de cette thèse pour réaliser une campagne d'essais permettant de reproduire les endommagements par écaillage observés sur les coussinets. La première partie de ce chapitre présente la structure du banc MAPH et les pièces utilisées durant la campagne d'essai (bielle, coussinets, etc.). La deuxième partie est consacrée à la présentation des résultats issus des essais. Les estimations des durées de vie associées aux différents chargements mécaniques imposés et les observations des mécanismes d'endommagement par écaillage sur les coussinets sont notamment détaillées.

1 Présentation du banc d'organe

1.1 Description générale

Durant les phases de développement de moteurs thermiques Renault, les performances tribologiques d'un coussinet sont évaluées dans des conditions de sollicitations sévères sur la Machine A Paliers Hydrodynamiques (MAPH). Ce banc permet de reproduire le chargement hydrodynamique d'un moteur sur un coussinet et d'estimer :

- a. sa capacité à éviter les phénomènes de grippage
- b. sa capacité à résister à l'usure

Dans le cadre de cette thèse, ce banc d'essai est utilisé pour caractériser en fatigue le coussinet sous chargement hydrodynamique.

La MAPH est constituée d'un massif sur lequel est fixé un actionneur de type pot vibrant appliquant un effort vertical (Y) (figure 2.1).

Sur ce pot est fixée une ligne d'arbre dans laquelle est insérée l'éprouvette de vilebrequin. La partie mobile du pot est solidaire du pied de la bielle. Ces efforts sont synchronisés angulairement afin de garantir une position constante par rapport au trou de lubrification du palier de vilebrequin.

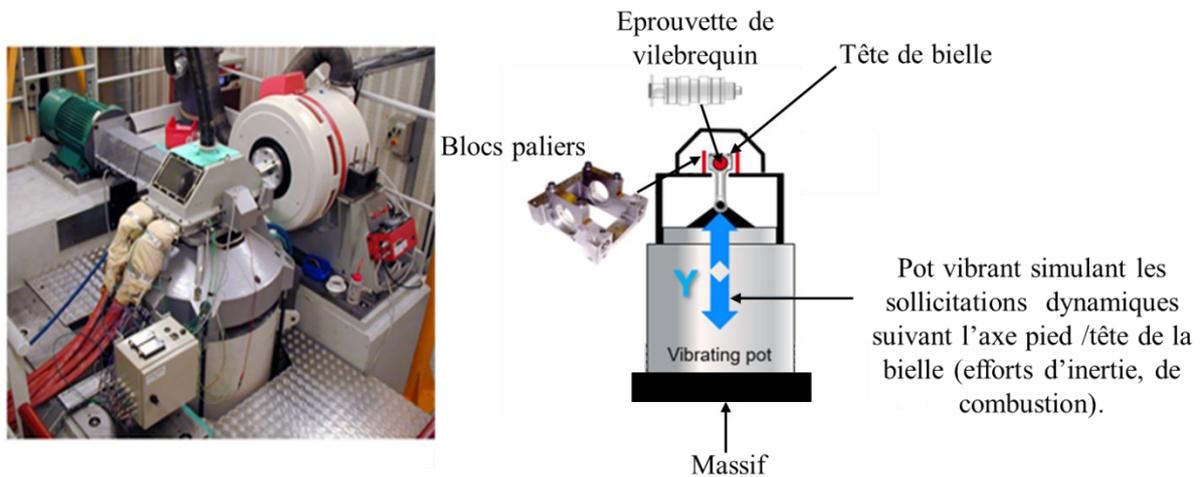


Figure 2.1 : Machine A Paliers Hydrodynamiques (MAPH) au sein des locaux de la DEA-TC (Renault).

Un moteur électrique permet de mettre en rotation une ligne d'arbre (figure 2.2). L'éprouvette de vilebrequin est montée en bout de la transmission, son guidage en rotation est réalisé par le bloc paliers constitué de deux tourillons. La bielle est positionnée au centre de l'éprouvette de vilebrequin sur le palier de maneton. En bout de la ligne d'arbre se trouve une roue codée dont les tops angulaires permettent la synchronisation de la position du trou de lubrification avec un niveau de charge délivré par le pot Y.

Un effort cyclique vertical est imposé sur l'éprouvette tournante *via* le pied de bielle relié au pot vibrant Y. Le pot vibrant produit les efforts dynamiques à la bielle *via* l'étrier et l'axe de pied de bielle. La mesure des efforts est assurée par un capteur piézo-électrique placé sous l'étrier (figure 2.3).

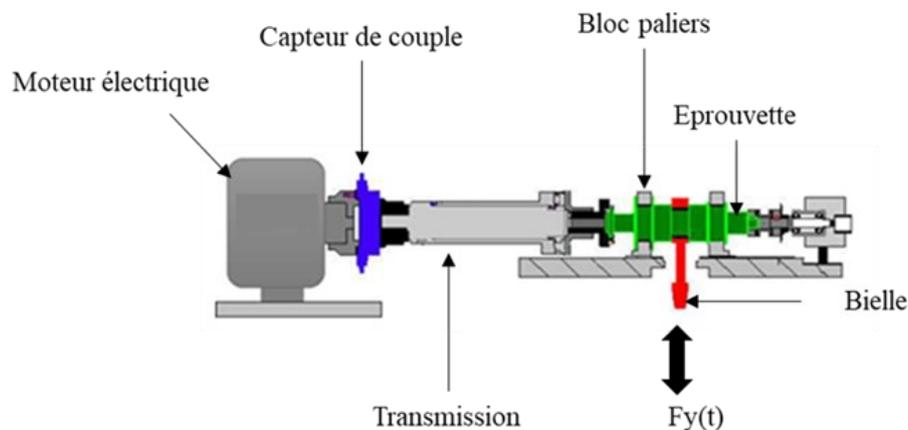


Figure 2.2 : Ligne d'arbre rotative.

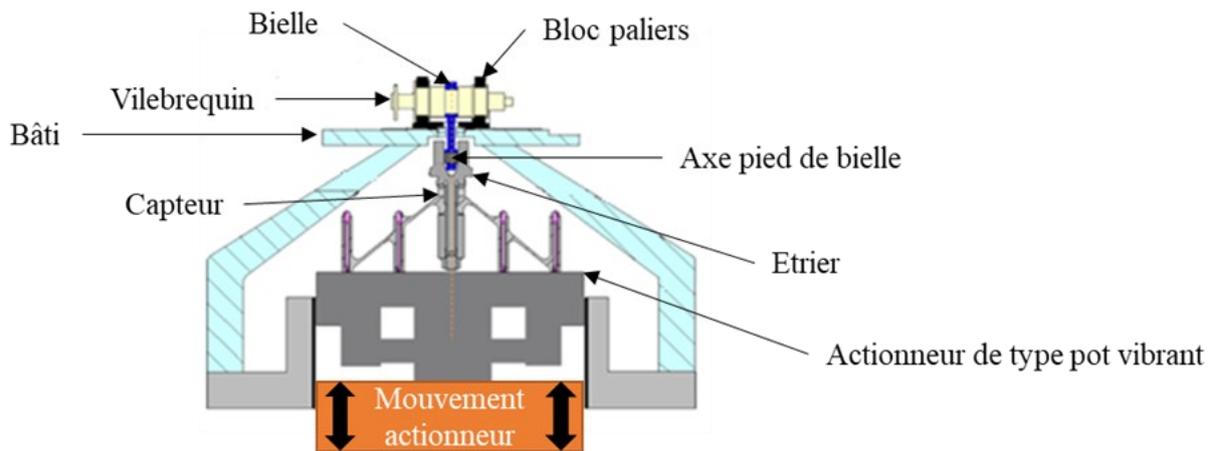


Figure 2.3 : Ligne transmettant l'effort à l'arbre rotatif.

1.2 Instrumentation et détection de l'écaillage

Les coussinets sollicités en fatigue sont insérés dans le logement de la bielle qui leur transmet l'effort du pot vibrant. Pour suivre le déroulement de l'essai, le banc MAPH dispose de plusieurs capteurs permettant d'accéder : aux vitesses de rotation de l'éprouvette, à la mesure du couple imposé à la ligne d'arbre rotative, à la température de l'huile et en dos du coussinet, au débit d'huile, à la pression d'alimentation, à la nature du contact entre pièces *via* une résistance électrique, etc. Pour détecter l'écaillage, trois méthodes, liées à trois capteurs différents intégrés au banc d'essai, ont permis de déceler l'enlèvement de matière du coussinet, intervenant à la phase finale de l'endommagement par fatigue. Une variation dans les mesures effectuées en continu par les trois capteurs arrête l'essai en cours et permet d'estimer une durée de vie du coussinet au moment de l'écaillage.

a. Variation du couple imposé à la ligne d'arbre rotative

Le capteur de couple est constitué d'un pont de jauge d'extensomètre relié à une antenne de transmission du signal. Ce capteur est placé entre le moteur électrique et l'arbre de transmission. Il mesure les couples de frottements des trois paliers de l'éprouvette de vilebrequin ainsi que la traînée de la roue codée. La valeur de frottement de la roue codée étant connue, celle-ci est déduite de la mesure de couple sous la forme d'un offset. L'arrachement d'un morceau de matière provoque un changement dans la valeur du couple mesuré en augmentant les frottements. Cette variation de couple est détectée par la MAPH qui se met en arrêt.

b. Variation de la résistance électrique dans le circuit électrique instrumenté

Un circuit électrique relie l'éprouvette de vilebrequin avec la bielle (figure 2.4). Dans ce circuit, l'intensité électrique est pilotée et maintenue constante quelles que soient les variations de résistances électriques. Si la résistance de ce circuit varie, alors elle induit une variation de tension dont la valeur est enregistrée. Pour une température donnée, la variation de la résistance électrique dépend de la taille de la surface des contacts métalliques (donc conductrice de courant) entre le coussinet supérieur de bielle

et le maneton de l'éprouvette de vilebrequin. La taille de la surface des contacts métalliques varie en fonction de l'usure du coussinet et de l'épaisseur du film d'huile présent à l'interface.

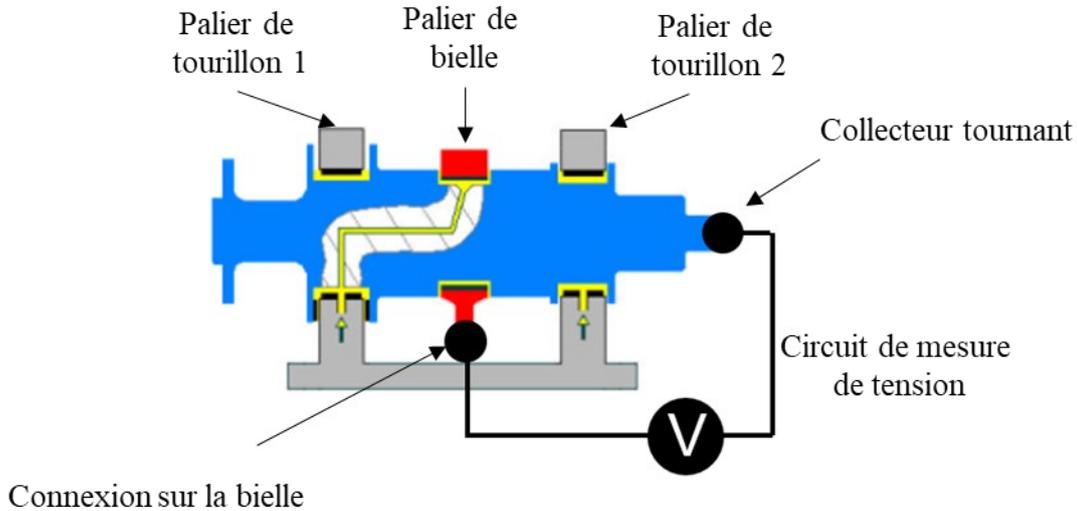


Figure 2.4 : Mesure de l'impédance électrique au sein de l'éprouvette tournante.

Une écaille métallique étant conductrice, son arrachement et sa circulation dans le film d'huile va provoquer une diminution dans la résistance globale. Une variation brutale dans la résistance électrique permet d'arrêter le banc d'essai.

c. Variation de la température en dos du coussinet

La bielle est trouée à 20° de l'âme pour pouvoir faire passer une sonde et la plaquer en dos de coussinet, comme explicité dans la figure 2.5:

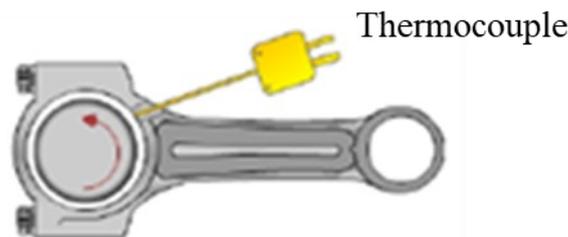


Figure 2.5 : Mesure de la température en dos du coussinet.

Un arrachement de matière provoque une augmentation locale de la température. Cette dernière est surveillée de manière continue lors de l'essai. Un dispositif permet d'arrêter le banc lorsque la température mesurée augmente de manière importante. Dans la littérature, Sous *et al.* [102] ont implémenté avec succès ce dispositif mais à une distance de 4 mm de la surface libre de la couche tribologique. Dans notre étude, la sonde est placée plus près car l'épaisseur totale du coussinet est de 1,8 mm. Avec ces trois méthodes, il est donc possible de détecter l'écailage des coussinets sous sollicitations hydrodynamiques et d'estimer une durée de vie. Additionnellement, un suivi visuel de la surface du coussinet est maintenu par tranche de 30 heures d'essais, *i.e.* 1 800 000 cycles en arrêtant le

banc MAPH. La figure 2.6 montre les variations dans les valeurs de température, couple et résistance lorsqu'un enlèvement de matière se produit.

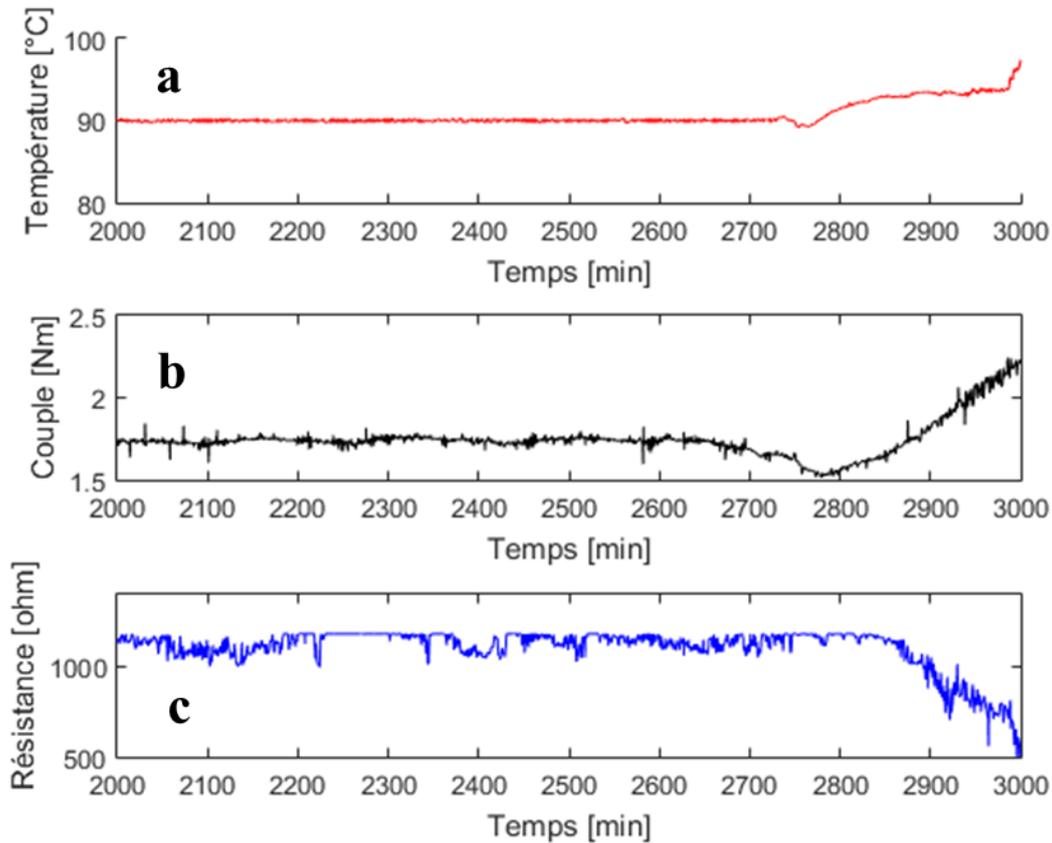


Figure 2.6 : (a) Variation de la température en dos du coussinet positionné dans la bielle, (b) variation du couple imposé à la ligne d'arbre rotative et (c) variation dans la résistance globale du circuit MAPH lorsqu'un enlèvement de matière se produit. Le moment de l'écaillage est estimé à 2650 min dans ce cas.

En parallèle, plusieurs pistes ont été investiguées pour instrumenter le banc avec un outil capable de détecter l'amorçage de fissure au niveau du coussinet, mais sans succès. Les techniques disponibles chez le partenaire industriel ont été étudiées, notamment la thermographie infrarouge, mais celle-ci n'a pas été satisfaisante car le débit continu d'huile chauffe les coussinets tout au long de l'essai. De plus, il est difficile de placer la caméra thermique dans un habitacle restreint, fermé et soumis à des projections d'huile chaudes continues.

Des moyens de mesure d'initiation de fissure ont été inspectés en externe, comme les mesures par ultrasons ou l'émission acoustique. La réflexion ultrasonique permet de détecter l'épaisseur de film d'huile en contact avec un coussinet [174] et l'émission acoustique a pu détecter des cas d'écaillage dans du béton [175] ou des cas d'initiation de fissure dans le vilebrequin [176]. Malgré le potentiel de

ces moyens de mesures, ceux-ci ont été écartés car coûteux à implémenter et nécessitent de relever plusieurs défis techniques non abordés dans ce travail de recherche, tels que :

- La forme cylindrique du coussinet rend peu fiable la détection d'une fissure par ultrasons, surtout lorsque le coussinet est lui-même dans un logement à matériau poreux, notamment le chapeau fait d'acier fritté (cf. figure 2.7). Une difficulté supplémentaire est le contact chapeau – coussinet qui ajoute une réflexion supplémentaire des ondes *via* une surface cylindrique. Les dimensions des couches du coussinet (substrat = 0,3 mm et couche d'accroche = 0,04 mm), nécessitent de pouvoir détecter et suivre l'avancement de très petits défauts de manière très fiable, surtout lorsque son comportement est inconnu (propagation perpendiculaire ou parallèle à l'interface du multicouche), expliquant le choix de ne pas investir dans cette solution.

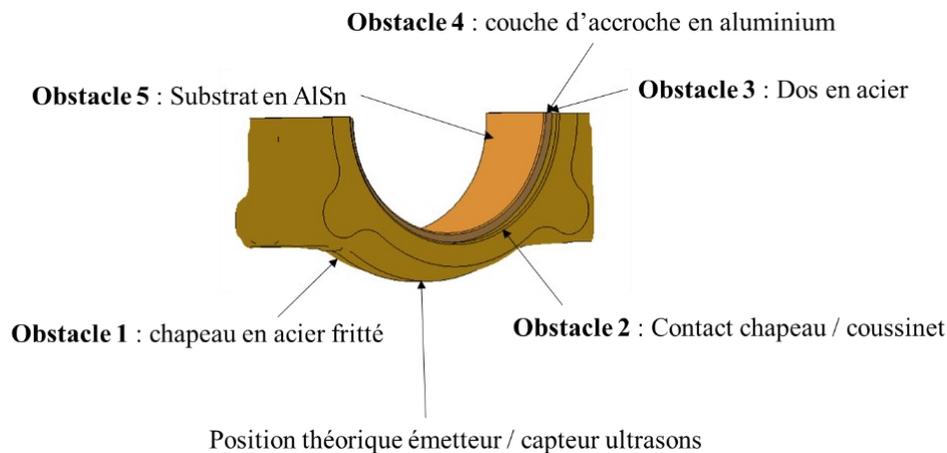


Figure 2.7 : Obstacles à franchir pour une détection de fissure par ultrasons.

- La mise en place d'une solution par émission acoustique nécessite une caractérisation expérimentale du bruit acoustique (son) émis lors de l'initiation et la propagation d'une fissure au sein du coussinet. Celui-ci peut coïncider avec des sons émis en fonctionnement normal de la MAPH, ce qui rend difficile l'utilisation de cette technique expérimentale à moins de développer des méthodologies permettant de distinguer les différents sons pour rendre la technique plus fiable dans le cadre de notre application.

1.3 Description des matériaux composant les coussinets

La campagne expérimentale s'est axée sur la caractérisation en fatigue d'une seule solution matériau pour coussinet, appelé coussinet 1. Pour quantifier l'impact de la microstructure sur la durée de vie, un second coussinet, appelé coussinet 2, a également été sélectionné. Pour chaque cas, le substrat en aluminium-étain est différent.

La loi de comportement mécanique de chaque matériau Al-Sn a été obtenue à partir d'essais de traction à rupture, sur des échantillons plats (non cintrés), réalisés par le fabricant de coussinet. Les essais ont

été réalisés à température ambiante. Pour des raisons de confidentialité, les valeurs de l'axe des contraintes ont été retirées dans la figure 2.8. La composition chimique de chaque matériau en aluminium-étain est donnée dans le tableau 2:1.

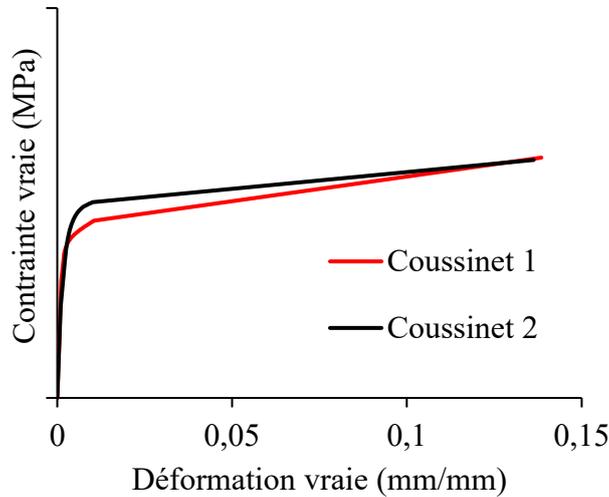


Figure 2.8 : Courbes de traction uniaxiale des différents substrats en aluminium-étain utilisés dans la campagne expérimentale.

Tableau 2:1 : Composition chimique des substrats des coussinets testés.

Matériau	Dureté	Composition (wt%)				
		Al	Sn	Cu	Si	Autres
Coussinet 1	50-65 Hv1-5	Bal.	5,5-7	0,7-1,3	1,5-3,0	Max. 1,89
Coussinet 2	45-62 Hv1-5	Bal.	17,5-22,5	0,7-1,3	0,7 max.	Max. 1,60

Des observations au Microscope Electronique à Balayage (MEB), en utilisant des détecteurs d'électrons rétrodiffusés (BSE = Backscattered electrons), complétées par une analyse chimique par EDX (Energy Dispersive X Ray Analysis), sur les échantillons neufs permettent de comprendre les stratégies microstructurales adoptées et les choix des coussinets de l'étude (cf. figure 2.9).

La proportion, les dimensions et la répartition des particules d'étain dans la matrice d'aluminium varient. Le coussinet 1 possède moins de particules d'étain, qui sont plus espacées et ont une forme plus homogène, que celles dans le coussinet 2.

Deux géométries de coussinet sont testées : une architecture A avec un diamètre interne et une largeur d'anneau plus grande qu'une architecture B, comme présenté dans la figure 2.10. L'épaisseur est identique pour les deux géométries : 1,5 mm pour le dos en acier, 0,04 mm pour la couche d'accroche

et 0,3 mm pour le substrat. Le coussinet 1 est disponible sous les dimensions des géométries A et B, alors que le coussinet 2 l'est uniquement pour la géométrie A.

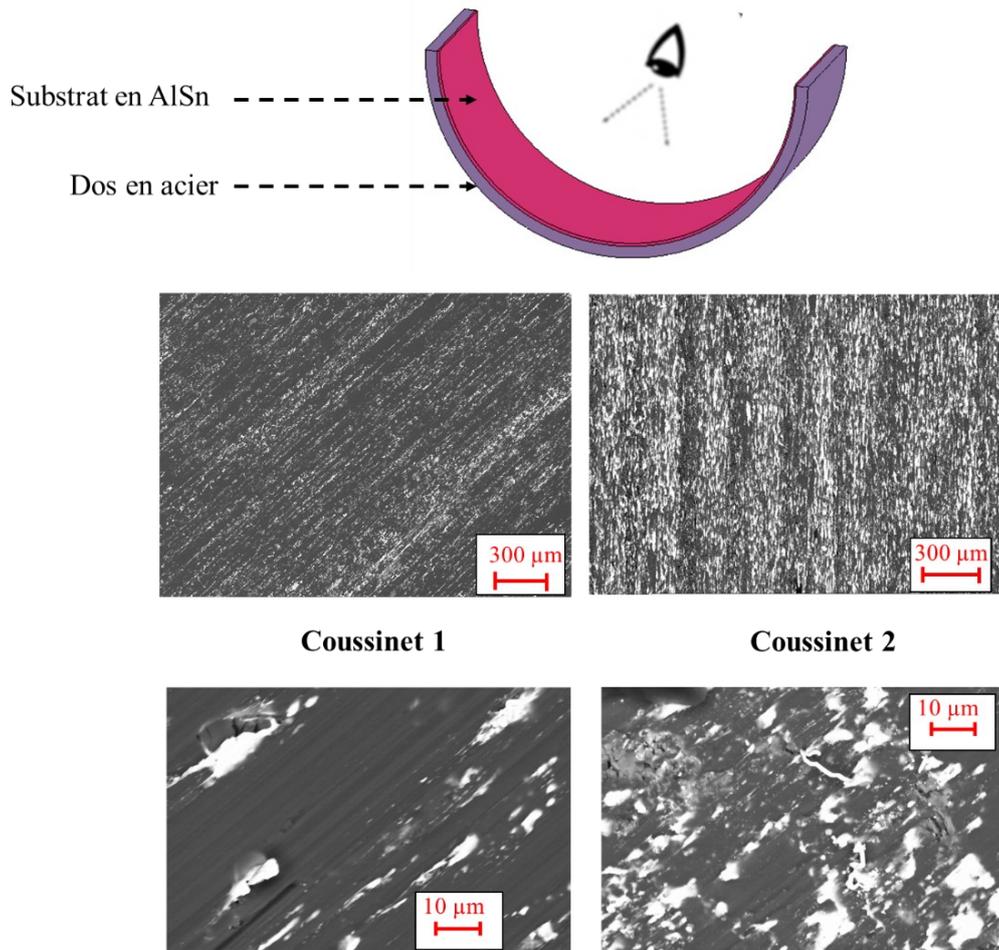


Figure 2.9 : Microstructures des différents substrats en aluminium-étain étudiés. En blanc des particules d'étain dans une matrice d'aluminium en noir.

Pour accommoder les dimensions de coussinets testés, deux géométries de bielles ont été utilisées, présentées dans la figure 2.11.

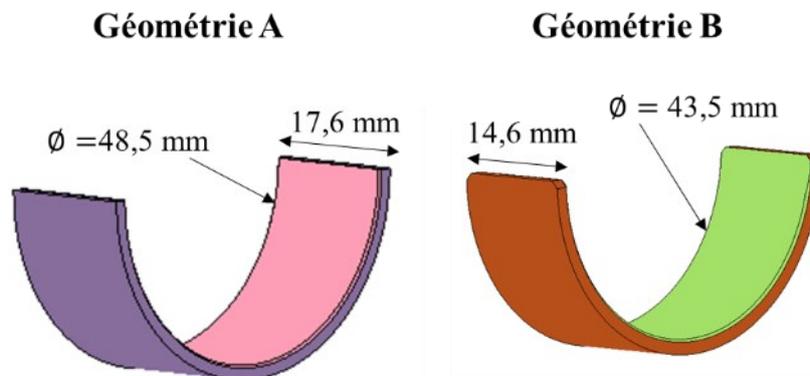


Figure 2.10 : Géométries de coussinets testées.

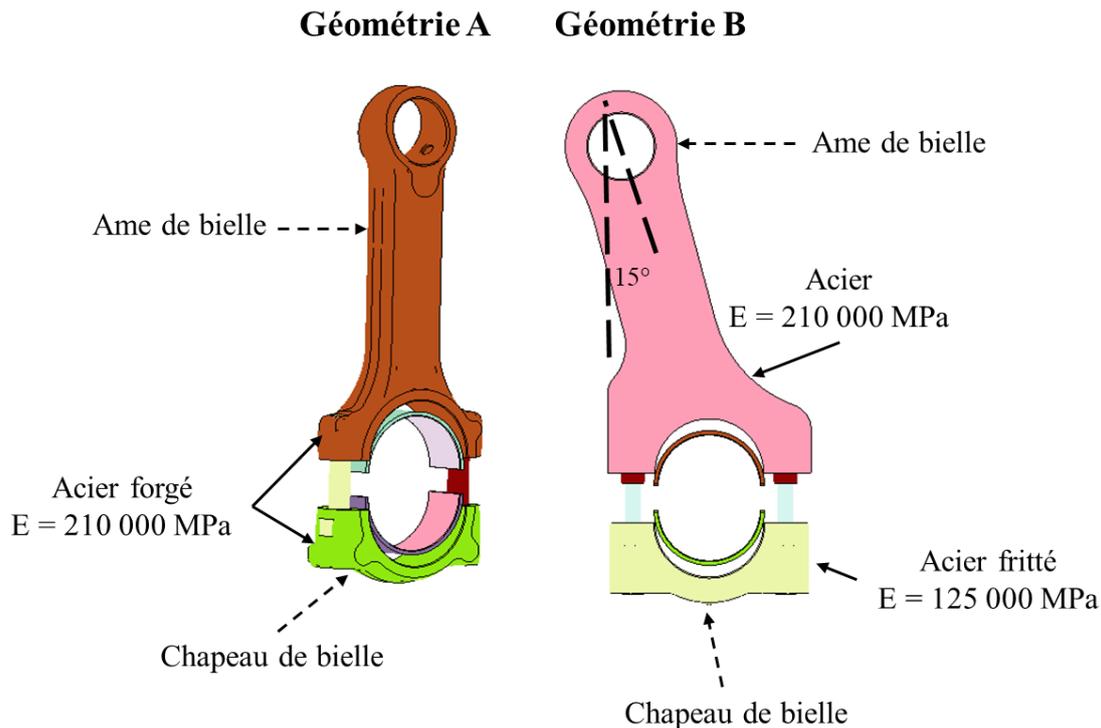


Figure 2.11 : Les architectures de bielles utilisées durant la campagne d'essais.

a. Bielle pour coussinet géométrie A

Cette géométrie est la géométrie de référence pour les essais sur le banc MAPH. L'ensemble âme de bielle avec le chapeau est fait en acier forgé.

b. Bielle pour coussinet géométrie B

Cette deuxième géométrie a permis de caractériser le comportement des coussinets de plus petites dimensions. La conception et l'usinage de pièces prototypes ont été nécessaires pour instrumenter la MAPH et réaliser des essais avec cette géométrie. La bielle a également été conçue de façon à obtenir une excentration d'effort de 15° par rapport à l'axe de symétrie du coussinet, qui permet d'imposer un cas critique de chargement. L'âme de la bielle a été dimensionnée de manière à avoir une durée de vie infinie.

2 Résultats expérimentaux

2.1 Données de durées de vie

Dans ce paragraphe, nous présentons les essais de fatigue hydrodynamique réalisés sous le banc d'essai MAPH avec le coussinet 1. Cette campagne expérimentale a permis de dégager des données de fatigue qui seront exploitées à travers un modèle numérique dans le prochain chapitre.

Pour tous les essais réalisés, la température d'huile a été fixée à 100 °C et la rotation du vilebrequin a été maintenue constante à 2000 tr/min. Le cycle de chargement est défini par deux tours de vilebrequin, *i.e.* 720 degrés de rotation. Afin d'éviter tout problème de grippage, l'effort maximal est imposé une seule fois par cycle. Le profil de chargement imposé par le pot vibrant sur le vilebrequin est donné dans la figure 2.12.

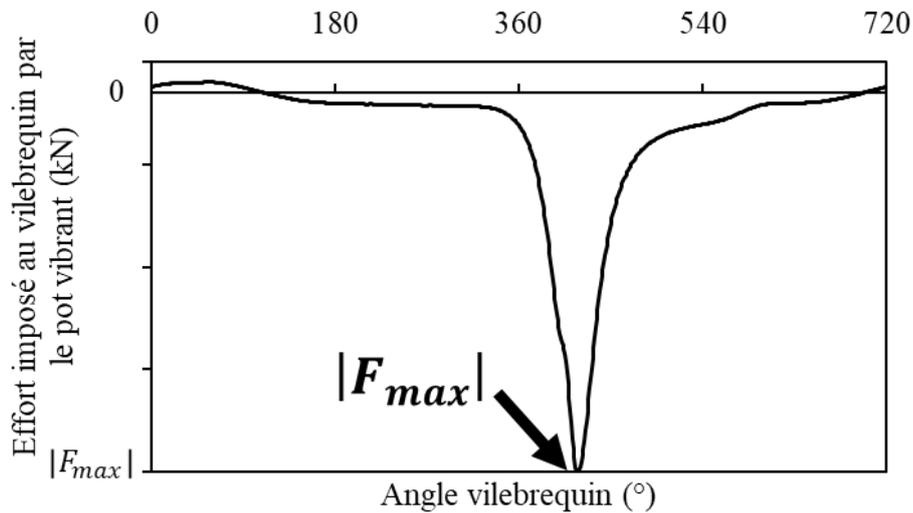


Figure 2.12 : Chargement appliqué par le pot vibrant sur l'éprouvette en rotation via l'âme de bielle.

Il est à noter que plusieurs profils d'effort ont été tentés avant d'utiliser celui ci-dessus. Des paramètres comme la forme de la sinusoïdale, l'étalement angulaire, la vitesse du vilebrequin, ou la fréquence par rotation ont été variés. Le profil d'effort présenté figure 2.12 est celui où aucun problème de grippage n'a été rencontré.

Le tableau 2:2 affiche les essais réalisés durant la campagne expérimentale avec le coussinet 1.

Tableau 2:2 : Essais de fatigue réalisés sous le banc MAPH sur le coussinet 1.

Géométrie	Orientation de l'effort	Valeur maximale de l'effort imposé par le pot vibrant
A	Côté chapeau	50 kN
A	Côté âme de bielle	74 kN
A	Côté âme de bielle	74 kN
A	Côté âme de bielle	70 kN
A	Côté âme de bielle	67 kN
A	Côté âme de bielle	60 kN
A	Côté âme de bielle	55 kN
B	Côté chapeau	25 kN
B	Côté âme de bielle	40 kN

2.1.1 Essais de fatigue réalisés avec la géométrie de bielle A

Deux chargements différents ont été testés : un effort orienté côté chapeau et un autre orienté vers l'âme de la bielle, comme illustré dans la figure 2.13 :

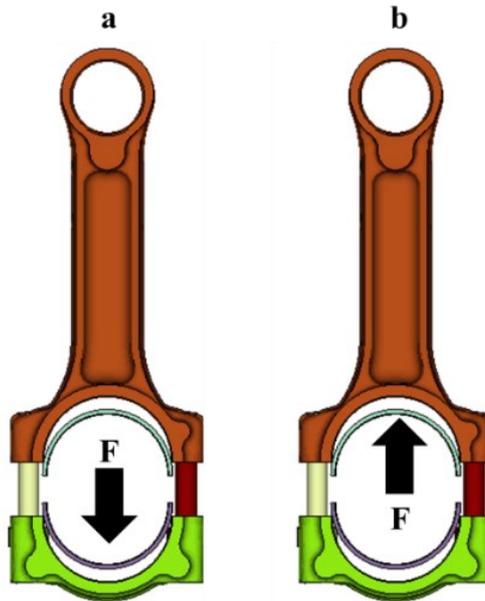


Figure 2.13 : Orientation de l'effort avec la géométrie de bielle A durant les essais de fatigue sous banc MAPH : (a) effort orienté côté chapeau, (b) effort orienté côté âme de bielle.

Les premiers essais ont été effectués côté chapeau avec un chargement maximal de départ à 25 kN. L'objectif étant d'obtenir une courbe de Wöhler, un effort de 5 kN était rajouté tous les 100 000 cycles pour obtenir de l'écaillage plus rapidement. Malgré plusieurs tentatives, il n'a pas été possible de faire aboutir un essai dans cette configuration : l'âme de la bielle n'étant pas dimensionnée pour subir un effort de traction. A partir d'un certain effort (50 kN) et d'une certaine durée, soit une perte de tension était observée au niveau des vis, provoquant une ouverture du plan de joint et donc rupture des vis, soit le pied de la bielle finissait par se fissurer et rompre par fatigue.

Le chargement côté âme de la bielle s'est produit sans dysfonctionnements particuliers, celui-ci étant la configuration de référence utilisée par la MAPH. Le premier essai a été de charger avec un effort maximal de 74 kN. Cette valeur correspond à la valeur maximale que le banc peut fournir sans complications, l'essai a été prolongé avec un profil d'effort constant (*cf.* figure 2.12) jusqu'à obtenir l'écaillage du coussinet. Ce premier essai à 74 kN a été effectué puis réitéré. Les essais suivants ont été faits en diminuant l'effort maximal de 5% ou de 10 % à chaque fois pour avoir une pente de Wöhler. Pour chaque essai, le profil d'effort imposé au vilebrequin a été maintenu constant jusqu'à obtenir de l'écaillage. La figure 2.14 donne les résultats en durée de vie obtenus pour le coussinet 1 en fonction de la valeur de l'effort maximal imposé sur le vilebrequin.

Six essais sous cette configuration ont été réalisés, avec une durée de vie allant de 3,3 millions de cycles à 13 millions de cycles. Une fonction en puissance permet de modéliser une loi de type Basquin, qui donne une estimation de la variation de la durée de vie en fonction de l'effort pour lesquels 50 % des échantillons survivront. La courbe de la loi de Basquin affichée dans la figure 2.14 semble montrer qu'aucune limite d'endurance n'a été atteinte pour le coussinet 1. Le comportement du mélange aluminium-étain se rapproche donc d'un alliage d'aluminium où il n'y a pas de limite en fatigue apparente.

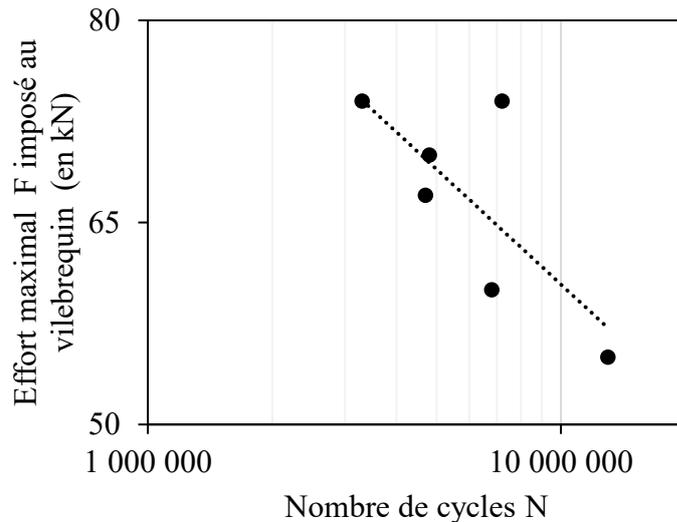


Figure 2.14 : Courbe de Wöhler en effort maximal pour le coussinet 1. Les essais ont été réalisés sous le banc MAPH avec la géométrie de bielle A en orientant l'effort vers l'âme de la bielle.

Deux profils d'écaillage différents ont été observés après l'arrêt de la MAPH (cf. figure 2.15) : certains avec un enlèvement de matière au centre et d'autres avec des fissures et des arrachements au centre et en bords de coussinets. Dans le chapitre suivant, une analyse du champ de contrainte au niveau de la couche tribologique propose une explication à l'origine de l'obtention des profils d'écaillage observés.

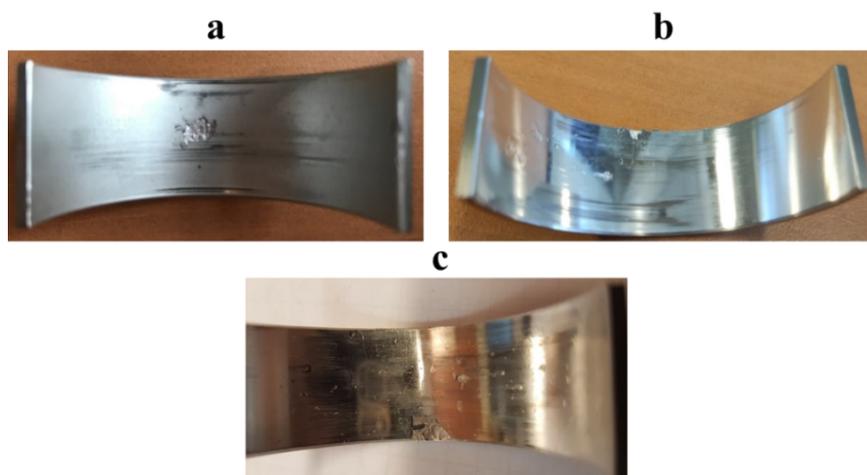


Figure 2.15 : Les différents profils d'écaillage observés avec le coussinet 1 sous le banc MAPH en utilisant la géométrie de bielle A et en chargeant côté âme de la bielle : (a) Enlèvement de matière au centre du coussinet, effort maximal 74 kN ; (b-c) au centre et en bords, effort maximal 60 kN et 70 kN respectivement.

2.1.2 Essais de fatigue réalisés avec la géométrie de bielle B

Comme pour le cas précédent, la bielle de géométrie B a été chargée suivant les deux orientations : un cas où l'effort est dirigé vers le côté chapeau (figure 2.16.a) et un second cas où l'effort est orienté vers l'âme de la bielle (figure 2.16.b) :

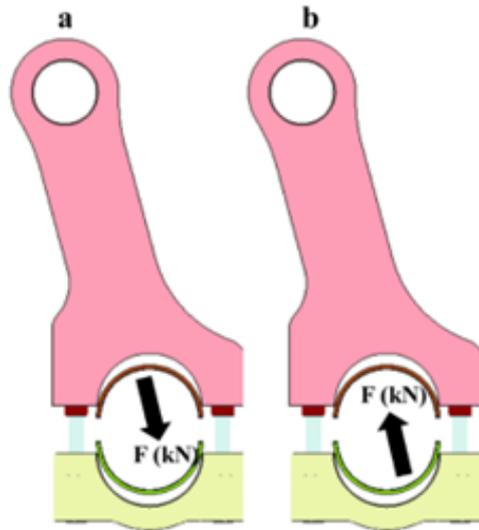


Figure 2.16 : Orientation de l'effort avec la géométrie de bielle B durant les essais de fatigue sous banc MAPH : (a) effort orienté côté chapeau, (b) effort orienté côté âme de bielle.

Dans le cas de sollicitation dirigée vers le chapeau, un seul essai a été effectué en imposant un chargement cyclique de 25 kN. L'essai a été effectué 15,3 millions de cycles avant que la MAPH ne soit arrêtée. Le démontage des pièces a montré plusieurs défaillances :

a. Casse du chapeau

Le chapeau a été cassé par fatigue dans sa zone de chargement critique (figure 2.17). La fissure a débuté de la surface extérieure du dos du chapeau et a creusé vers l'intérieur du logement (*i.e.* vers le coussinet).

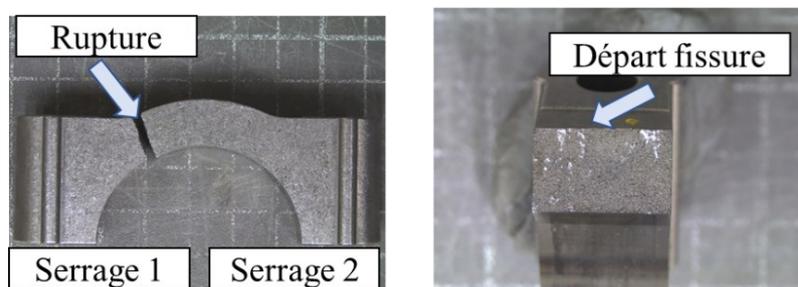


Figure 2.17 : Rupture du chapeau en utilisant la géométrie de la bielle B et en orientant l'effort vers le chapeau. Effort maximal 25 kN.

b. Traces de fretting sur le plan de joint chapeau / âme de bielle

Des traces de fretting ont été relevées au niveau du serrage 1 et un appui de sous-tête de vis très peu marqué a été observé pour le serrage 1 par rapport à l'appui au niveau du serrage 2 (*cf.* figure 2.18) :

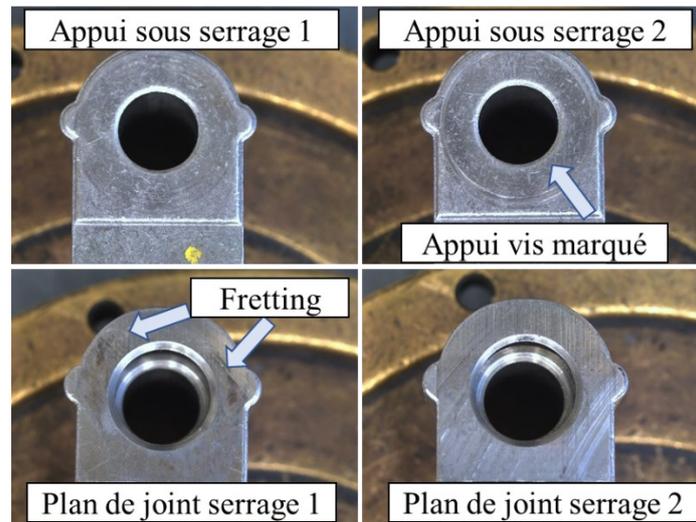


Figure 2.18 : Traces de fretting au niveau de l'interface chapeau / âme de bielle. Géométrie de bielle B, effort de 25 kN orienté vers le côté chapeau.

c. Ecaillage et fissuration du coussinet :

L'écaillage du substrat et la fissuration du dos ont été observés (cf. figure 2.19).

Dans cet essai, l'écaillage du coussinet est une conséquence de la défaillance du chapeau de palier. Une perte de tension de vis au niveau du serrage 1 a surchargée en flexion le chapeau, ce qui a engendré sa rupture en fatigue. Avant sa rupture, la déformation accrue du chapeau a imposé une flexion locale trop importante sur le coussinet qui a fissuré au niveau du dos en acier et du substrat en aluminium-étain.

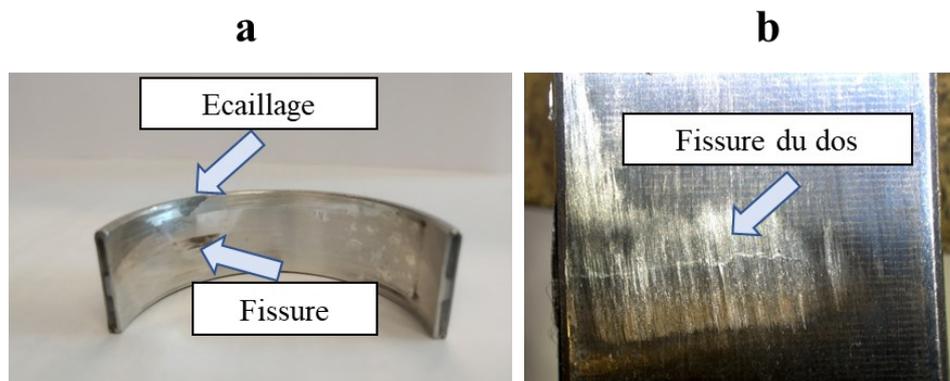


Figure 2.19 : (a) Ecaillage et fissuration du substrat en Al-Sn et (b) Fissuration du dos en acier. Géométrie de bielle B, effort de 25 kN orienté vers le côté chapeau.

Cet essai a permis de réitérer le chargement le plus proche sur moteur et de retrouver toutes les défaillances rencontrées dessus. Il apporte certains éléments de réponse pour l'industriel et souligne le couplage des endommagements qui peut intervenir durant une sollicitation sur moteur. Les données de durée de vie dégagées de cet essai n'ont pas été retenues car associées à un endommagement par fatigue des pièces environnantes du coussinet (vis et chapeau).

Un chargement orienté vers l'âme de la bielle a ensuite été testé. Pour les fortes sollicitations, des problématiques de grippage ont été relevées. Le plus grand effort qui a permis d'éviter le grippage était de 40 kN. Cet essai a été le plus long en durée, avec un écaillage obtenu après 26 millions de cycles. L'endommagement expérimental observé est affiché dans la figure 2.20:

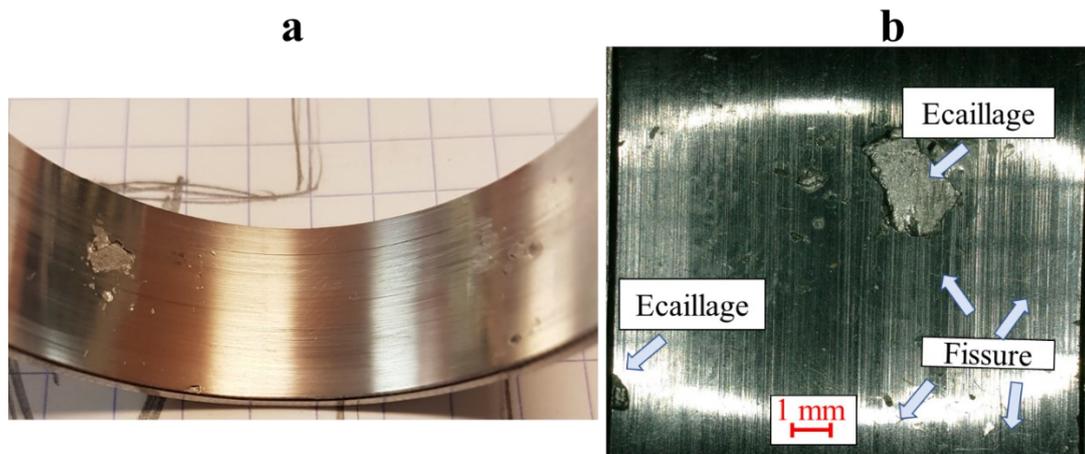


Figure 2.20 : Ecaillage du coussinet avec la géométrie de bielle B, en chargeant 40 kN vers le côté de l'âme de la bielle. (a) vue d'ensemble et (b) vue focalisée sur la zone endommagée.

L'écaillage est suivant la direction de l'effort imposé, *i.e.* suivant l'âme de la bielle (figure 2.16.b). L'enlèvement de matière est à l'intérieur du coussinet mais proche du bord. Plusieurs fissures de fatigue ont été observées, la majorité partant d'un des bords et se propageant axialement (suivant la largeur). A cause de sa longue durée, et des problèmes de grippage rencontrés en augmentant l'effort, cet essai était le seul suivant cette configuration (géométrie B, effort orienté vers l'âme de la bielle).

Le tableau 2:3 synthétise l'ensemble des essais réalisés qui seront exploités par la suite dans la modélisation numérique :

Tableau 2:3 : Synthèse des essais de fatigue sous banc MAPH réalisés sur le coussinet 1 et qui seront exploités dans la modélisation numérique.

Géométrie	Orientation de l'effort	Valeur maximale de l'effort imposé par le pot vibrant (kN)	Durée de vie (en millions de cycles)
A	Ame de la bielle	74	3,3
A	Ame de la bielle	74	7,2
A	Ame de la bielle	70	4,8
A	Ame de la bielle	67	4,7
A	Ame de la bielle	60	6,8
A	Ame de la bielle	55	13
B	Ame de la bielle	40	26

2.2 Effet de la microstructure sur la durée de vie du coussinet

Afin d'étudier l'effet de la microstructure de l'aluminium-étain sur l'endommagement par fatigue du coussinet, la performance en durée de vie des coussinets 1 et 2, présentés en début de chapitre, a été comparée pour un même chargement. La géométrie de bielle A (cf. figure 2.11) a été utilisée pour réaliser les essais de fatigue. Un effort cyclique de 74 kN a été imposé par le pot vibrant sur le vilebrequin et est orienté vers l'âme de bielle, comme illustré dans la figure 2.21.

Deux essais ont été réalisés sur chaque coussinet. Les résultats sont donnés dans le tableau 2:4 ;

Le coussinet 1 a donné la meilleure performance en durée de vie, comparé au coussinet 2. Comme prévu, les données homogénéisées, comme la limite élastique (R_e) ou limite à rupture (R_m) n'expliquent pas la performance en fatigue. La microstructure hétérogène du mélange Al-Sn joue un rôle majeur dans l'initiation d'une fissure par fatigue. Le coussinet 2, ayant deux à quatre fois plus de particules d'étain que le coussinet 1, possède la durée de vie la plus petite car la probabilité d'amorcer une fissure est la plus importante (figure 2.9).

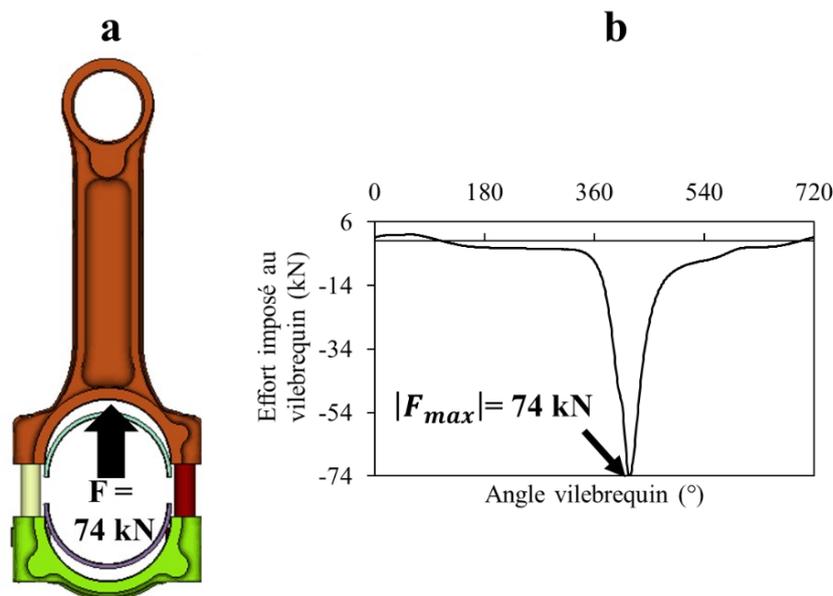


Figure 2.21 : Essai réalisé pour comparer la durée de vie des coussinets 1 et 2. (a) Géométrie de bielle A et un effort de 74 kN orienté vers l'âme de la bielle, (b) profil de l'effort cyclique imposé au vilebrequin.

En outre, les particules d'étain pour ce coussinet ont la forme la moins homogène, créant ainsi des zones de concentrations de contraintes (cf. figure 2.9). Pour illustrer le champ de contrainte local au voisinage d'une particule d'étain pour différentes morphologies de la particule, la figure 2.22 montre un résultat de simulations numériques sur un VER idéalisé. Une particule d'étain est entourée d'une matrice d'aluminium et un effort de pression hydrostatique lui est imposée. Les données de l'étain et de la matrice d'aluminium sont disponibles dans la littérature [89]. Nous pouvons remarquer que lorsque la forme de la particule d'étain est moins circulaire, la matrice d'aluminium est soumise à de plus fortes contraintes susceptibles d'amener à la décohésion de la particule d'étain de sa matrice.

D'autres paramètres, comme notamment l'inclinaison des particules ou encore la distance qui les sépare, sont influents mais n'ont pas été investigués plus en détail.

Tableau 2:4 : Durée de vie des coussinets 1 et 2 soumis au même chargement : 74 kN, géométrie de bielle A, effort orienté vers l'âme de la bielle.

Nom du coussinet	% Etain	Ratio de la limite élastique R_e (coussinet) / R_e (coussinet 1)	Ratio de la limite à rupture R_m (coussinet) / R_m (coussinet 1)	Durée essai n°1	Durée essai n°2
Coussinet 1	5,5-7	1	1	3 300 000 cycles	7 200 000 cycles
Coussinet 2	17,5-22,5	1,22	0,98	3 000 000 cycles	2 850 000 cycles

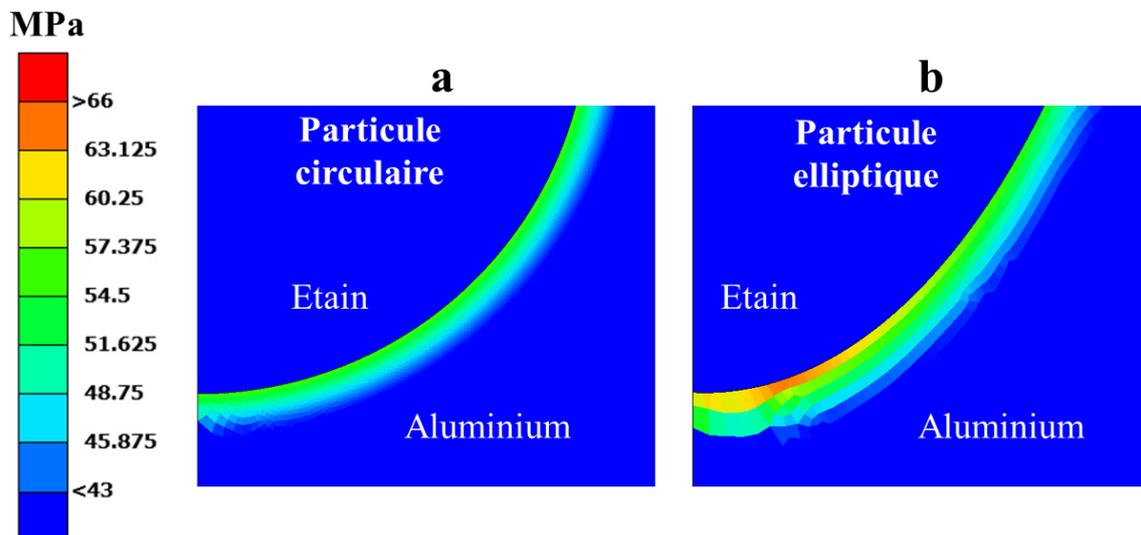


Figure 2.22 : Contrainte de von Mises sur un VER idéalisé d'un mélange Al-Sn soumis à une pression hydrostatique. (a) particule étain circulaire, (b) particule elliptique, limite élastique étain 43 MPa, limite élastique aluminium 66 MPa.

2.3 Comportement de la fissure

Ce paragraphe recense les observations effectuées pour mieux comprendre le comportement d'une fissure amenant à l'écaillage de la couche tribologique. Son objectif est d'apporter le plus de phénoménologie pour la construction d'un modèle numérique de propagation de fissure qui tient compte de la réalité expérimentale. En se basant sur les observations effectuées, et la recherche bibliographique présentée dans le premier chapitre, un scénario en trois étapes est proposé pour l'évolution d'une fissure amenant à l'écaillage du coussinet. Les trois phases sont :

- Phase 1 : Initiation de la fissure à la surface tribologique du coussinet
- Phase 2 : Propagation de la fissure dans le substrat
- Phase 3 : Délaminage en sous-couche dans la couche d'accroche

A la suite de ces trois phases, la rupture brutale intervient sous la forme d'un enlèvement d'un morceau du substrat du coussinet (écaillage).

2.3.1 Phase 1 : Initiation de la fissure à la surface tribologique du coussinet

L'étude bibliographique sur le comportement en fatigue des coussinets, présentée au chapitre 1, a montré que l'amorçage de fissure s'effectue au niveau de la surface libre de la couche tribologique (surface en contact avec l'huile). Les résultats des essais issus du banc MAPH ont montré leur capacité à reproduire les tendances observées dans la littérature. Comme indiquées par les figures 2.23 et 2.24, des observations en microscopie optique des découpes de coussinets endommagés ont permis de confirmer que l'amorçage de fissures de fatigue s'effectue toujours à la surface libre du substrat en Al-Sn :

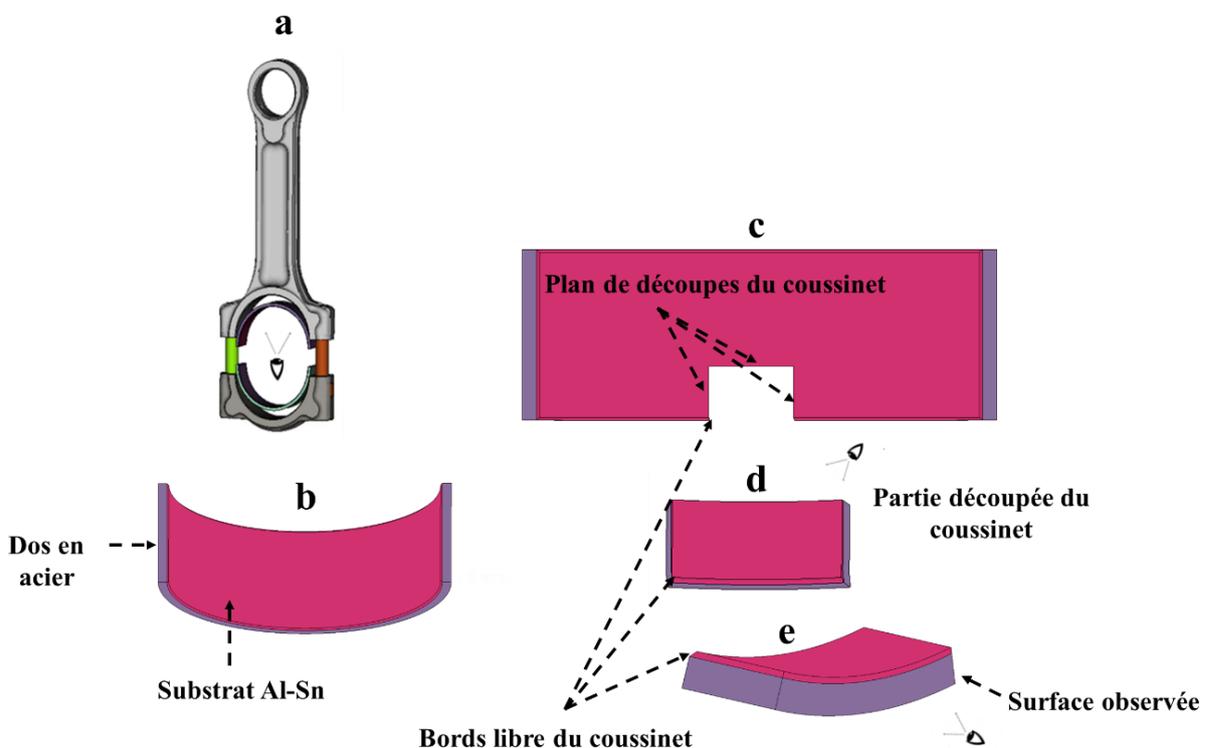


Figure 2.23 : (a) Positionnement du coussinet étudié, (b) coussinet étudié, (c) positionnement des plans de découpes, (d) portion du coussinet découpée, et (e) positionnement de la surface observée.

Ces observations confirment plusieurs études de la littérature [18, 21, 80, 89], d'essais de flexion 3 points, qui soulignent l'importance de la microstructure dans l'amorçage de fissure des coussinets en aluminium-étain. Des observations similaires ont pu être effectuées dans la présente étude avec un chargement hydrodynamique (cf. figure 2.25) où on a relevé des décohésions de particules d'étain de la matrice en aluminium.

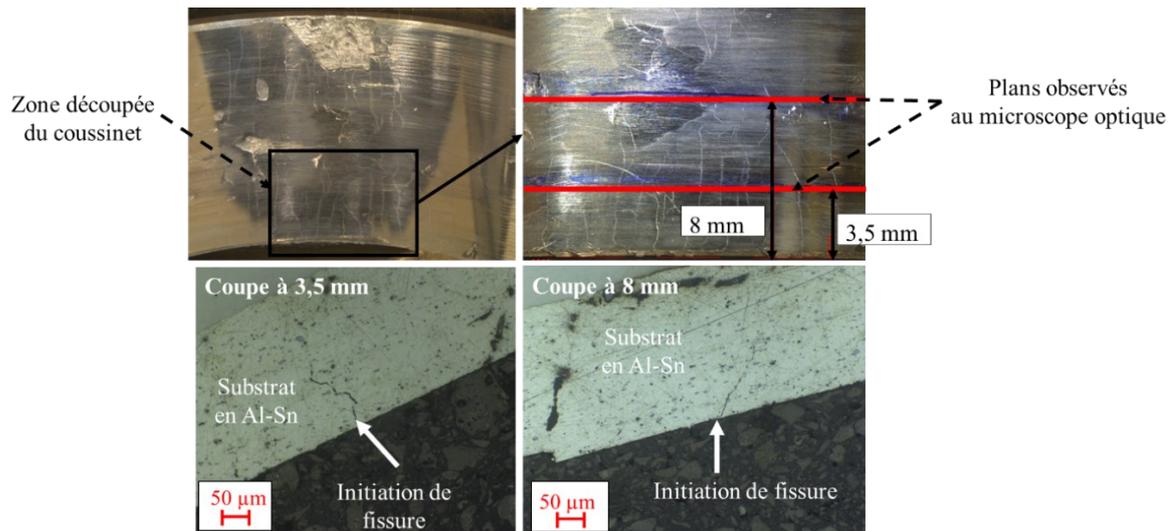


Figure 2.24 : Lieu d'initiation d'une fissure de fatigue au niveau de la couche tribologique. L'essai affiché a été obtenu avec un effort maximal de 70 kN sur le coussinet 1, en utilisant la géométrie de bielle A, et un effort orienté vers l'âme de bielle.

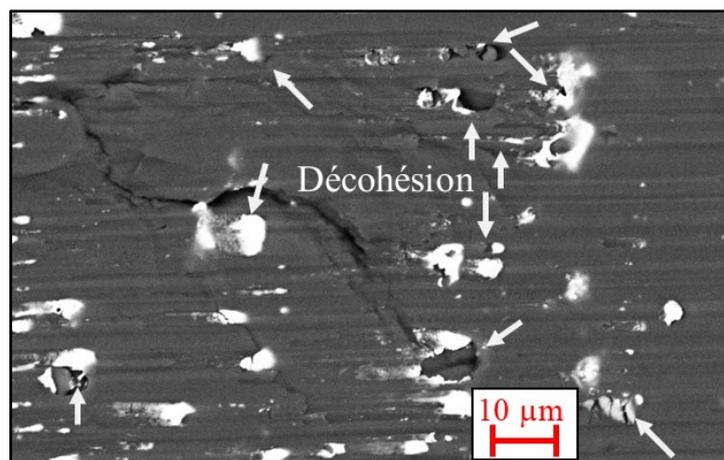


Figure 2.25 : Observation de début de fissure dans le substrat en aluminium-étain du coussinet 1. Essai réalisé avec la géométrie de bielle A, en orientant l'effort de 74 kN vers l'âme de la bielle.

2.3.2 Phase 2 : Propagation de la fissure dans le substrat

Une fois initiée, les fissures commencent à avoir un caractère aléatoire en termes de propagation (microstructure, chargement local complexe) avant d'être guidées par les déformations circonférentielles qui vont orienter sa propagation suivant la largeur du coussinet.

La figure 2.26 présente un exemple de réseau de fissures observé sous chargement hydrodynamique avec trois essais différents et illustre la propagation axiale des fissures qui se met en place.

Au sein du substrat, l'évolution de la fissure est multidirectionnelle : tout en se propageant en surface libre, *i.e.* suivant la largeur du coussinet, la fissure se propage également dans l'épaisseur du substrat comme affiché dans la figure 2.27.

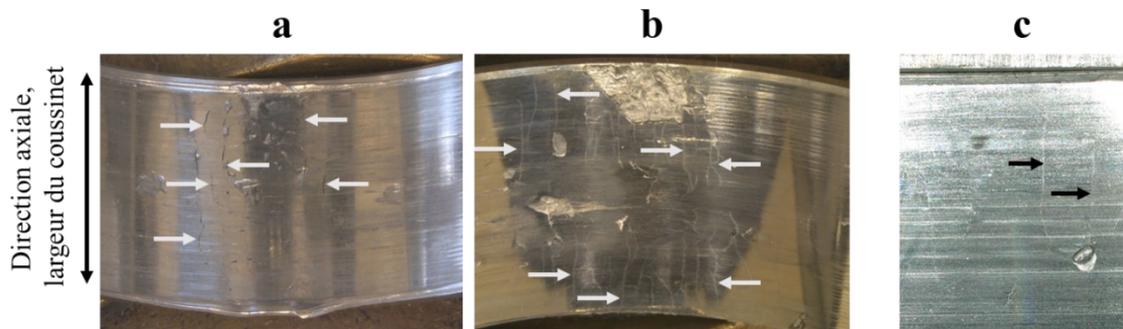


Figure 2.26 : Propagation de fissures de fatigue à la surface libre d'un coussinet sous chargement hydrodynamique. (a) Coussinet 2, géométrie de la bielle A, effort de 74 kN orienté vers l'âme de la bielle. (b) Coussinet 1, géométrie de la bielle A, effort de 70 kN orienté vers l'âme de la bielle. (c) Coussinet 1, géométrie de la bielle A, effort de 55 kN orienté vers l'âme de la bielle.

Sur l'ensemble des coussinets qui ont présenté des endommagements par fissuration, les fissures se propagent pour atteindre *in fine* la couche d'accroche. Toutefois, le chemin emprunté reste relativement aléatoire (figure 2.28).

Dans l'exemple de la figure 2.28, trois fissures qui se propagent dans l'épaisseur du substrat en Al-Sn sont observées pour un même coussinet. Nous pouvons voir que chaque fissure a sa propre direction de propagation dans l'épaisseur du substrat. Avant que la couche d'accroche ne soit atteinte, chaque fissure aura parcouru une distance qui lui est propre, alors que l'épaisseur de la couche tribologique est restée identique.

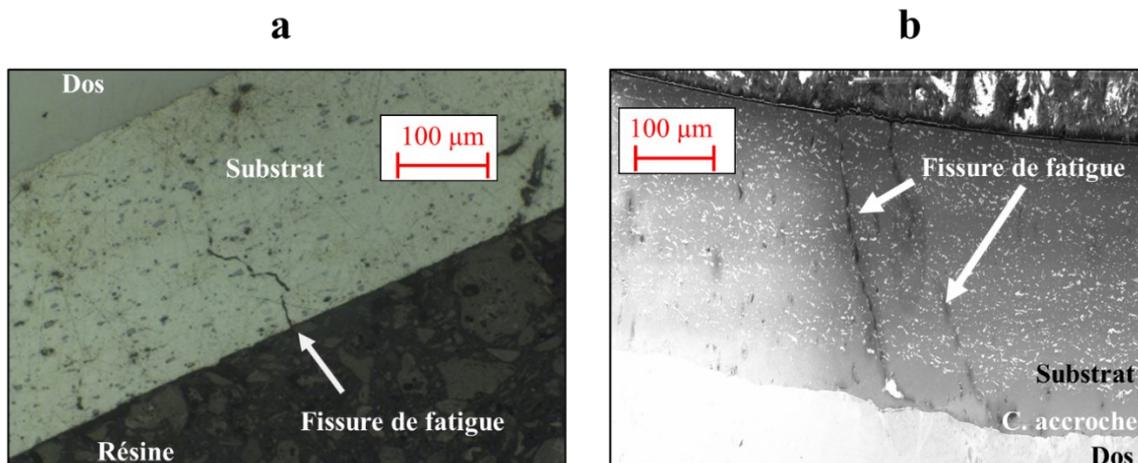


Figure 2.27 : Propagation de la fissure dans l'épaisseur du substrat en Al-Sn. (a) Observation au microscope optique du coussinet 1 sous un chargement de 70 kN avec la géométrie de bielle A, effort orienté vers l'âme de la bielle. (b) Observation au MEB du coussinet 2 sous un chargement de 74 kN avec la géométrie de bielle A, en orientant l'effort vers l'âme de la bielle.

Ce caractère hasardeux s'explique par l'hétérogénéité du matériau Al-Sn. L'étain étant non-miscible dans l'aluminium et avec un module d'Young presque deux fois inférieur, la compliance environnante en pointe de fissure est perturbée, ce qui est susceptible d'orienter sa direction. Les inclusions nécessitant le moins d'énergie pour que la fissure se propage vont la dévier.

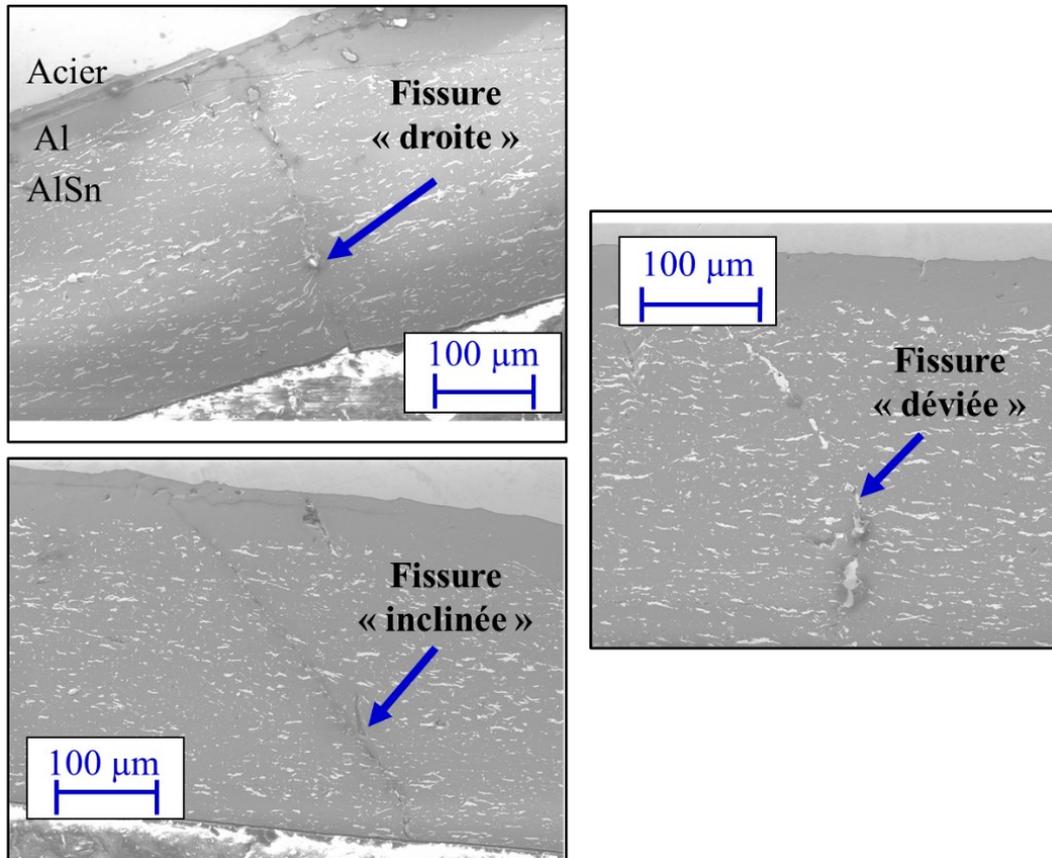


Figure 2.28 : Différentes propagations de fissures dans l'épaisseur du substrat en Al-Sn. Observations faites sur le coussinet 2, essai avec la géométrie de bielle A, en chargeant 74 kN côté âme de la bielle.

Une autre source d'explication pour le caractère aléatoire de la propagation de la fissure dans le substrat est liée à l'influence du chargement local en front de fissure. Suivant le champ de pression d'huile appliqué à la surface libre du coussinet, la fissure peut avoir une allure différente dans l'épaisseur (cf. figure 2.29). Un champ de pression appliqué symétriquement par rapport à la direction de propagation de la fissure favorisera une propagation alignée avec la direction radiale. Dans le cas inverse, on peut supposer que la fissure aura une autre direction de propagation (figure 2.29).

Enfin, les observations ayant été faites après que l'écaillage soit survenu, plusieurs fissures ont été relevées simultanément. Leur interaction (coalescence) est un autre facteur à l'origine du caractère aléatoire de la propagation de fissure observée dans les coussinets du banc MAPH.

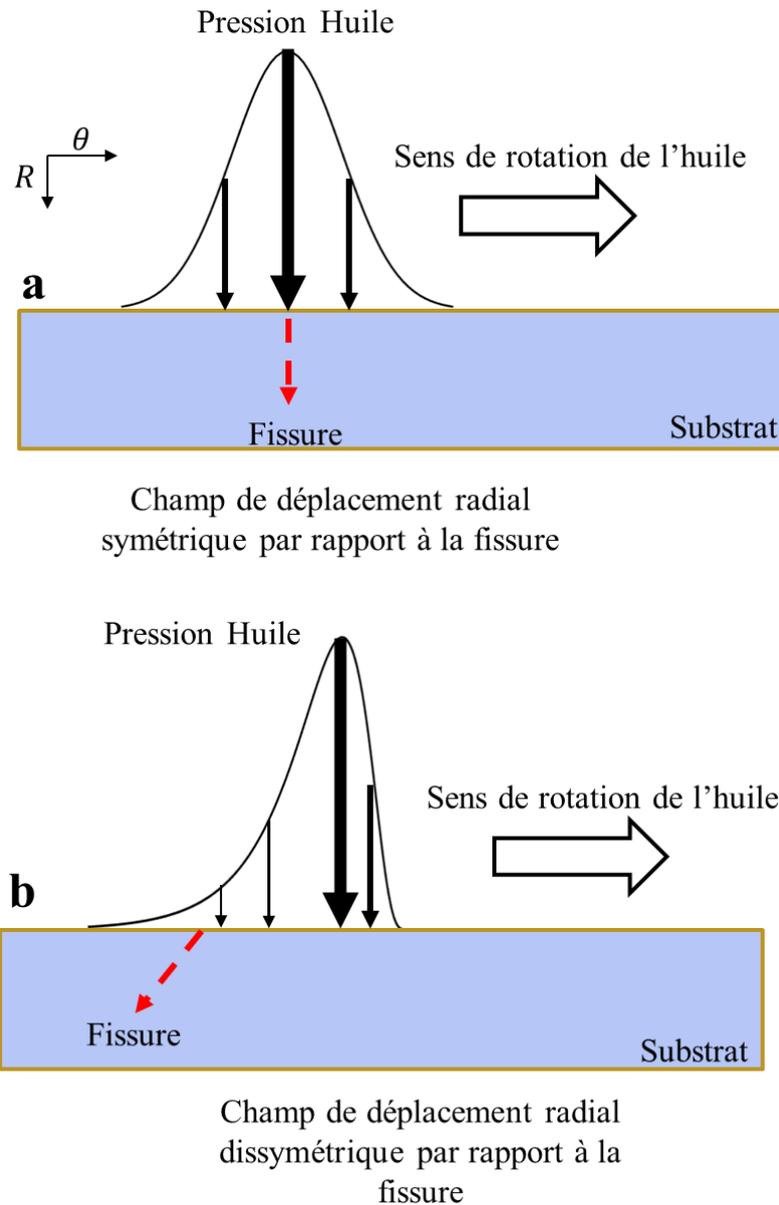


Figure 2.29 : Comportement de fissure sous un champ de pression hydrodynamique. (a) chargement symétrique par rapport à la direction de la fissure, (b) chargement non-symétrique à la direction de fissure.

2.3.3 Phase 3 : Délaminage en sous-couche dans la couche d'accroche

Une fois propagée dans l'épaisseur du substrat, la fissure pénètre la couche d'accroche avant de progresser le long de l'interface avec le dos en acier. Des observations faites pour différents coussinets montrent le délaminage en sous-couche qui se produit (figure 2.30).

Dans l'annexe C, des observations supplémentaires de fissures de fatigue le long de la couche d'accroche sont présentées et examinent les mécanismes de propagations cycliques de fissures.

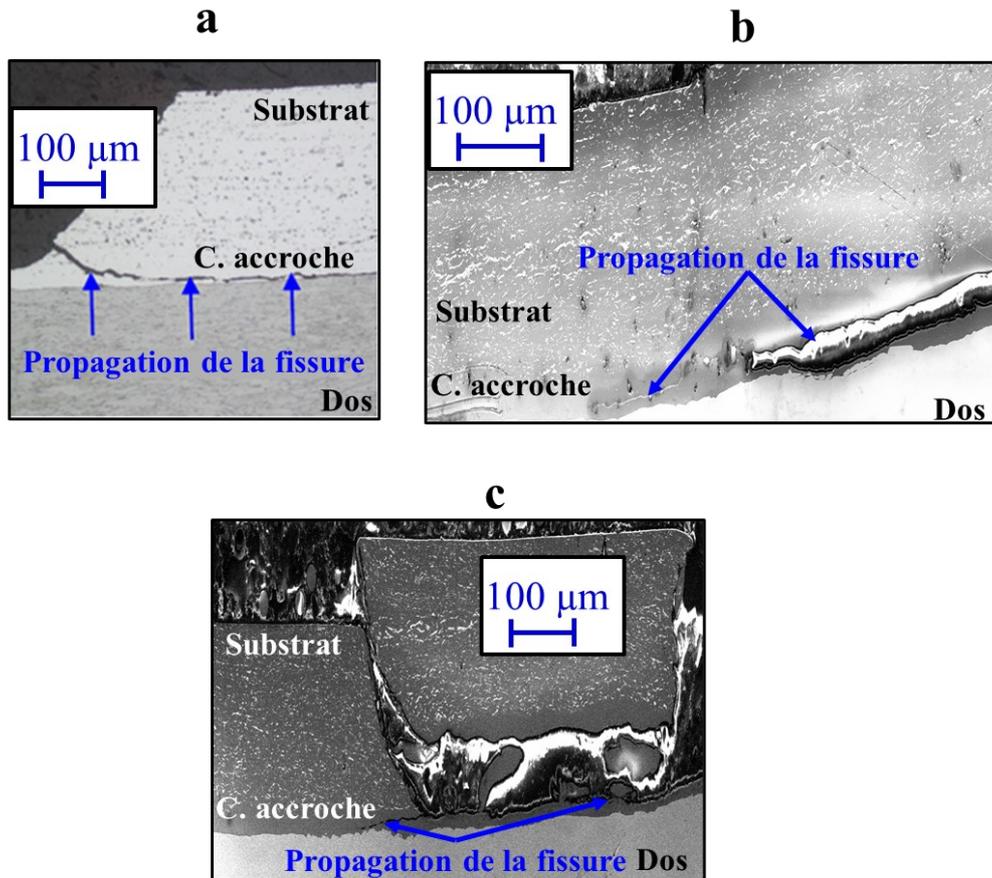


Figure 2.30 : Propagation de la fissure de fatigue dans la couche d'accroche. (a) Essai de validation Renault sur moteur avec le coussinet 1 ; (b-c) Essai sous banc MAPH avec le coussinet 2 en utilisant la géométrie de bielle A avec un effort de 74 kN orienté vers l'âme de la bielle.

2.3.4 Rupture par fatigue : écaillage du substrat

Après que la fissure s'est propagée suffisamment en sous-couche, la rupture brutale intervient sous la forme d'un écaillage (cf. figure 2.31).

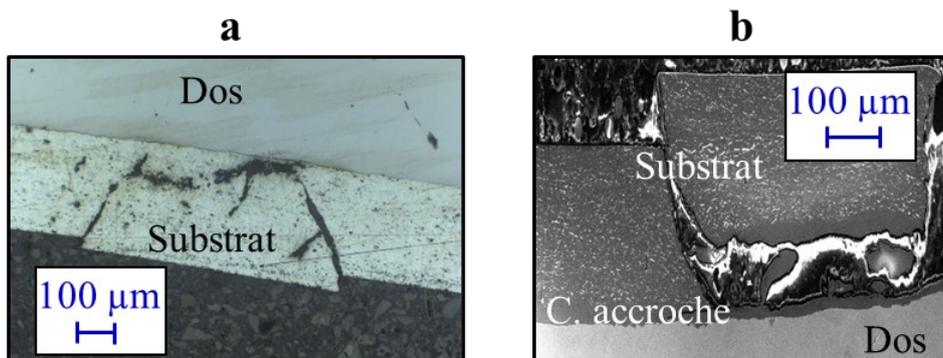


Figure 2.31 : Ecaillage du substrat. (a) Observation au microscope optique, coussinet 1, essai sous banc MAPH avec la bielle de géométrie avec un effort de 70 kN orienté vers l'âme de la bielle. (b) Observation au MEB, coussinet 2, essai sous banc MAPH avec la bielle de géométrie avec un effort de 74 kN orienté vers l'âme de la bielle.

Il est à noter que la taille de l'écaillage à l'origine de l'interruption de l'essai sur le banc d'essai MAPH n'est pas identique pour tous les coussinets testés. Durant la campagne expérimentale, le plus petit écaillage observé avait un diamètre de 800 μm (cf. figure 2.32).

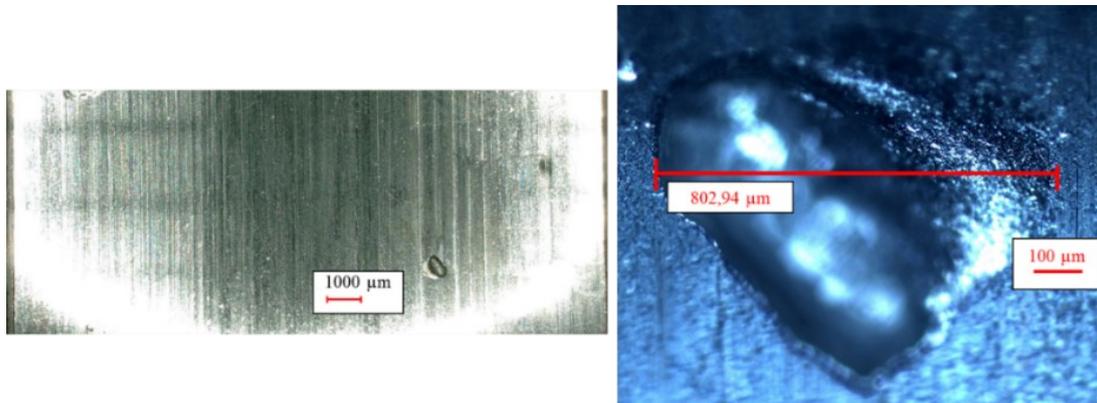


Figure 2.32 : Ecaillage obtenu sous banc MAPH avec la bielle de géométrie A en chargeant 55 kN côté âme de bielle sur le coussinet 1.

La figure 2.33 résume les étapes de propagation de la fissure de fatigue amenant à l'écaillage.

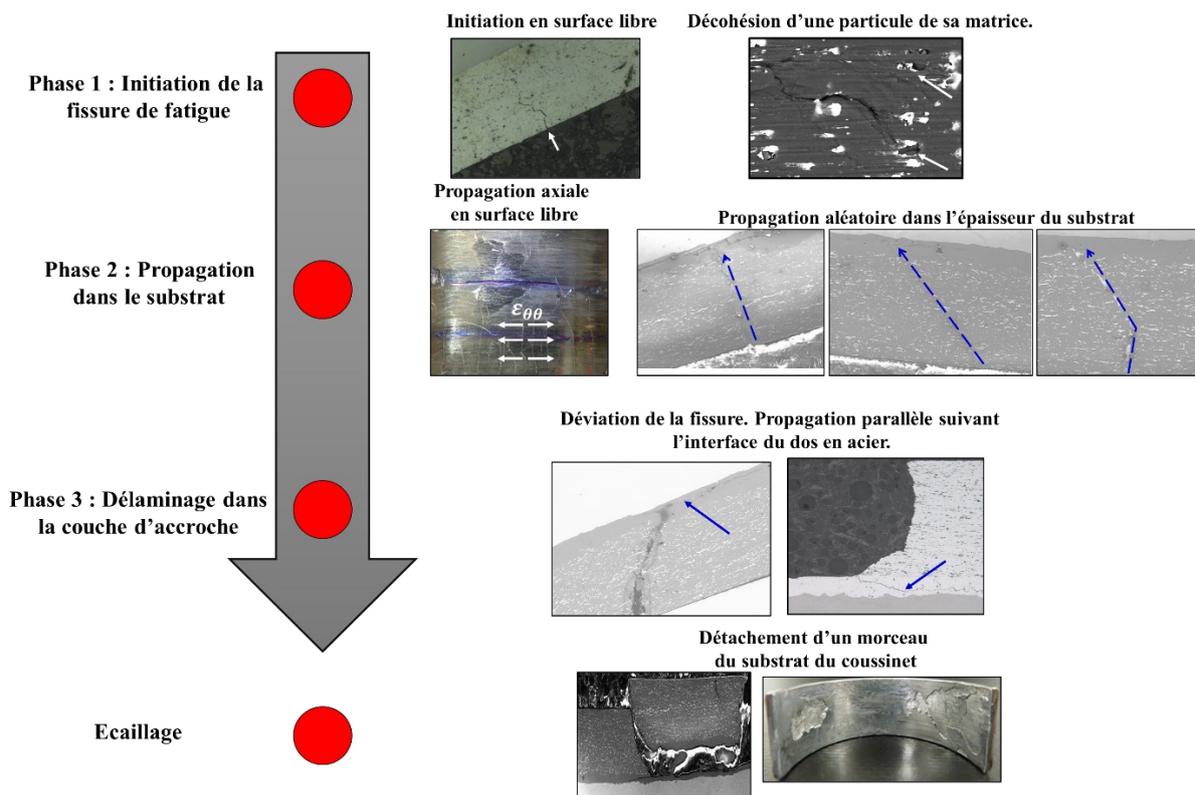


Figure 2.33 : Phases de propagation de la fissure de fatigue dans un coussinet amenant à l'écaillage.

L'étude de la littérature fournit peu d'information permettant de décrire en détail ce mécanisme pour le cas des coussinets de paliers multicouches. Nous pouvons supposer que l'enlèvement de matière intervient lorsque localement la zone fissurée ne peut plus supporter les efforts qui lui sont imposés. Les contraintes de compressions (hors composante radiale) vont amener à un enlèvement de matière par

flambage. Une autre hypothèse serait la coalescence de deux fissures de fatigue en sous-couche qui séparerait un morceau de matière du reste du substrat et provoquerait ainsi un écaillage local du coussinet.

2.4 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a présenté le banc d'essai MAPH qui permet de solliciter en fatigue les coussinets sous chargement hydrodynamique, similairement à un chargement sur moteur. Le grand avantage du banc d'essai MAPH est sa capacité d'être modulable : pour mieux caractériser les coussinets, il a été possible d'y instrumenter des pièces prototypes et de solliciter les coussinets avec différents logements (chapeau et âme de bielle). La détection de l'endommagement par fatigue a été fait au moment de l'écaillage, *i.e.* détachement d'un morceau du substrat. La variation du couple fourni par la MAPH, la variation de la résistance électrique du banc d'essai et l'augmentation de la température en dos du coussinet ont toutes été surveillées. Cette campagne expérimentale a permis de mieux comprendre le phénomène d'écaillage et d'extraire des données de fatigue.

Les essais de fatigue sous le banc MAPH ont permis d'extraire des données de durée de vie. La variation de l'effort a permis d'extraire une courbe de Wöhler et l'utilisation de différentes géométries de l'essai a permis de solliciter différemment le coussinet. La campagne expérimentale a mis en lumière la complexité de faire des essais pour caractériser en fatigue les coussinets sous chargement hydrodynamique. Parmi les difficultés rencontrées :

- a. L'apparition d'autres modes d'endommagements du coussinet. Le grippage est souvent survenu et a limité la capacité à augmenter l'effort fourni par le banc MAPH. La possibilité de faire des essais de fatigue plus courts (*i.e.* de l'ordre de centaines de milliers de cycles) a donc été restreinte. Cela a entraîné deux conséquences coûteuses en temps :
 1. La recherche du profil d'effort qui limite le grippage et évacue la chaleur générée par le chargement. Plusieurs tentatives ont été testées avant de faire le choix d'un effort tous les deux tours et une vitesse de rotation du vilebrequin à 2000 tr/min. Il n'a pas été possible de faire des essais plus rapides comme souhaité (1 cycle d'effort par tour à 6000 tr/min par exemple).
 2. L'obligation de faire des essais très longs en temps pour déterminer une limite de fatigue. Nous pouvons notamment citer l'essai où la durée de vie du coussinet était de 26 millions qui a nécessité un temps d'utilisation de la MAPH de deux mois.
- b. L'endommagement des pièces environnantes du coussinet, celles-ci étant également sollicitées en fatigue durant un essai hydrodynamique. Plusieurs casses de pièces ont été relevées : bielles, chapeau, vis et détérioration de la surface du vilebrequin. Un défi a été de déterminer le bon compromis dans le dimensionnement de pièces prototypes. Les pièces environnantes devaient avoir une certaine souplesse pour solliciter sévèrement le coussinet, amener à son écaillage et

limiter les risques de grippage. Une certaine rigidité devait également être présente pour éviter l'endommagement par fatigue des pièces environnantes du coussinet.

- c. Le suivi des essais : Il n'a pas été possible de trouver des moyens de déceler l'amorçage d'une fissure de fatigue. Le contrôle en couple, résistance électrique et température permettent de détecter l'enlèvement de matière mais la sensibilité de ces trois paramètres a souvent provoqué l'arrêt précoce de la MAPH avant l'apparition de l'écaillage. Cela a nécessité de faire un démontage et remontage pour faire des vérifications.

Sept essais de fatigue sur les coussinets ont été retenus après l'accomplissement de la campagne expérimentale. Dans le chapitre 3, le modèle numérique pour l'approche « durée de vie sûre » simule ces essais et associe les données de durée de vie extraites aux sollicitations internes du coussinet.

Cette campagne expérimentale a également permis de décrire le comportement d'une fissure de fatigue amenant à l'écaillage du coussinet. Trois phases différentes ont été identifiées. En premier, l'initiation qui se fait au niveau de la surface tribologique (en contact avec l'huile) et qui est induite par le caractère hétérogène du mélange Al-Sn du substrat. Comme soulignée par l'étude bibliographique du premier chapitre, la décohésion d'une particule d'addition de sa matrice d'aluminium provoque l'amorçage d'un défaut. La deuxième phase est la propagation de la fissure de fatigue dans le substrat. Les déformations circonférentielles provoquées par le chargement sur le coussinet vont orienter les fissures suivant la direction axiale (*i.e.* suivant la largeur du coussinet) au niveau de la surface libre. Dans l'épaisseur, la fissure se propage également en avançant vers la couche d'accroche en sous-couche. Des découpes de section de coussinet ont mis en exergue le caractère relativement aléatoire de la propagation de la fissure dans l'épaisseur. Les propriétés multiphasées du substrat expliquent ce comportement. La dispersion des particules d'addition (étain, silicium, etc.) dans la matrice d'aluminium oriente et dévie la fissure vers les inclusions nécessitant le moins d'énergie pour sa propagation. *In fine*, la fissure va atteindre la couche d'accroche et commencer à se propager parallèlement au dos en acier. Cette troisième phase est décrite comme la phase de délaminage. Lorsque celle-ci est suffisamment avancée, localement la matière n'a plus la capacité à endurer le chargement ce qui va provoquer l'enlèvement d'un morceau du substrat du reste du coussinet. La coalescence de fissure de fatigue en sous-couche est un autre mécanisme qui peut amener à l'écaillage. La description de ces trois phases va servir de base pour le modèle numérique pour l'approche « tolérance aux dommages » décrit dans le chapitre 5.

Chapitre 3

Estimation de la durée de vie des coussinets par l'approche « Durée de Vie Sûre »

Ce chapitre présente les travaux effectués pour prédire l'endommagement par fatigue des coussinets avec l'approche « durée de vie sûre ». Cette méthode de conception consiste d'abord à déterminer les contraintes cycliques au sein du coussinet, et ensuite à estimer la durée de vie en fonction de la criticité de la sollicitation. Les calculs sont effectués sur une structure saine, *i.e.* dépourvue de fissure, et il est supposé que le chargement reste inchangé après une période de rodage durant laquelle les contraintes cycliques au sein du coussinet multicouche se stabilisent.

Chaque géométrie testée a nécessité l'implémentation d'un calcul qui lui est propre, avec sa CAO et ses conditions limites. Cinq modèles ont été examinés sur la base d'une démarche similaire : trois géométries de bielle sur banc d'essai et deux paliers sur banc moteur. Dans la suite du rapport, un seul modèle sera détaillé par souci de synthèse.

Ce chapitre est découpé en trois parties. La première partie expose le modèle numérique EF développé pour déterminer le chargement cyclique en contraintes subi par le coussinet. La séquence complète de chargement imposée au coussinet est considérée, à savoir : (1) les efforts de pré-services, appliqués une seule fois en début de vie, (2) les efforts de services qui sont imposés de manière cyclique lorsque le moteur fonctionne. Le premier chargement correspond au montage des coussinets dans leur logement et leur mise en température pour atteindre la température de service. Le second chargement est la pression d'huile tournante imposée aux coussinets durant un cycle de 2 rotations du vilebrequin. Une fois le cycle de contraintes multiaxiales connu, les critères de fatigue, présentés dans le premier chapitre, sont implémentés dans une deuxième partie pour étudier leur applicabilité à l'écaillage des coussinets. Les résultats obtenus à travers ces critères sont analysés et étudiés pour identifier celui le plus adapté à l'endommagement en fatigue du substrat en Al-Sn. Enfin, la dernière partie utilise tous les essais réalisés sur le banc MAPH pour identifier les limites en fatigue estimées par le critère sélectionné dans un domaine de sollicitation multiaxiale.

1 Détermination du cycle des contraintes

Pour estimer la durée de vie avec l'approche « durée de vie sûre », un modèle numérique 3D a été créé dans l'environnement du logiciel Abaqus¹. Dans ce qui suit, on présente les données d'entrées nécessaires pour le calcul et les principaux résultats qui en émanent.

1.1 Géométrie CAO du modèle EF

La figure 3.1 montre toutes les géométries étudiées, sur le banc d'essai MAPH et sur le banc moteur. La figure 3.2 indique celle examinée dans ce chapitre.

Le modèle EF présenté comporte cinq pièces : les vis, l'âme de bielle, le chapeau de bielle, et enfin les coussinets, inférieur et supérieur. Chaque coussinet a été modélisé par deux couches : le substrat en Al-Sn (0,3 mm d'épaisseur) qui est collé au dos en acier (1,5 mm d'épaisseur). Dans le logement de la tête de bielle, entre les coussinets, se trouve le vilebrequin qui est un arbre tournant de 44 mm de diamètre. Cette pièce n'est pas présente dans le modèle EF car l'effort qu'il impose aux coussinets est directement pris en compte *via* un champ de pression hydrodynamique tournant, calculé par EHD.

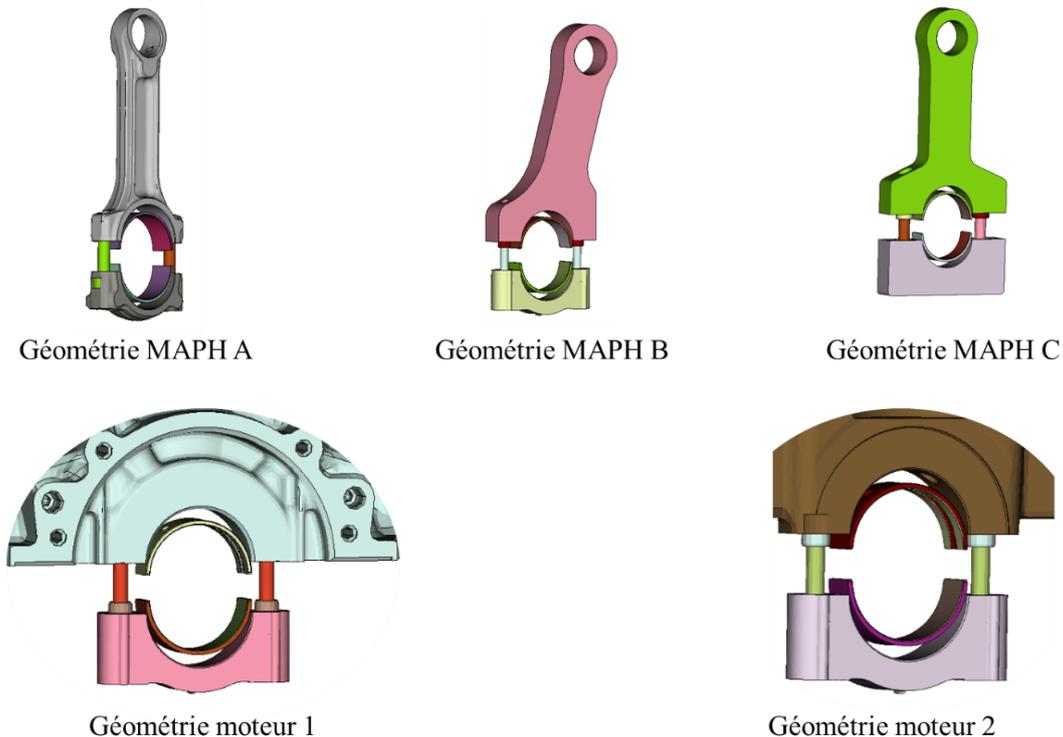


Figure 3.1 : Géométries de bielles étudiées avec le banc d'essai MAPH et géométries de paliers étudiées sur moteur.

¹ Les calculs ont été effectués avec la version 2018 du logiciel Abaqus.

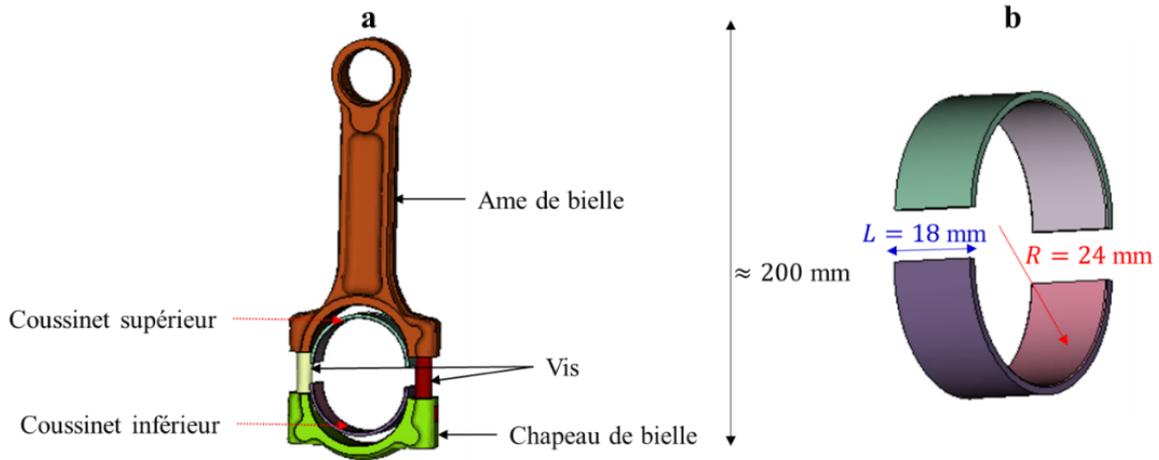


Figure 3.2 : (a) CAO du modèle EF présenté dans ce chapitre. Les coussinets sont indiqués en pointillés rouge et les pièces environnantes en flèches noires. (b) Dimensions des coussinets étudiés.

1.2 Maillage des pièces

Le coussinet multicouche a été maillé avec des éléments hexaédriques à 8 nœuds (C3D8). La bielle (âme et chapeau) a été maillée en utilisant des éléments tétraédriques quadratiques (C3D10). Les vis ont été maillées avec des éléments hexaédriques à 8 nœuds (C3D8). Pour le modèle EF présenté, bielle géométrie MAPH A (figure 3.2), 896 153 éléments ont été utilisés avec 1 263 272 nœuds, illustrés dans la figure 3.3.

Une étude de sensibilité au maillage a été effectuée et les résultats seront présentés ultérieurement dans le paragraphe 1.6 de ce chapitre.

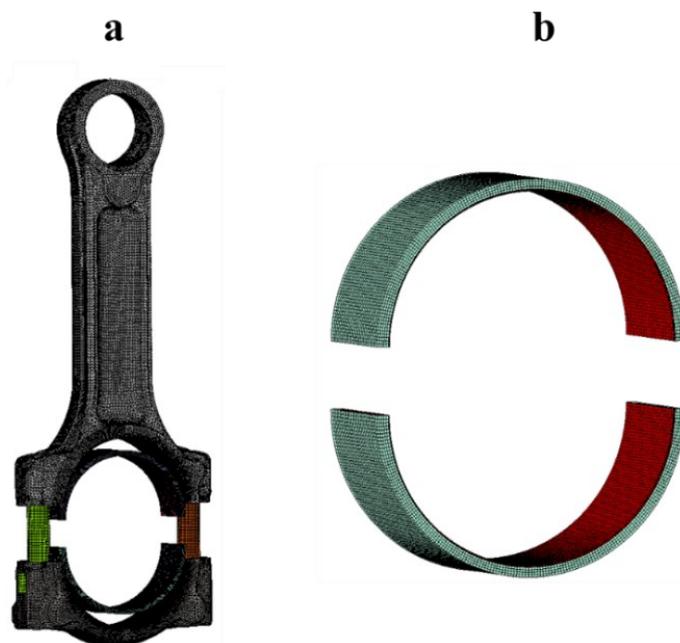


Figure 3.3 : (a) Maillage du modèle EF en entier. (b) Maillage des coussinets.

1.3 Données matériaux

Dans leur état d'origine, les coussinets, sont considérés libres de contrainte du fait des différents traitements thermiques qu'effectue le fournisseur durant le processus de fabrication. Le constructeur automobile réceptionne les pièces et leur applique plusieurs chargements à différentes températures. Le montage des coussinets se fait à température ambiante (20°C), et les efforts de fonctionnement se font à 100°C mais peuvent atteindre 150°C pour des cas sévères.

a. Substrat en aluminium-étain

La loi de comportement mécanique du matériau est donnée avec des caractéristiques identifiées à température ambiante (20°C) (donnée fournisseur). Il est à noter que l'aluminium subit une variation notable dans ces propriétés mécaniques entre 20°C et 150°C et il est important d'en prendre compte dans la simulation. Ne disposant pas de données expérimentales à ces températures, la loi rhéologique de Hansel Spittel a été utilisée pour estimer la variation de la contrainte d'écoulement avec la température et la vitesse de déformation. Cette loi donne l'expression de la contrainte d'écoulement en fonction de la déformation, sa vitesse et la température suivant l'équation 3.1:

$$\sigma_f = A e^{m_1 T} \varepsilon^{m_2} e^{\frac{m_4}{\dot{\varepsilon}}} \dot{\varepsilon}^{m_3}, \quad (3.1)$$

où T est la température, ε la déformation et $\dot{\varepsilon}$ la vitesse de déformation. Les coefficients A, m_1 , m_2 , m_3 et m_4 , dans le tableau 3:1 ont été fournies par le centre de matériau de l'école des Mines d'Evry et correspondent à l'aluminium pur dans son état recuit (1050O, %Al > 99.5%).

Tableau 3:1 : Coefficients de la loi de Hansel Spittel pour l'aluminium 1050O.

A	m_1	m_2	m_3	m_4
163,62571	-0,00228	0,26266	0,0295	0,00638

Comparé à une température de 20°C, l'adoucissement du matériau est donné par un rapport de diminution de 0,83 à 100 °C et de 0,74 à 150°C pour l'aluminium pur. Cela correspond à une diminution respective de 17% et 26% des contraintes uniaxiales de traction associées aux déformations plastiques (figure 3.4). Pour le substrat en Al-Sn, on a adopté dans ce travail le même rapport d'adoucissement du matériau avec la température. Cette hypothèse donne un résultat cohérent avec l'information communiquée par le fournisseur qui a indiqué que la limite à rupture en traction diminue de l'ordre de 30 % à 150°C par rapport à l'ambient.

Les variations du module d'Young, de la limite d'élasticité et du coefficient de dilatation en fonction de la température ont été déduites des mesures d'un alliage d'aluminium caractérisé par Renault. Les valeurs sont données dans le tableau 3:2.

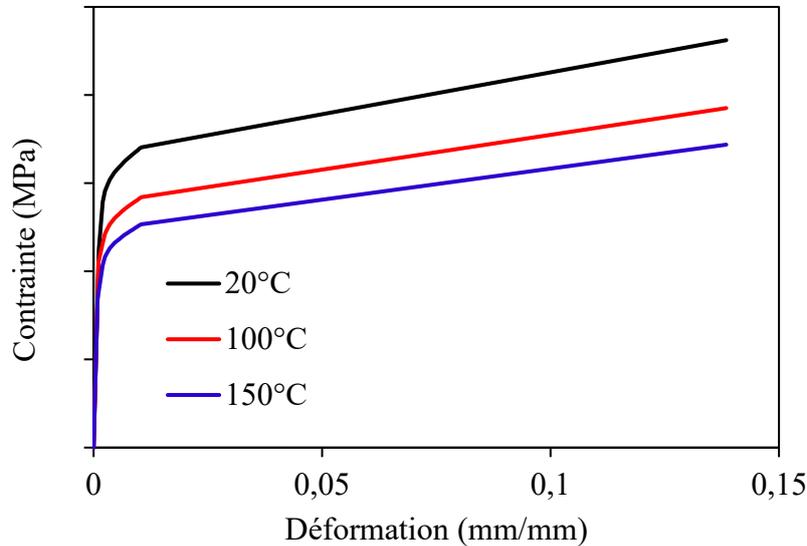


Figure 3.4 : Courbe d'écrouissage de l'Al-Sn en fonction de la température.

Tableau 3:2 : Propriétés élastiques du substrat en aluminium étain en fonction de la température.

	$E / E_{20^{\circ}\text{C}}$	ν [-]	$R_e / R_{e20^{\circ}\text{C}}$	α [$10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{K}^{-1}$]
20 °C	1	0,33	1	24
100°C	0,97	0,33	0,94	24,33
150°C	0,93	0,33	0,75	24,66

La loi de comportement a été modélisée par un écrouissage cinématique double non linéaire. Ce modèle est basé sur les travaux de Lemaitre et Chaboche [177]. Le critère tridimensionnel de limite d'élasticité adopté est celui du critère de von Mises. Les équations 3.2 et 3.3 donnent la loi de comportement dans le cas 1D.

Si $\sigma < R_e$:

$$\sigma = E \times \varepsilon \quad (3.2)$$

Si $\sigma \geq R_e$:

$$\sigma = R_e + \frac{C_1}{D_1} \left(1 - e^{-D_1 \times (\varepsilon - \varepsilon_e)}\right) + \frac{C_2}{D_2} \left(1 - e^{-D_2 \times (\varepsilon - \varepsilon_e)}\right) \quad (3.3)$$

avec R_e la limite d'élasticité, $\varepsilon_e = \frac{R_e}{E}$, et les paramètres C_1, D_1, C_2, D_2 sont des paramètres matériau à identifier à partir des courbes d'érouissage pour différentes températures.

b. Dos en acier

La même démarche a été effectuée pour la couche en acier avec un comportement mécanique décrit par un érouissage simple. L'effet de la température n'est pas pris en compte pour la couche en acier. En effet, la température maximale atteinte étant de 150°C, elle est considérée trop faible pour induire un adoucissement des propriétés mécaniques. Dans le cas 1D, la loi de comportement est donnée par :

Si $\sigma < R_e$:

$$\sigma = E \times \varepsilon \quad (3.4)$$

Si $\sigma \geq R_e$:

$$\sigma = R_e + \frac{C}{D} \left(1 - e^{-D \times (\varepsilon - \varepsilon_e)} \right) \quad (3.5)$$

1.4 Chargements

La figure 3.5 présente l'ensemble des chargements appliqués sur le coussinet multicouche, depuis la phase installation jusqu'à celle correspondant au fonctionnement du moteur en régime permanent. Les coussinets sont d'abord assemblés dans le moteur : ils sont pincés pour pouvoir être insérés dans leur logement respectif, avant d'être plaqués les uns aux autres, pour être montés dans leur logement. Cet assemblage va réduire le diamètre des coussinets, le contraignant à prendre celui de la tête de bielle. Ce procédé est appelé frettage par assemblage. Le serrage des vis est ensuite effectué avant une augmentation de la température de l'ambiante (20°C) à celle de service (100°C). Ces chargements sont dits de pré-service et ne sont appliqués qu'une seule fois. Lorsque le moteur fonctionne, un champ de pression d'huile tournant est appliqué par un cycle de 2 tours de vilebrequin. Ce chargement est dit de service, et est imposé de manière permanente. La modélisation du chargement imposé aux coussinets multicouches a été réalisée sous Abaqus avec un algorithme statique implicite non-linéaire.

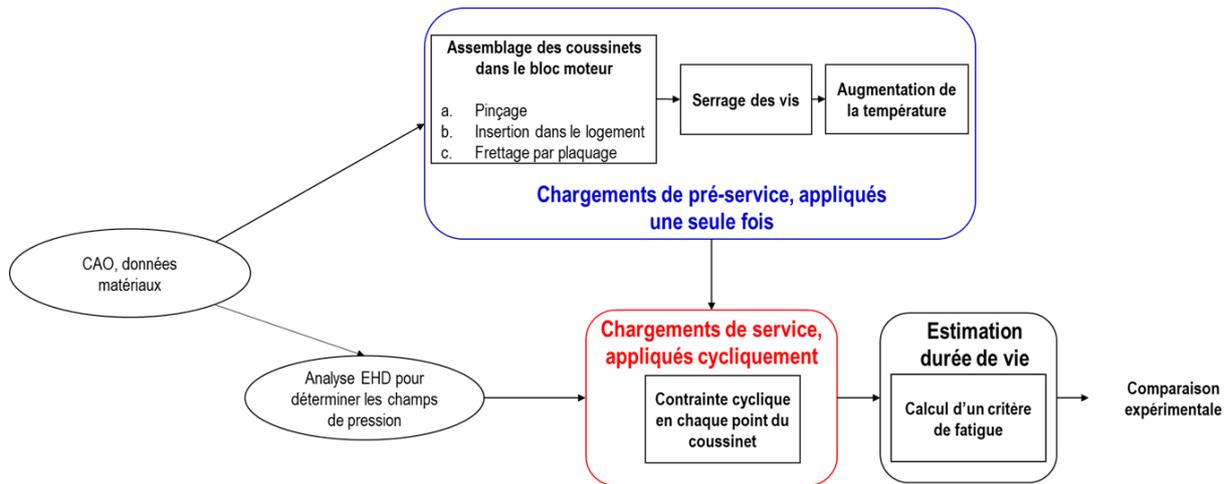


Figure 3.5 : Séquence de chargements appliqués aux coussinets pour estimer leur durée de vie.

1.5 Chargements de pré-service

Ce paragraphe détaille les étapes de calcul du modèle EF. Sous sa forme d'origine, la longueur développée du coussinet est supérieure à celle de la surface interne du logement, 4 étapes sont nécessaires pour réaliser l'opération de frettage. La figure 3.6 détaille la réduction de longueur à imposer au coussinet.

La première étape consiste à pincer les coussinets en imposant un déplacement horizontal au niveau du plan de joint (figure 3.7.a). Les coussinets sont ensuite insérés dans leur logement, par un déplacement ascendant du chapeau et descendant de l'âme de bielle, tout en maintenant le déplacement du pinçage (figure 3.7.b). Une fois le contact entre le dos en acier et le logement correctement établi, le coussinet est relaxé dans une troisième étape en supprimant le déplacement de pinçage (figure 3.7.c). L'opération de montage est poursuivie par une quatrième étape en imposant un déplacement vertical du chapeau et de l'âme de bielle jusqu'à les mettre en contact au niveau du plan de joint (figure 3.7.d). Puis, dans 2 autres étapes de calculs, le frettage des coussinets est finalisé par le serrage des vis, modélisé par un effort de pré-tension, le déplacement des pièces environnantes est relâché et les nœuds au niveau du pied de bielle sont fixés à leur position (figure 3.7.e).

Une fois l'assemblage achevé, la température est augmentée à sa valeur de service (100°C) via une septième étape de calcul. L'encastrement des nœuds au niveau du pied de bielle et l'effort de tension des vis sont maintenus et le resteront pour l'étape de chargement de service.

Lors des étapes de montage, le contact a été pris en compte en utilisant la loi de Coulomb. Trois zones de contacts sont à considérer :

- a. Le contact coussinet / logement modélisé avec un coefficient de frottement de 0,2.
- b. Le contact aux plans de joints des deux coussinets, modélisé avec un coefficient de frottement de 0,2.

- c. Le contact au niveau du plan de joint entre le chapeau et l'âme de bielle, modélisé par un contact rugueux (coefficient de frottement infini) pour être en accord avec la réalité expérimentale.

A la fin de l'assemblage, le coussinet se trouve plastifié dans un état de compression multiaxiale. Dans les figures 3.8 et 3.9, la cartographie de déformation plastique équivalente de von Mises est indiquée après l'application des efforts de pré-service pour le substrat en Al-Sn et le dos en acier.

Pour la couche tribologique en Al-Sn, comme pour le dos en acier, le matériau se plastifie essentiellement au niveau du plan de joint. Ce résultat s'explique par les effets de l'opération de frettage où les efforts sont appliqués au niveau du plan de joint, quand les coussinets inférieur et supérieur sont plaqués les uns aux autres, induisant une déformation en compression importante à ce niveau. Additionnellement, en partant du plan de joint, et sur un angle circonférentiel de 18° , un léger amincissement de l'épaisseur de la couche tribologique est à relever, rendant cette zone naturellement plus sollicitée que le centre. La température va naturellement accentuer la plastification du multicouche en augmentant les contraintes de compression car celui-ci est dans l'incapacité de se dilater. Pour le dos en acier, il y a une légère plastification en bords mais jamais au centre, comme illustré dans la figure 3.9.

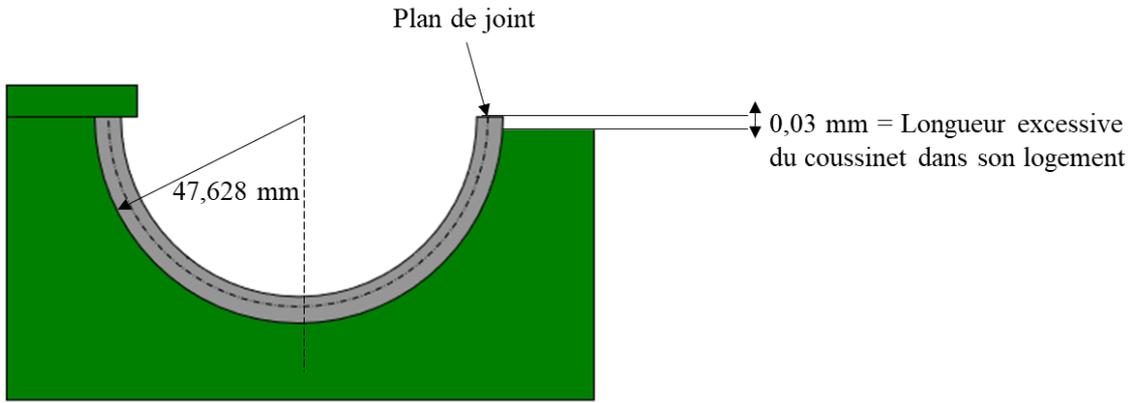
Le chargement de pré-service conduit à un état de contrainte multiaxiale en compression comme l'indique la cartographie du champ de la pression hydrostatique des figures 3.10 et 3.11. En bords libres, il y a un léger relâchement des contraintes du fait de la capacité accrue du matériau à se déformer suivant la largeur.

La multiaxialité du champ des contraintes, et son hétérogénéité, sont encore plus visibles si nous regardons l'évolution du tenseur des contraintes au niveau de la surface tribologique.

Pour cela, deux trajets sont sélectionnés : (1) évolution sur la circonférence et (2) évolution dans la largeur. Les deux trajets sont illustrés par la figure 3.12.

Suivant la circonférence, nous pouvons observer que c'est surtout la composante $\sigma_{\theta\theta}$ qui est la plus importante parmi les contraintes normales (cf. figure 3.13), et c'est $\sigma_{R\theta}$ qui prédomine parmi celles de cisaillement (cf. figure 3.14).

Suivant la largeur, la même observation est faite pour les contraintes normales (cf. figure 3.15). En revanche les contraintes de cisaillement restent négligeables (cf. figure 3.16). Ainsi, le chargement de pré-service impose au matériau un état de contrainte multiaxiale en compression. Toutefois, ce sont les composantes suivant la direction circonférentielle qui prédominent car c'est suivant cette axe que l'effort de frettage est appliqué.



Frettage du coussinet, MAPH géométrie A

Figure 3.6 : Frettage du coussinet, MAPH géométrie A.

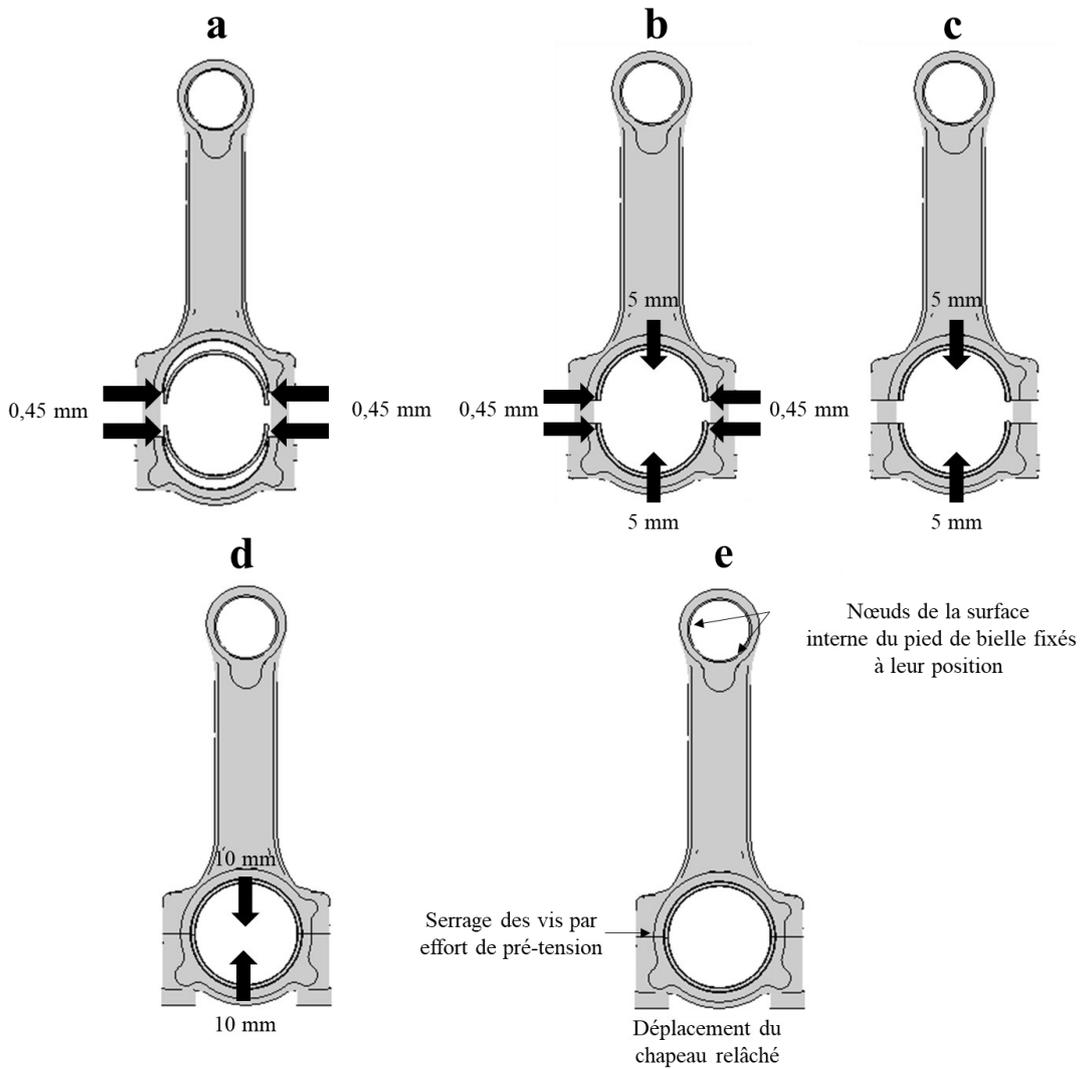


Figure 3.7 : Etapes de calcul pour réaliser l'assemblage des coussinets dans leur logement : (a) Pinçage, (b et c) Insertion et relaxation du pinçage, (d) frettage et (e) serrage des vis.

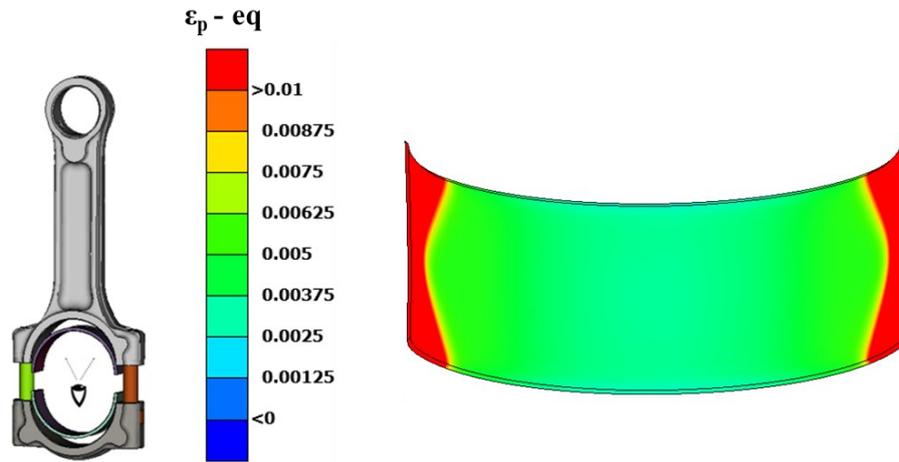


Figure 3.8 : Déformation plastique équivalente au sens de von Mises à la surface libre du substrat après application des chargements de pré-service.

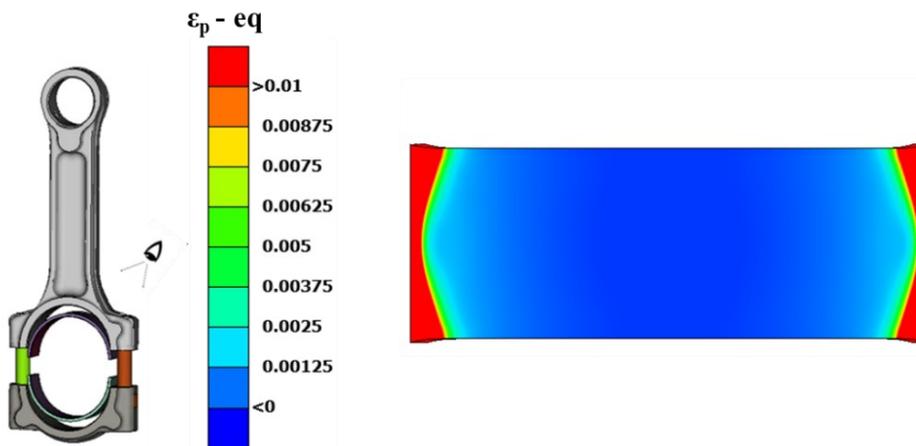


Figure 3.9 : Déformation plastique équivalente au sens de von Mises en dos d'acier en contact avec le logement après application des chargements de pré-service.

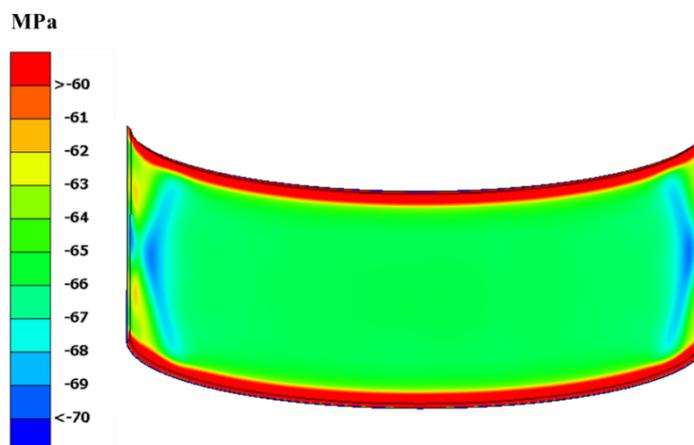


Figure 3.10 : Pression hydrostatique à la surface libre du substrat à la fin des chargements de pré-service.

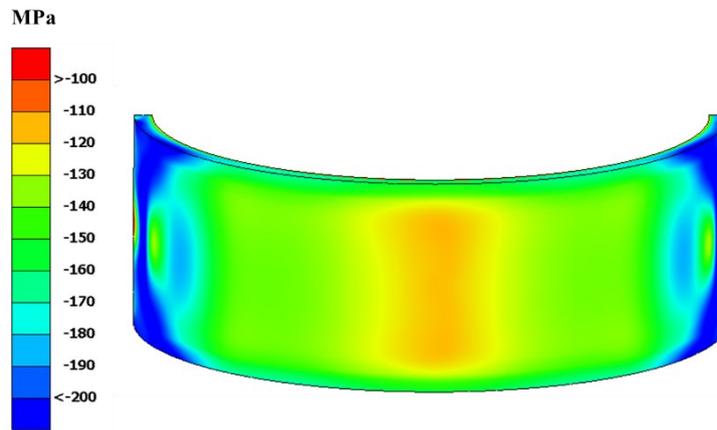


Figure 3.11 : Pression hydrostatique en dos d'acier à la fin des chargements de pré-service.

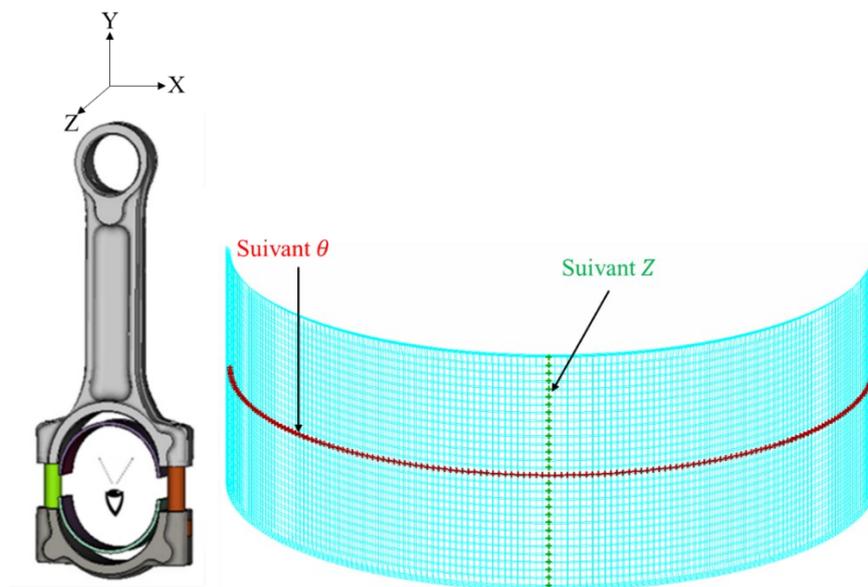


Figure 3.12 : Variation des contraintes après le chargement de pré-service, sur la circonférence et dans la largeur du coussinet.

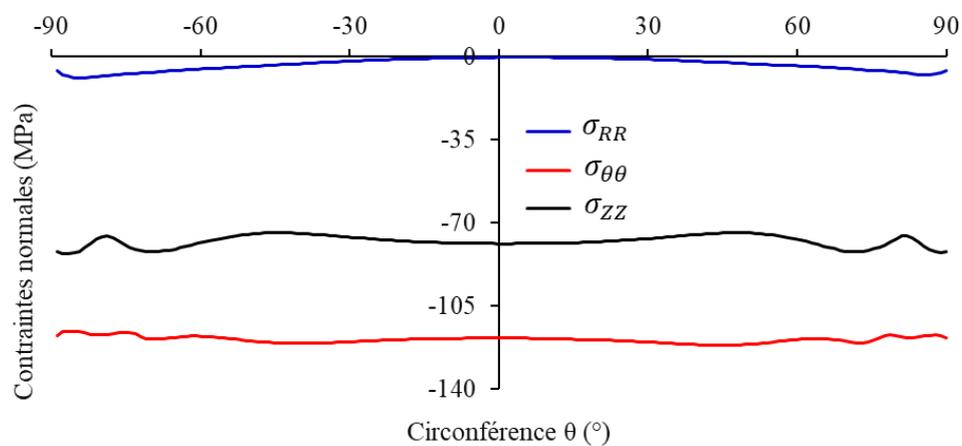


Figure 3.13 : Evolution des contraintes normales suivant la circonférence après application des chargements de pré-service.

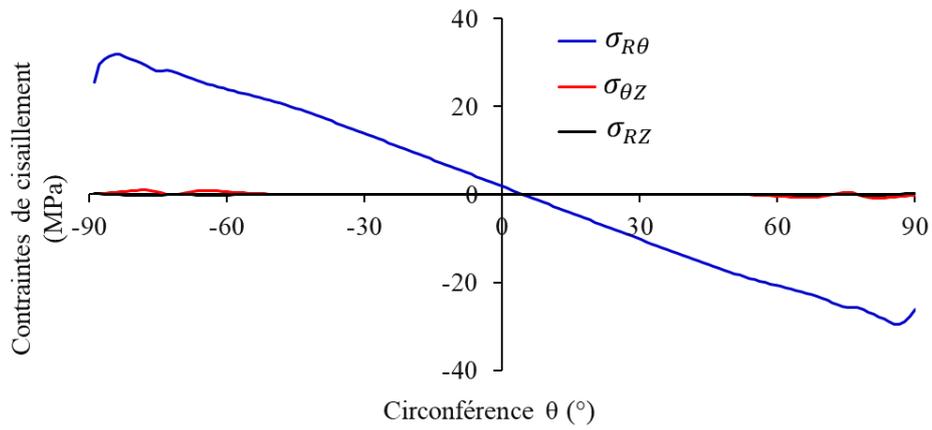


Figure 3.14 : Evolution des contraintes de cisaillement suivant la circonférence après application des chargements de pré-service.

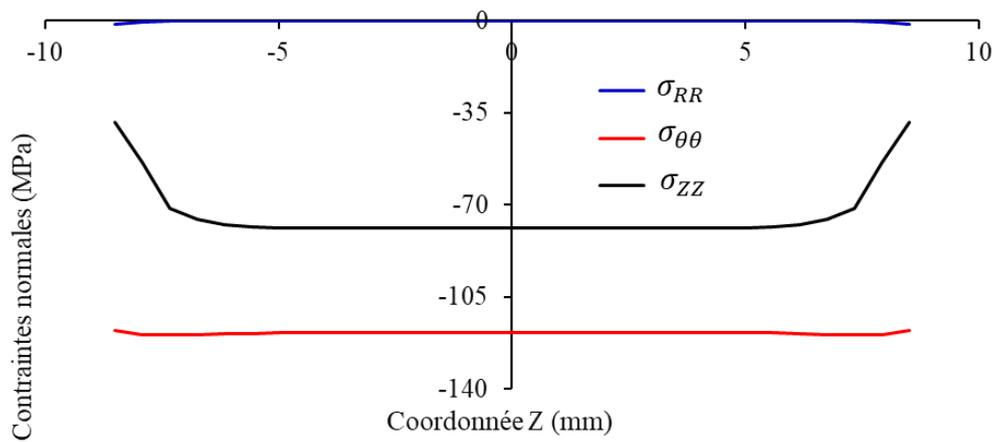


Figure 3.15 : Evolution des contraintes normales suivant la largeur après application des chargements de pré-service.

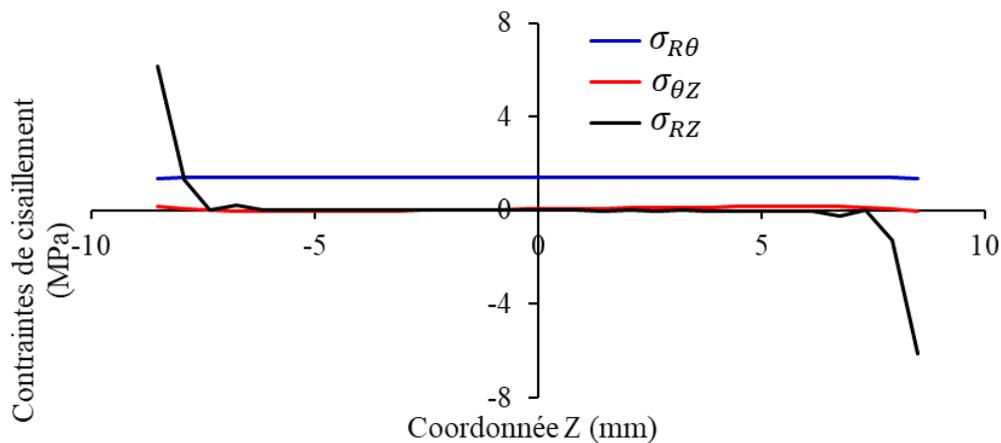


Figure 3.16 : Evolution des contraintes de cisaillement suivant la largeur après application des chargements de pré-service.

1.6 Etude de sensibilité au maillage

Une étude de sensibilité au maillage a été effectuée pour déterminer à partir de quelle taille d'éléments les résultats numériques se stabilisent. Bien qu'ayant plusieurs modèles CAO, les mêmes règles de maillage ont été utilisées pour toutes les configurations. La comparaison des champs de contraintes avec différents maillages a été faite après l'application de l'ensemble des chargements de pré-service, *i.e.* après la simulation de l'opération de montage et de la mise en température. L'endommagement débutant à la surface libre de la couche tribologique, c'est dans cette zone que les contraintes ont été comparées. Pour le coussinet, le maillage a été raffiné séparément en surface et en épaisseur.

1.6.1 Taille d'élément en surface

Pour l'ensemble des calculs, le nombre d'éléments suivant l'épaisseur du substrat a été fixé à quatre et, quatre tailles différentes ont été prises en compte pour mailler la surface de la couche tribologique. L'aire d'un élément en surface a été diminuée progressivement de $S = 1 \text{ mm}^2$ jusqu'à $S = 0,04 \text{ mm}^2$, comme illustré dans la figure 3.17. Autant que possible, une forme régulière carrée a été ciblée pour le maillage en surface libre du substrat.

La figure 3.18 illustre la pression hydrostatique à la surface de la couche tribologique avec les différents maillages en surface libre à la fin des chargements de pré-service. En plein centre du coussinet, les résultats sont insensibles au maillage, même lorsque celui-ci est relativement grossier ($S = 1 \text{ mm}^2$). Aux plans de joints, il est nécessaire d'introduire un maillage assez fin pour retrouver cette insensibilité au maillage, notamment à cause du changement de section à cet endroit comme évoqué précédemment. Sur la base de cette étude de sensibilité, un élément hexaédrique avec une taille de $0,35 \text{ mm}^2$ en surface a été retenu dans la suite de l'étude.

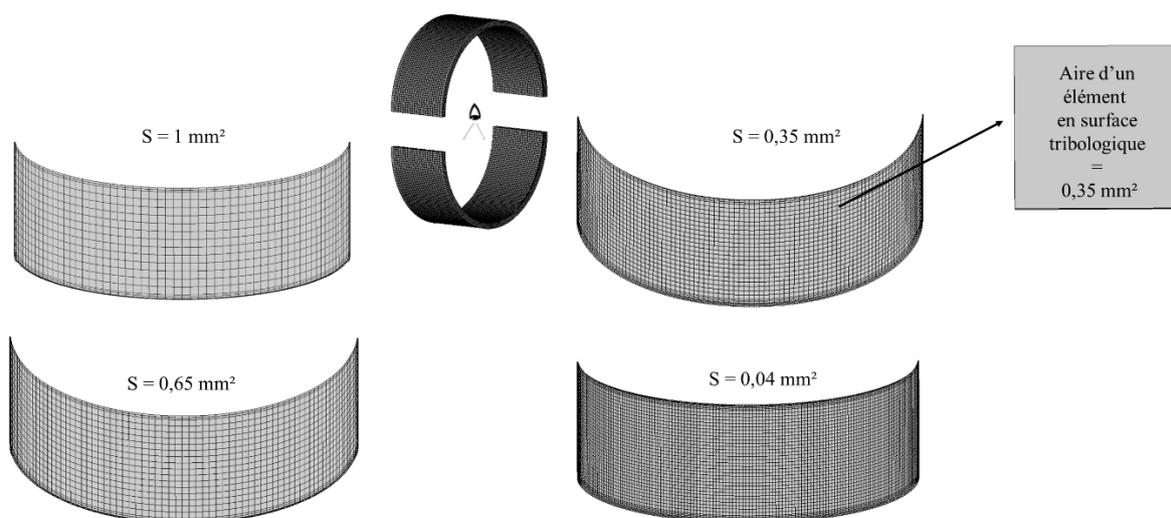


Figure 3.17 : Les différentes tailles de maillage pour le coussinet.

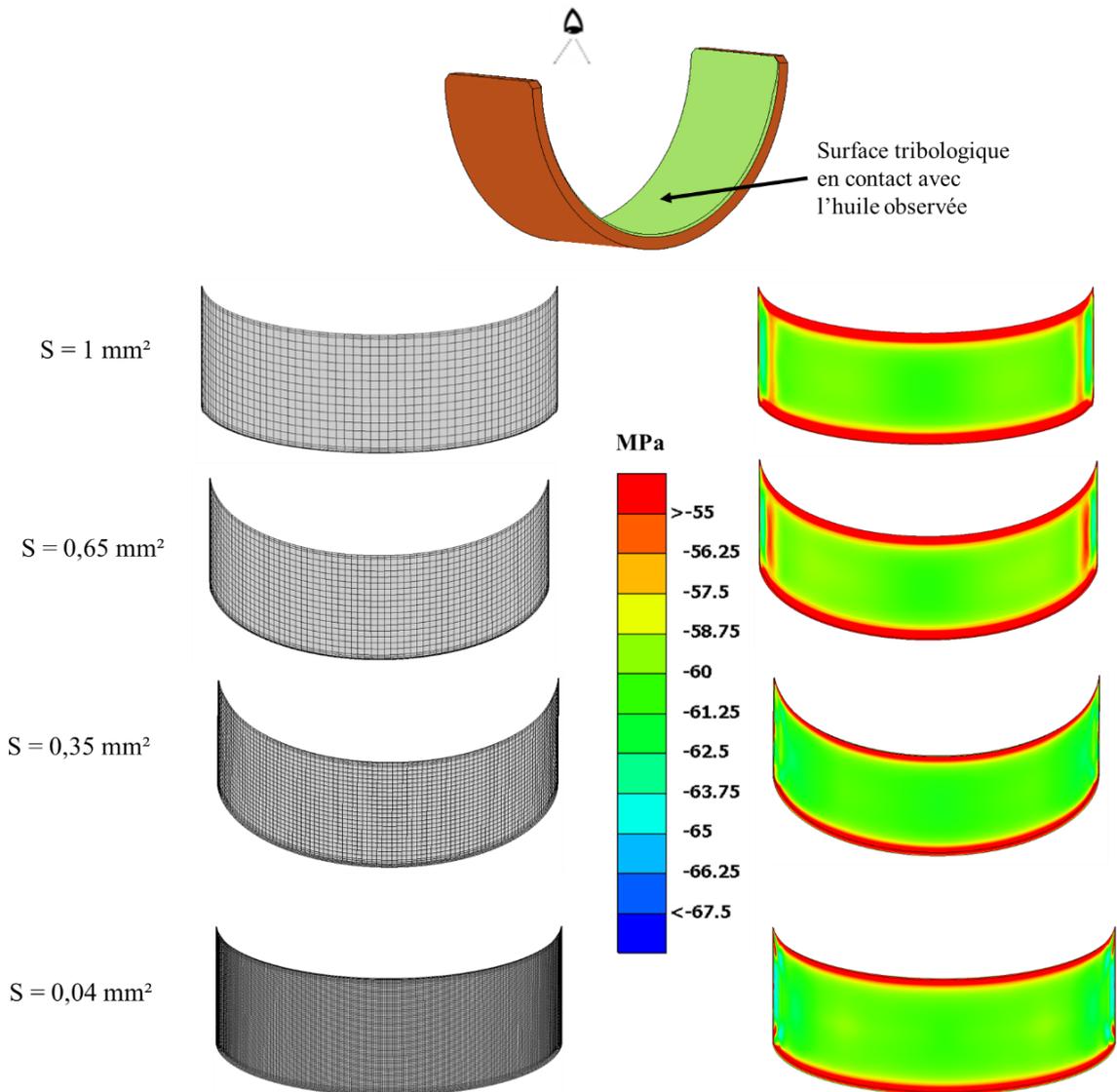


Figure 3.18 : Pression hydrostatique à la surface de la couche tribologique pour les différents maillages en surface libre à la fin des chargements de pré-service.

1.6.2 Nombre d'éléments dans l'épaisseur

Plusieurs éléments ont été utilisés pour mailler le substrat. On rappelle que son épaisseur est de 0,3 mm. Une étude de sensibilité a été effectuée en variant leur nombre de 4, 6 à 8 éléments dans l'épaisseur de la couche en Al-Sn. Dans la figure 3.19, la pression hydrostatique, dans la section axiale (*i.e.* dans suivant la largeur) du substrat au milieu du coussinet, est affichée pour les différents maillages et à la fin des chargements de pré-service.

En surface libre, presque aucune différence n'est relevée entre les valeurs avec 4 éléments ou 8 éléments dans l'épaisseur du substrat (0,16 % d'écart). Ainsi, pour limiter le temps de calcul, 4 éléments sont utilisés pour mailler chaque couche du coussinet.

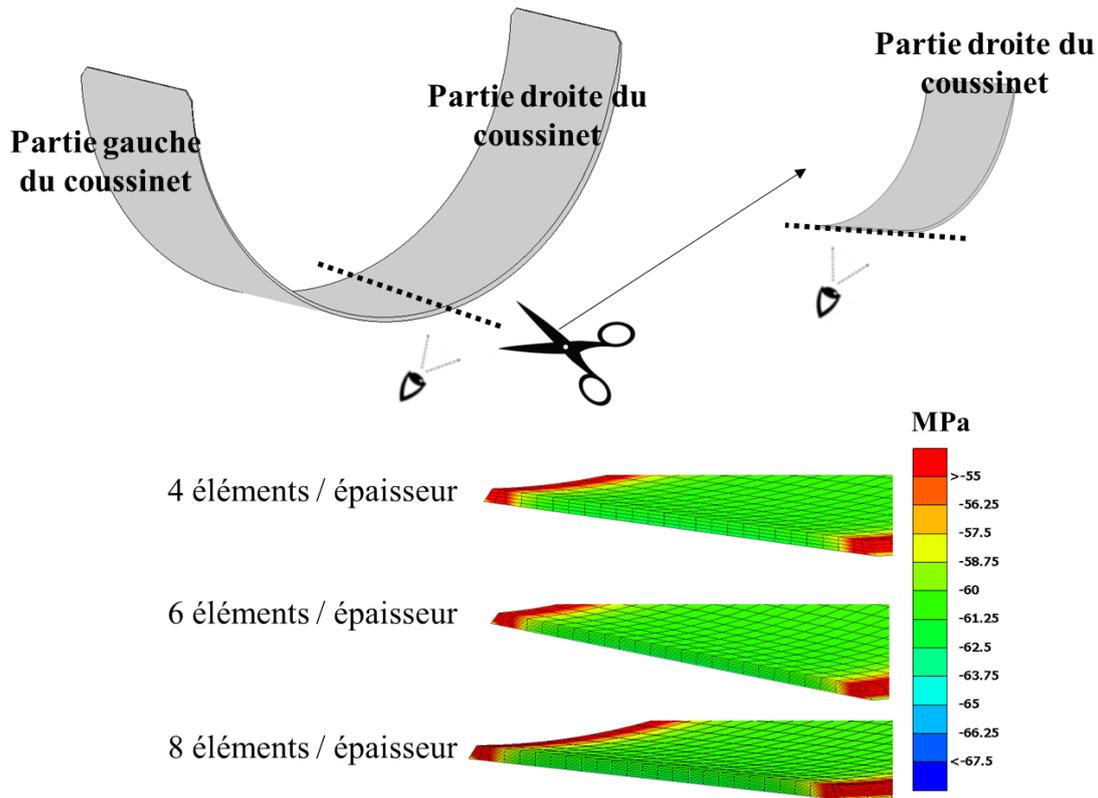


Figure 3.19 : Pression hydrostatique, le long de l'épaisseur du substrat au milieu du coussinet, pour les différents maillages dans l'épaisseur du substrat et à la fin des chargements de pré-service.

1.6.3 Influence du maillage du logement

Le coussinet est en contact avec un logement, et interagit avec celui-ci suivant une surface discrétisée en facettes. Pour que le contact soit réparti de manière la plus homogène sur le coussinet, la taille de maille entre le dos en acier et la surface interne du logement doit être similaire. Dans la figure 3.20, la pression hydrostatique, au niveau de la surface libre du substrat, est affichée après application des chargements de pré-service, avec deux maillages différents de chapeaux. La discontinuité dans le cas du maillage non similaire (figure 3.20.a) à l'interface coussinet / chapeau a un impact significatif sur les contraintes calculées au niveau de la surface tribologique du coussinet. Dans le cas du maillage similaire (figure 3.20.b), le champ de contrainte est régulier. Dans les calculs effectués, une taille de maille similaire a donc toujours été maintenue entre le coussinet et son logement.

Pour éviter toute problématique supplémentaire liée à une interface, un maillage parfaitement coïncident a été utilisé entre les deux couches du coussinet, comme illustré dans la figure 3.21, le long de l'épaisseur du coussinet.

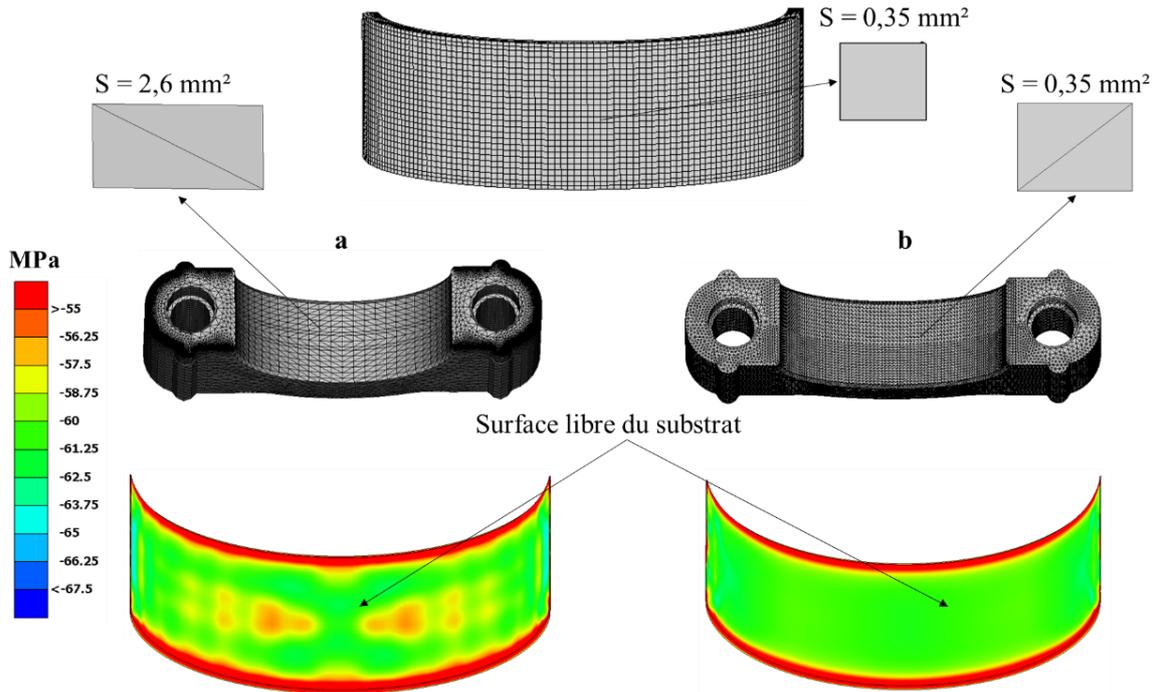


Figure 3.20 : Pression hydrostatique, au niveau de la surface libre du substrat, après application des chargements de pré-service, avec 2 maillages différents de chapeaux. (a) maillage grossier. (b) maillage fin adapté et similaire au maillage du substrat du coussinet multicouche.

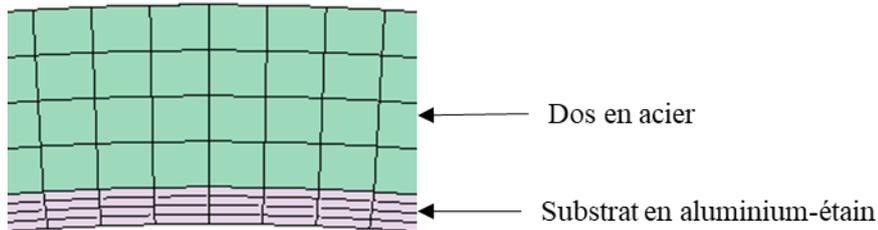


Figure 3.21 : Maillage du coussinet suivant son épaisseur.

Il est à noter qu'un modèle tricouche du coussinet a été testé, avec une très fine couche d'accroche en aluminium pur rajoutée entre le substrat en Al-Sn et le dos en acier. Les propriétés mécaniques de la couche d'accroche ont été modélisées par une loi de comportement élasto-plastique. Le temps de calcul est multiplié par deux sans impacter le champ de contrainte à la surface libre de la couche tribologique (18h contre 40h sur des serveurs HPC en utilisant 144 CPU). La figure 3.22 montre la pression hydrostatique à la fin de tous les chargements de pré-service en surface libre du substrat, et dans son épaisseur, où aucune différence n'apparaît entre un modèle bicouche et tricouche. Ainsi, il n'a pas été jugé nécessaire d'en tenir compte dans la modélisation.

Le maillage des pièces hors coussinets n'a été que légèrement modifié, celui-ci étant fourni par l'industriel qui l'a optimisé dans le cadre de ses procédures.

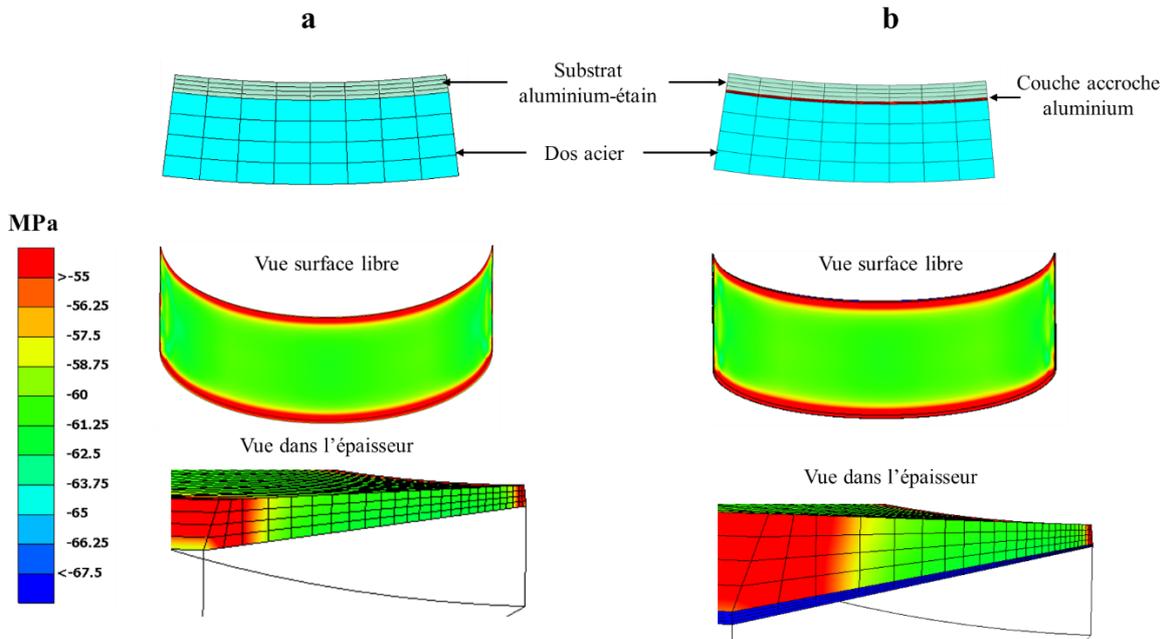


Figure 3.22 : Pression hydrostatique, au niveau de la surface libre du substrat en Al-Sn, après application des chargements de pré-service. (a) modèle bicouche (substrat Al-Sn + dos acier). (b) modèle tricouche (substrat Al-Sn + couche d'accroche aluminium pur + dos en acier).

1.7 Chargement de service cyclique

1.7.1 Préparation du calcul

Les chargements de pré-service sont les conditions initiales au chargement de service cyclique. Ce dernier est appliqué à la suite des étapes présentées dans le paragraphe 1.5, le même modèle EF est utilisé pour s'assurer de la continuité des résultats numériques. Durant son fonctionnement, le vilebrequin est entraîné en rotation par une énergie extérieure (moteur électrique sur le banc d'essai MAPH et par la combustion air/carburant dans un moteur thermique), entraînant lui aussi à son tour le film d'huile qui se trouve dans le contact lubrifié entre les coussinets et le vilebrequin. Cette huile tournante va appliquer un champ de pression hydrodynamique sur la surface tribologique du coussinet et la solliciter en fatigue. La répartition du chargement n'est pas homogène à l'ensemble de la surface du substrat, certaines zones sont plus chargées que d'autres durant le cycle composé de 2 rotations du vilebrequin.

Pour déterminer le cycle de chargement que subit chaque point du coussinet (amplitude et durée de la pression), une analyse Elasto-Hydrodynamique (EHD) est effectuée. Cette analyse est un calcul 3D de type fluide qui tient compte du lubrifiant (huile) et son interaction avec son environnement. Les équations de Reynolds pour la lubrification, issues des équations de Navier-Stokes pour les films minces [178, 179], sont utilisées pour identifier la pression de l'huile en rotation, tout en incluant la déformation élastique du logement. Cette étape est effectuée par le référent lubrification hydrodynamique de Renault sous le logiciel Excite AVL et les résultats nous ont été transmis. Le calcul considère la CAO du bloc

moteur en entier et le chargement en entrée sont les pressions induites par la combustion air / carburant dans les cylindres de combustion. L'analyse est effectuée à température constante (100°C), en prenant la viscosité d'huile à cette température. Une validation expérimentale est faite par l'industriel avant de nous fournir les valeurs de pression en chaque point du coussinet durant les 2 tours de vilebrequin.

La pression calculée par EHD correspond à la pression hydrodynamique générée par le lubrifiant à laquelle s'ajoute une éventuelle pression de contact due aux aspérités entre le coussinet et le vilebrequin. Elle est appliquée radialement sur le coussinet. On ne tiendra pas compte du cisaillement de l'huile, provoquée par la rotation, la valeur de ce cisaillement reste faible.

Un développement est ensuite fait pour appliquer ce chargement dans le modèle calcul de structure, présenté dans les paragraphes précédents, permettant d'estimer les contraintes au sein du coussinet multicouche. La démarche est résumée dans la figure 3.23:

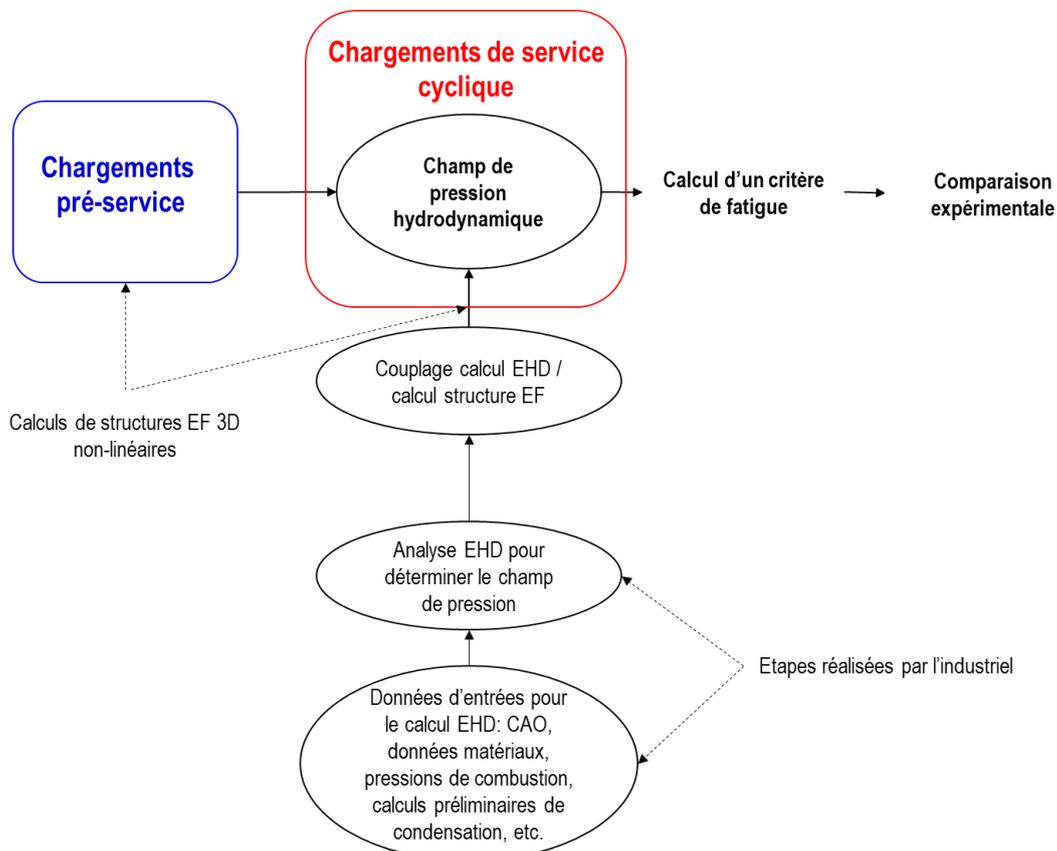


Figure 3.23 : Organigramme des calculs réalisés pour estimer la durée de vie d'un coussinet multicouche soumis à un chargement de pression hydrodynamique.

Il n'existe pas de méthode directe pour assurer la continuité des calculs. Des développements de scripts sous Matlab ont été réalisés pour permettre le couplage entre les logiciels Excite et Abaqus. La première étape consiste en un transfert de champ, projetant la valeur de pression hydrodynamique, déterminée avec le maillage EHD, sur le maillage calcul de structure. Une interpolation linéaire et des fonctions polynomiales de classe C^1 , sont utilisées pour s'assurer de valeurs régulières lors du passage d'un nœud

à l'autre. Une fois le champ de pression déterminé à chaque nœud du maillage de calcul de structure, le champ de pression est transformé en effort ponctuel en le multipliant par la surface élémentaire autour de chaque nœud. Un algorithme a été développé pour déterminer les nœuds voisins les plus proches autour de chaque point, le maillage étant hexaédrique régulier, une surface élémentaire rectangulaire est identifiée, comme illustrée dans la figure 3.24.

Par la suite, un calcul non-linéaire implicite est réalisé pour chaque degré de rotation du vilebrequin. Une étude de sensibilité au chargement a permis d'identifier qu'un pas de 3 ou 4 degrés sur les 2 tours de vilebrequin est suffisant pour déterminer de manière stabilisée les contraintes cycliques.

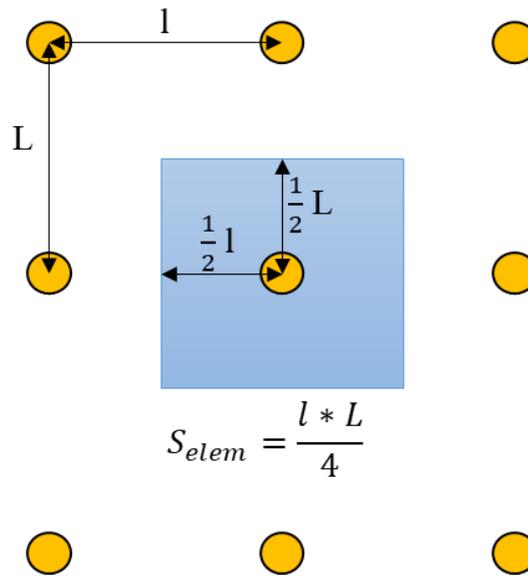


Figure 3.24 : Surface élémentaire calculée autour de chaque nœud à la surface des coussinets.

1.7.2 Contraintes et déformations lors du chargement cyclique

La figure 3.25 affiche la distribution de pression hydrodynamique maximale déterminée à chaque nœud de la surface du substrat durant le cycle complet. Il s'agit d'un essai sur le banc MAPH, avec un effort de 74 kN imposé au vilebrequin. Ce dernier tourne à 2000 tr/min. Le point le plus sollicité est au centre, indiqué par une croix dans la figure 3.25. Le profil de pression à ce nœud, sur les 2 tours du vilebrequin, est détaillé dans la figure 3.26 et atteint une valeur maximale de 236 MPa en pleine charge.

Afin d'adopter le critère de fatigue le plus approprié, la première étape est de comprendre l'impact du chargement hydrodynamique sur la sollicitation interne imposée au coussinet. Pour cela, les contraintes cycliques au nœud le plus sollicité sont analysées. Les figures 3.27 et 3.28 montrent l'historique des différentes composantes du tenseur des contraintes au point indiqué dans la figure 3.25.

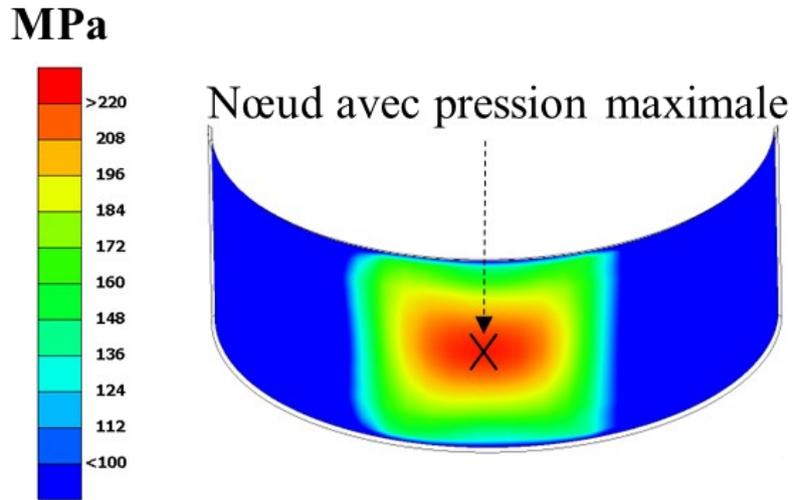


Figure 3.25 : Pression hydrodynamique maximale imposée au coussinet.

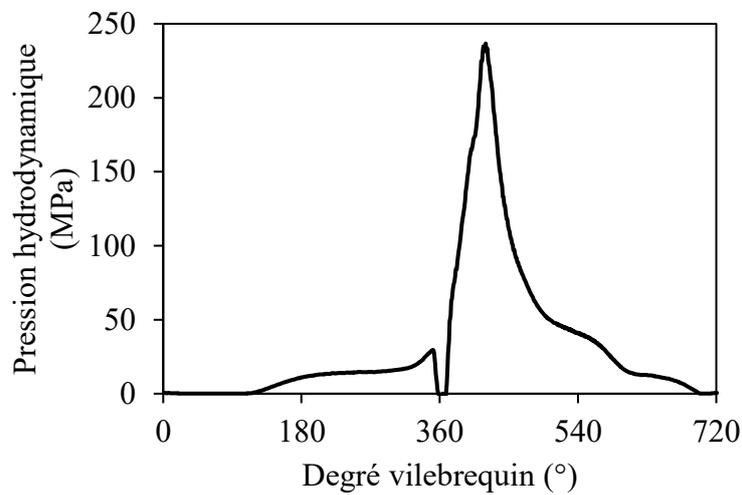


Figure 3.26 : Evolution avec la rotation du vilebrequin de la pression hydrodynamique imposée au nœud le plus sollicité.

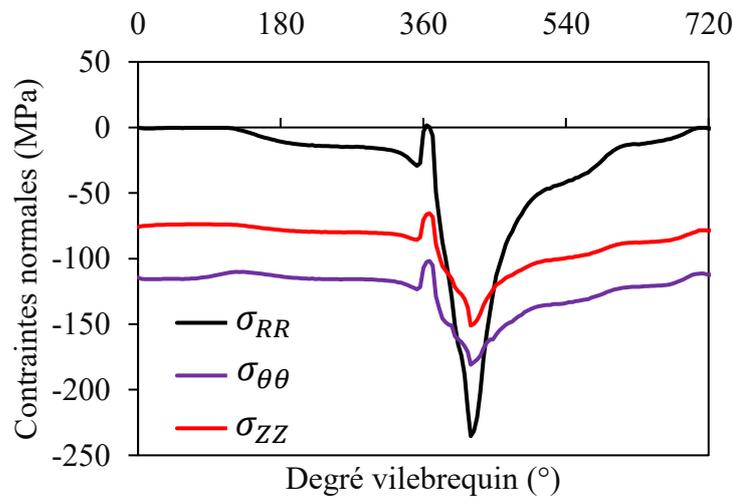


Figure 3.27 : Cycle des contraintes normales au nœud le plus sollicité pour différentes positions du vilebrequin.

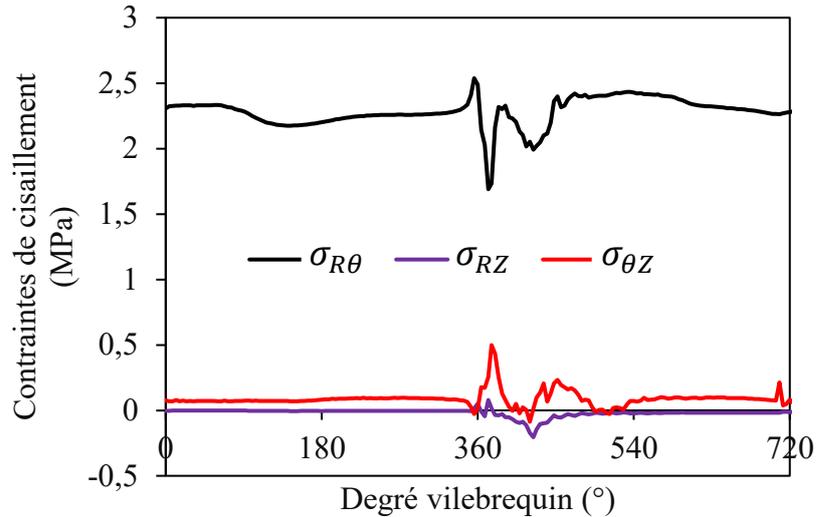


Figure 3.28: Cycle des contraintes de cisaillement au nœud le plus sollicité pour différentes positions du vilebrequin.

Le niveau atteint pour les contraintes normales est beaucoup plus important que celui correspondant aux contraintes de cisaillement. Ces dernières restent faibles. Ce résultat est en accord avec la pression d'huile qui se manifeste essentiellement sous forme d'un chargement dans le sens radial, avec aucune composante de cisaillement. A la surface de la couche tribologique, la composante radiale du tenseur des contraintes est celle qui subit la plus grande variation. La direction radiale correspond à la direction de l'effort de compression. Les autres composantes normales sont également négatives à cause de l'environnement qui applique une réaction élastique due à la raideur du dos en acier, et *in fine* du logement de bielle. Le chargement en compression est donc multiaxial et non-proportionnel, chaque direction ayant son taux de variation propre à elle. Sous chargement hydrodynamique, la variation des déformations normales est également multiaxiale, mais seule la composante radiale est compressive, alors que les autres varient en tension, comme affiché dans la figure 3.29.

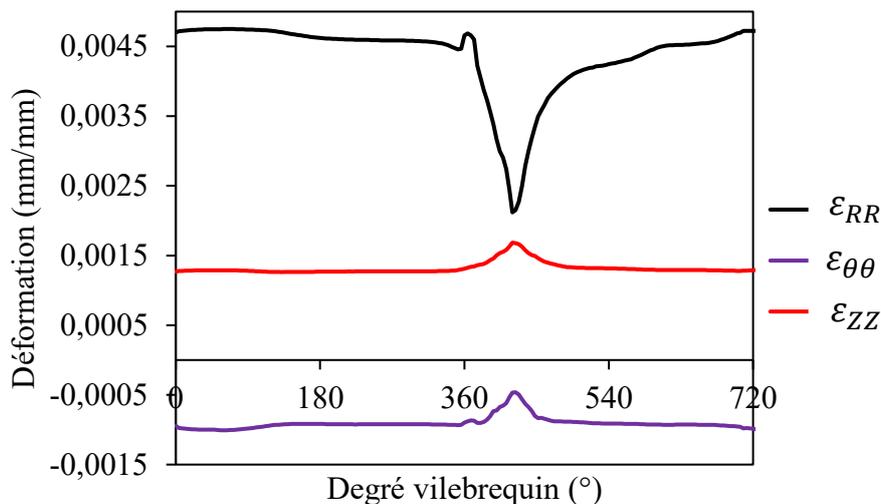


Figure 3.29 : Cycle des déformations normales au nœud le plus sollicité pour différentes positions du vilebrequin.

La très forte variation négative de la déformation radiale va mettre en tension, par effet de Poisson, les autres déformations normales ($\varepsilon_{\theta\theta}$ et ε_{ZZ}) alors que les contraintes correspondantes ($\sigma_{\theta\theta}$ et σ_{ZZ}) sont négatives. Cette « ouverture » est susceptible d'initier une fissure de fatigue.

1.7.3 Evolution des déformations plastiques

L'impact de la pression hydrodynamique au niveau de la couche tribologique est assez similaire au procédé d'auto-fretage. Ce procédé consiste à comprimer un anneau *via* une pression interne, et est notamment utile pour améliorer les propriétés de fatigue. La surface interne est prise en étau entre deux compressions, celle imposée par l'intérieur et celle de la réaction élastique de la couche externe. Dans le cas du coussinet, du fait de la rigidité du dos en acier et de la bielle, la couche tribologique ne peut que très faiblement se déformer. La masse élastique environnante va comprimer le substrat en Al-Sn et force ce dernier à accommoder le chargement. Les premiers cycles vont enregistrer une très légère plastification supplémentaire de la couche tribologique, mais le matériau Al-Sn va rapidement s'accommoder du chargement et se stabiliser avec son environnement le temps qu'une nouvelle limite élastique soit atteinte. La figure 3.30 montre la stagnation de la déformation plastique équivalente après les 45 premiers cycles, tout en illustrant sa très légère augmentation calculée durant le 1^{er} cycle (1 cycle = 2 tours du vilebrequin, i.e. 720 ° de rotation).

Le chargement cyclique appliqué au coussinet est donc élastique. Dans la figure 3.31, on ne distingue aucune différence dans les champs de contrainte de von Mises entre le 1^{er} et le 45^{ème} cycles.

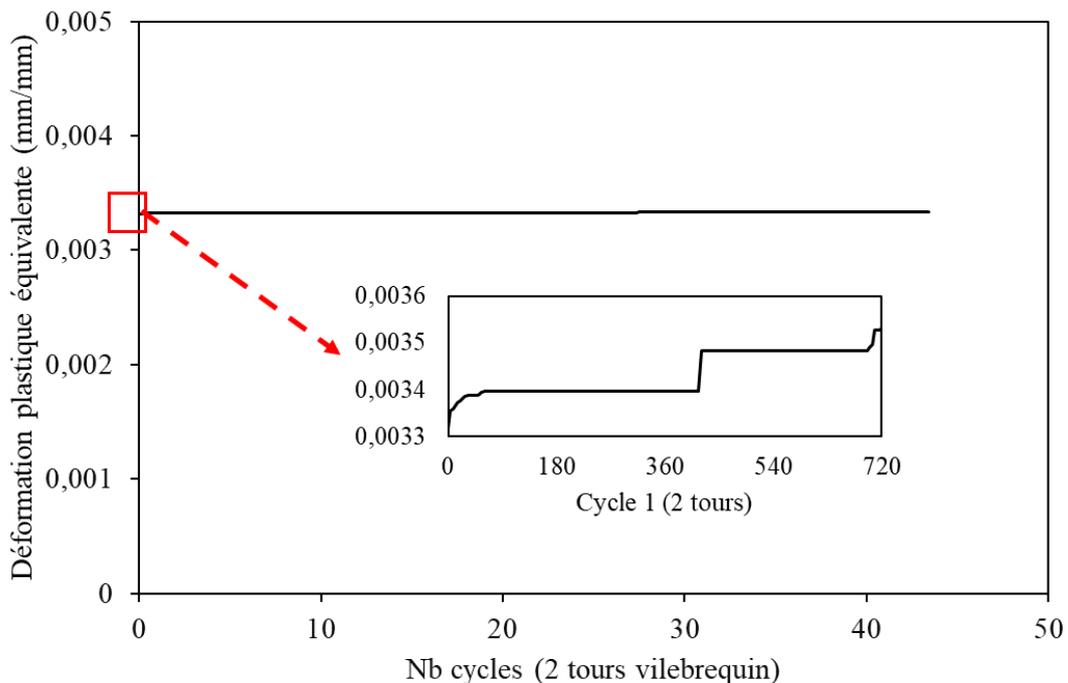


Figure 3.30 : Evolution de la déformation plastique équivalente, au sens de Von Mises, au nœud le plus sollicité pour différentes positions du vilebrequin.

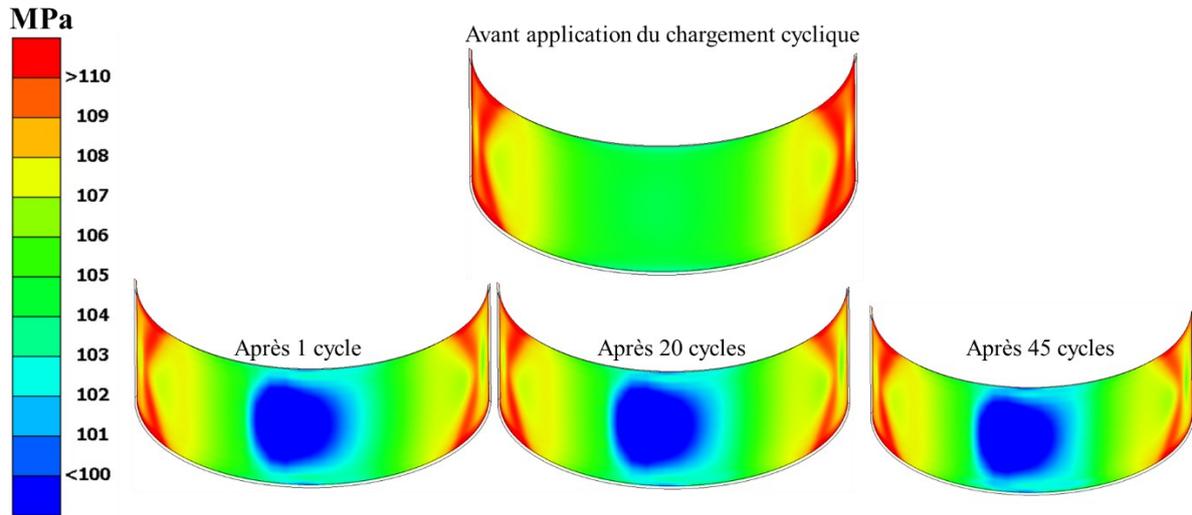


Figure 3.31 : Contrainte de von Mises (en MPa) au niveau la surface tribologique du coussinet pour différents cycles du chargement.

1.7.4 Evolution de l'amplitude du cisaillement

Sous chargement multiaxial non-proportionnel, il faut utiliser une formulation locale pour calculer l'amplitude du cisaillement (voir chapitre 1 et annexe A). La figure 3.32 illustre le cycle de l'amplitude du cisaillement local calculé au nœud le plus sollicité. Quatre méthodes différentes ont été testées : Maximum Hull Rectangle (MRH), Minimum Circumscribed Cercle (MCC), l'hypersphère de Dang Van à laquelle on a appliqué le critère de Tresca et enfin l'amplitude du second invariant du déviateur des contraintes $\sqrt{\max_t (J_{2a}(t))}$.

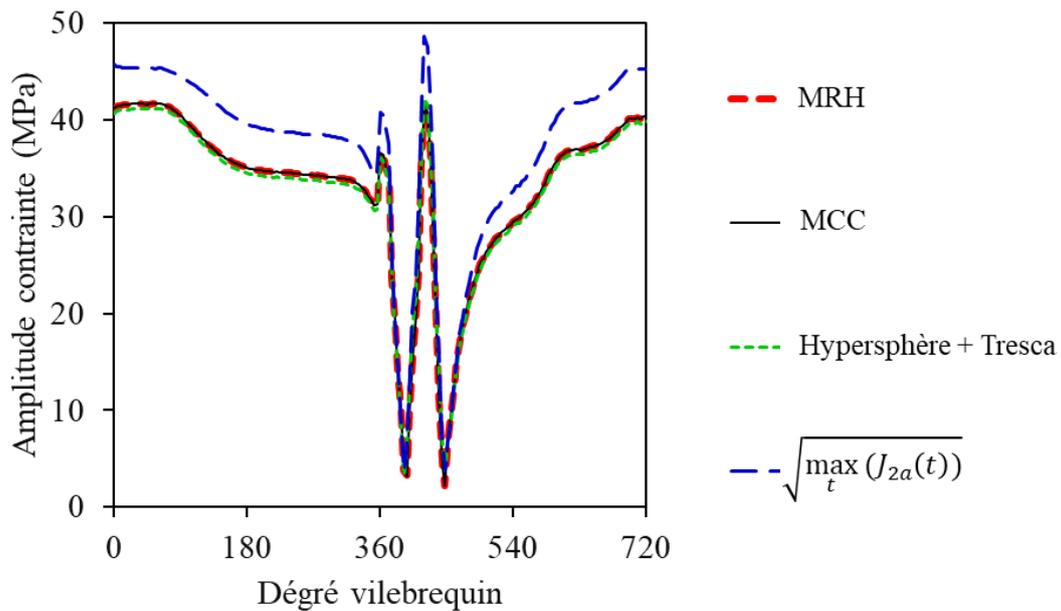


Figure 3.32 : Cycle de l'amplitude de la contrainte de cisaillement local avec différentes formulations pour différentes positions du vilebrequin.

Nous pouvons remarquer que toutes les formulations aboutissent à un profil similaire et atteignent leur valeur maximale au moment de l'application du chargement maximal à 420°. L'effort hydrodynamique comprime donc la couche tribologique et augmente l'amplitude du cisaillement local qui est susceptible d'initier une fissure.

2 Comparaison des critères

Les contraintes et déformations cycliques, présentées dans la partie précédente, sont les résultats d'un calcul 3D décrivant un essai où un écaillage expérimental a été relevé au bout de 7,2 millions de cycles. Le profil d'endommagement est présenté dans la figure 3.33 :



Figure 3.33 : Ecaillage du coussinet avec un effort de 74 kN appliqué au vilebrequin. Essai réalisé dans le banc MAPH.

Nous pouvons observer un écaillage dans la zone centrale du coussinet, la pression hydrodynamique appliquée étant maximale en cette zone (figure 3.25). Afin de déterminer un critère pour la prédiction de l'endommagement par fatigue du substrat en Al-Sn, les modèles de fatigue présentés dans le premier chapitre sont implémentés pour étudier leur capacité à décrire les résultats expérimentaux obtenus à partir de l'essai sur banc MAPH. L'objectif est de voir si les critères, avec leurs grandeurs mécaniques associées, identifient correctement la zone critique, et donnent un coefficient de sécurité de 1 avec les bonnes limites de fatigue extraites de l'essai. Le coefficient de sécurité doit être égal à 1 au nœud critique, *i.e.* au centre du coussinet, là où il y a eu écaillage et où les cycles de contraintes / déformations ont été présentés précédemment.

Un minimum de 2 propriétés est requis pour établir un critère de fatigue multiaxial, les plus courants étant la limite en torsion τ_{-1} et traction / compression σ_{-1} . Ces deux limites sont obtenues pour un ratio de chargement en tension. Elles ne semblent pas adaptées à un état de contrainte local en compression. Les propriétés d'un matériau hétérogène comme l'Al-Sn étant sensiblement différentes entre un chargement en tension et en compression, il est important de fournir aux modèles les données les plus appropriées au chargement vu par le matériau en fonctionnement. Idéalement, il faudrait avoir deux essais, à iso-durée de vie, obtenus en compression mais sollicités avec un autre rapport de charge. Un seul essai, sous un état de contrainte compressif, couplé avec la limite d'endurance τ_{-1} peut également suffire. Pour décrire correctement l'essai MAPH à 74 kN, c'est le second cas qui est utilisé dans ce qui va suivre. La donnée de fatigue, obtenue sous chargement en compression, est obtenue par la simulation

de l'essai MAPH à 74 kN, et la limite τ_{-1} a été estimée. La façon dont τ_{-1} a été déterminée est présentée dans la dernière partie de ce chapitre car cela a nécessité un second essai MAPH avec un autre rapport de charge non exposé pour l'instant. La valeur de τ_{-1} à 100 °C pour une durée de vie de 7,2 millions de cycles est estimée à 62,6 MPa et le $R_m = 134$ MPa.

Comme présenté dans le premier chapitre, les modèles de fatigue sont divisés dans la littérature en plusieurs familles :

- Critères uniaxiaux
- Critères multiaxiaux proportionnels
- Critères multiaxiaux non-proportionnels, approche empirique
- Critères multiaxiaux non-proportionnels, approche globale
- Critères multiaxiaux non-proportionnels, approche plan critique

Dans cette partie, 29 modèles de fatigue sont testés pour vérifier leur application à l'écaillage des coussinets multicouches. Dans le cas où le critère a été modifié par rapport à sa formulation originale, présentée dans le chapitre 1, son équation est explicitée.

2.1 Critère uniaxial

1 seul critère purement uniaxial a été implémenté : l'amplitude de la déformation circonférentielle $\varepsilon_{\theta\theta}$ a été supposée la seule composante parmi l'ensemble des composantes des tenseurs de déformation et de contrainte susceptible d'initier une fissure à cause de sa variation en tension. La figure 3.34 illustre la cartographie de coefficient de sécurité, également appelé SF (security factor), en sélectionnant la valeur de l'amplitude de $\varepsilon_{\theta\theta}$ au nœud le plus sollicité (figure 3.25) :

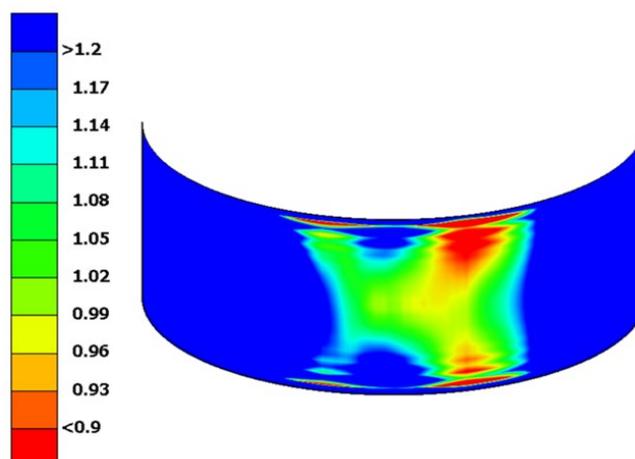


Figure 3.34 : Cartographie de coefficient de sécurité (SF) obtenue avec un modèle de fatigue qui considère l'amplitude de déformation circonférentielle durant un cycle de chargement.

Plusieurs ouvrages dans la littérature (chapitre 1) ont discuté le rôle des déformations circonférentielles, en tension, dans l'amorçage de fissure au niveau du substrat en aluminium-étain. Les essais

expérimentaux réalisés sur banc MAPH ont également mis en évidence des fissures qui se propagent dans la largeur du coussinet, guidées par des déformations circonférentielles (chapitre 2). En utilisant les données du nœud le plus sollicité, au centre du coussinet et où il y a eu écaillage, nous pouvons observer que le SF est beaucoup plus critique en bords (SF = 0,6) qu'en plein centre (SF = 1). Cela était peut-être attendu car lorsqu'on applique une pression en plein milieu du coussinet, les bords sont entourés par moins de matière et sont plus déformés par cet effort. Durant les essais expérimentaux, il y a eu des cas d'écaillage en bords et au centre. En ne considérant que la déformation circonférentielle, l'écaillage devrait systématiquement se produire qu'au niveau des bords avec un SF presque deux fois plus critique. Ceci n'est pas représentatif de la réalité expérimentale, et la déformation circonférentielle ne peut être la (seule) grandeur qui pilote l'initiation de fissure au niveau du coussinet.

2.2 Critères multiaxiaux proportionnels

Deux critères multiaxiaux adaptés à des chargements proportionnels ont été testés : l'amplitude de la contrainte de von Mises σ_{VM} et celle de la contrainte principale σ_I . Leur équation utilise une contrainte équivalente de nature multiaxiale pour décrire l'endommagement par fatigue. La figure 3.35 montre la cartographie du coefficient de sécurité calculée :

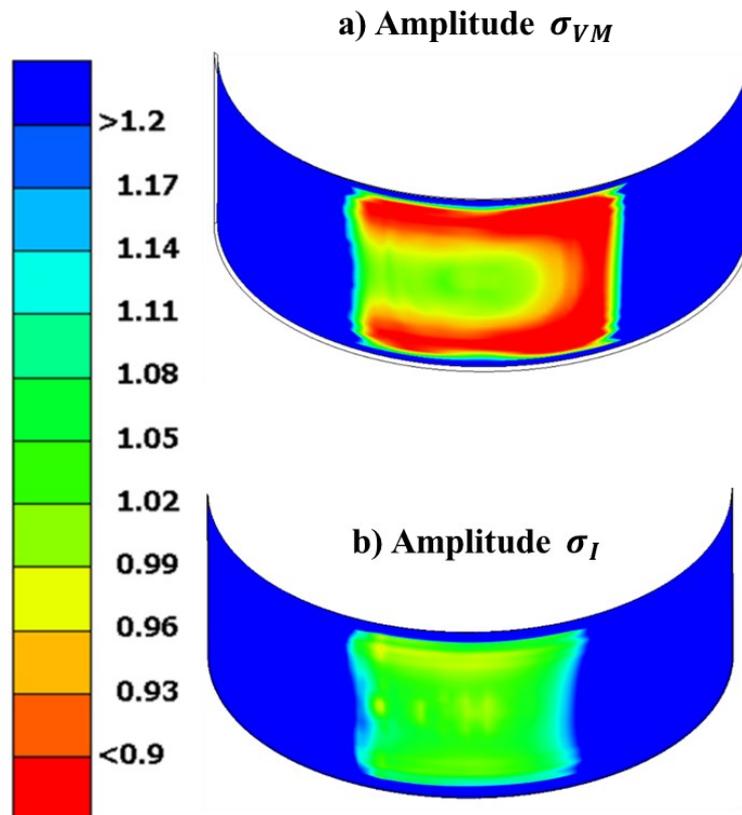


Figure 3.35 : Cartographie de coefficient de sécurité obtenue en utilisant des critères fatigue basés sur (a) l'amplitude de la contrainte de von Mises et (b) l'amplitude de la contrainte principale durant un cycle de chargement.

a. Critère basé sur l'amplitude de von Mises

La cartographie de coefficient de sécurité obtenue avec un critère basé sur l'amplitude de la contrainte de von Mises n'est pas cohérente avec l'observation expérimentale. En calculant des valeurs de SF plus petit que 1, la durée de vie du coussinet est sous-estimée. L'amplitude de la contrainte de von Mises n'est pas un critère approprié à cause de la non-proportionnalité du chargement : c'est une contrainte équivalente qui calcule les différences entre les contraintes principales. Or, comme présenté dans le paragraphe 1.7 de ce chapitre, du fait des faibles valeurs des contraintes de cisaillement, les valeurs des contraintes normales peuvent être assimilées à celles des contraintes principales. La différence entre les contraintes normales diminue durant le cycle de chargement, avant de réaugmenter légèrement (figure 3.27). La valeur de la contrainte de von Mises reste donc bornée durant un cycle de chargement par ses conditions initiales, comme montré dans la figure 3.36.

Un modèle de fatigue basé sur l'amplitude de la contrainte de von Mises n'est pas adapté car l'effet du chargement n'est pas détectable. Au moment de l'application de l'effort, à l'angle 420 ° dans la figure 3.36, la contrainte de von Mises ne dépasse pas sa valeur initiale.

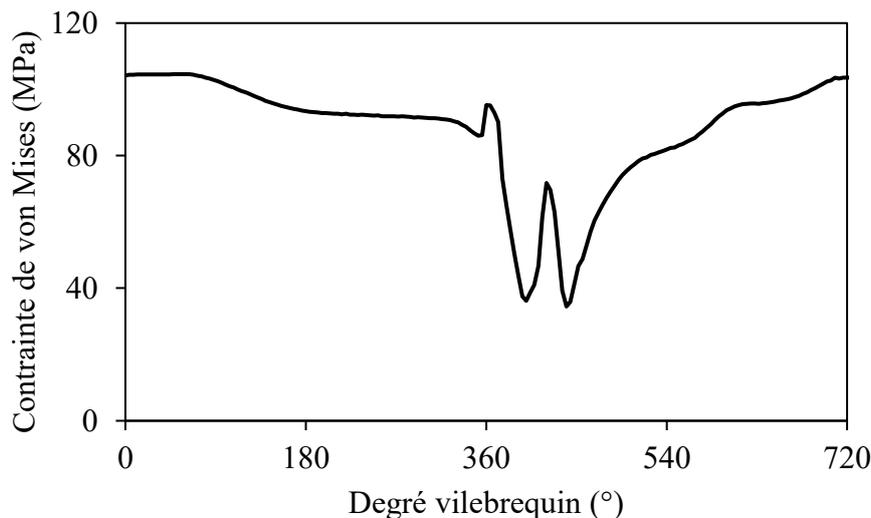


Figure 3.36 : Cycle de la contrainte de Von Mises au nœud le plus sollicité, pour différentes positions du vilebrequin.

b. Critère basé sur l'amplitude de la contrainte principale σ_I

σ_I est définie comme la contrainte la plus positive des trois contraintes principales, recalculée à chaque instant du cycle. A cause des faibles valeurs des contraintes de cisaillement, σ_I est d'abord égale à σ_{RR} en début de cycle, devient ensuite égale à σ_{ZZ} lorsque la pression d'huile est appliquée (à 420 °), avant de redevenir σ_{RR} (cf. figure 3.37). Ainsi, en dépit d'une bonne description de l'écaillage expérimentale, ce modèle ne peut être sélectionné car les contraintes principales ont un repère tournant.

Durant le cycle de chargement, σ_I change de plan sans garder en mémoire l'endommagement qu'elle a effectué sur le plan précédent. Cela peut mener à des résultats fortement non-conservatifs lorsque l'on passe d'une démarche descriptive à une application prédictive.

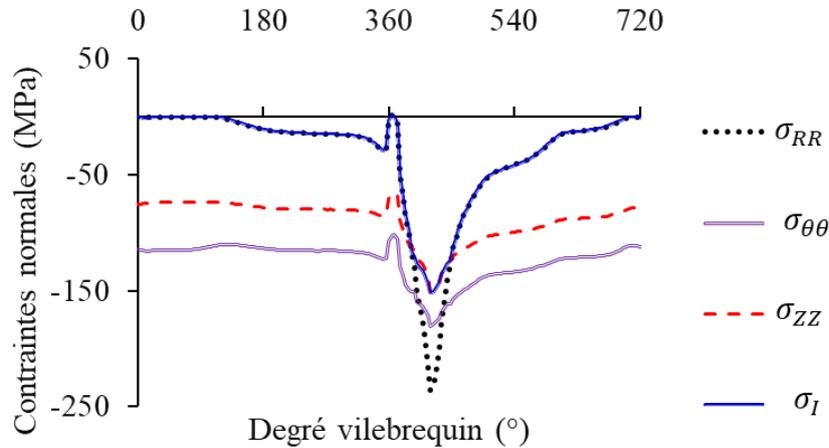


Figure 3.37 : Cycle de la contrainte principale σ_I pour différentes positions du vilebrequin.

2.3 Critères multiaxiaux non-proportionnels, approche empirique

Seul le critère de Hohenemser & Prager a permis de calculer un SF et d'afficher une cartographie. Ce critère, impose une amplitude de cisaillement variable τ_a tout en maintenant une contrainte normale σ_m statique. Dans notre cas, la contrainte normale est variable tout comme l'amplitude de cisaillement. Pour obtenir une cartographie de distribution de SF, on considère la contrainte normale σ_m comme étant la contrainte normale moyenne la plus importante en valeur absolue parmi tous les plans de matière possible. Le coefficient de sécurité SF est calculé pour chaque point via l'éq. 3.6:

$$SF = \frac{1}{\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \frac{\min \sigma_{hhm}}{R_m}} \quad (3.6)$$

La cartographie de distribution de SF est présentée dans la figure 3.38. Nous pouvons voir que le critère prédit l'écaillage mais sous-estime la durée de vie, le SF critique est de 0,64 ; Ce modèle est trop sévère car il norme la composante normale par la limite à rupture en traction R_m . Dans la figure 3.39, nous

pouvons observer qu'à elle seule, la composante normale $\frac{\min \sigma_{hhm}}{R_m}$ prédit un endommagement.

La contrainte normale atteint 190 MPa et dépasse la valeur du R_m de 134 MPa. La contrainte moyenne vaut 126 MPa et donc prédit quasiment à elle seule une rupture par fatigue sans prendre en compte l'impact du cisaillement local.

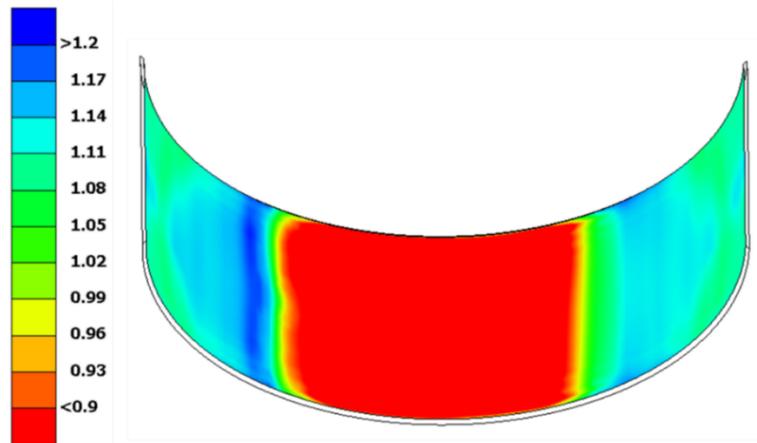


Figure 3.38 : Cartographie de SF avec le critère de Hohenemser & Prager.

Sous sa forme actuelle, le critère de Hohenemser & Prager ne paraît donc pas être un bon modèle pour l'endommagement par fatigue du coussinet. Il faudrait remplacer le R_m par une autre grandeur. Etant en compression multiaxiale, la couche tribologique en Al-Sn reste capable de supporter une sollicitation supérieure à sa limite à rupture en traction simple R_m .

Ligier et Dutfoy [92] ont déterminé une limite statique à 220 MPa pour la pression hydrostatique de l'Al-Sn à partir de laquelle l'écoulement plastique sera toujours atteint. Une tentative a été faite de remplacer le R_m par cette valeur dans le critère de Hohenemser & Prager. Cette hypothèse a conduit à une valeur minimale du SF égale à 1,0629, qui toutefois ne prédit pas un endommagement, contrairement à ce qui est observé lors des essais expérimentaux. Pour que le modèle de Hohenemser & Prager soit prédictif, il faudrait une valeur empirique, ajustée expérimentalement pour remplacer le R_m .

Ce critère n'est donc pas retenu dans la suite de l'étude.

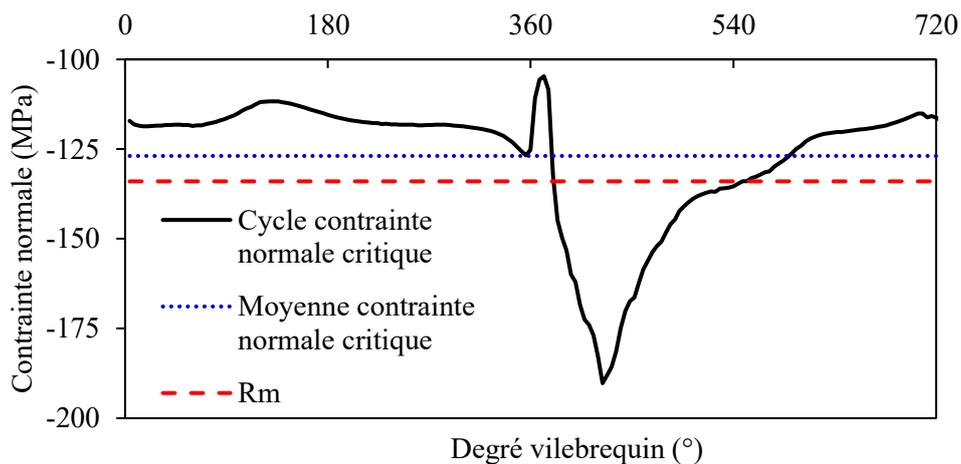


Figure 3.39 : Cycle de la contrainte normale sur le plan où la contrainte normale moyenne est la plus négative.

Il n'a pas été possible d'obtenir une cartographie de coefficient de sécurité pour les modèles suivants : Gough & Pollard, Davis, Nishihara & Kawamoto, Lee I, et Lee II.

Le critère de Gough et Pollard utilise dans sa formulation l'amplitude de la contrainte normale de flexion et celle du cisaillement local. Pour ce modèle, la première grandeur a été assimilée à la contrainte tangentielle suivant la circonférence du coussinet, *i.e.* $\sigma_{\theta\theta}$ et nous obtenons l'équation de coefficient de sécurité :

$$SF = \frac{1}{\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\theta\theta a}}{f_{-1}}\right)^2} \quad (3.7)$$

Du fait de sa formulation et du besoin de la limite en flexion f_{-1} , il n'est pas possible d'obtenir une cartographie de SF avec uniquement l'essai réalisé sur le banc MAPH. Ce critère formule une ellipse avec les amplitudes des contraintes de flexion et de cisaillement, mais uniquement avec des données en tension.

Pour pouvoir l'appliquer au cas du coussinet, il faudrait avoir une limite en fatigue pour la contrainte circonférentielle avec une sollicitation en compression simple. Il serait alors possible d'avoir une ellipse comprenant la contrainte de flexion $\sigma_{\theta\theta}$ et celle de cisaillement local τ_a . Cependant, même avec les bonnes données, ce critère reste sujet à débat. Sa limitation principale est qu'il ne considère pas les autres composantes normales du tenseur des contraintes. Comme indiqué dans le paragraphe 1.7, ces composantes atteignent des niveaux importants au cours du chargement. Ainsi, l'état de contrainte réel vu par le coussinet n'est pas pris en compte. Ce critère n'a pas été retenu dans la suite de notre étude.

Les modèles de Davis, Nishihara & Kawamoto, Lee I possèdent les mêmes limitations que celui de Gough et Pollard.

Le critère de Lee II, incorpore dans son équation de fatigue l'amplitude de flexion, de cisaillement et inclut également l'impact de la contrainte normale moyenne en la normant par la contrainte à rupture en traction R_m . Appliqué au cas d'écaillage du coussinet, ce modèle de fatigue montre les mêmes limites que celui de Hohenemser & Prager : le choix du R_m , obtenu par un essai de traction, n'est pas adapté à une sollicitation multiaxiale en compression.

2.4 Critères multiaxiaux non-proportionnels, approche globale

5 modèles de fatigue, appartenant à la famille de l'approche « globale » ont permis d'obtenir des cartographies de coefficients de sécurité, présentées dans la figure 3.40.

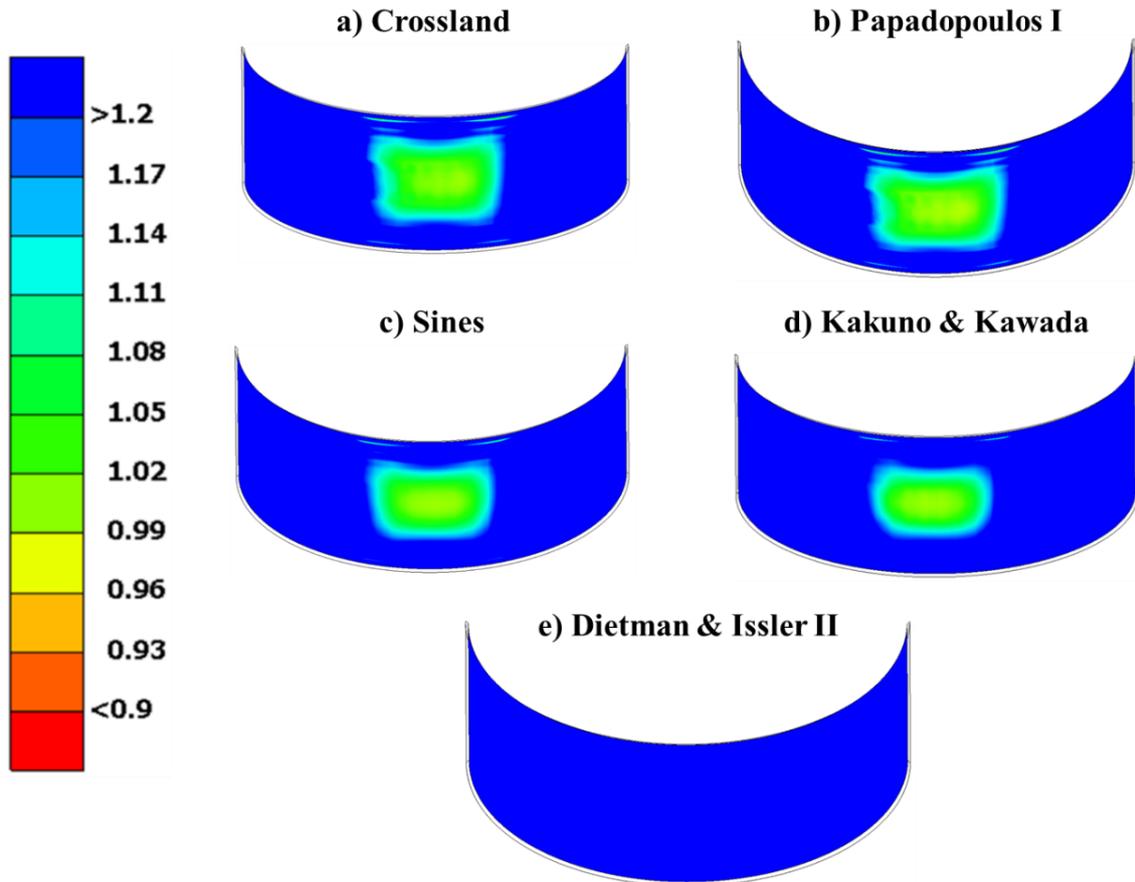


Figure 3.40 : Cartographies de SF obtenues avec des critères multiaxiaux non-proportionnels, approche globale.

Les autres modèles de fatigue appartenant à cette famille et présentés dans le premier chapitre, n'ont pas permis de calculer un coefficient de sécurité.

- L'équation de fatigue définie par Marin requiert d'avoir la limite de fatigue en traction alternée symétrique σ_{-1} . Cette information est indisponible en simulant l'essai MAPH car celui-ci contient des trajets de contraintes multiaxiaux. Il faudrait trouver un équivalent à cette grandeur en compression, sans doute de façon assez empirique, pour pouvoir vérifier l'applicabilité de ce critère à l'écaillage des coussinets. De plus, ce modèle de fatigue ne fait intervenir que des grandeurs relatives au second invariant du déviateur des contraintes J_2 (J_{2a} et J_{2m}), et ne calcule donc pas une amplitude d'une composante normale.
- Le critère de Hashin, n'a pas pu être implémenté par manque de données à disposition. Dans la littérature, les équipes de Wünsch et Sous [102, 103] ont récemment investigué l'application de la « Quadratic Failure Hypothesis » à l'écaillage des coussinets hydrodynamiques, en s'inspirant notamment du critère de Hashin. Les auteurs ont utilisé des données de fatigue en tension et en le couplant avec des méthodes empiriques. Ce critère n'a pas été sélectionné à cause de la

difficulté à l'adapter à la compression sans des essais de fatigue standards sur éprouvettes (σ_{-1} , σ_0 , etc.) et sans être forcé de rajouter un aspect empirique.

- Les modèles de Dietman & Issler I et III n'ont pas permis d'afficher une cartographie de coefficient de sécurité car il manque la limite d'endurance en flexion alternée symétrique f_{-1} . Ces critères donneront des résultats trop conservatifs pour la même raison que le modèle de Hohenemser & Prager. En effet, dans leur formulation, la grandeur calculée $\frac{3P_{Hm}}{R_m}$ dépasse à elle-seule la valeur de 1 au nœud critique (249 MPa pour $3P_{Hm}$ contre 134 MPa pour le R_m), impliquant des valeurs de SF trop sévères.

Les modèles de fatigue affichés dans la figure 3.40 sont analysés dans les paragraphes suivants.

a. Critère de Crossland

La cartographie de distribution de SF obtenue avec l'équation de Crossland est très cohérente avec l'endommagement observé lors de la campagne expérimentale. Cependant, même s'il est possible d'identifier une zone critique en accord avec les résultats de l'essai, ce critère n'a pas été retenu pour l'écaillage des coussinets. En effet, Crossland considère l'endommagement se faisant à la valeur maximale du premier invariant des contraintes I_{1max} , ce qui correspond au moment de la décharge dans un chargement en compression. La figure 3.41 positionne l'instant critique du chargement dans le trajet du critère de Crossland :

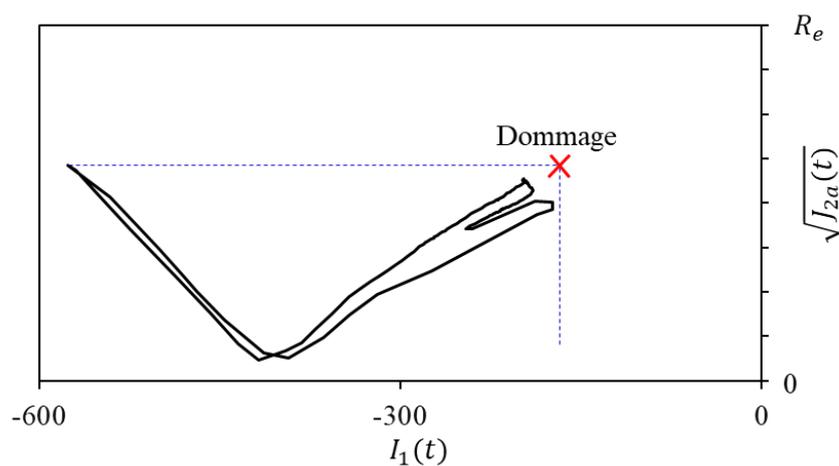


Figure 3.41 : Trajet critique de Crossland pour le nœud le plus sollicité.

Pour l'adapter à la compression, il aurait fallu remplacer I_{1max} par I_{1min} . Cela nécessiterait de modifier les grandeurs même du critère et pas uniquement les données de fatigue qu'on lui fournit. Une idée que l'on peut alors se poser est l'universalité de ce nouveau critère : En effet, il enfermerait le trajet de contrainte dans un rectangle fermé par les bornes $\sqrt{\max_t (J_{2a}(t))}$ et I_{1min} au lieu de suivre un trajet en

instantané. Cela est susceptible de donner des coefficients de sécurité conservatifs, notamment pour des zones peu chargées.

La figure 3.42 est un exemple de trajet d'un nœud positionné en bords, et nous pouvons voir que remplacer $I_{1\max}$ par $I_{1\min}$ positionne l'endommagement en dehors du trajet de chargement. La conséquence est donc d'avoir des coefficients de sécurité trop sévères. Etant en régime HCF, une faible variation dans la valeur de SF peut multiplier de plusieurs facteurs la durée de vie.

Pour éviter le surdimensionnement lors une application prédictive, cette approche n'a pas été retenue, même si elle semble adaptée au chargement en compression du coussinet.

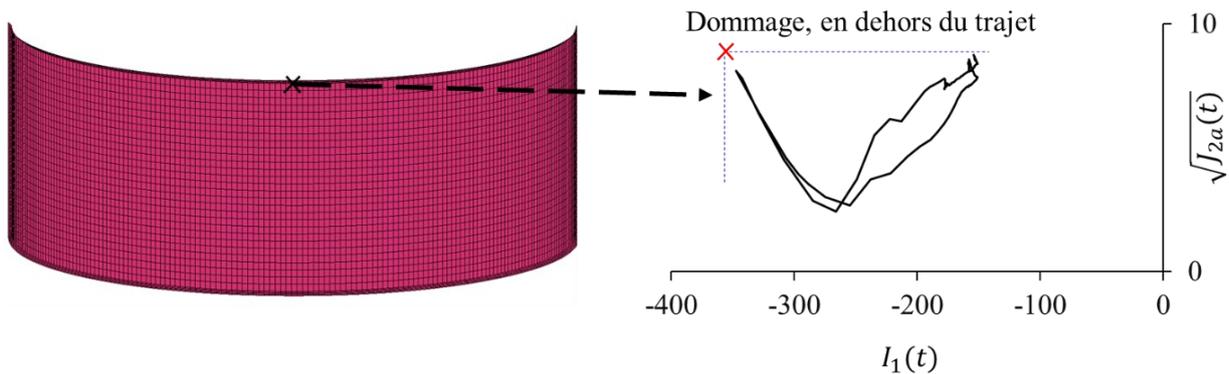


Figure 3.42 : Trajet critique de Crossland, $I_{1\max}$ remplaçant par $I_{1\min}$, pour un nœud positionné en bords du coussinet.

b. Critère de Papadopoulos I

Le modèle défini par Papadopoulos I n'est pas retenu pour la même raison que celle de Crossland :

l'équation de fatigue est très similaire, $P_{H\max} = \frac{I_{1\max}}{3}$ remplace $I_{1\max}$.

c. Critère de Sines

Par rapport au modèle de Crossland, Sines substitue $I_{1\max}$ par la valeur moyenne du premier invariant des contraintes I_{1m} . Sous chargement multiaxial en compression, cette grandeur est plus adaptée. Cependant, ayant un matériau hétérogène, il est essentiel de prendre en compte la compression la plus importante imposée au coussinet.

Pour cette raison, ce critère n'a pas été retenu dans la suite de l'étude.

d. Critère de Kakuno & Kawada

Ce modèle de fatigue se base sur 3 grandeurs : la valeur moyenne de la pression hydrostatique P_{Hm} , son amplitude P_{Ha} , et enfin l'amplitude du deuxième invariant du déviateur des contraintes $\sqrt{J_{2a}}$. En

couplant P_{Hm} et P_{Ha} il devient possible de considérer toute la sévérité du chargement en compression. Ce critère rend possible la définition d'une zone sûre qui intègre les valeurs absolues maximales des composantes normales et de cisaillement.

Cependant, deux inconvénients sont à relever :

1. Similairement au modèle de Crossland, l'équation définie par Kakuno & Kawada revient à enfermer le trajet des contraintes dans un parallélépipède borné par P_{Hm} , P_{Ha} et $\sqrt{J_{2a}}$. Cela peut-être trop conservatif.
2. La nécessité d'avoir un troisième essai pour identifier les trois grandeurs P_{Hm} , P_{Ha} et $\sqrt{J_{2a}}$. Dans notre cas n'ayant que deux essais à iso-durée de vie, seules les deux dernières composantes du critère de Kakuno & Kawada ont été retenues pour afficher la cartographie de SF dans la figure 3.40. Le critère est très cohérent avec les observations expérimentales, mais avec deux essais réalisés, il ne devient incapable de prendre en compte toute la sévérité du chargement en compression.

Pour ces raisons, ce critère n'est pas retenu.

e. Critère de Dietman & Issler II

Le deuxième critère de Dietman & Issler a été implémenté en utilisant l'hypothèse de von Mises (*i.e.* comportement plastique isotrope) pour déterminer $\tau_u = \frac{R_m}{\sqrt{3}}$. Avec cette hypothèse, aucun endommagement n'est prédit. Ce critère n'est pas adapté au cas des coussinets, notamment car il ne prend pas en compte l'effet très significatif des contraintes normales. En effet, seules les valeurs du deuxième invariant du déviateur des contraintes moyennes $\sqrt{J_{2m}}$ et son amplitude $\sqrt{J_{2a}}$ apparaissent.

2.5 Critères multiaxiaux non-proportionnels, approche plan critique.

Dans ce groupe, deux critères de fatigue présentés dans le premier chapitre n'ont pas permis d'afficher une cartographie de SF. Le premier est celui de Munday & Mitchell à cause de l'absence de la limite en flexion f_{-1} . Ce modèle de fatigue identifie en premier lieu le plan où la contrainte de cisaillement est maximale, et ensuite sur ce plan, il calcule une fonction qui dépend des amplitudes des contraintes normales et de cisaillement. Une critique supplémentaire qu'on peut indiquer pour ce critère concerne le choix du plan critique. Munday & Mitchell choisissent le plan où la valeur de la contrainte de cisaillement est maximale, *i.e.* $\max_t \tau_h(t)$, diluant quelque peu l'impact des contraintes normales alors qu'elles représentent les sollicitations les plus importantes. Dans la figure 3.43, nous pouvons observer

le cycle de la contrainte normale sur le plan critique de Munday & Mitchell et sur le plan où sa valeur absolue maximale est atteinte.

Le second critère de McDiarmid n'a pas été implémenté à cause de la quantité $\left(1 - \frac{2\sigma_{hmm}}{R_m}\right)^{\frac{1}{2}}$ qui donne des valeurs complexes. Sur le plan critique choisi par McDiarmid, *i.e.* celui avec l'amplitude de contrainte de cisaillement maximale, σ_{hmm} est de l'ordre de 78 MPa à comparer à un R_m de 134 MPa (*cf.* figure 3.44). Il en résulte l'impossibilité d'afficher une cartographie de coefficient de sécurité.

Ce critère est donc inadapté pour des raisons similaires à celles de Hohenemser & Prager.

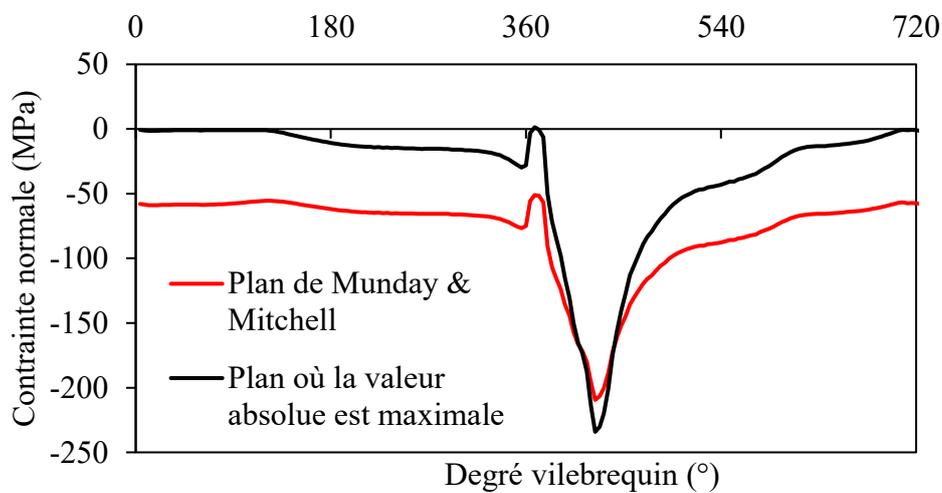


Figure 3.43 : Cycle de la contrainte normale sur le plan critique de Munday & Mitchell et celui où sa valeur absolue est maximale.

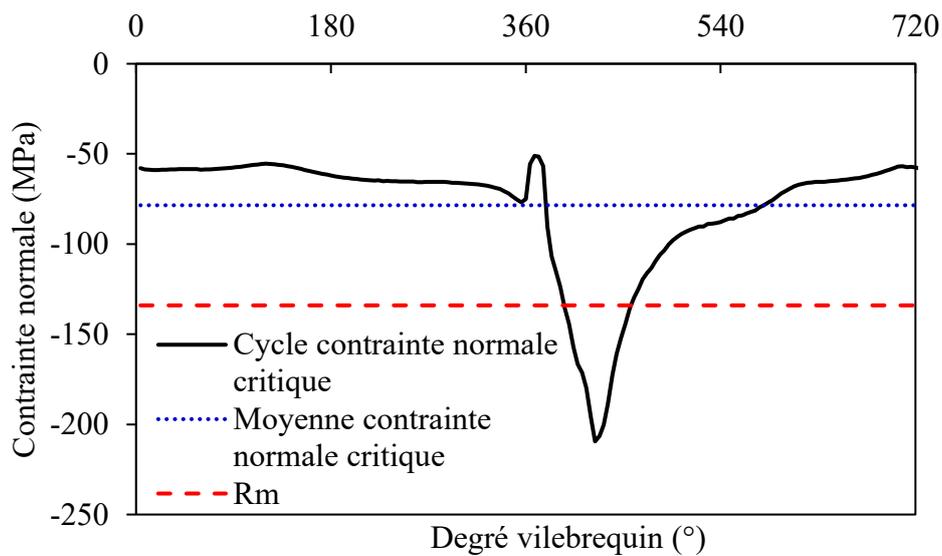


Figure 3.44 : Cycle de la contrainte normale sur le plan avec l'amplitude de cisaillement maximal.

Neuf autres critères ont pu être implémentés et ont permis d'afficher les cartographies de coefficients de sécurité présentées dans la figure 3.45.

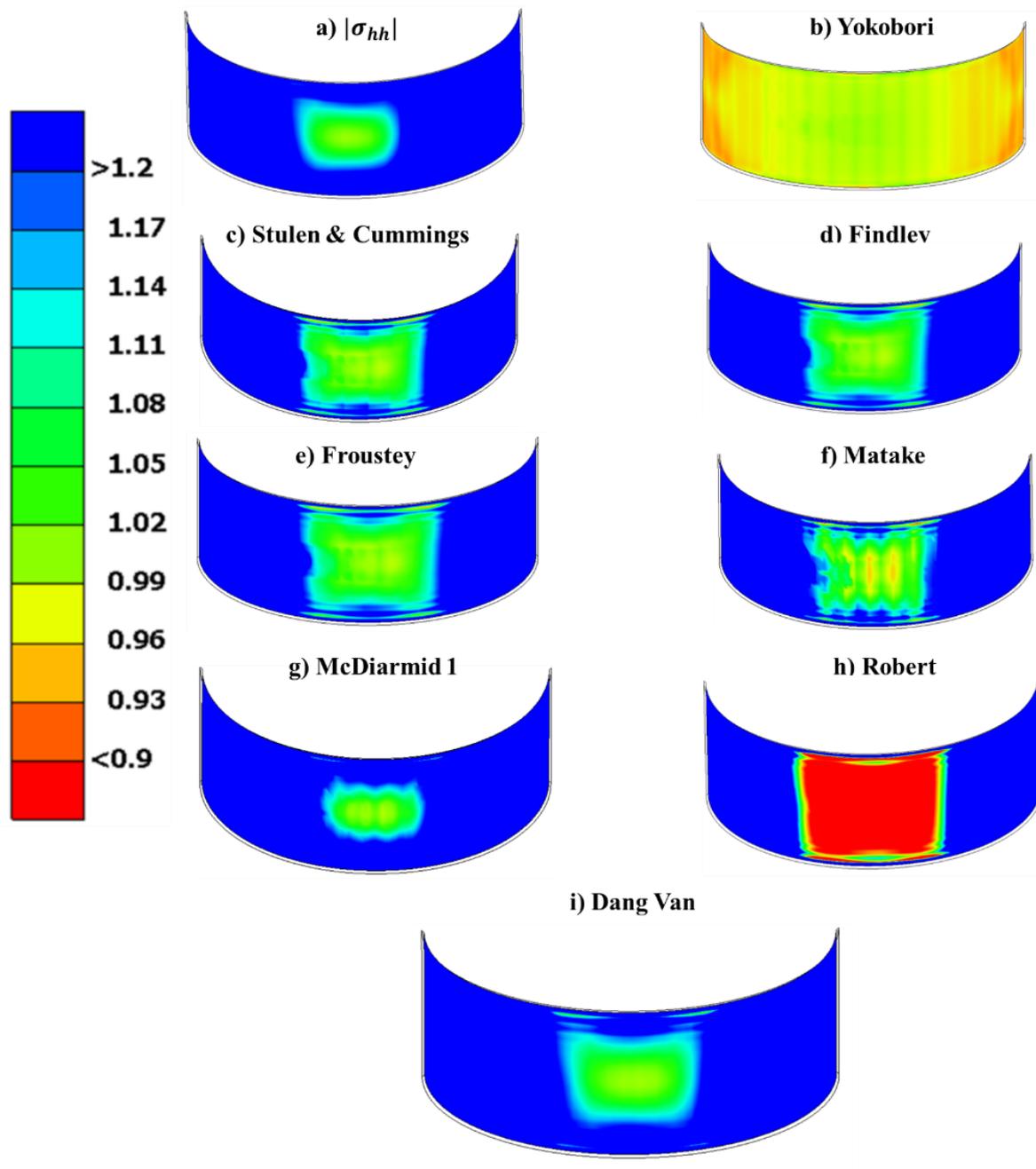


Figure 3.45 : Cartographies de SF obtenues avec des critères multiaxiaux non-proportionnels, approche plan critique.

a. Critère basé sur la contrainte normale absolue

Ce critère est cohérent avec les fortes compressions normales subies par le coussinet et parvient à une cartographie de SF en accord avec l'écaillage expérimental. Il calcule dans chaque plan la contrainte normale σ_{hh} et identifie celui où σ_{hh} a sa plus grande valeur absolue. La limitation de ce modèle de fatigue est qu'il ne considère pas l'effet du cisaillement local, qui est non négligeable (cf. figure 3.32).

Une plus faible valeur absolue de contrainte normale pourrait donner une durée de vie égale, voire plus petite, si cette amplitude du cisaillement local est prise en compte.

b. Critère de Yokobori

En implémentant le critère de Yokobori, une cartographie homogène de SF est observée sur la surface tribologique du coussinet. La valeur minimale du SF est 0,9287 et maximale est 1,0194. La raison à cela est que l'équation définie par Yokobori considère la valeur maximale de la contrainte de cisaillement dans son plan critique ($\max_t(\tau_h(t))$) et non une amplitude de cisaillement. Le cycle de la contrainte de cisaillement $\tau_h(t)$ a un comportement similaire au cycle de la contrainte de von Mises qui est bornée par son état initial. La figure 3.46 montre le trajet de cisaillement $\tau_h(t)$ pour le nœud le plus sollicité dans le plan critique défini par le critère Yokobori :

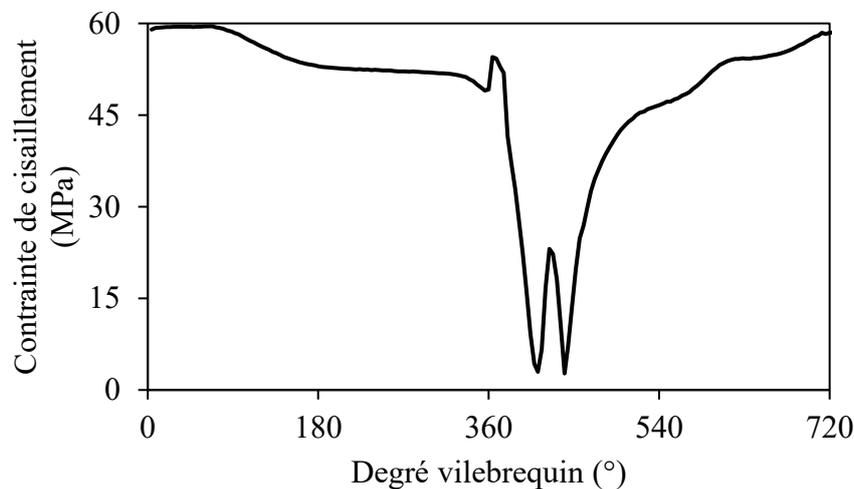


Figure 3.46 : Cycle de contrainte de cisaillement $\tau_h(t)$ dans le plan critique de Yokobori.

Le modèle de fatigue de Yokobori ne semble donc pas convenir pour un chargement non-proportionnel, et n'a pas été sélectionné pour l'étude de l'endommagement par fatigue des coussinets.

c. Critère de Stulen & Cummings

Le critère de Stulen & Cummings définit son endommagement pour un état en tension dans la matière, que ça soit dans son choix de plan critique (éq. 3.8) ou dans son calcul de SF (éq. 3.9) :

$$\text{Plan critique } E_h = \max_h \frac{\tau_{ha}}{\tau_{-1} - \alpha \sigma_{hhmax}} \quad (3.8)$$

$$\text{SF} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ha} + \alpha \sigma_{hhmax}} \quad (3.9)$$

Les données σ_{hhmax} et τ_{ha} sont celles du nœud le plus sollicité, dans son plan critique E_h . Pour obtenir la valeur de α , il a fallu initialiser le critère avec un plan quelconque et ensuite réitérer l'algorithme une seconde fois pour que le SF soit égal à 1 au nœud critique. A la seconde itération, le modèle utilise la valeur de τ_{ha} et σ_{hhmax} du nœud critique dans le plan critique tel que défini par Stulen & Cummings.

Malgré la bonne description de l'écaillage expérimental, le critère de Stulen & Cummings est plus adapté à une sollicitation de type tension que de compression. Similairement aux modèles de Crossland et Papadopoulos, l'endommagement est défini au moment de la décharge de la pression d'huile sur le substrat. Dans la figure 3.47, le trajet de contrainte critique dans le cas du critère de Stulen & Cummings est représenté et la position de l'endommagement prédit par le critère est mis en évidence :

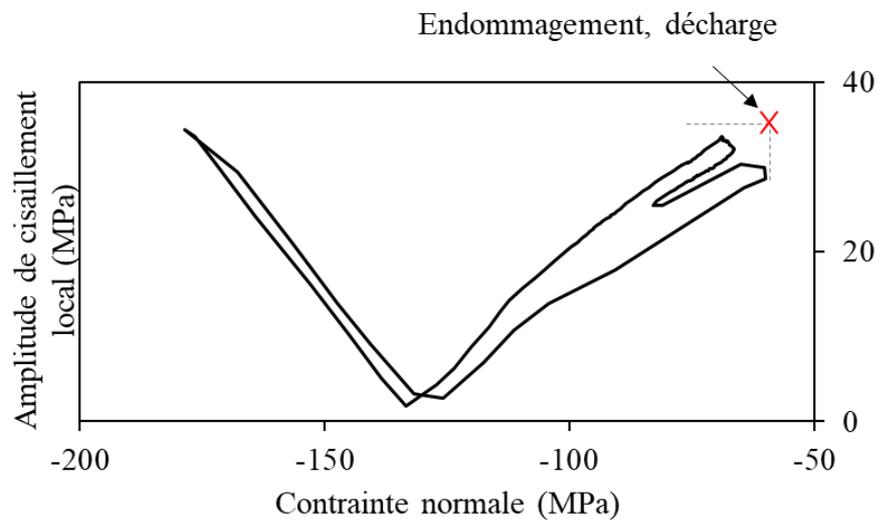


Figure 3.47 : Trajet critique dans le cas du critère de Stulen & Cummings.

Cette formulation ne reflète donc pas l'étendue de la compression multiaxiale qui se produit lors de l'application de la charge, et aucun impact n'est visible sur la durée de vie en chargeant plus sévèrement puisque l'impact de l'effort évolue en compression et non en tension. Ce modèle de fatigue n'a donc pas été retenu.

d. Critère de Findley, e. Critère de Froustey et f. Critère de Matake

Ces trois modèles considèrent également que l'endommagement s'effectue lorsque la contrainte normale est à son état de tension maximal, et ne sont donc pas adaptés à l'écaillage des coussinets.

g. Critère de McDiarmid I

Dans son premier critère, McDiarmid utilise l'amplitude du cisaillement local couplée à celle de la contrainte normale élevée à la puissance 3/2. Ce critère a permis d'obtenir une cartographie de SF en accord avec l'essai, en identifiant une zone critique en plein centre. En n'employant que des amplitudes,

ce modèle peut être utilisé pour décrire un endommagement dans le cas d'un état de contrainte en compression ou en traction. Toutefois ce critère présente deux limites :

1. En ne raisonnant qu'avec une amplitude, ce critère n'offre pas une sensibilité à la compression. La pente de fatigue reliant la contrainte normale à celle de cisaillement n'est pas la même en compression qu'en tension.
2. Le critère de McDiarmid I considère que le plan critique est celui où l'amplitude de contrainte de cisaillement local est maximale. Or, sur ce plan, l'amplitude de la contrainte normale n'y est pas maximale comme indiquée dans la figure 3.48 :

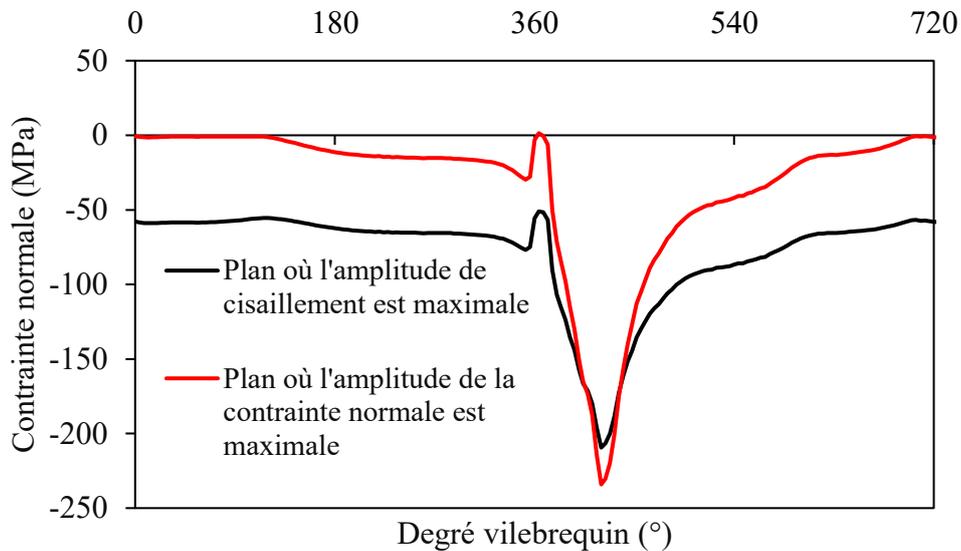


Figure 3.48 : Cycle de la contrainte normale sur (en rouge) le plan où l'amplitude de la contrainte normale est maximale, (en noire) le plan où l'amplitude de la contrainte de cisaillement est maximale.

Pour plusieurs alliages métalliques les fissures de fatigue s'initient dans la majorité des cas sur le plan d'amplitude de cisaillement maximal, cela n'est pas nécessairement le cas lorsqu'on considère un mélange hétérogène comme l'Al-Sn. Comme soulignées par plusieurs études dans la littérature [18, 21, 80], et montré dans la présente étude (chapitre 2), la microstructure joue un rôle important dans l'initiation de la fissure pour un substrat en Al-Sn. La décohésion d'une particule de la matrice semble être le mécanisme privilégié pour l'initiation de la fissure par fatigue. Or cette décohésion est fonction de défauts d'interface. Ces derniers ont la même probabilité d'apparaître dans toutes les directions. Additionnellement, le risque de se limiter au plan d'amplitude de cisaillement maximal est de ne pas obtenir la plus importante compression de la contrainte normale.

Ainsi, considérer un critère maximisant simultanément l'amplitude de la contrainte normale et la contrainte de cisaillement est plus adapté pour la tenue en fatigue des coussinets.

h. Critère de Robert

Dans son équation, Robert définit trois grandeurs pour la fatigue multiaxiale : $\sigma_{hha}(t)$, $\tau_{ha}(t)$ et σ_{hhm} . C'est donc un critère très complet, en trois dimensions, et possède toutes les composantes nécessaires pour un dimensionnement en fatigue multiaxiale, en compression ou en traction. N'ayant que deux données de fatigue, ce critère a été implémenté en ne gardant que les contraintes $\sigma_{hha}(t)$ et $\tau_{ha}(t)$ sans tenir compte de la contrainte moyenne σ_{hhm} . L'équation de SF devient donc :

$$SF = \max_h \max_t \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ha}(t) + \alpha \sigma_{hha}(t)} \tag{3.10}$$

avec α déterminé grâce à l'essai MAPH.

Le plan critique recherché maximise simultanément la composante normale et de cisaillement durant le trajet de contrainte. Le critère a été implémenté, un plan quelconque a été sélectionné pour initialiser le critère puis recalculer avec les données de fatigue du plan critique. Il n'a pas été possible d'obtenir une cartographie de SF descriptive de l'essai. En effet, en dépit d'une zone critique à l'endroit du dommage expérimental, le critère identifie un sur-endommagement, comme affiché dans la figure 3.45.

La raison de cela est qu'il n'existe pas de plan qui maximise simultanément l'amplitude de la contrainte normale et celle de cisaillement. La figure 3.49 affiche les trajets critiques du critère de Robert pour le plan où :

- L'amplitude de la contrainte normale est maximale
- L'amplitude de la contrainte de cisaillement local est maximale

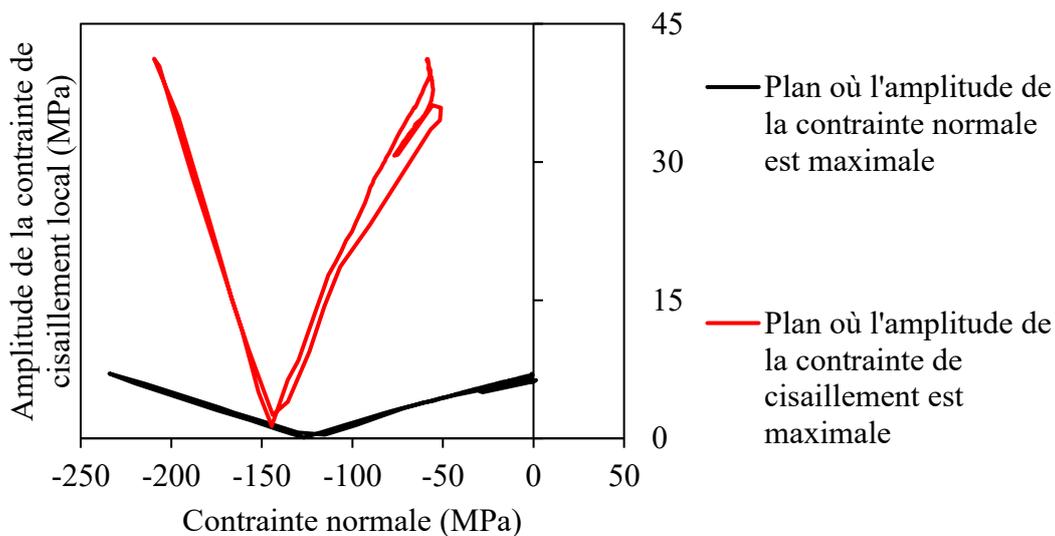


Figure 3.49 : Trajet critique du critère de Robert.

La pente α définie n'arrive jamais à trouver un coefficient de sécurité de 1. Il existera toujours un plan où soit l'amplitude de la contrainte cisaillement soit la contrainte normale dépasse la pente α . Ce critère est donc non retenu dans la suite de l'étude.

Il est à noter que le modèle de fatigue de Robert requiert un minimum de trois essais pour ajuster tous ses paramètres, ce qui est une exigence supplémentaire par rapport à des critères formulés en deux dimensions.

i. Critère de Dang Van

Le critère de Dang Van, sous sa première ou seconde formulation, a été implémenté et a permis d'obtenir une cartographie de SF cohérente avec les observations expérimentales. Le trajet critique défini par Dang Van permet de maximiser simultanément l'amplitude de la contrainte de cisaillement local avec la valeur absolue de la pression hydrostatique, qui est un invariant. Dans ce modèle, la position de l'endommagement peut être fixée lors de l'application de la pression d'huile, *i.e.* au moment où la pression hydrostatique est la plus négative et où l'amplitude de cisaillement est la plus grande. Comme l'ensemble du cycle de chargement est pris en compte, il reflète la sévérité complète du chargement multiaxial en compression et permet donc d'établir un chemin de contrainte sûr pour le substrat. Additionnellement, ce modèle est cohérent avec les anciens travaux effectués par Jean-Louis Ligier et Laurent Dutfoy [92]. Ces auteurs ont posé une limite statique à l'Al-Sn en fonction de la pression hydrostatique négative. La figure 3.50 illustre le chemin critique définissant l'enveloppe sûre pour une durée de vie de 7,2 millions de cycles :

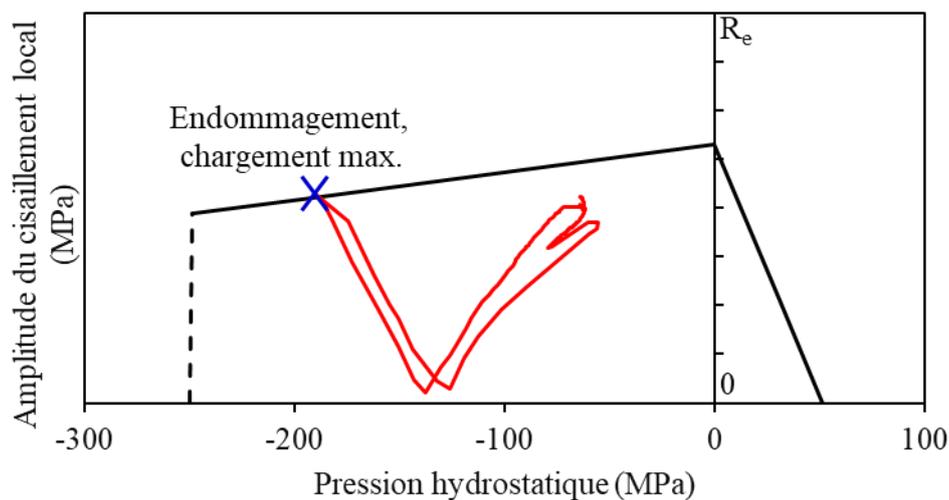


Figure 3.50 : Trajet critique de Dang Van.

L'adaptation du critère de Dang Van à un chargement en compression apparaît donc un bon modèle pour la tenue en fatigue des coussinets, et a donc été choisi.

Dans la figure 3.45, il est à noter que le coefficient de sécurité de Dang Van montre deux endroits critiques : au centre ($SF = 1$), où la compression est très importante, et aux bords ($SF = 1,009$), où les contraintes normales sont plus faibles mais l'amplitude de cisaillement est plus significative. Ainsi, le départ de fissure peut se faire à ces deux endroits : ceci est en accord avec l'observation expérimentale du chapitre 2.

2.6 Synthèse des critères de fatigue pour l'écaillage des coussinets

L'étude d'une trentaine de modèles de fatigue a permis de les comparer en fonction de leur famille d'appartenance dans la littérature et par rapport à leur applicabilité pour l'écaillage des coussinets multicouches. Il en ressort de cette étude comparative que :

- Les modèles uniaxiaux ou multiaxiaux proportionnels ne peuvent pas être utilisés car toutes les composantes normales du tenseur des contraintes sont fortement sollicitées de manière non-proportionnelle. Leur utilisation risque d'être fortement non conservative pour une application prédictive sur moteur.
- Les critères avec une approche empirique ne semblent pas adaptés aux contraintes cycliques du coussinet. En effet, la majorité des modèles de fatigue de ce groupe ne considère que l'amplitude de flexion et de cisaillement, sans prendre en compte l'impact significatif des autres composantes normales du champ des contraintes. Le caractère multiaxial du champ des contraintes n'est pas pris en compte ce qui conduit à la non prise en compte de toute la sévérité du chargement local. Additionnellement, une autre difficulté est d'adapter ces modèles à la compression : la limite de flexion f_{-1} , déterminée pour un état de contrainte en tension, est utilisée dans leur formulation actuelle. Un équivalent devrait être trouvé en compression pour pouvoir afficher des cartographies de coefficient de sécurité.
- Parmi les critères d'approche globale, seuls cinq modèles de fatigue ont permis d'obtenir une cartographie de SF cohérente avec l'écaillage expérimental. Les critères de Crossland et Papadopoulos I définissent l'endommagement en un état de tension, et malgré une bonne description de l'essai, ils n'ont pas été retenus pour le dimensionnement en fatigue des coussinets. Le modèle de Sines prend mieux en compte la compression, mais pas toute la sévérité puisqu'il utilise la valeur moyenne du premier invariant des contraintes. Le critère de Kakuno & Kawada, sous sa formulation la plus riche, se rapproche beaucoup du critère de Dang Van mais utilise une donnée de fatigue supplémentaire. Un autre point faible de ce critère, comme les précédents appartenant à l'approche globale, est qu'il cherche à enfermer les trajets dans un rectangle ou un cube et ne suit pas un trajet de chargement à chaque instant. Cela peut conduire à un surdimensionnement. Enfin, le second critère proposé par Dietman & Issler est plus adapté à des sollicitations où la composante de cisaillement est prédominante par rapport aux contraintes normales, ce qui n'est pas le cas des coussinets multicouches.

- L'approche de type plan critique permet de déterminer des coefficients de sécurité dans le domaine des états de contrainte en compression en couplant la limite en torsion τ_{-1} et les données obtenues durant l'essai MAPH. A travers certains modèles de fatigue étudiés, il a été observé que déterminer simultanément la valeur absolue de ces deux grandeurs, n'est pas possible pour un même plan (McDiarmid I / Robert / Matake), en dépit d'une bonne description de l'écaillage expérimental. D'autres critères définissent l'endommagement lorsque le matériau est à son état de tension maximal (Stulen & Cummings, Findley, Matake / Froustey). Cela n'est pas adapté pour un chargement en compression : que l'effort augmente ou non, aucun impact n'est visible fatigue car les contraintes évoluent dans le sens négatif. Parmi les critères étudiés, la modification de celui de Dang Van est la démarche plus adaptée pour un chargement multiaxial non-proportionnel en compression. Les grandeurs y intervenant permettent de déterminer l'endommagement au moment du trajet où les deux composantes, normales et de cisaillement, sont à leur valeur absolue maximale. Ainsi, toute la sévérité de l'effort est prise en compte, ce qui permet de définir un domaine « sûr », coïncident avec le trajet instantané des contraintes cycliques. En définissant une pente positive dans le domaine de la compression, la pression hydrostatique peut être vue comme « la détérioration » des propriétés matériaux du mélange Al-Sn. Cela est attendu d'un matériau hétérogène, légèrement spongieux, et fortement comprimé. Par ailleurs, l'amplitude de cisaillement local, atteignant son maximum au moment de l'effort, est cohérente avec la variation « positive » vue par les déformations non-radiales du coussinet. L'augmentation de l'amplitude du cisaillement local, qui intervient au moment de la charge, peut être vu comme l'initiation et l'ouverture de fissure de fatigue. Modifier le critère de Dang Van pour la compression semble cohérent pour le dimensionnement en fatigue du coussinet, et a donc été retenu.

3 Définition du domaine durée de vie sûre

3.1 Identification de différents rapports de charge multiaxiaux

Le critère de Dang Van ayant été sélectionné, celui-ci requiert les données matériaux de fatigue pour définir le domaine de durée de vie sûre. Cela nécessite l'obtention de deux essais à iso-durée de vie mais avec des rapports de charges différents en compression. De ces deux essais, il est possible d'identifier une pente α pour la sensibilité en fatigue du coussinet dans un état de contrainte en compression. Trois tentatives ont été effectuées :

- (1) changer le rapport de charge imposé au vilebrequin.
- (2) changer les gammes de coussinet pour modifier la compression due au frettage.
- (3) changer la rigidité de logement de coussinets.

Les deux premières approches n'ont pas modifié le rapport de charge en compression du coussinet, seule la troisième tentative a permis de changer la zone de sollicitation dans l'espace de Dang Van. En effet, plus le logement est raide, plus la pression hydrodynamique de l'huile augmente, plus la compression est importante. Chaque géométrie de logement ayant une rigidité qui lui est propre, il est donc possible de solliciter le coussinet avec un niveau de compression différent. Pour déterminer la pente de Dang Van en compression, la méthode identifiée a été d'utiliser plusieurs géométries de logement. Cela a justifié l'usinage de plusieurs pièces prototypes durant ce projet sans se limiter à la géométrie actuelle du banc MAPH.

La campagne expérimentale a permis de dégager les trajets de chargement présentés dans la figure 3.51.

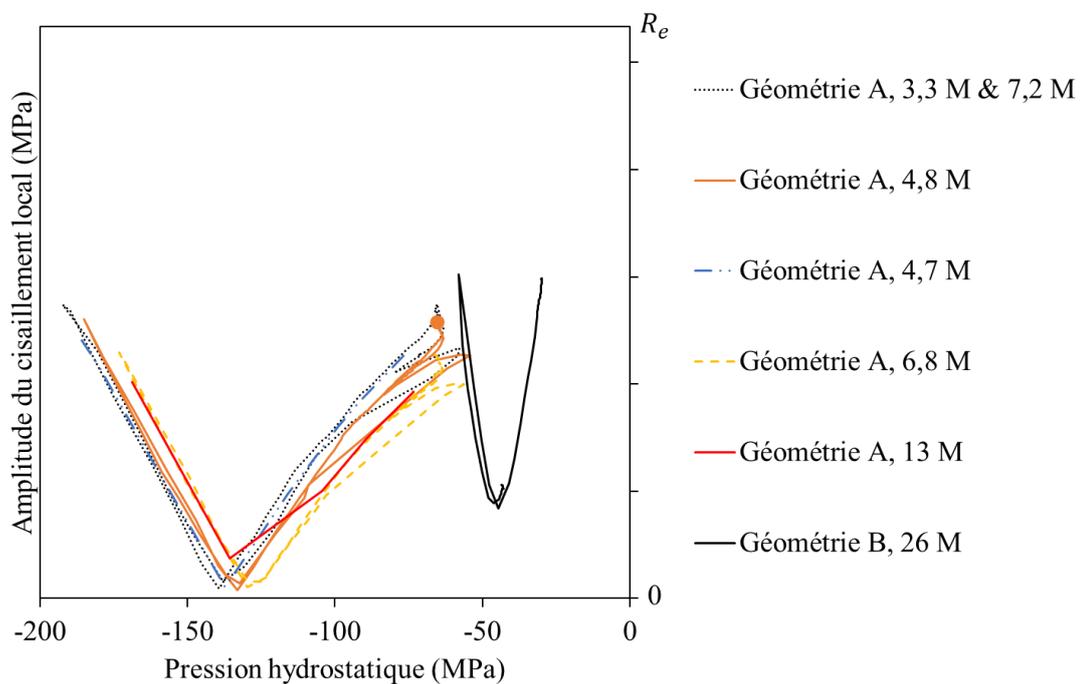


Figure 3.51 : Données de fatigue dans le domaine de Dang Van obtenues avec le banc d'essai MAPH.

3.2 Identification des limites de fatigue sous sollicitations multiaxiales

De ces données, deux types d'information sont à tirer : la pente de Dang Van τ_{eq} à iso-durée de vie, et les paramètres a et b d'une pente de Basquin. Le dépouillement statistique a été réalisé avec les 7 points de fatigue obtenus par les essais MAPH.

La contrainte équivalente de Dang Van τ_{eq} , explicitée dans l'équation 3.11, a été utilisée comme paramètre statistique car elle considère la sévérité de la sollicitation en incorporant les deux grandeurs multiaxiales P_H et τ_{ha} . Si M est le point critique dans le trajet de Dang Van, le cisaillement équivalent est défini par l'équation 3.11 :

$$\tau_{eq} = \alpha P_H (M) + \tau_{ha} (M) \tag{3.11}$$

Dans l'espace du critère de Dang Van, ce cisaillement équivalent est la projection du point M, de coordonnées $[P_H(M); \tau_{ha}(M)]$ sur l'axe des ordonnées τ_{ha} suivant la pente α . En utilisant cette contrainte équivalente, le point critique de Dang Van est ramené à l'axe $P_H = 0$, quel que soit sa position, *i.e.* quel que soit le rapport de charge multiaxial auquel il est soumis. C'est une grandeur qui permet de prendre en compte simultanément tous les essais réalisés.

Parallèlement, τ_{eq} est modélisé avec un modèle de type Basquin, comme illustré dans l'équation 3.12 :

$$\log(N) = a + b \times \log(\tau_{eq}) \quad (3.12)$$

Plus τ_{eq} est élevé, plus la durée de vie N est faible. Le modèle de Basquin a été utilisé car il offre une loi linéaire dans un espace logarithmique. Les coussinets sont sollicités uniquement en HCF, avec un chargement élastique, et des durées de vie assez rapprochées (valeur en durée de vie max < 10 fois la valeur min), utiliser une loi linéaire sur la portion de durée de vie [3,3 M - 26 M] est justifié.

En utilisant l'équation 3.12, le cisaillement équivalent à 10 millions de cycles est calculé pour chacun des 7 essais expérimentaux *via* l'équation 3.13.

$$\tau_{eq}(10^7)_{essai_i} = \tau_{eq}(N_i) \times 10^{\frac{\log\left(\frac{10^7}{N_i}\right)}{b}} = \tau_{eq}(N_i) \times 10^{\frac{\frac{\log\left(\frac{10^7}{N_i}\right)}{7-a}}{\log(\tau_{eq}(10^7))}} \quad (3.13)$$

Les détails du calcul ayant permis d'aboutir à l'équation 3.13 sont donnés dans l'annexe D. N_i est la durée de vie d'un des 7 points expérimentaux. Dans l'équation 3.13, $\tau_{eq}(10^7)_{essai_i}$ est une projection du cisaillement équivalent de chaque essai $\tau_{eq}(N_i)$ sur l'axe $N_i = 10^7$ dans l'espace logarithmique défini par Basquin, comme illustré dans la figure 3.52. Ainsi, pour chaque essai, nous avons une valeur $\tau_{eq}(10^7)_{essai_i}$ calculable.

Dans l'équation 3.13, le coefficient b de Basquin apparaît et également la pente α de Dang Van car $\tau_{eq}(N_i)$ est calculé *via* l'équation 3.11. Le second coefficient de Basquin a, est obtenu à partir de b et $\tau_{eq}(10^7)_{essai_i}$ (Annexe D). Ainsi, en réécrivant l'équation 3.13, 7 valeurs de $\tau_{eq}(10^7)_{essai_i}$ sont à disposition, obtenues pour chaque essai, aboutissant à l'équation 3.14 :

$$\tau_{eq}(10^7)_{essai_i} = (\alpha P_H(N_i) + \tau_{ha}(N_i)) \times 10^{\frac{\log\left(\frac{10^7}{N_i}\right)}{b}} \quad (3.14)$$

Nous choisissons de considérer $\tau_{eq}(10^7)$ comme une variable aléatoire qui suit une loi log-normale d'espérance μ et d'écart-type σ . Cela implique que $\ln(\tau_{eq}(10^7))$ suit une loi normale d'espérance μ et d'écart-type σ . Ce choix de modèle a été fait en accord avec les procédures de Renault : en effet on sait que le produit de variables aléatoires indépendantes convergent vers une loi log-normale. Or le résultat d'un essai de fatigue est le fruit de plusieurs facteurs indépendants (précision de géométrie, serrage des vis, quantités d'étain dans le mélange Al-Sn, etc.). Ce sont les raisons pour lesquelles on retient une loi log-normale.

La variable aléatoire $\tau_{eq}(10^7)$ introduite est comparée aux 7 points expérimentaux $\tau_{eq}(10^7)_{essai_i}$.

La méthode de maximum de vraisemblance est adoptée pour identifier les paramètres α , b , μ et σ qui déterminent la répartition de $\tau_{eq}(10^7)$ la plus vraisemblable autour des 7 points d'essais $\tau_{eq}(10^7)_{essai_i}$:

- On choisit comme estimateur de vraisemblance la loi normale. On calcule alors la densité de probabilité pour chaque essai i $\tau_{eq}(10^7)_{essai_i}$:

$$h_i = N(\tau_{eq}(10^7)_{essai_i}, \mu, \sigma) \quad (3.15)$$

- Puis la vraisemblance associée à l'ensemble des essais est obtenue par le produit des densités de probabilités :

$$L(\tau_{eq}(10^7)_{essai_i}, \mu, \sigma) = \prod h_i \quad (3.16)$$

Un solveur est utilisé pour identifier simultanément les paramètres α , b , μ et σ qui donne la répartition de $\tau_{eq}(10^7)$ la plus vraisemblable par rapport aux essais.

Le solveur de maximum de vraisemblance a conduit à une valeur d'espérance μ de $\tau_{eq}(10^7)$, en MPa, et un écart-type σ de $\tau_{eq}(10^7)$ égal à 5% de la valeur de l'espérance μ de $\tau_{eq}(10^7)$.

La figure 3.52 montre la pente de Basquin obtenue et la figure 3.53 illustre le domaine du critère de Dang Van adapté à la compression et identifié par les essais.

Les figures 3.52 et 3.53 sont les courbes associées à l'espérance μ de $\tau_{eq}(10^7)$. Elles représentent le cas avec 50% de rupture en fatigue pour une durée de vie de 10 millions de cycles.

La loi de fatigue en contrainte identifiée ($\tau_{eq}(10^7) \sim \log N(\mu, \sigma)$) possède un écart-type σ de 5% (en MPa) par rapport à la valeur de l'espérance μ de $\tau_{eq}(10^7)$. Cet écart-type amène une certaine variabilité dans les durées de vie. Pour visualiser l'impact de la variabilité de la contrainte sur la durée

de vie, un tirage de Monte-Carlo a été effectué sur la contrainte $\tau_{eq}(10^7)$ et la durée de vie est calculée via l'équation de Basquin (équation 3.12). Un tirage de 50 000 valeurs de $\tau_{eq}(10^7)$ a identifié une valeur moyenne de la durée de vie à 10,9 millions de cycles et un écart-type de 4,8 millions de cycles. Le tirage est illustré dans la figure 3.52.

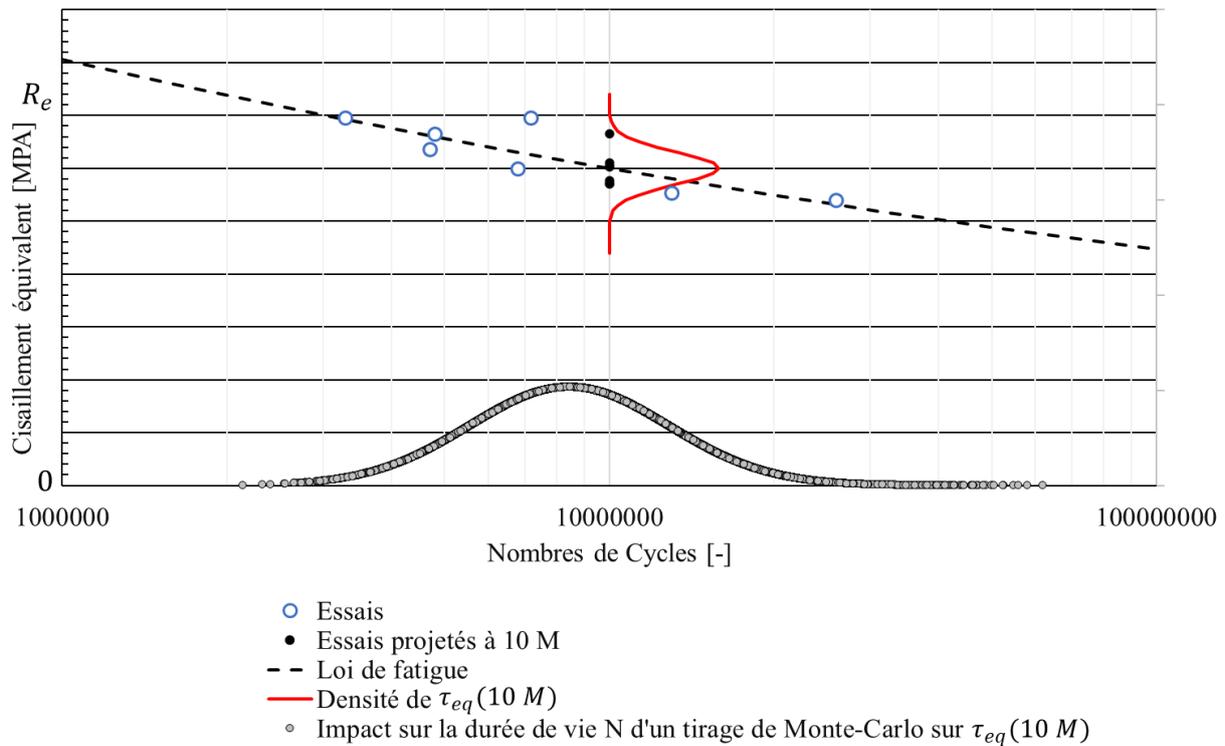


Figure 3.52 : Loi de Basquin pour le cisaillement équivalent de Dang Van à 10 millions de cycles.

Cela signifie qu'il y a une certaine incertitude sur les durées de vie qui seront calculées avec les données de fatigue identifiées (α , a et b). Comme dans toutes les problématiques de fatigue, la variabilité des résultats expérimentaux est inévitable, certaines études montrant un rapport de 10 pour un même essai [180, 181]. L'expérience indique que la tenue en fatigue suit une loi normale, ou log-normale [182, 183], et d'autres points d'essais sont nécessaires pour diminuer la variabilité. Refaire trois à quatre fois les essais améliorerait la fiabilité des paramètres de Dang Van et Basquin, et détermineraient des coefficients de sécurité plus précis.

Les données précédentes sont valables pour le coussinet 1 à 100°C. Pour une application de type structure moteur, la température atteint des valeurs maximales de 150°C. Afin de prendre cet effet, les données de fatigue ont été divisées par le rapport des R_m entre 100 et 150 °C, *i.e.* par un coefficient de 0,89.

A partir des données de fatigue identifiées pour le coussinet 1, les limites de fatigue du coussinet ont ensuite été extrapolées pour le coussinet 2. Dans le chapitre 2, un essai de fatigue sur le coussinet 2 a été réitéré deux fois et a donné un écaillage à 2,85 M et 3 M de cycles (tableau 2:4). En considérant la

même pente de Dang Van, et un comportement similaire en durée de vie, le modèle de Basquin pour ces deux matériaux à 150°C est présenté dans la figure 3.54.

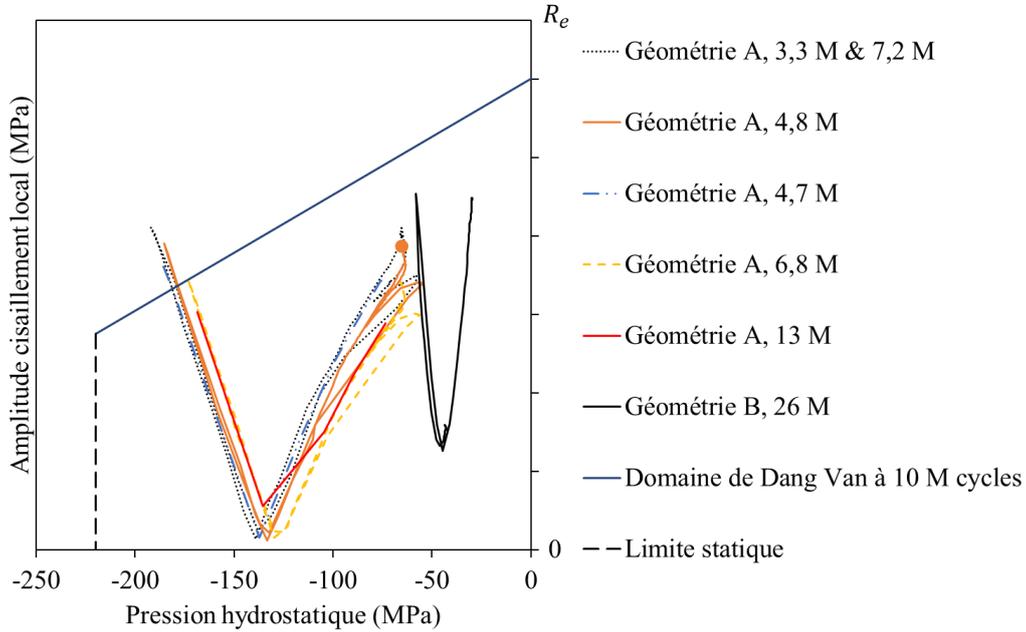


Figure 3.53 : Domaine de Dang Van défini à 10 millions de cycles.

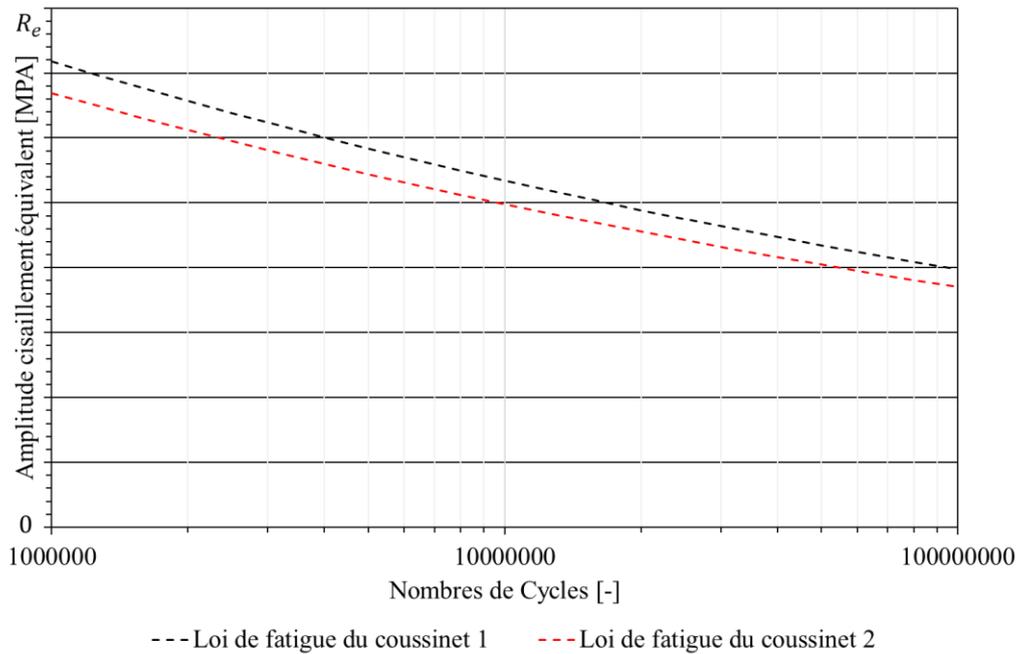


Figure 3.54 : Modèle de Basquin multiaxial à 150 °C pour les coussinets 1 et 2.

4 Conclusion

Ce chapitre s'est intéressé à déterminer un critère de fatigue pour l'écaillage des coussinets multicouches soumis à un chargement hydrodynamique.

La première partie de chapitre a décrit le modèle numérique 3D EF qui permet de simuler les essais réalisés sous banc MAPH. Pour des raisons de synthèse, la démarche n'a été présentée que pour un seul essai mais l'approche a été effectuée pour chaque coussinet testé. Tous les chargements appliqués au coussinet durant l'essai sont considérés : les efforts d'assemblage, de mise en température et la distribution du champ hydrodynamique cyclique. Cela a conduit à déterminer les contraintes et déformations cycliques stabilisées du coussinet. Les sollicitations au point où il y a eu de l'écaillage lors de l'essai ont ensuite été analysées. Ce point correspond également à l'endroit où le chargement cyclique est le plus important. A cet endroit, un état de contrainte cyclique en compression multiaxiale non-proportionnelle a été identifié. L'état de déformation est également multiaxial mais seule la composante radiale subit une variation cyclique en compression. Les déformations circonférentielles et axiales sont sujettes à une variation cyclique en tension.

La deuxième partie de ce chapitre a cherché à identifier un critère de fatigue multiaxiale adapté à la sollicitation en compression non-proportionnelle du coussinet. Le modèle de Dang Van a été retenu et a été modifié de sa formulation initiale en imposant une pente ascendante dans le domaine de compression. Les fortes pressions hydrostatiques négatives peuvent être vues comme la détérioration des propriétés de fatigue d'un mélange hétérogène comme l'aluminium-étain soumis à une forte compression. L'amplitude du cisaillement local peut être considérée comme le paramètre initiant et ouvrant une fissure par fatigue.

La dernière partie a identifié les limites de fatigue du coussinet avec le modèle de Dang Van adapté à la compression. La présence de deux rapports de charges en contraintes multiaxiales permet d'identifier la pente du critère de Dang Van en compression. Les essais de fatigue ayant abouti à plusieurs durées de vie permettent d'identifier les paramètres du modèle Basquin pour le cisaillement équivalent de Dang Van. La détermination des limites de fatigue a été faite en maximisant la vraisemblance de $\tau_{eq}(10^7)$.

Cette dernière a été modélisée par une loi log-Normale ($\tau_{eq}(10^7) \sim \log N(\mu, \sigma)$). Un solveur a permis d'identifier l'espérance μ de $\tau_{eq}(10^7)$ et un écart-type σ de 5% de la valeur de μ . Cette variabilité sur la contrainte conduit à une variabilité plus importante sur la durée de vie. En effectuant un tirage de Monte-Carlo sur la contrainte $\tau_{eq}(10^7)$, une valeur moyenne de durée de vie de 10,9 millions est identifiée mais l'écart-type est de 4,8 millions, soit un écart-type de près 44%.

Multiplier les essais de fatigue par trois ou quatre permettrait d'être plus précis dans les résultats de durées de vie.

Il est également important de faire plus d'essais pour identifier des valeurs de paramètres plus fiables et plus représentatifs du comportement du matériau :

a. Une meilleure identification de la pente de Dang Van

A l'issue de cette étude, on peut s'interroger si l'hypothèse de comportement en fatigue linéaire d'un matériau hétérogène comme l'aluminium-étain est acceptable. Dans la présente étude, ne disposant que deux rapports de charge, le comportement a été considéré linéaire. Cependant, on peut s'attendre à ce que le comportement soit modifié en fonction de la sévérité de la compression imposée. Comme discuté par Ligier et Dutfoy [92], du fait du caractère hétérogène du matériau, les auteurs avaient défini une limite statique formulée par une loi parabolique en fonction de la contrainte hydrostatique, inspiré du critère de Gurson [93]. Pour un dimensionnement sous chargement cyclique, un comportement similaire pourrait se produire pour les charges élevées. Terminer le domaine de Dang Van vers les fortes compressions par une zone formulée par une loi parabolique pourrait être plus réaliste. Additionnellement, comme pour les fortes charges, un comportement non-linéaire peut être observé si on se rapproche d'un état de contrainte hydrostatique proche de 0. Kenmeugne *et al.* [184] ont proposé de fixer un seuil de compression multiaxiale pour modifier la pente en fatigue. Dans leur approche, les faibles chargements améliorent la tenue en fatigue et les forts chargements la détériorent. Ce comportement peut être typique d'un alliage homogène mais n'est pas nécessairement représentatif d'un matériau hétérogène. En effet, lorsqu'il est soumis à une plage de compression moyenne, le mélange Al-Sn peut se comporter d'une manière plus homogène par rapport à un état de contrainte hydrostatique compressif proche de 0, améliorant ainsi ses propriétés de fatigue. Une loi non-linéaire, avec un plateau dans une certaine plage de compression, pourrait être plus appropriée, qu'une simple pente. Pour pouvoir estimer ce comportement non-linéaire, plus d'essais avec plus de rapports de charges sont à réaliser.

b. Une meilleure identification des coefficients de Basquin

Similairement au critère de Dang Van, une pente linéaire a été choisie en adoptant le modèle de Basquin. Le dépouillement statistique a conduit à une pente très importante, de l'ordre de 25 % par décade, *i.e.* il faut augmenter de 25 % le chargement pour diminuer la durée de vie par 10. Ce résultat paraît trop sévère en régime HCF, où il est d'usage d'avoir une pente de l'ordre de 10% par décade. La non-homogénéité du substrat peut expliquer cette forte valeur. On peut supposer dès qu'un seuil en compression est atteint, l'initiation de fissure s'effectue pour un nombre de cycles relativement proche. Ce n'est que dans la phase de propagation de fissure que le chargement ralentirait plus ou moins la durée de vie à écaillage. Au niveau de la pente de Dang Van, des droites parallèles de durées de vie ont été adoptées avec les données actuelles. Si l'hypothèse évoquée ci-dessus est vraie, des droites non parallèles qui se rapprochent vers les fortes compressions seraient plus réalistes, comme illustrée dans la figure 3.55.

Ainsi, plusieurs éléments de réponse restent à investiguer dans de nouveaux projets de recherche et nécessitent d'effectuer plus d'essais. Plusieurs défis demeurent à surmonter : identifier les essais pour les rapports de charges multiaxiaux voulus, réaliser les essais sans incidents (casse de pièces environnantes, problématiques de grippage, etc.), identifier de nouveaux moyens de suivi du déroulement de l'essai, etc.

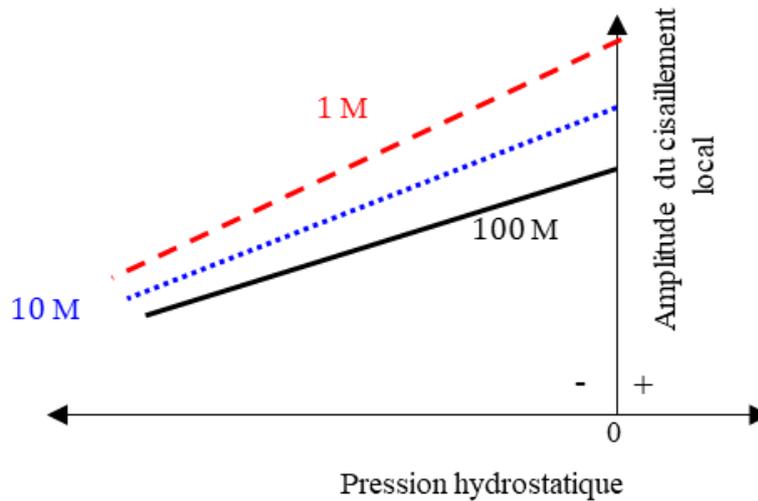


Figure 3.55 : Exemple de comportement non-linéaire en durée de vie dans le domaine de Dang Van.

Chapitre 4

Application de l'approche « durée de vie sûre » sur des cas industriels

Ce chapitre, composé de quatre parties, s'intéresse à l'application du critère préalablement choisi sur des cas industriels. La première partie exploite les données de fatigue obtenues grâce aux essais réalisés sur le banc MAPH pour déterminer la durée de vie des coussinets avec un chargement de type structure moteur. Les données nécessaires pour cette application ont été fournies par le constructeur Renault. Ce dernier a rencontré des avaries de type écaillage durant la phase de développement d'un de ses moteurs. Cette application sur des cas industriels nécessitant des calculs 3D extensifs, la deuxième partie de ce chapitre discute de l'intérêt des étapes de calculs à considérer pour déterminer correctement la durée de vie des coussinets. Ensuite, les deux dernières parties exploitent l'approche « durée de vie sûre » pour (1) évaluer l'impact de la rigidité du logement sur la durée de vie des coussinets, et (2) déterminer l'endommagement des coussinets avec l'usage d'un client.

1 Estimation de la durée de vie des coussinets sur structure

moteur

1.1 Géométrie étudiée

Un développement similaire au cas de la MAPH est effectué en passant sur une structure de paliers moteur. La séquence complète de chargement est considérée pour la prédiction de la durée de vie des coussinets. La configuration sur moteur est significativement différente par rapport à celle banc MAPH : différentes géométries de coussinet, logements, chargements, conditions limites, etc. sont pris en compte. Le chapeau et une partie du carter cylindre est considéré. Le modèle EF du palier étudié est présenté dans la figure 4.1 et possède 1 042 439 éléments avec 1 519 606 nœuds.

Le coussinet étudié est un coussinet de ligne et non de bielle. Au moment de la combustion, le vilebrequin applique un effort sur le coussinet inférieur qui se situe dans un logement de type chapeau, beaucoup plus souple que l'âme de bielle. Un seul cylindre est voisin du palier puisque le coussinet se trouve en extrémité d'arbre côté volant.

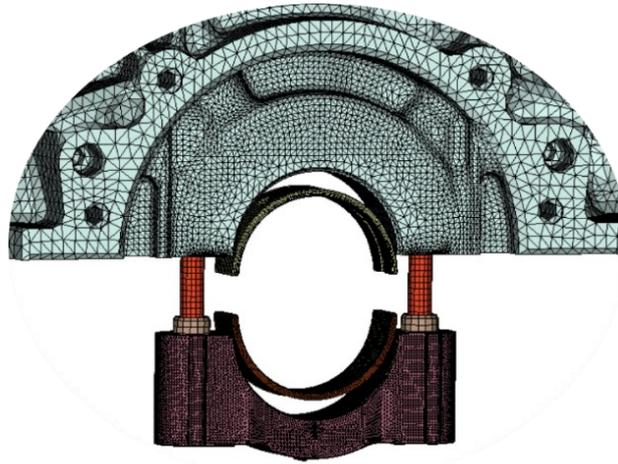


Figure 4.1 : Maillage du palier moteur étudié.

1.2 Chargements de pré-services non cycliques

Au niveau des chargements statiques, le frettage des coussinets est plus sévère, passant de 0,03 mm de longueur développée supplémentaire sous banc MAPH à 0,09 mm sous structure moteur, et la température de service est de 150 °C. L'effort de pré-service va comprimer de manière multiaxiale le coussinet et le plastifier, comme illustré dans les figures 4.2 et 4.3 :

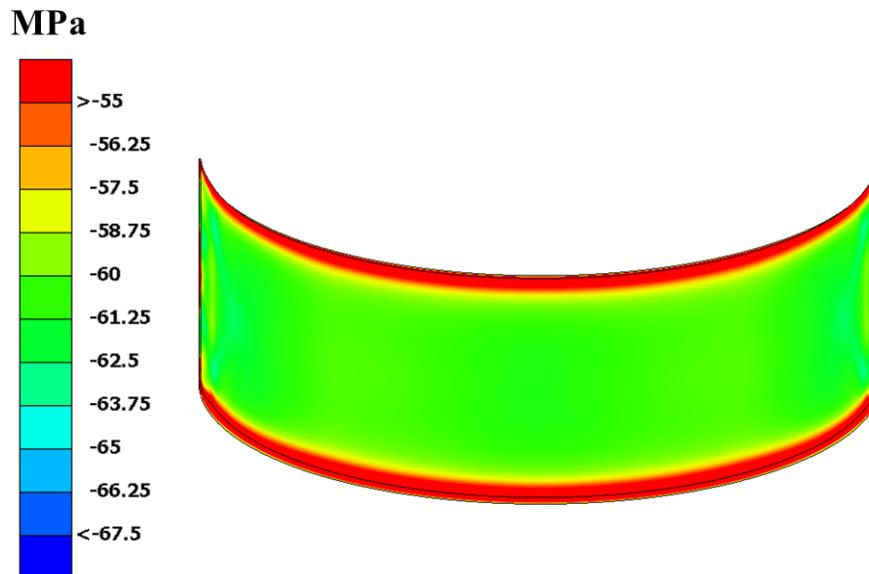


Figure 4.2 : Pression hydrostatique au niveau de la surface tribologique du substrat en Al-Sn sur une application structure moteur, après l'application de tous les efforts statiques (montage + mise en température).
Limite élastique du substrat en Al-Sn à 150°C = 67,5 MPa.

La valeur de compression hydrostatique en bords du coussinet est légèrement plus faible du fait de la capacité accrue du matériau à plus se déformer à cet endroit. Au niveau des plans de joints, la plastification est plus importante (figure 4.3) à cause de l'application de l'effort de compression dans cette zone.

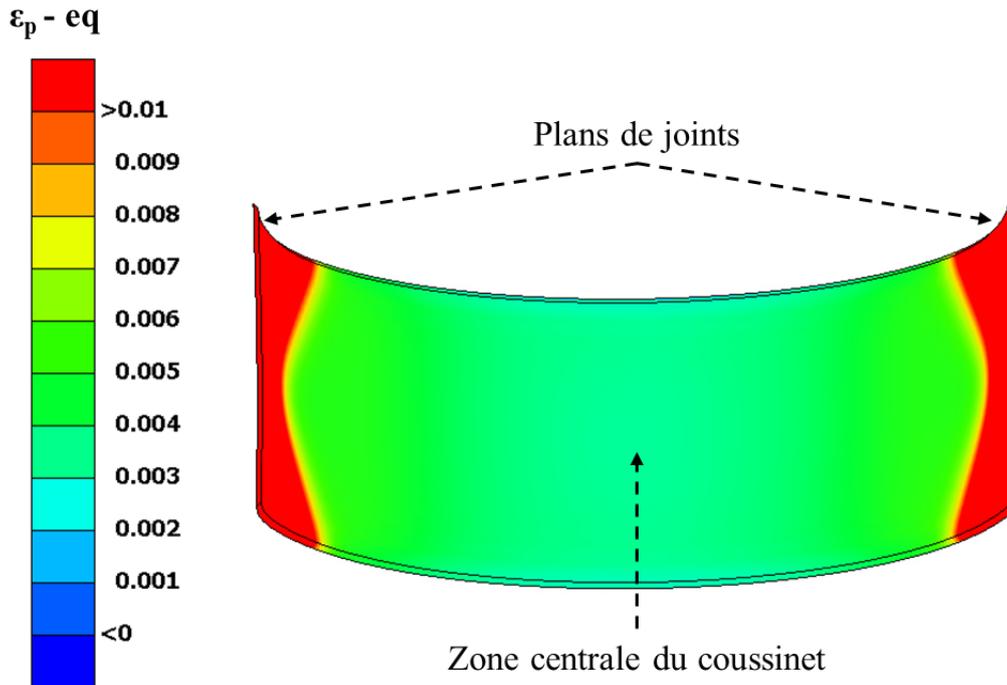


Figure 4.3 : Déformation plastique équivalente au niveau de la surface tribologique du substrat en Al-Sn sur une application structure moteur, après l'application de tous les efforts statiques (montage + mise en température).

1.3 Pression hydrodynamique cyclique

La pression hydrodynamique cyclique, calculée par EHD et illustrée dans la figure 4.4, met en valeur plusieurs zones chargées au niveau du coussinet :

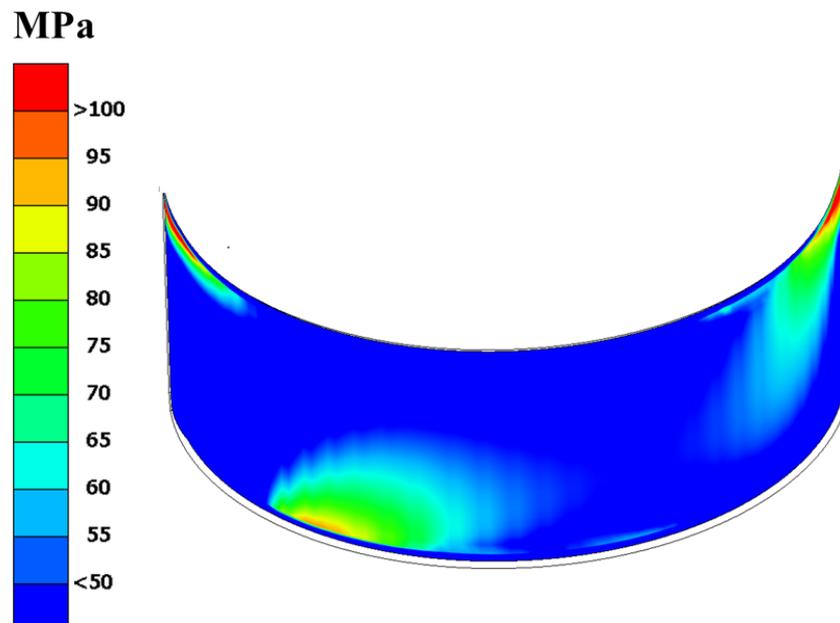


Figure 4.4 : Pression hydrodynamique maximale sur le coussinet lorsque le moteur étudié est à puissance maximale P_{max} . Cartographie obtenue à travers un calcul EHD.

Le résultat EHD, présenté ci-dessus, a été calculé lorsque le moteur est à sa puissance maximale P_{max} . Ce point de fonctionnement est le chargement le plus sévère appliqué par le moteur sur le coussinet.

1.4 Durée de vie du coussinet

Durant la phase de développement du moteur, des essais d'endurance sur structure moteur prolongés à P_{\max} ont conduit à des avaries de fatigue de type écaillage sur les coussinets 1 et 2 (tableau 4:1). Ces essais sont très sévères pour le coussinet. Ils dépassent en termes de sévérité le chargement vu par les coussinets lors de l'utilisation du véhicule chez le client.

Tableau 4:1 : Durées de vie des coussinets lors des essais sur structure moteur.

Nom du coussinet	Nombre de cas d'écaillage	Moyenne des durées de vie (millions cycles)	Durée de vie min. (millions cycles)	Durée de vie max. (millions cycles)
Coussinet 1	4	25,8	15	26,43
Coussinet 2	5	13,89	7,5	18,75

En utilisant le critère de Dang Van en compression déterminé dans le chapitre 3, les coefficients de sécurité (SF) ont été calculés pour les deux coussinets et sont illustrés dans les figures 4.5 et 4.6.

Pour le coussinet 1, le coefficient de sécurité est calculé pour une durée de vie de 20 millions de cycles. Pour le coussinet 2, le coefficient de sécurité est calculé par rapport à une durée de vie de 15 millions de cycles. Pour chaque matériau, les avaries d'écaillage identifiées sont également affichées.

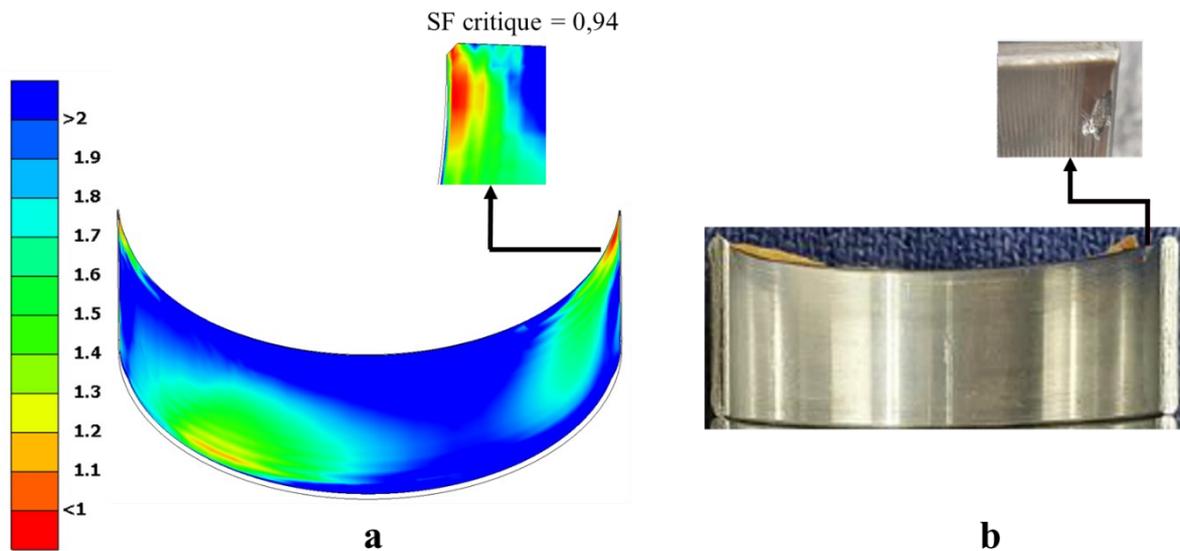


Figure 4.5 : (a) Coefficients de sécurité à 20 M de cycles pour le coussinet 1 soumis à un chargement moteur. (b) Endommagement expérimental observé lors de la phase de développement du moteur.

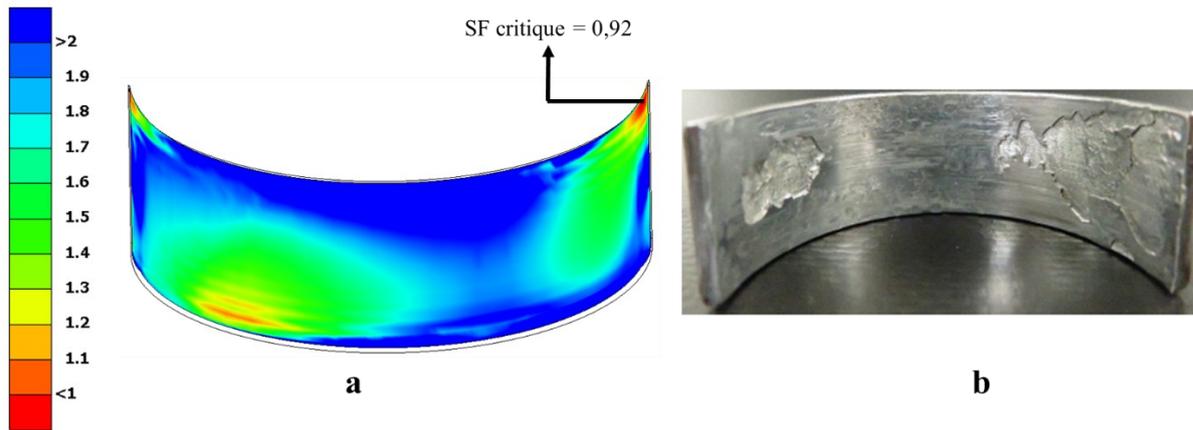


Figure 4.6 : (a) Coefficients de sécurité à 15 M cycles pour le coussinet 2 soumis à un chargement moteur.
(b) Endommagement expérimental observé lors de la phase de développement.

A partir des données obtenues avec la campagne MAPH, et avec le modèle 3D développé, la cartographie de coefficients de sécurité calculée est cohérente avec :

- le chargement hydrodynamique imposé (figure 4.4) : les zones du coussinet les plus sollicitées ont les plus petits coefficients de sécurité.
- l'endommagement expérimental (figures 4.5.b et 4.6.b): les zones d'écaillage coïncident avec l'endroit où le coefficient de sécurité est le plus petit.
- les valeurs en durée de vie : le modèle EF et le critère de fatigue prédisent l'endommagement du coussinet, à la bonne durée de vie, en déterminant un coefficient de sécurité plus petit que 1. Le coussinet 1 a écaillé pour une durée de vie expérimentale moyenne de 25,8 M cycles, avec un minimum à 15 M cycles, et le SF critique calculé à 20 M est de 0,94. Pour le coussinet 2, la durée de vie expérimentale est en moyenne de 13,89 M cycles, avec un minimum à 7,5 M cycles, et le coefficient de sécurité critique calculé à 15 M cycles est de 0,92 ;

La prédiction de l'endommagement par fatigue sur moteur indique la cohérence du critère de Dang Van adapté à la compression. En effet, les données de fatigue ont été obtenues dans une configuration relativement différente des essais MAPH où les efforts étaient beaucoup plus élevés que sur la structure moteur. Une limite matériau a été identifiée à travers les essais MAPH, et est ensuite exploitée sur une autre structure, de différent type. Le critère proposé réussit à détecter l'endommagement quand il doit avoir lieu. Un critère empirique, qui se base sur l'effort du vilebrequin par exemple ne peut identifier ce dommage.

Afin de passer d'une cartographie de coefficients de sécurité à celle de durée de vie, le cisaillement équivalent τ_{eq} et la pente de Basquin (chapitre 3) sont utilisés. La cartographie en durée de vie est affichée dans les figures 4.7 et 4.8. Le trajet critique de Dang Van est ensuite isolé, déterminant τ_{eq} , et *in fine* la durée de vie *via* la loi de Basquin (figure 3.54, chapitre 3). Les durées de vie calculées par le

critère de Dang Van modifié dans le cas de chargement en compression sont en accord avec les observations expérimentales (tableau 4:1).

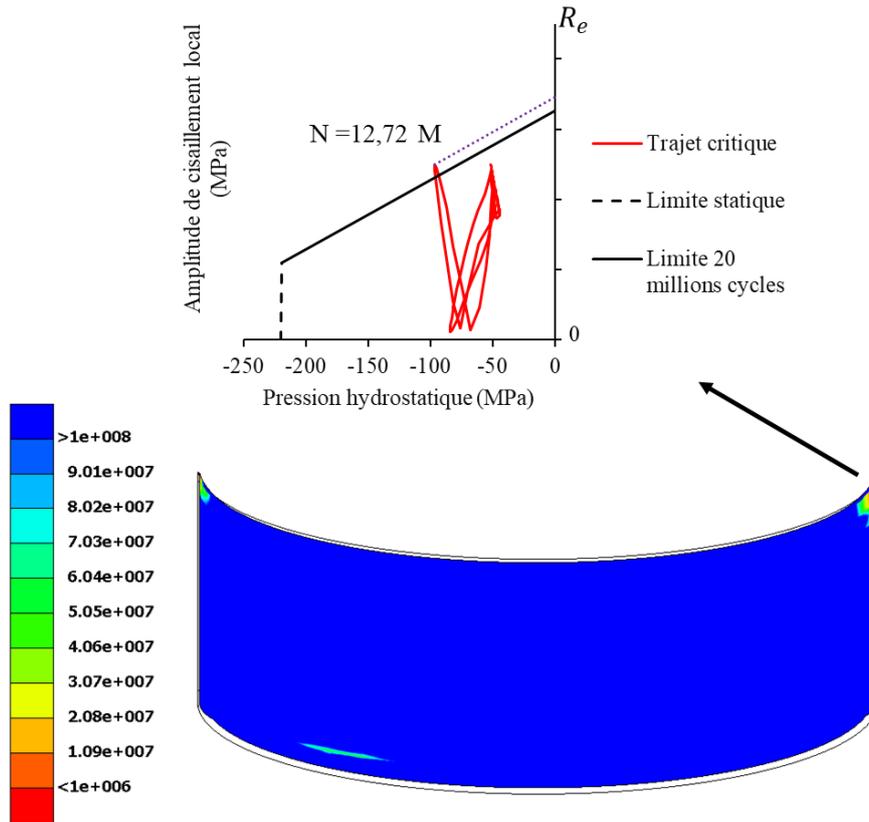


Figure 4.7 : Durée de vie calculée du coussinet 1 soumis à un chargement moteur.

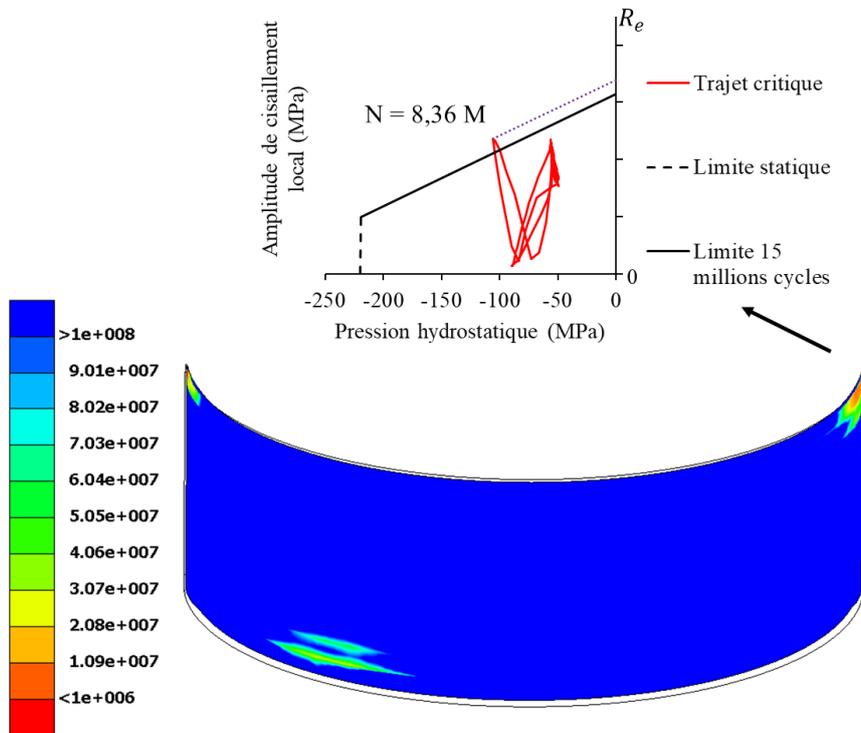


Figure 4.8 : Durée de vie calculée du coussinet 2 soumis à un chargement moteur.

1.5 Sensibilité du coefficient de sécurité au critère de fatigue

A titre de comparaison, pour étudier la sensibilité du coefficient de sécurité au critère de fatigue, certains modèles de fatigue analysés dans le chapitre 3 ont été implémentés pour l'application sur moteur. Les données de fatigue correspondant à chaque critère ont été extraites de l'essai MAPH décrit dans chapitre 3, avec une durée de vie de 7,2 millions de cycles. La figure 4.9 présente la cartographie des coefficients de sécurité pour chaque modèle de fatigue, appliqué au coussinet 1. Le SF du nœud critique pour une durée de vie de 7,2 millions de cycles est également donné.

Les cartographies de coefficients de sécurité calculées sont très sensibles au critère de fatigue adopté. Contrairement au chapitre précédent, où plusieurs modèles de fatigue présentés décrivaient bien l'endommagement par fatigue, leur exploitation sur moteur renforce le choix du critère de Dang Van.

- Modèle de contrainte normale absolue : Le coussinet peut plus se déformer avec un logement de type chapeau qu'avec une âme de bielle, la compression est donc moins importante. Ce critère ne peut détecter l'endommagement par fatigue.
- Modèle basé sur l'amplitude de la contrainte principale et modèle basé sur l'amplitude de la contrainte de von Mises : Ces deux contraintes équivalentes sont bornées par leur condition initiale : les zones les plus critiques sont identifiées mais la valeur de SF qu'ils déterminent (1,16 pour σ_1 et 0,84 pour σ_{VM}) n'est pas fiable à cause de la forte non-proportionnalité de l'état de contrainte non prise en compte dans ces critères.
- Les critères de Crossland et Papadopoulos I prédisent la même cartographie de SF. En dépit d'une cartographie cohérente avec le chargement appliqué (figure 4.4) et l'écaillage expérimental, ce modèle est plus adapté à la tension et c'est surtout l'amplitude du cisaillement local qui identifie les zones critiques du coussinet.
- Le modèle de Sines est également cohérent avec le chargement imposé mais ne prend pas en compte toute la sévérité de la compression. Cet aspect conduit à un SF moins critique que celui du modèle de Dang Van (1,20 vs 1,075) et des zones critiques moins élargies.
- Critère de Kakuno & Kawada : Avec les grandeurs utilisées (P_{Ha} et J_{2a} sans P_{Hm}), le modèle identifie un coefficient de sécurité critique moins sévère que celui obtenu par le modèle de Dang Van (1,34 vs 1,075). Dans la formulation implémentée (non prise en compte de P_{Hm}), le chargement en compression n'est pas pris en compte.
- Les critères de Findley, Stulen & Cummings, Mataka et Froustey identifient un SF proche de 1, très proche de celui de Dang Van. Cependant, comme pour le modèle de Crossland et Papadopoulos I, c'est surtout dû à l'amplitude de cisaillement local et non à la composante de contrainte normale.
- Critère de McDiarmid I : ce critère se base uniquement sur la variation d'amplitude de contrainte, et peut donc être utilisé dans le cas d'un chargement cyclique de type tension et

compression. Cependant, il limite l'effet de la contrainte normale au plan de l'amplitude de cisaillement maximal, déterminant un SF moins critique que celui identifié avec le modèle de Dang Van (1,29 vs 1,075).

Cette étude comparative entre les différents critères de fatigue a renforcé le choix de modifier le critère de Dang Van pour tenir compte du chargement en compression multiaxiale et l'estimation de l'écaillage des coussinets multicouches.

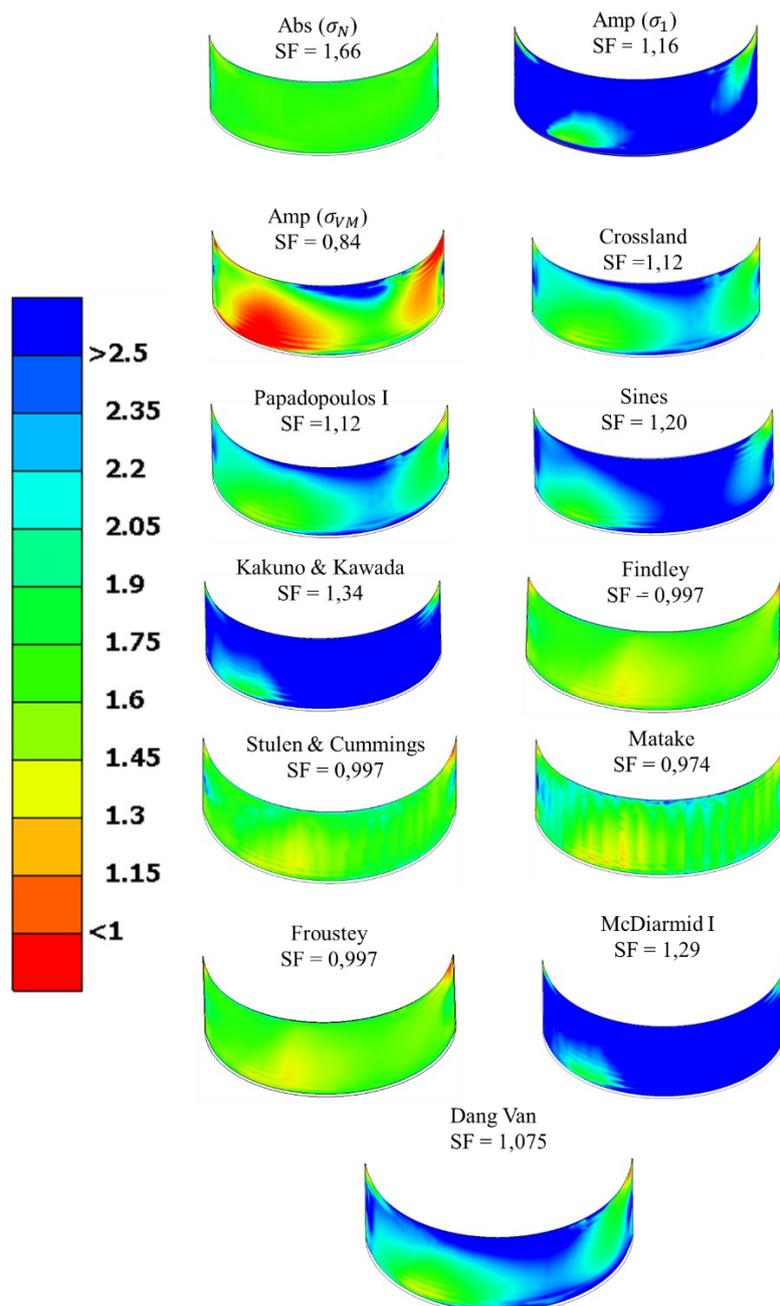


Figure 4.9 : Cartographie de coefficient de sécurité, avec différents critères, à 7,2 millions de cycle pour le coussinet 1, sous chargement de type structure moteur.

2 Influence des chargements sur la durée de vie du coussinet

La première partie de ce chapitre a utilisé les données de durées de vie obtenues avec le banc d'essai MAPH pour estimer l'écaillage des coussinets sur un palier moteur. Pour pouvoir être prédictif, le modèle numérique développé a considéré la séquence complète de chargement imposée sur le coussinet par le constructeur Renault. La simulation de l'opération de frettage et la mise en température jusqu'à la température de service (*i.e.* 150°C) a permis d'estimer les contraintes initiales avant l'application du champ de pression hydrodynamique rotatif et cyclique. Les contraintes cycliques sont ensuite post-traitées avec le critère de fatigue adopté pour déterminer la durée de vie des coussinets.

Pour être plus descriptif de la réalité, d'autres sollicitations imposées au coussinet sont à prendre en compte :

- Les chargements appliqués lors des procédés de fabrication :
 - o La mise en forme du coussinet à partir de tôle plate durant le procédé de fabrication.
 - o La mise en forme des logements (carter + chapeau). Le diamètre interne des logements pour faire passer le vilebrequin est usiné lorsque le carter et le chapeau sont serrés une première fois par les vis sans les coussinets. Cette opération permet au logement de garder une forme circulaire au moment du serrage des vis. Si ce procédé n'était pas appliqué, le serrage des vis aurait tendance à ovaliser légèrement le diamètre interne des logements.
- La variation du chargement de service cyclique due à l'usure des coussinets : Durant les premiers cycles de chargements, la surface tribologique du coussinet se rode pour mieux accommoder la distribution du champ de pression qui lui est imposé. Les pics de rugosité de la couche tribologique vont s'user à certains endroits, ce qui modifie la répartition du champ de pression de l'huile sur la surface du coussinet.

La séquence complète des chargements imposés sur les coussinets est présentée dans la figure 4.10. Les efforts en vert ont été pris en compte dans la détermination de la durée de vie des coussinets dans le paragraphe 1 de ce chapitre. En bleu sont ceux non considérés dans le paragraphe 1. Ce paragraphe discute de l'influence de chaque chargement sur l'état de contraintes du coussinet et de leur impact *in fine* sur la durée de vie.

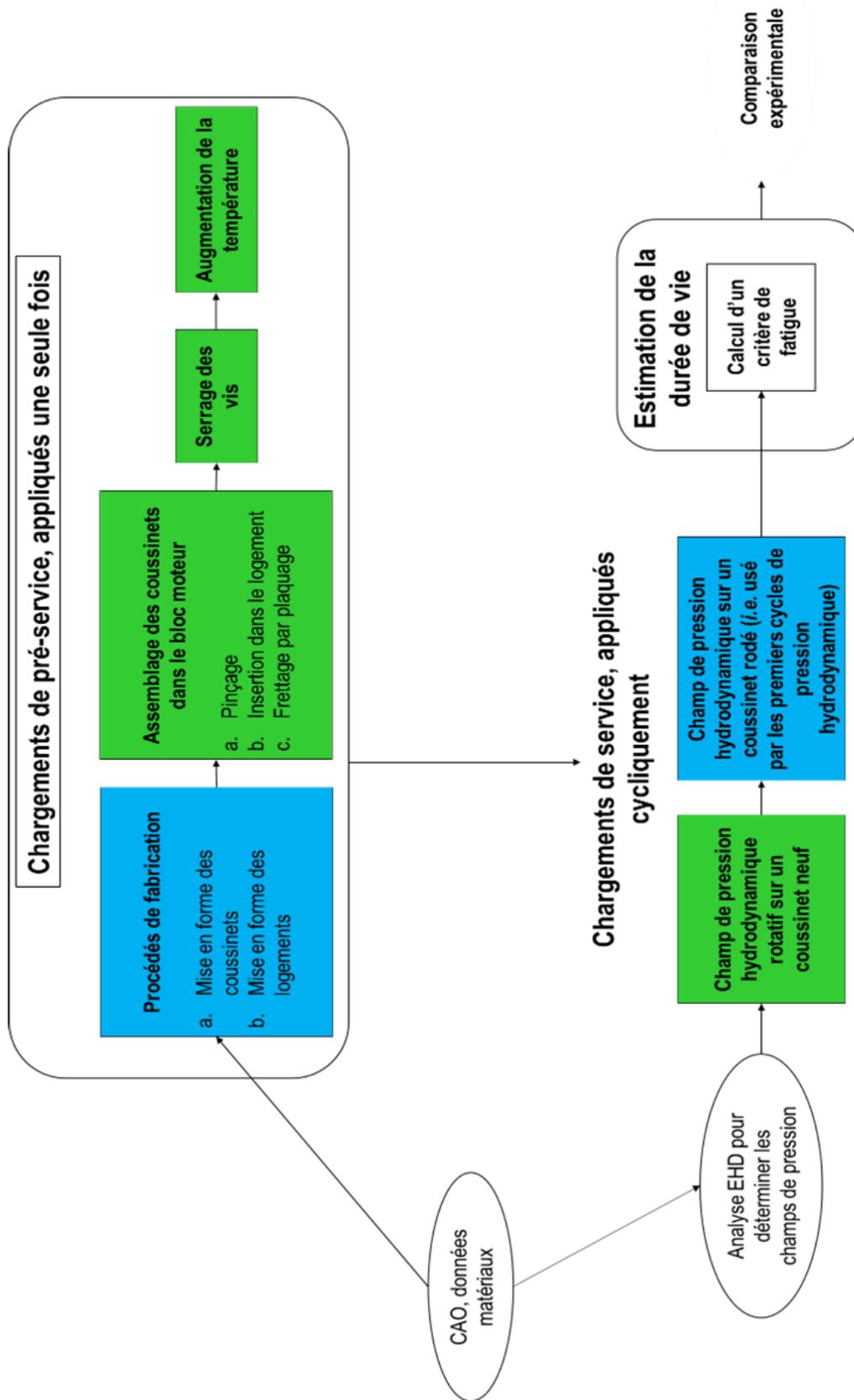


Figure 4.10 : Chaîne de calculs permettant de prendre compte la séquence complète de chargement que subit le coussinet durant son utilisation.

2.1 Effet des chargements de pré-service

2.1.1 Effet de l'assemblage des coussinets dans le bloc-moteur

Le premier calcul de sensibilité réalisé a été de déterminer l'importance de simuler tout le procédé d'assemblage des coussinets dans leur logement. Ce calcul, inclus dans les résultats du paragraphe 1 (du chapitre 4), a nécessité six étapes pour aboutir au serrage des vis sans la mise en température. Cette dernière se fait lors d'une septième étape de calcul. La prise en compte de la température est essentielle car elle permet de prendre en compte les propriétés mécaniques des matériaux aux bonnes températures lors du calcul des champs de contraintes. L'étape de serrage des vis est également indispensable car elle permet de déterminer les bonnes conditions aux limites du palier moteur avant d'imposer le champ de pression hydrodynamique cyclique. Concernant l'assemblage des coussinets dans leur logement, *i.e.* l'opération de frettage qui réduit le diamètre interne des coussinets à celui des logements, la raison est légèrement moins évidente. Les calculs précédents (figures 4.2 et 4.3) ont montré qu'il y avait plastification du substrat et une compression hydrostatique lorsqu'on simule tout le procédé d'assemblage. Si l'on considère une forme « sans frettage » des coussinets, *i.e.* les coussinets sont dessinés numériquement de façon à correspondre au diamètre de leur logement sans réaliser l'opération de frettage, il est également possible d'observer une compression multiaxiale et plastification de la couche tribologique en aluminium-étain, illustrées dans les figures 4.11 et 4.12.

Les cartographies de pression hydrostatique sont très proches en simulant ou non l'assemblage par frettage (figure 4.11). Pour le niveau de déformation plastique, l'impact de l'assemblage est beaucoup plus important. La distribution des déformations plastiques équivalentes de von Mises (figure 4.12) est homogène au niveau du substrat lorsqu'on ne simule pas l'assemblage avec une déformation constante de 0,3 % (figure 4.12.a). Dans le cas où l'assemblage par frettage est pris en compte dans les calculs, la plastification atteint 0,6 % au centre et jusqu'à 5% au plan de joint (figure 4.12.b). Cette plastification supplémentaire en compression impacte par la suite les contraintes cycliques lors de l'effort hydrodynamique et change *in fine* la durée de vie calculée.

Dans les figures 4.13 et 4.14, trois cartographies de coefficients de sécurité calculées pour une durée de vie de 20 millions de cycles avec le coussinet 1 sont présentées :

- Cartographie de SF qui ne considère pas l'assemblage par frettage des coussinets dans le calcul des contraintes initiales (figure 4.13.a).
- Cartographie de SF qui considère l'assemblage par frettage des coussinets dans le calcul des contraintes initiales (figure 4.13.b).
- Cartographie qui présente l'écart entre les deux configurations ci-dessus (figure 4.14).

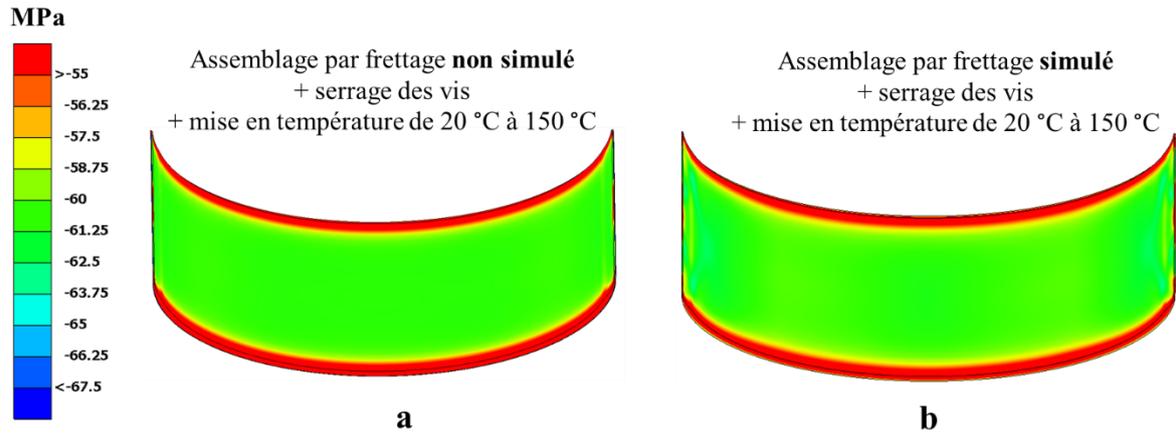


Figure 4.11 : Pression hydrostatique à la surface tribologique du substrat après le serrage des vis du palier et la mise en température, (a) sans prendre en compte l'assemblage par frettage des coussinets, (b) en prenant en compte l'assemblage par frettage des coussinets. Limite élastique aluminium-étain à 150°C = 67,5 MPa.

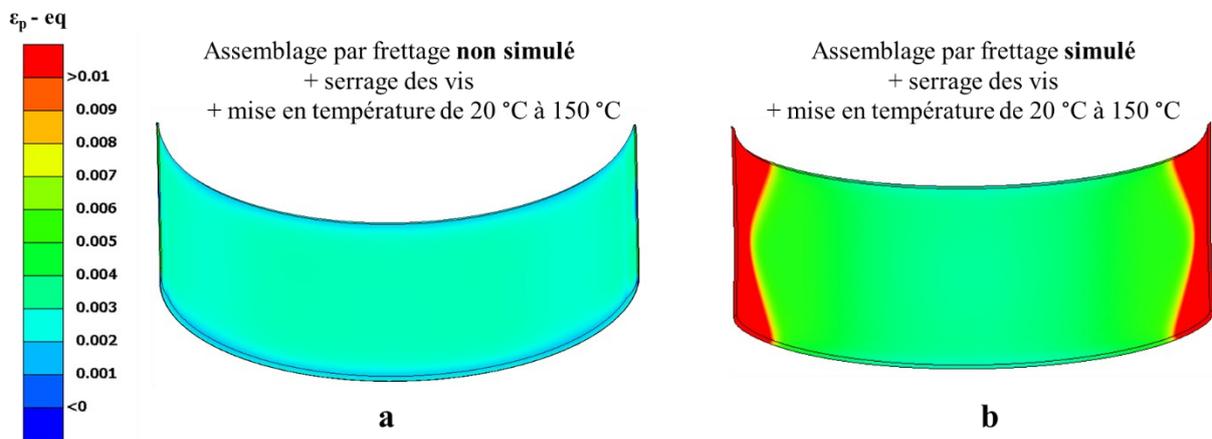


Figure 4.12 : Déformation plastique équivalente au sens de von Mises à la surface tribologique du substrat après le serrage des vis du palier et la mise en température, (a) sans prendre en compte l'assemblage par frettage des coussinets, (b) en prenant en compte l'assemblage par frettage des coussinets.

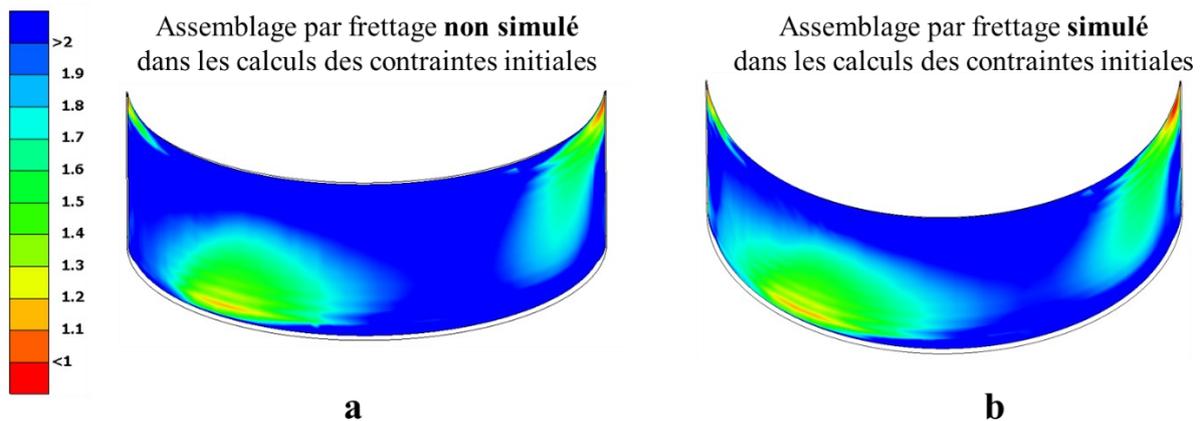


Figure 4.13 : Cartographie de coefficients de sécurité du coussinet 1 pour 20 millions de cycles sous chargement moteur, (a) sans simuler l'assemblage par frettage, (b) en simulant l'assemblage par frettage.

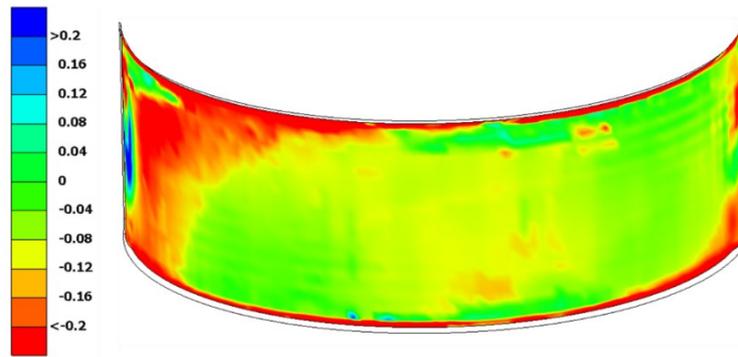


Figure 4.14 : Cartographie montrant la différence de coefficients de sécurité à 20 millions cycles pour le coussinet 1 sous chargement moteur, SF (avec assemblage) – SF (sans assemblage).

La figure 4.13 montre des zones critiques plus étendues au niveau du coussinet lorsque l'assemblage par frettage est pris en compte dans le calcul des contraintes initiales. La figure 4.14 affiche de larges zones en rouge. Celles-ci ont un coefficient de sécurité plus critique d'au moins 0,2 lorsque l'assemblage par frettage est pris en compte. Une différence de 0,2 en SF multiaxial impacte fortement la durée de vie lorsque qu'on est en régime HCF. Dans la figure 4.15, le trajet de contrainte cyclique, dans l'espace du critère de Dang Van, associé au nœud critique du coussinet est affiché. Nous remarquons que prendre en compte l'opération de frettage dans les contraintes initiales est important pour le calcul des contraintes cycliques et donc le calcul de la durée de vie.

En prenant en compte l'assemblage, l'amplitude de cisaillement local est significativement plus élevée. Cette augmentation fait passer la durée de vie de 66,67 M à 12,72 M cycles, en utilisant les données obtenues par les essais MAPH. Il devient alors possible de détecter le dommage obtenu lors des essais sur structure moteur avec une durée de vie moyenne de 25,8 M cycles. La prise en compte du montage, et la plasticité qu'il induit au niveau du coussinet, est donc nécessaire pour une meilleure prédiction de la durée de vie des coussinets et de l'occurrence de l'endommagement par écaillage.

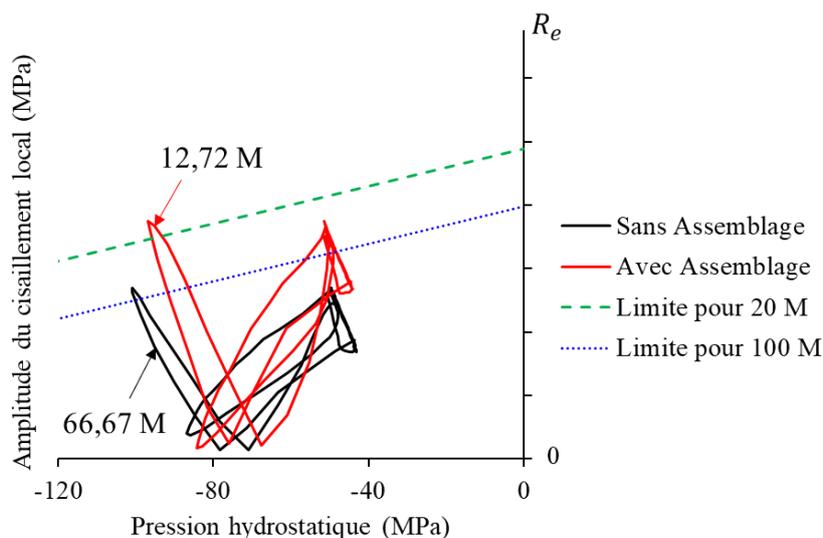


Figure 4.15 : Trajet de Dang Van du nœud critique, et durée de vie associée, avec et sans simulation de l'assemblage par frettage des coussinets.

2.1.2 Effet du procédé de mise au rond sur la durée de vie des coussinets

La deuxième étude de sensibilité est l'effet de la prise en compte du procédé de mise au rond sur la durée de vie des coussinets. Lors du procédé de fabrication, les diamètres internes du carter et du chapeau sont usinés lorsque ces deux pièces sont serrées en l'absence des coussinets. Cette technique permet aux logements de garder une forme circulaire, et non ovale, lorsque l'assemblage par frettage des coussinets est effectué et le serrage des vis du palier est réalisé. Numériquement, ce procédé est modélisé par un premier serrage du carter et du chapeau sans les coussinets. Ce premier serrage va augmenter le diamètre du logement du vilebrequin aux plans de joints et le diminuer au niveau du centre des pièces, parvenant à une forme ovale. La figure 4.16 montre le déplacement radial de la surface interne des logements (chapeau + carter) après ce premier serrage. L'élargissement maximal au plan de joint est de 25 μm et le rétrécissement maximal est en milieu du chapeau et est de 100 μm .

Pour prendre en compte le procédé de mise au rond, le champ de déplacement radial à la surface des logements est enregistré puis est transféré négativement dans le maillage du chapeau et du carter. L'assemblage des coussinets est ensuite effectué avec ce nouveau maillage de logement, rendant ainsi la surface du chapeau et du carter parfaitement circulaire, après le serrage des vis.

Au niveau des coussinets, après l'application de tous les chargements de pré-service (assemblage par frettage + serrage des vis + mise en température), la cartographie de déformation plastique équivalente de von Mises est présentée à la surface libre du substrat dans la figure 4.17.

Entre les deux cartographies (avec prise en compte ou non du procédé de mise au rond), la différence est infime. La plastification au nœud avec la plus petite durée de vie varie de 5,22 % sans prendre en compte le procédé de mise au rond à 5,02 % lorsque celui-ci est considéré. Ce nœud est au niveau du plan de joint (figure 4.17), il plastifie moins car la mise au rond a élargi le logement à cet endroit, relaxant légèrement l'effort de frettage. A certains endroits, là où il y a réduction de diamètre, *i.e.* dans la zone centrale du coussinet, le procédé de mise au rond augmente le niveau de plastification (*e.g.* à 90° du plan de joint, la déformation plastique équivalente au sens de von Mises augmente de 0,624 % à 0,655 %). La différence reste cependant très faible : au niveau de la courbe d'écrouissage, cela correspond aux mêmes niveaux de contrainte de von Mises.

Contrairement à l'assemblage par frettage, qui modifie significativement la plasticité du substrat en aluminium-étain, le procédé de mise au rond a un faible effet sur le comportement ultérieur des coussinets lors de l'application de l'effort cyclique associé au fonctionnement du moteur. L'impact sur le coefficient de sécurité est très faible : au nœud critique (*i.e.* correspondant à la plus petite durée de vie) et pour une durée de vie à 20 M cycles, le SF, passe de 0,9432 (absence de prise en compte du procédé de mise au rond) à 0,9562 (prise en compte du procédé de mise au rond) (*cf.* figure 4.18). Pour la configuration étudiée, la zone critique du coussinet se situe au plan de joint, l'absence de prise en compte du procédé de mise au rond conduit à une légère sous-estimation de la durée de vie du coussinet.

Pour cette raison, ce procédé peut ne peut pas être considéré dans les calculs de durées de vie des coussinets.

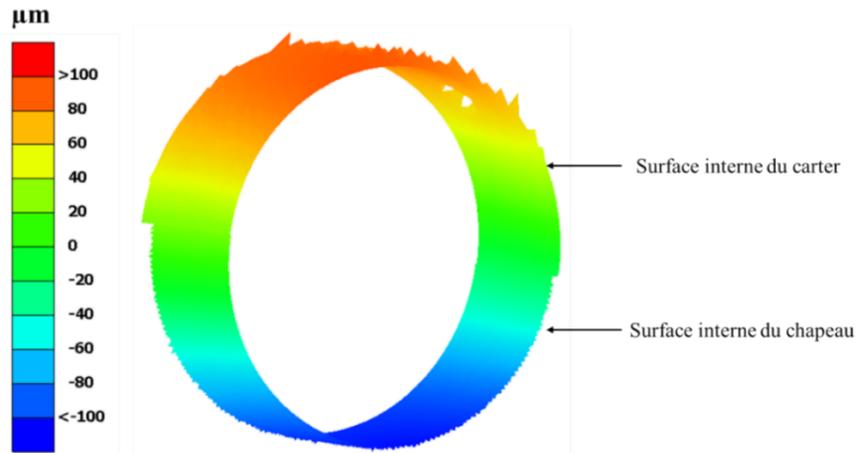


Figure 4.16 : Déplacement radial du diamètre interne des logements après un premier serrage sans coussinets.

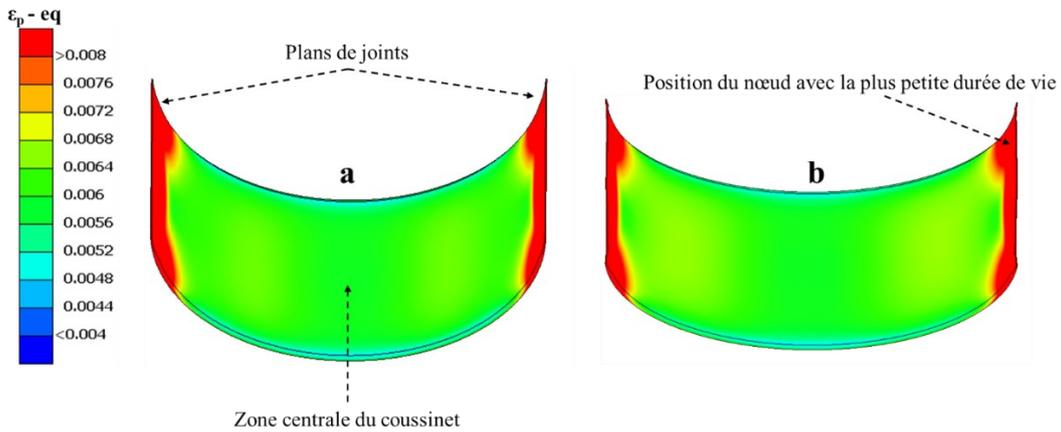


Figure 4.17 : Déformation plastique équivalente de von Mises à la surface libre du substrat, après l'assemblage par frettage, le serrage des vis et la mise en température, (a) sans tenir compte du procédé de mise au rond, et (b) en tenant compte du procédé de mise au rond.

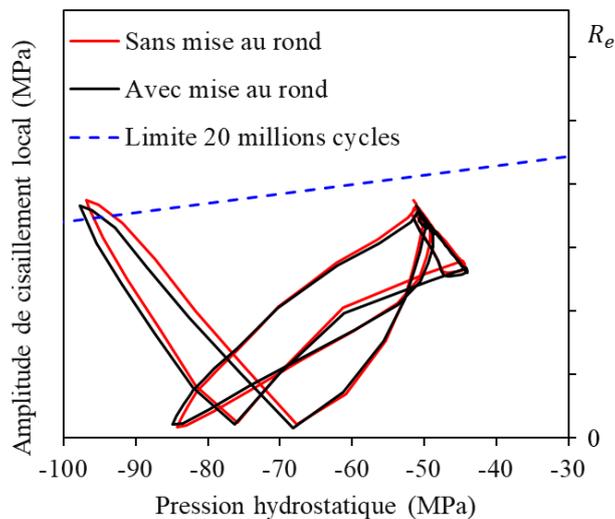


Figure 4.18 : Trajet de Dang Van critique sur structure moteur en considérant le procédé de mise au rond.

2.1.3 Effet du procédé de fabrication des coussinets

Durant le procédé de fabrication réalisé par le fournisseur, le coussinet subit trois opérations qui conduisent à une plastification de ses différentes couches de matière : le laminage (comprenant le colaminage du multicouche), le cintrage et la conformation (l'enlèvement du poinçon et stabilisation de la coquille cylindrique au diamètre final souhaité). Dans la première opération, une importante compression radiale est imposée sur le coussinet pour réduire son épaisseur et permet l'adhésion des différentes couches de matériaux. La seconde étape applique un effort de flexion sur le coussinet plat : la surface libre de la couche tribologique est soumise à des contraintes de compression, et la surface libre du dos subit des contraintes de traction. Dans la dernière opération, une fois que le poinçon est enlevé, il y a un retour élastique du dos en acier entraînant avec lui le substrat et la couche d'accroche. La surface libre du substrat est alors sujette à des contraintes de type traction suivant sa circonférence. Après ces trois étapes, le fabricant impose une succession de traitements thermiques sur la pièce pour relaxer toutes les contraintes induites. Par rapport à la loi d'érouissage sur tôle plate, le substrat en aluminium-étain a subi une plastification dans le domaine de sollicitation en compression. Les propriétés mécaniques du multicouche ont évolué. Dans ces travaux de thèse, l'effet du cintrage n'a pas été considéré dans les propriétés matériaux ou dans les simulations numériques par manque de données. Les caractérisations des propriétés mécaniques ont été réalisées sur des couches de matériaux minces avant l'opération de mise en forme (les données matériaux ont été communiquées par les fournisseurs). Dans la littérature, Burke *et al.* [75, 76] ont simulé par EF l'opération de cintrage et ont trouvé des contraintes tangentielles 200 % supérieures à la limite élastique du substrat. Les auteurs ont ensuite nuancé les valeurs de leur résultat : de faibles différences de dureté au niveau du substrat ont été relevées entre un coussinet plat et un coussinet cintré. Si des contraintes résiduelles subsistaient du fait du cintrage, des variations de dureté auraient été mesurées. Dans notre étude, nous avons considéré que les propriétés mécaniques du multicouche sont celles avant cintrage et que le coussinet est libre de toute contrainte résiduelle du fait des traitements thermiques qu'il a subis après les opérations de laminage, cintrage et conformation. Par ailleurs, les essais de fatigue sont faits directement sur un coussinet cintré, les résultats expérimentaux en durée de vie tiennent donc compte du cintrage.

2.2 Effet de l'usure de la surface libre du substrat

Le fonctionnement d'un moteur implique la rotation du vilebrequin dans un logement et les coussinets sont les pièces en contact avec le vilebrequin *via* un contact lubrifié avec de l'huile sous pression. A leur état d'origine, la surface tribologique des coussinets n'est pas lisse mais comporte des pics de rugosité voulues par les procédés de fabrication. En effet, ces aspérités guident suivant la direction circonférentielle l'huile durant sa rotation. Durant les premiers cycles de fonctionnement du moteur, la surface des pièces en contact accommode les mouvements de rotation relatifs. En fonction de la distribution du champ de pression qui lui est imposé, la surface tribologique du coussinet s'use. Cela se

traduit par l'abaissement, voire l'effacement de certaines aspérités. Or ces dernières modifient la répartition du champ de pression de l'huile appliquée sur la surface libre. Le phénomène d'usure est très rapide et survient durant la période de rodage du moteur. Durant les essais de validation lors de la phase de développement, la période de rodage de tout le moteur est de 2% de la durée totale de l'essai. Nous observons durant cette phase une diminution des pertes de la puissance fournie du fait des frottements.

Dans un moteur à combustion interne, le chargement réel subi par les coussinets est le chargement qui tient compte de l'usure due au rodage. Les résultats du paragraphe 1 de ce chapitre considéraient le champ de pression hydrodynamique obtenu avec un coussinet neuf non rodé. Pour prendre en compte l'effet du rodage sur la durée de vie des coussinets, un coussinet ayant achevé son essai sur moteur sans endommagement a été récupéré. Une machine à mesure tridimensionnelle (MMT) a ensuite été utilisée pour mesurer l'épaisseur du coussinet rodé sur toute sa surface. Une comparaison avec un coussinet neuf permet d'identifier les zones usées et de quantifier l'enlèvement de matière provoqué durant la période de rodage. La figure 4.19 montre le coussinet rodé utilisé (a) et la cartographie d'usure associée (b).

L'usure maximale observée est de $8,75 \mu\text{m}$. La morphologie de la surface usée est ensuite introduite dans le calcul EHD pour tenir compte des variations d'épaisseurs dues à l'usure. Suivant la position des nœuds, un déplacement radial est rajouté. Ce jeu supplémentaire donne plus d'espace pour l'huile à certains endroits, changeant la répartition de la pression de l'huile.

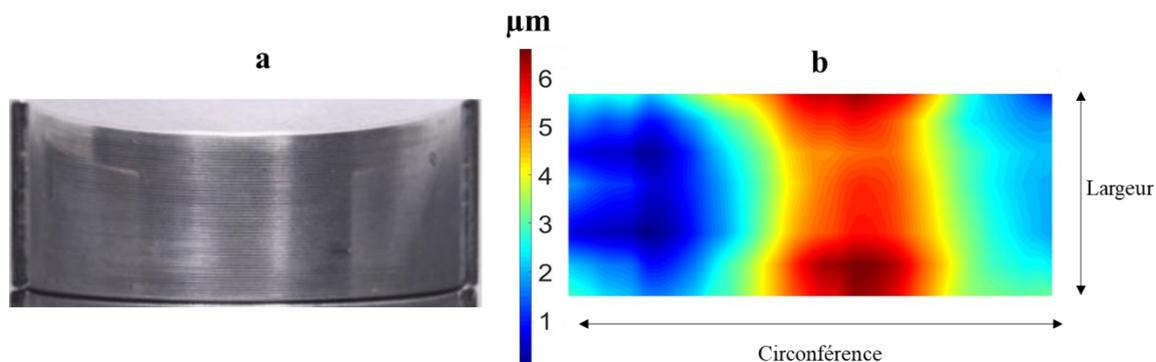


Figure 4.19 : (a) Coussinet rodé où la mesure 3D a été effectuée. (b) Cartographie de l'usure (en μm) au niveau de la couche tribologique.

Dans la figure 4.20, deux cartographies sont présentées : la cartographie de pression maximale observée à la surface du coussinet durant un cycle (a) sans prendre en compte le rodage, (b) en prenant en compte le rodage. La figure 4.21 montre la différence entre les deux cartographies (*i.e.* champ de pression sans rodage – champ de pression avec rodage).

La figure 4.20 montre que l'usure du coussinet due au rodage translate le champ de pression vers l'intérieur du coussinet et l'étale sur une plus grande surface. Avec un coussinet neuf, de fortes pressions sont localisées dans une zone très restreinte en bords, alors qu'avec un coussinet rodé la pression

maximale est redistribuée sur une plus grande surface du substrat. Le rodage relaxe les efforts en bords du coussinet (en rouge dans la figure 4.21) et le surcharge en son centre (en bleu dans la figure 4.21).

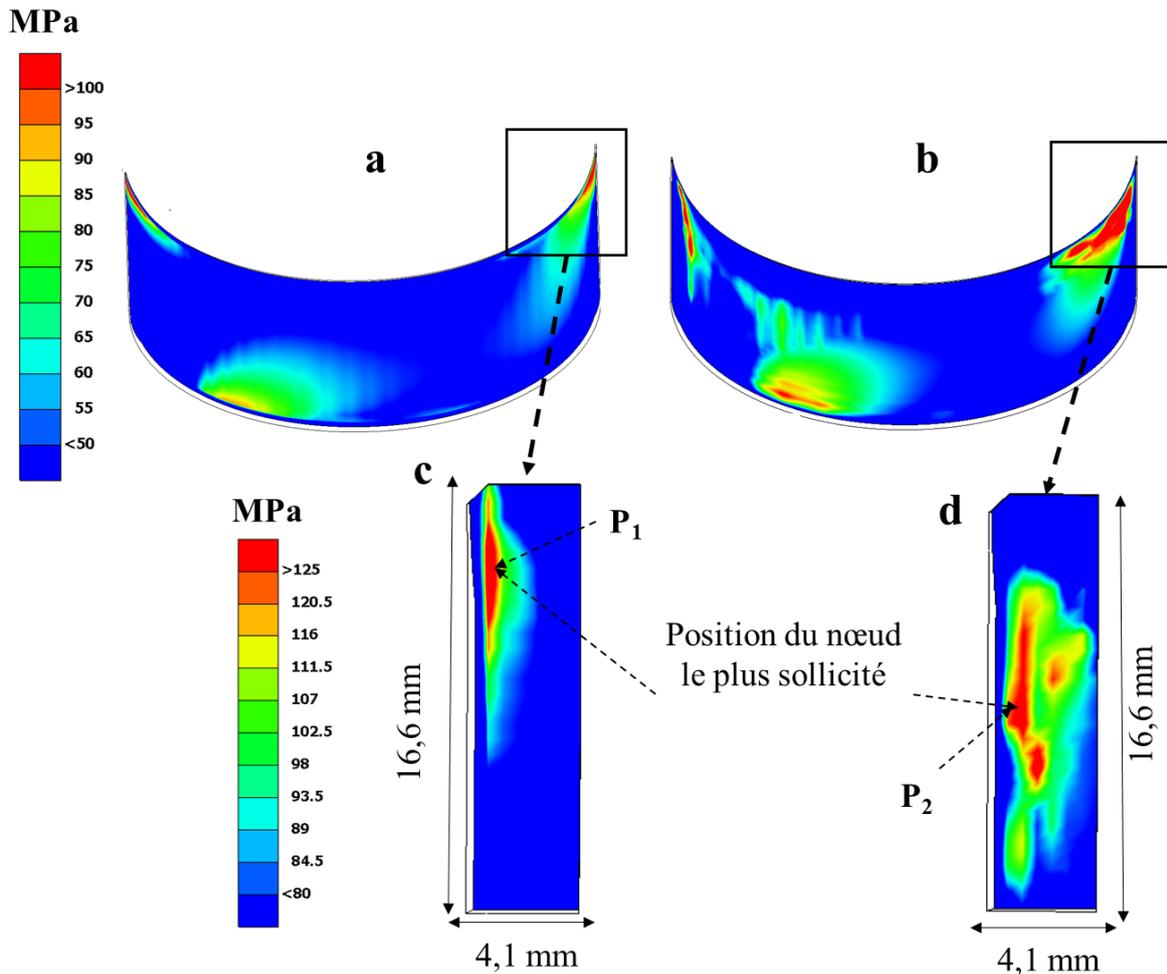


Figure 4.20 : Pression d'huile maximale appliquée sur le coussinet durant un cycle moteur à P_{max} . (a) cartographie sur toute la surface du coussinet sans prise en compte du rodage, (b) cartographie sur toute la surface du coussinet en prenant en compte le rodage, (c) cartographie localisée dans la zone la plus chargée sans prise en compte du rodage, (d) cartographie localisée dans la zone la plus chargée avec prise en compte du rodage. La légende du dessus est associée aux cartographies (a) et (b). La légende du dessous est associée aux cartographies (c) et (d).

Avec ce nouveau chargement sur un coussinet rodé, la cartographie des coefficients de sécurité est calculée par rapport à une durée de vie de 20 millions de cycles. La figure 4.22 montre la cartographie de SF déterminée (a) sans prendre en compte le rodage, (b) en prenant en compte le rodage, et (c) un cas d'écailage expérimental observé sur moteur.

Pour quantifier l'effet du rodage sur la durée de vie, le nœud avec le coefficient de sécurité le plus faible est isolé dans les deux cas (figure 4.22.a et figure 4.22.b). Ces nœuds ne sont pas positionnés au même endroit au niveau de la surface libre du coussinet, bien qu'étant proches (figure 4.20.c et figure 4.20.d). Le point P_1 est le nœud critique en durée de vie sans la prise en compte du rodage. Le point P_2 est le

nœud critique en durée de vie avec la prise en compte du rodage. Leur trajet de contrainte dans l'espace du critère de Dang Van est donné dans la figure 4.23.

L'effet du rodage sur les trajets de contraintes multiaxiales des points P_1 et P_2 est présenté dans les figures 4.24 et 4.25.

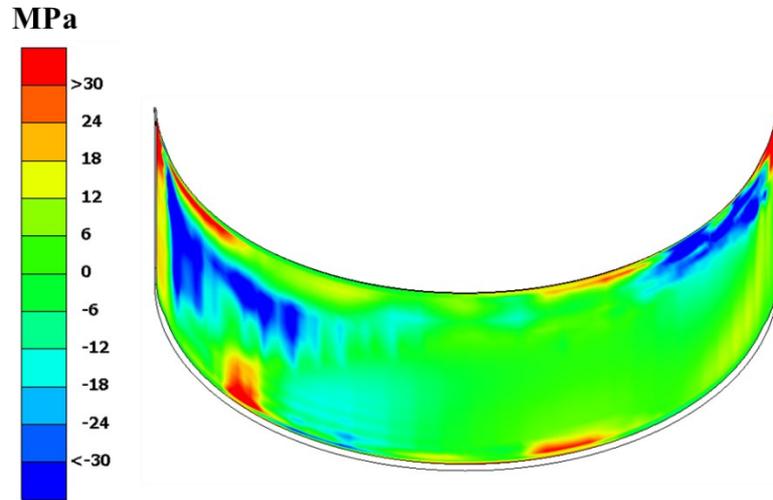


Figure 4.21 : Ecart de champs de pression hydrodynamique identifiés sans la prise en compte et avec la prise en compte du rodage.

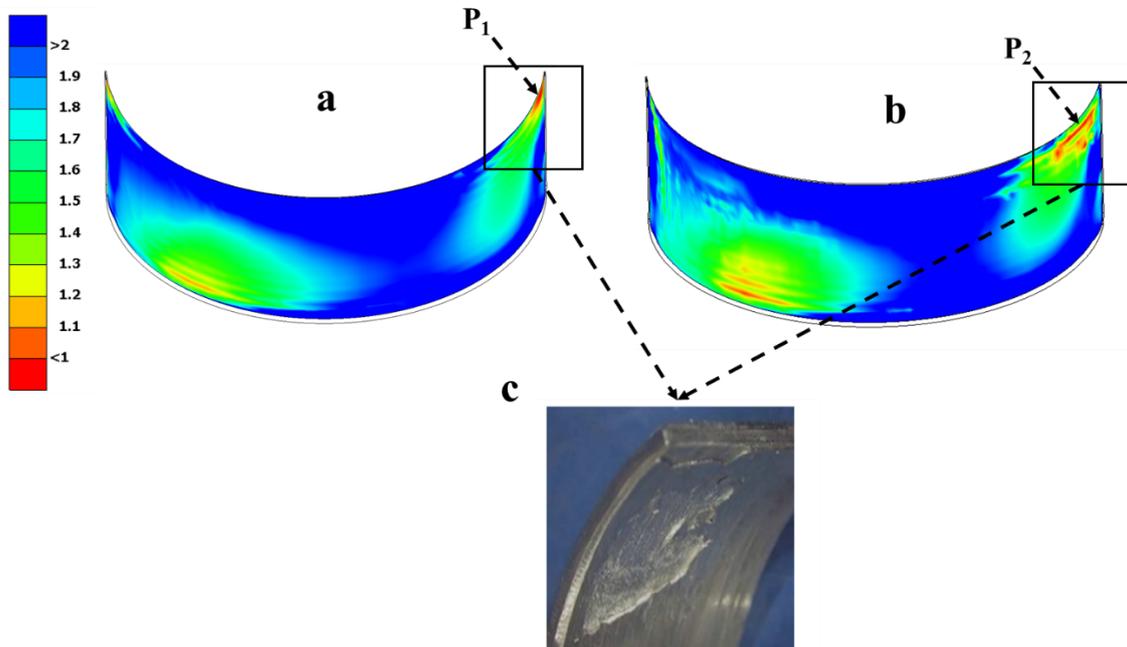


Figure 4.22 : Coefficients de sécurité à 20 millions de cycles à P_{max} , (a) sans prendre en compte le rodage, (b) en prenant en compte le rodage et (c) écaillage observé expérimentalement lors d'un essai de validation sur moteur.

La figure 4.23 montre qu'en prenant en compte le rodage, le trajet de contrainte du nœud critique est translaté vers plus de compression dans l'espace du critère de Dang Van. Dans le cas de la prise en

compte du rodage, la zone sollicitée se rapproche du centre du coussinet, elle est entourée par plus de matière et est donc plus comprimée. Cependant à cet endroit le coussinet se déforme moins, ce qui diminue également l'amplitude du cisaillement local. En termes de durée de vie du coussinet, les deux configurations (avec et sans prise en compte du rodage) aboutissent à un résultat similaire : le cisaillement équivalent τ_{eq} diminue de 51,81 à 51,67 MPa avec le rodage, et la durée de vie augmente de 12,72 millions à 12,99 millions.

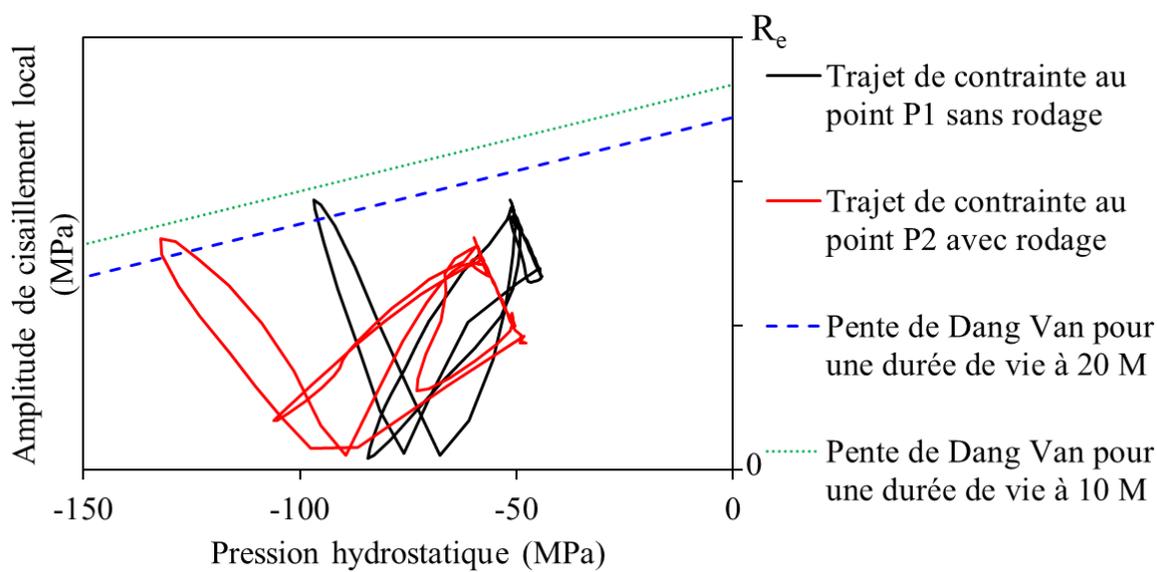


Figure 4.23 : Effet du rodage sur le trajet de contrainte du nœud critique en durée de vie.

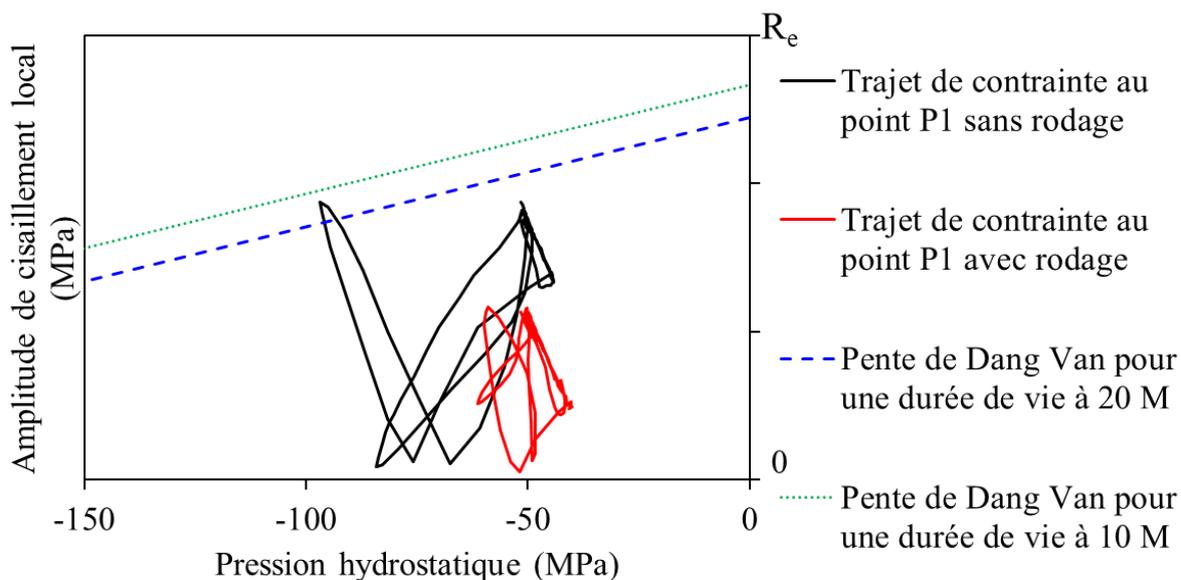


Figure 4.24 : Effet du rodage sur le trajet de contrainte du nœud P1. Le nœud P1 est le nœud critique en durée de vie identifié sans la prise en compte en compte du rodage.

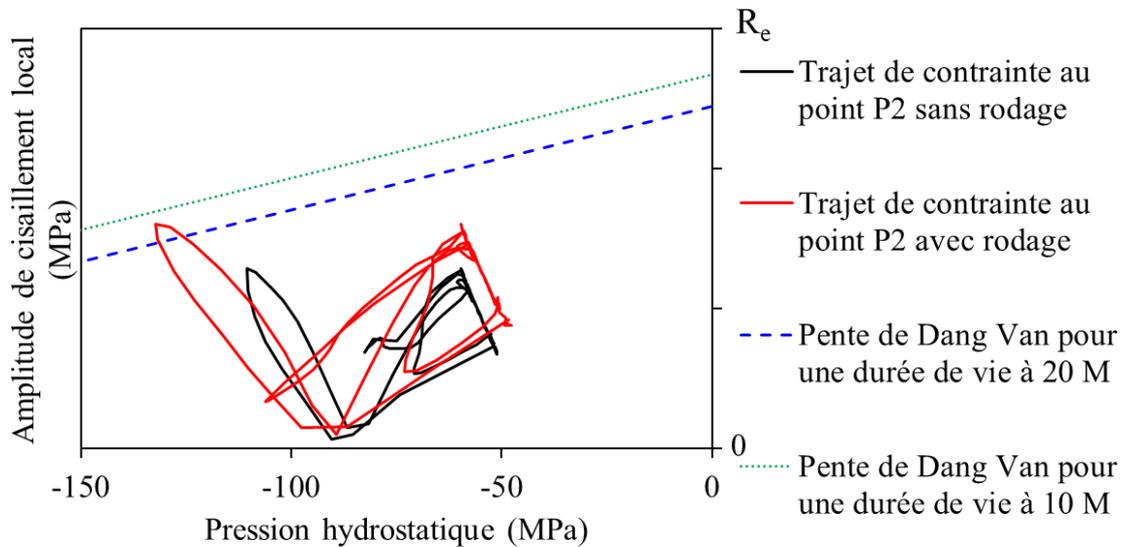


Figure 4.25 : Effet du rodage sur le trajet de contrainte du nœud P2. Le nœud P2 est le nœud critique en durée de vie identifié avec la prise en compte en compte du rodage.

Les figures 4.24 et 4.25 montrent que la prise en compte du rodage modifie la durée de vie en un point donné. Le chargement cyclique appliqué étant différent, cela était attendu. Dans ce cas présenté, la durée de vie estimée du coussinet est similaire avec ou sans la prise en compte du rodage. Le résultat de ce cas particulier ne peut-être cependant généralisé. Un autre coussinet sujet à un autre chargement va s'user différemment, conduisant à un effet différent sur la durée de vie estimée. Le chargement cyclique avec la surface rodée du coussinet représente la très grande majorité du chargement cyclique qui est imposé au coussinet. En effet, lors d'essais sur moteur, la période de rodage ne représente que 2% de la durée totale de l'essai. Pour être précis dans les calculs de durée de vie (nombre de cycles, cartographie de SF), il est important de tenir du chargement le plus réaliste qui prend en compte le rodage.

En outre, comme présenté dans la figure 4.20, l'usure de la surface des coussinets a permis de redistribuer le champ de pression hydrodynamique sur une plus grande surface. Un plus grand volume de matière est donc sollicité, augmentant donc la probabilité d'amorcer une fissure de fatigue qui conduit à l'écaillage. Cela implique des gradients d'efforts et de contraintes moins élevés dans la zone la plus sollicitée. Le lissage de la surface du coussinet par le rodage évite la localisation de l'effort en une zone très restreinte en bords et augmente la probabilité d'apparition de l'écaillage si elle doit avoir lieu.

Enfin, la prise en compte du rodage peut permettre d'identifier un profil de coefficient de sécurité plus cohérent avec l'écaillage expérimental. En effet, lors d'essais sur moteur, certains enlèvements de matière s'étendaient sur une zone du coussinet plus centralisée et relativement large (figure 4.22.c). Une investigation plus détaillée est toutefois nécessaire pour confirmer ce point. La majorité des essais sur moteur s'étant arrêtée après l'écaillage du coussinet lorsque celui-ci est intervenu, il est difficile d'estimer l'effet de l'enlèvement de matière sur la surface du coussinet.

3 Impact de la rigidité du logement sur la durée de vie des coussinets

Dans cette partie, on exploite le critère de fatigue implémenté dans le chapitre 3 pour déterminer l'impact de la rigidité des logements des coussinets sur leur durée de vie. L'intérêt industriel est de pouvoir quantifier l'épaisseur de matière des pièces environnantes pour garantir la tenue en fatigue du multicouche. En configuration industrielle, il est d'usage d'épaissir le logement des coussinets pour garantir leur tenue en fatigue. Ainsi, le multicouche est soumis à moins de déformation et a une plus longue durée de vie. Le désavantage de cette approche empirique est qu'elle oblige à avoir un logement plus épais. Avec le critère de tenue en fatigue adopté, il est possible de quantifier de combien exactement doit être l'épaisseur du logement pour garantir la tenue des coussinets. Ce paragraphe présente la durée de vie du coussinet soumis à un même chargement mais avec différentes géométries de chapeaux. Le chargement correspond au cycle de la pression hydrodynamique calculée par EHD à la puissance maximale du moteur. L'impact sur la durée de vie des coussinets est ensuite quantifié.

Les quatre géométries de chapeaux sont présentées dans la figure 4.26. A titre informatif, une raideur leur est associée : elle est déterminée grâce au calcul du déplacement que subit le chapeau sous un effort unitaire en son centre.

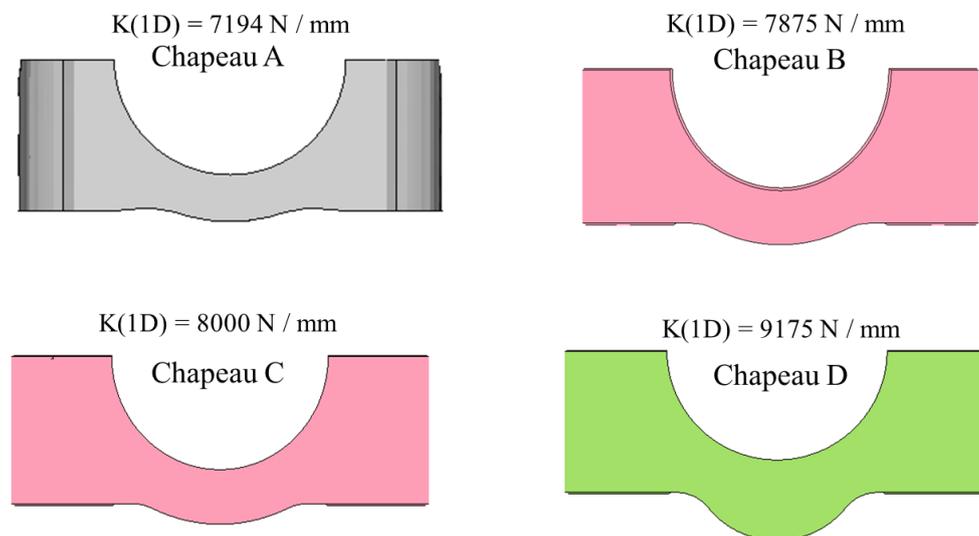


Figure 4.26 : Différentes géométries de chapeaux utilisés pour calculer l'impact de la rigidité sur la durée de vie du coussinet.

La distribution du champ de pression hydrodynamique est calculée avec chaque géométrie, et est illustrée dans la figure 4.27. Les coefficients de sécurité à 20 millions de cycles sont ensuite calculés en utilisant le modèle de Dang Van adapté à la compression. La cartographie associée à chaque géométrie est donnée dans la figure 4.28.

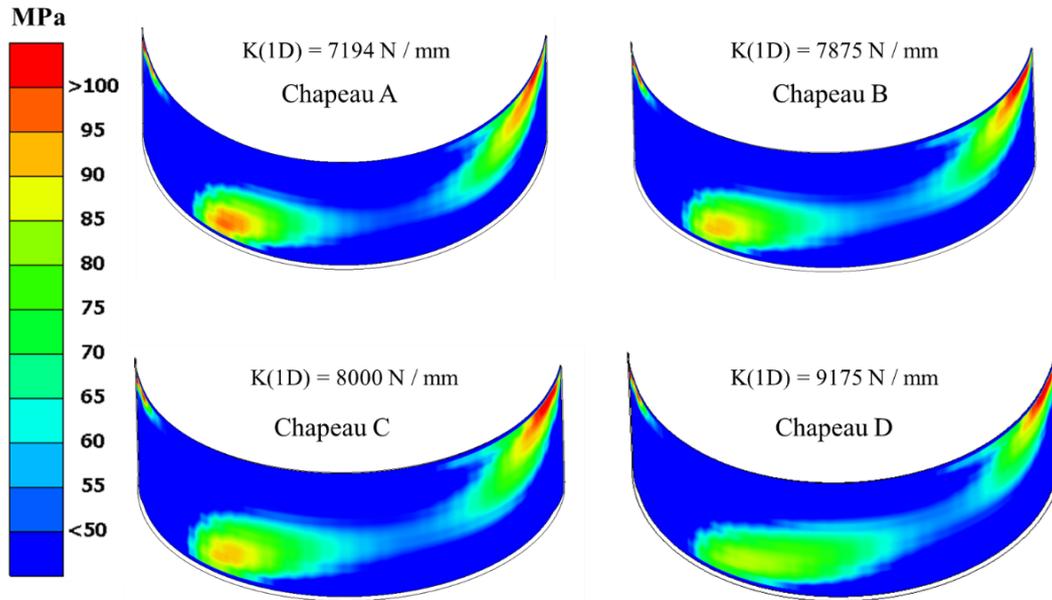


Figure 4.27: Pression hydrodynamique maximale imposée au coussinet durant un cycle. Le chargement correspond à la puissance maximale d'un moteur. 4 géométries de chapeaux ont été utilisées durant cette étude comparative.

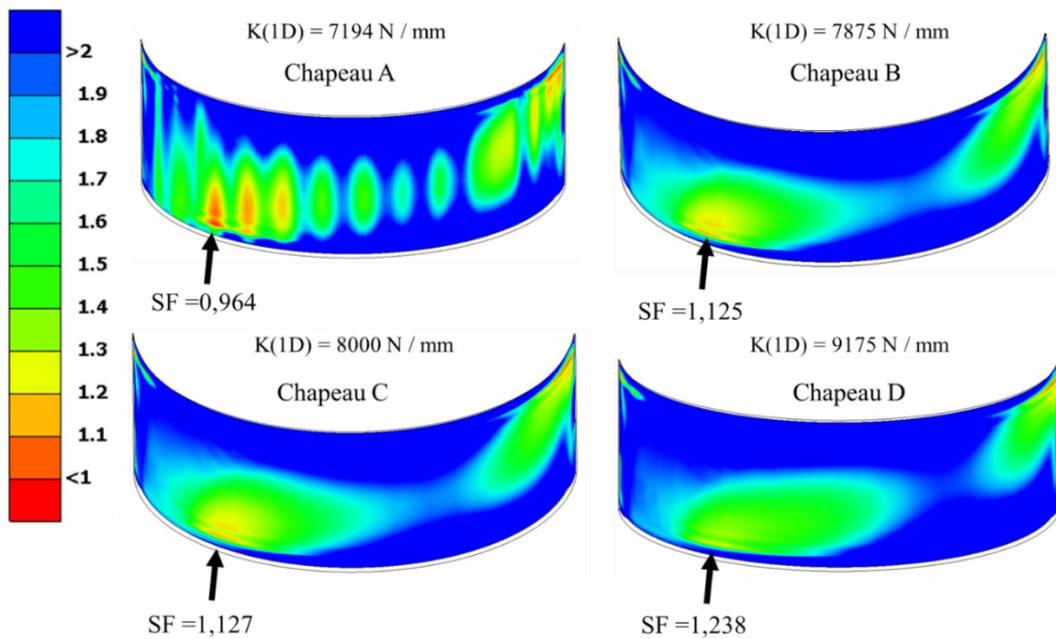


Figure 4.28 : Coefficients de sécurité du coussinet à la puissance maximale d'un moteur, pour 20 M cycles, avec 4 géométries de chapeaux différentes.

Pour mieux quantifier l'impact de la rigidité du chapeau sur la durée de vie des coussinets, le nœud chargé, pointé par une flèche dans la figure 4.28, est isolé et étudié. Ce nœud a été choisi car c'est une zone chargée, et à cet endroit l'épaisseur du chapeau varie significativement d'une géométrie à l'autre.

Le trajet de contrainte dans l'espace du critère de Dang Van de ce nœud est présenté dans la figure 4.29.

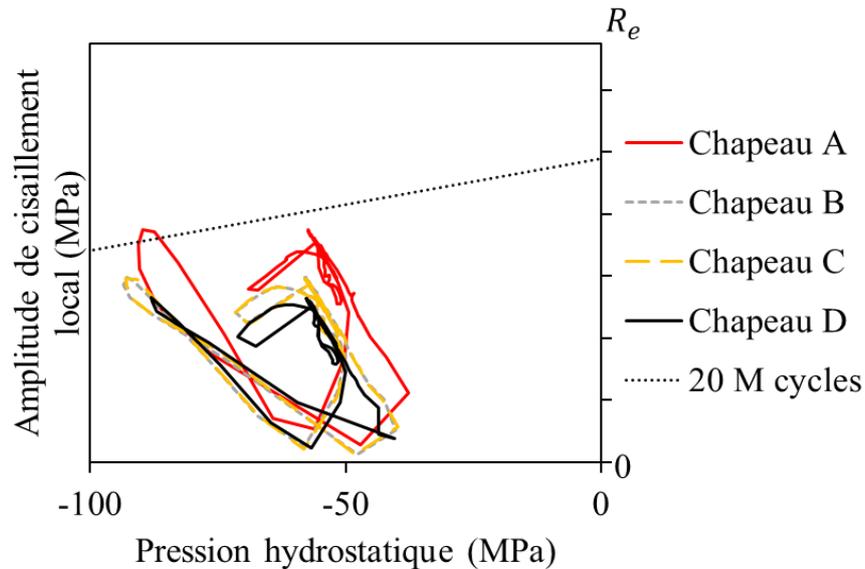


Figure 4.29 : Trajet de contrainte dans l'espace du critère de Dang Van, à l'endroit du coussinet où l'épaisseur du chapeau est la plus petite, avec 4 géométries différentes.

Nous pouvons observer, qu'à l'endroit étudié, c'est surtout l'amplitude du cisaillement local qui varie. Entre le chapeau A et le chapeau D, la pression hydrostatique ne diminue que de 2% mais l'amplitude de cisaillement local augmente de plus de 41%. A ce nœud, pour les chapeaux A, B, C et D, la durée de vie du coussinet est de 14,75 M ; 49,33 M ; 50,89 M et 105,65 M de cycles respectivement. Ces résultats confirment qu'une même durée de vie de coussinet ne peut être observée lorsqu'on applique un même effort de vilebrequin sur différents logements. Cela souligne les limites de certaines recommandations données par de fabricants de coussinets qui épaississent le logement pour augmenter la tenue en fatigue du coussinet. Le critère de fatigue implémenté dans ces travaux de recherche permet de quantifier la rigidité minimale pour une durée de vie cible du coussinet et évite donc le surdimensionnement.

4 Endommagement des coussinets provoqué par l'usage d'un client

Dans les parties précédentes de ce chapitre, le cycle de chargement imposé par le moteur sur les coussinets était constant, *i.e.* le même cycle de pression hydrodynamique rotatif se répétait à la surface libre du coussinet tous les deux tours du vilebrequin. Le moteur était à sa puissance maximale, P_{\max} , ce qui correspond à son point de fonctionnement le plus sévère en effort. A P_{\max} , la vitesse de rotation du vilebrequin (en tr/min) et le couple généré (en N.m) par le moteur sont tous les deux constants. Lorsqu'un client utilise son véhicule, le cycle de chargement qu'il impose sur les coussinets n'est pas constant : suivant l'utilisation, le moteur doit fournir plus ou moins de puissance. Dans l'espace de la puissance du moteur (espace composé en abscisse de la vitesse du vilebrequin et en ordonnée du couple généré), l'usage du client utilise plusieurs points de fonctionnement du moteur et est en perpétuelle

variation, comme illustré dans la figure 4.30. L'enveloppe de fonctionnement du moteur, *i.e.* tous les points de couple et vitesse de rotation du vilebrequin que peut fournir le moteur, est appelée plan régime-charge (plan R-C). Dans la figure 4.30, les valeurs de couple ont été normées par rapport à la valeur maximale que peut fournir le moteur étudié.

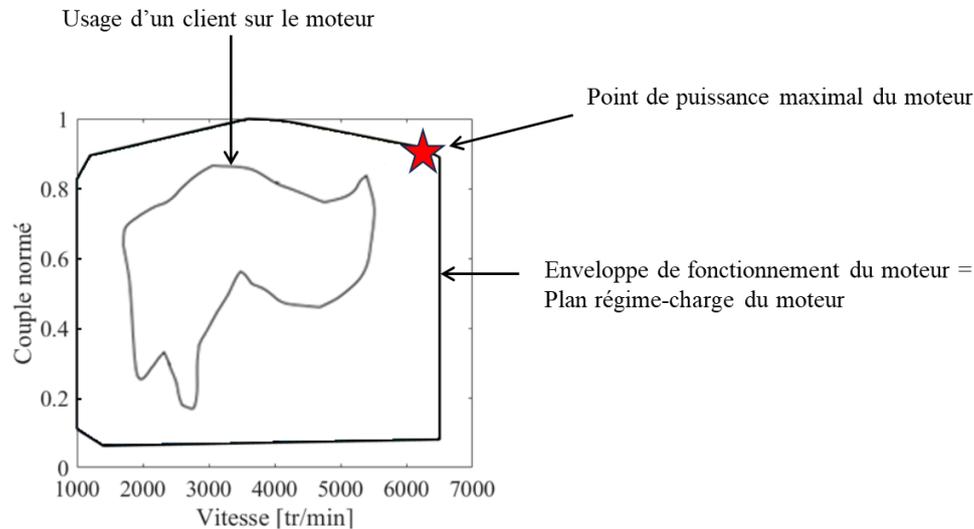


Figure 4.30 : Régime plan-charge d'un moteur et illustration d'un usage client hypothétique.

La détermination de la durée de vie d'un coussinet à un point de fonctionnement du moteur (P_{\max}) a nécessité le développement d'un calcul numérique 3D avancé. Ce calcul a nécessité plusieurs jours pour aboutir à un résultat. Dans le cas d'un usage client, où les cycles de chargement sur les coussinets sont en perpétuel changement, il paraît difficile d'implémenter cette approche et donner un résultat dans des délais acceptables. A travers une réduction de modèle et un plan d'expérience numérique, le plan régime-charge du moteur sera associé à une cartographie de durée de vie des coussinets, calculée par le critère de Dang Van implémenté dans le chapitre 3. A travers cette cartographie, l'endommagement lors de l'usage du véhicule chez le client sera déterminé suivant la règle de Miner et permettra d'estimer les risques d'écaillage.

4.1 Cartographie de durée de vie des coussinets dans le plan régime-charge

4.1.1 Cartographie de l'effort imposé sur le coussinet dans le plan régime-charge

Dans le plan régime-charge (plan R-C), la puissance fournie par le moteur est différente en fonction du couple qu'il génère et la vitesse du vilebrequin qu'il transmet. Les pressions de combustion dans les cylindres sont donc différentes en fonction du couple que doit donner le moteur. Le coussinet étudié est un coussinet de ligne positionné en extrémité d'arbre. L'effort appliqué par le vilebrequin sur ce dernier est donc directement lié à la pression générée par la combustion dans le cylindre voisin. Les autres cylindres de combustion ont également un impact mais dans une moindre mesure car leurs efforts sont en premier lieu repris par leurs paliers respectifs. La figure 4.31 illustre la transmission d'effort entre le

cylindre de combustion voisin au vilebrequin. La bielle impose un effort au vilebrequin et ce dernier impose en retour un effort sur le coussinet.

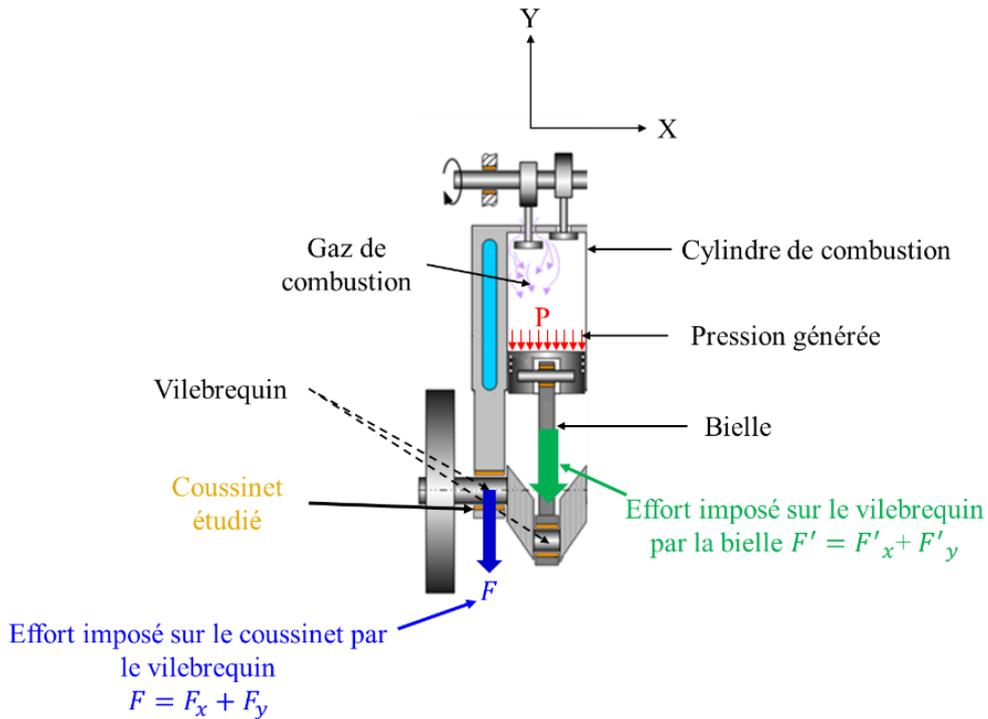


Figure 4.31 : Illustration de la transmission d'effort dans le palier étudié [1].

Dans le plan régime-charge du moteur, la pression de combustion maximale générée par le cylindre voisin du coussinet étudié est présentée dans la figure 4.32.

Ce champ de pression a été obtenu par mesures expérimentales lors des phases de développement du moteur étudié. 142 points (un point = une abscisse et une ordonnée) ont été sondés dans le plan régime-charge, et à chaque point la pression maximale du cylindre a été enregistrée. Pour chaque point, 500 mesures expérimentales ont été faites, la valeur de pression affichée est la pression moyenne des 500 pressions de combustion maximales enregistrées augmentée de deux fois l'écart-type. Le reste de la cartographie a ensuite été déduit par interpolation linéaire.

La pression de combustion dans le cylindre va imposer un effort multiaxial ($F' = F'_x + F'_y$) sur le vilebrequin *via* la bielle (figure 4.31). Cet effort prend en compte les pressions de combustion et les efforts d'inertie en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. L'effort de la bielle F' est repris par deux paliers, il est possible de calculer la part associée au coussinet étudié : $F = F_x + F_y \approx \frac{\sqrt{F'_x + F'_y}}{2}$. La

cartographie de l'effort F appliqué sur le coussinet par le vilebrequin dans le plan régime-charge du moteur est présentée dans la figure 4.33. Nous retrouvons bien que l'effort maximal fourni par le moteur est à sa puissance maximale P_{max} . Dans les cartographies présentées dans les figures 4.32 et 4.33, l'axe

de couple a été normalisé par rapport à la valeur maximale du couple que fournit le moteur étudié. Les valeurs de pression de combustion et d'effort ont également été normalisées.

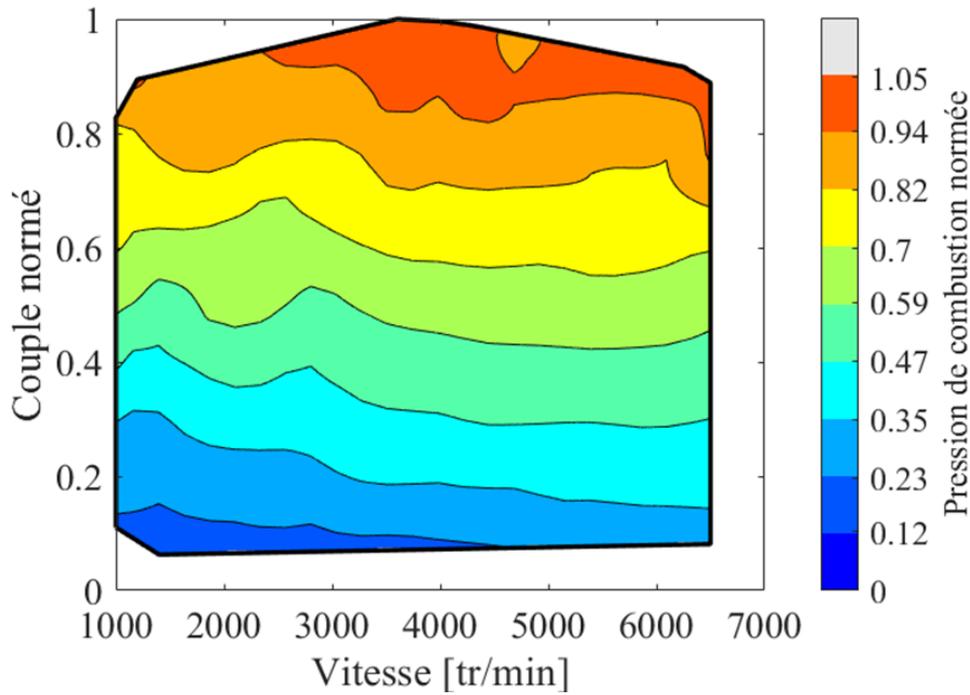


Figure 4.32 : Evolution de la pression maximale générée dans le cylindre voisin du coussinet étudié lors d'un balayage dans le plan régime-charge du moteur (noté balayage R-C). Les valeurs de pression ont été normalisées par 1,05 fois la valeur de la pression maximale déterminée dans le plan R-C.

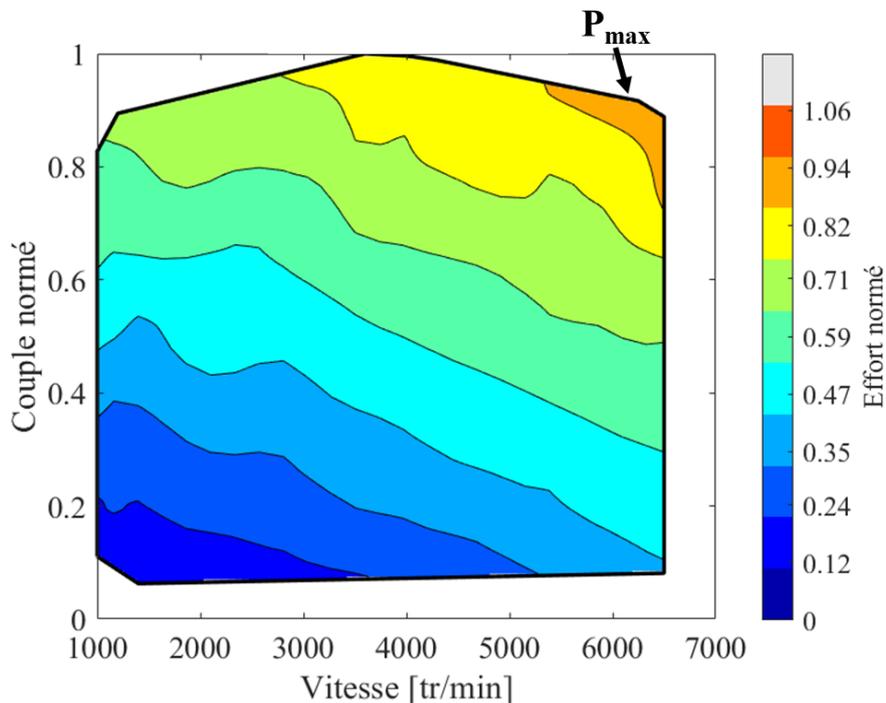


Figure 4.33 : Evolution de l'effort maximal F imposé par le vilebrequin sur le coussinet lors d'un balayage R-C. Les valeurs d'effort ont été normalisées par 1,06 fois la valeur d'effort maximal déterminée dans le plan R-C.

4.1.2 Détermination de la cartographie de durée de vie des coussinets dans le plan régime-charge

La variation en durée de vie du coussinet est basée sur un plan d'expérience de calculs 3D distribués dans le plan régime-charge du moteur. La durée de vie associée à chaque calcul est ensuite enregistrée et permet d'obtenir la variation de la durée de vie du coussinet à l'ensemble du plan régime-charge.

Pour limiter le nombre de calcul au juste nécessaire, nous allons nous appuyer sur un inducteur, ou paramètre macroscopique qui est intrinsèquement lié à l'endommagement, et donc à la durée de vie du coussinet. Cet inducteur va nous permettre d'identifier les points de fonctionnement du moteur les plus discriminants et ainsi de construire la cartographie de durée de vie dans des délais acceptables.

Pour notre composant, nous pouvons supposer que plus l'effort F , imposé par le vilebrequin, est important et plus petite sera la durée de vie du coussinet. On choisit alors cet effort F comme inducteur. C'est bien entendu, une grande simplification de la réalité physique : l'effort F du vilebrequin est d'abord repris par un film d'huile qui à son tour applique un champ de pression hydrodynamique sur le coussinet. Outre cet effet de film d'huile, la durée de vie du coussinet sera également influencée par les conditions limites (rigidité de logement, etc.). Toutefois, nous supposons par la suite que l'effort F est bien l'inducteur principal.

Le choix de ces calculs a été fait de façon à se concentrer surtout dans les zones les plus chargées. En effet, il est important de bien quantifier le dommage autour de ces points car c'est à ces endroits que le coussinet s'endommage le plus. Dans la figure 4.34, la cartographie en effort est affichée en ajoutant les points de fonctionnement où le calcul 3D a été effectué. Environ 70% des points ont été choisis de façon à avoir plus de 60% de l'effort maximal. Ces points ont également été choisis de façon à inclure au mieux l'effet de la vitesse et du couple à une même iso-valeur donnée.

Après avoir effectué chaque calcul 3D, le cisaillement équivalent $\tau_{eq} = \alpha P_H + \tau_{ha}$ critique du coussinet est enregistré. Seule la plus grande valeur de τ_{eq} au niveau de toute la surface libre du substrat est gardée. Pour les 14 calculs effectués, le nœud EF critique est positionné à différents endroits du coussinet et ce n'est donc pas le même nœud qui est enregistré pour chaque cas. Les valeurs de τ_{eq} sont positionnées par la suite dans le plan régime-charge du moteur, et une interpolation linéaire est effectuée pour estimer la variation du cisaillement équivalent au niveau de tout le plan régime-charge, comme illustré dans la figure 4.35.

La cartographie en durée de vie du coussinet est ensuite déterminée *via* les coefficients de la pente de Basquin déterminés dans le chapitre 3 (*cf.* figure 4.36).

Cette cartographie correspond au nombre de cycles maximal que peut effectuer le moteur en chaque point avant de provoquer l'écaillage du coussinet. Tel qu'attendu, c'est la région aux alentours de la puissance maximale qui a la plus petite durée de vie, atteignant 12,72 millions de cycles.

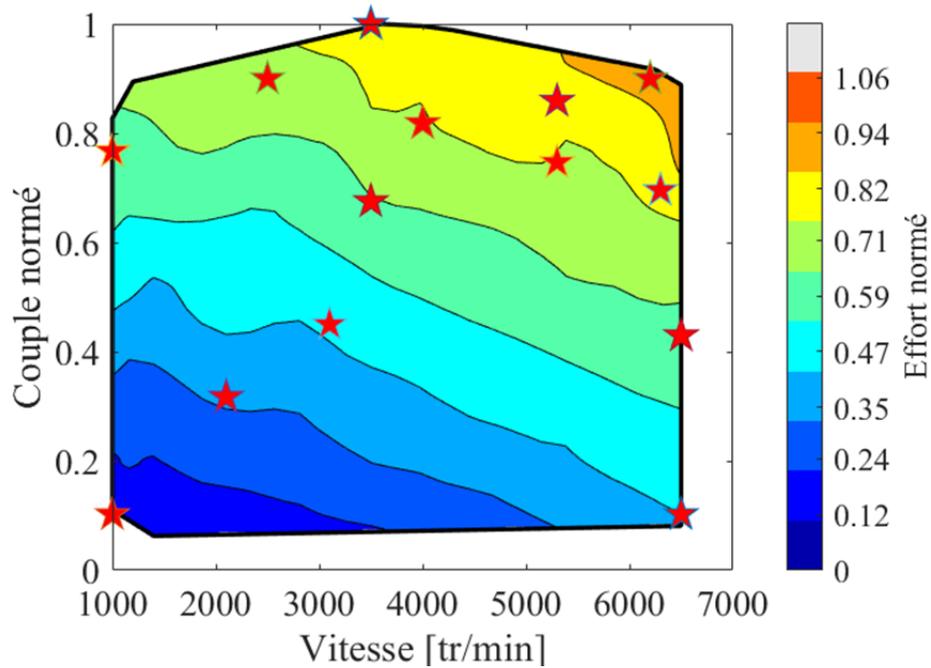


Figure 4.34 : Evolution de l'effort maximal F imposé par le vilebrequin sur le coussinet lors d'un balayage R-C. Les points où les calculs 3D ont été faits sont pointés par une étoile rouge. Les valeurs d'effort ont été normalisées par 1,06 fois la valeur d'effort maximal déterminée dans le plan R-C.

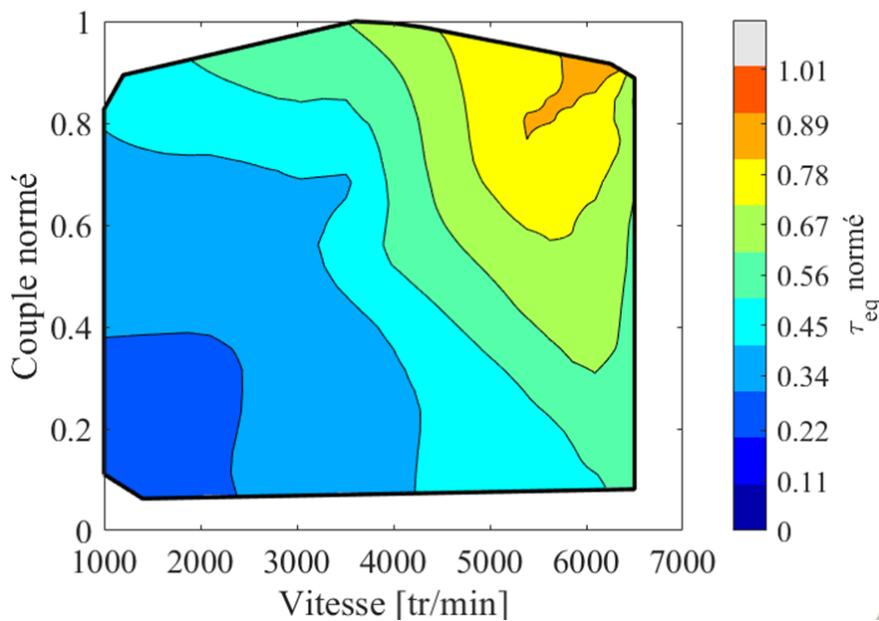


Figure 4.35 : Evolution de l'amplitude du cisaillement équivalent pour le coussinet étudié lors d'un balayage R-C. Les valeurs ont été normalisées par 1,01 fois la plus grande valeur d'amplitude de cisaillement obtenue.

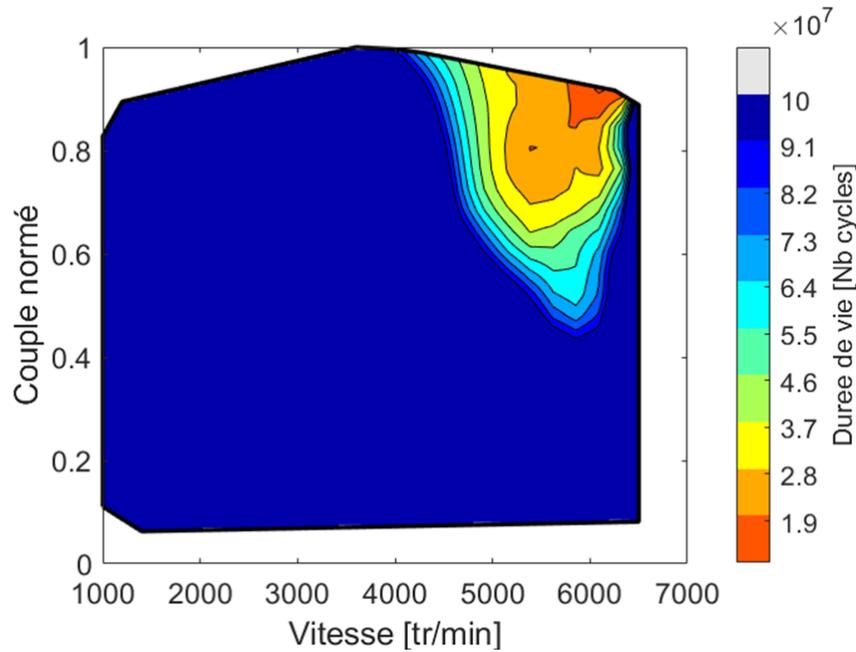


Figure 4.36 : Evolution de la durée de vie du coussinet étudié lors d'un balayage R-C.

4.1.3 Validation de la cartographie en durée de vie des coussinets

Afin de vérifier la cartographie de durée de vie déterminée, des essais de validation sur moteur sont utilisés. Ces essais correspondent à des situations où des avaries d'écaillage sont survenues avant qu'ils aient pu atteindre leur objectif de durée finale. Trois types d'essais, notés A, B et C sont simulés dans la cartographie de durée de vie déterminée (figure 4.36). Ces essais durent plusieurs centaines d'heures (*i.e.* des dizaines de millions de cycles de chargement). Pour chaque essai, la sollicitation instantanée du moteur dans le plan R-C est connue car les valeurs de couple généré et de vitesse du vilebrequin sont données par un pas de 0,2 seconde. Il est ainsi possible de suivre le chargement instantané sur le coussinet tout au long d'un essai. En calculant le nombre de cycles pour chaque 0,2 seconde, l'endommagement sur les coussinets est cumulé avec la règle de Miner, jusqu'à la fin de la durée totale de l'essai étudié. Cette approche a été implémentée pour les coussinets 1 et 2 et pour les essais A, B et C.

Le tableau 4:2 montre l'endommagement théorique si les essais aboutissent :

Tableau 4:2 : Dommages totaux des coussinets 1 et 2 si les essais de validation A, B et C devaient aboutir.

Essais de validation	Dommages théoriques sur le coussinet 1 si l'essai devait aboutir	Dommages théoriques sur le coussinet 2 si l'essai devait aboutir
A	1,56	2,35
B	2,62	3,95
C	2,38	3,6

Ayant obtenu un endommagement théorique supérieur à l'unité ($d_{\text{théorique}} > 1$), il est attendu que les trois essais de validation A, B et C ne s'achèvent pas avant de provoquer l'écaillage du coussinet 1 ou du coussinet 2.

La campagne d'essais pour la validation du développement d'un moteur Renault a montré plusieurs cas d'écaillage des coussinets 1 et 2 avant la fin de l'essai. Ces derniers sont présentés dans le tableau 4:3.

Les résultats présentés dans le tableau 4:2 indiquent que les coussinets 1 et 2 s'écaillent et ce pour les trois essais (A,B et C). Les données expérimentales du tableau 4:3 sont en accord avec les estimations numériques. La cartographie en durée de vie du coussinet déterminée précédemment (figure 4.36) est donc cohérente avec les essais de validation sur moteur. Une telle cartographie pourrait être utilisée pour déterminer l'endommagement dans le cas d'un usage client.

Tableau 4:3: Synthèse des dommages observés durant les essais de validation sur moteur.

	Essai de validation	Dommage d calculé lorsque l'écaillage du coussinet a été relevé durant l'essai
Coussinet 1	A	1,18
	B	1,95
	B	1,80
	C	2,07
Coussinet 2	A	2,02
	A	1,12
	A	0,89
	B	2,03
	B	2,24

4.2 Endommagement sur le coussinet provoqué par un usage client

4.2.1 Détermination de la fonction de répartition du dommage sur les coussinets par l'usage client

Ce paragraphe a pour objectif de déterminer la répartition statistique du dommage sur les coussinets que provoque l'usage d'un client.

Durant l'utilisation de son véhicule, un client utilise plusieurs points du plan régime-charge du moteur : le couple généré et la vitesse du vilebrequin varient en continu en fonction du type de trajet et de la conduite de l'utilisateur. Pour mimer l'effet de l'usage du client sur le moteur, 140 profils « usage client » sont disponibles dans la base de données de Renault. Chaque profil correspond à une séquence de données où le couple généré et la vitesse du vilebrequin sont enregistrés par pas de 0,2 seconde

lorsqu'un client utilise son véhicule. Il est ainsi possible de connaître la sollicitation instantanée du moteur lorsqu'il est utilisé par un client. Les 140 profils à disposition se répertorient en quatre catégories :

- 35 profils d'usage client pour une conduite sur route
- 35 profils d'usage client pour une conduite en ville
- 35 profils d'usage client pour une conduite sur autoroute
- 35 profils d'usage client pour une conduite en montagne

La plus petite distance mesurée est 24 km, la plus grande 1450 km et la moyenne des 140 profils est de 336 km.

Pour chaque profil, et par pas de 0,2 seconde, le dommage sur le coussinet est calculé et additionné

suivant la loi de Miner : $d_{\text{profil}} = \sum_0^{\text{duree totale}} \frac{n_i}{N_{\text{total}(i)}}$ jusqu'à compléter la durée totale de conduite qui est de

plusieurs heures. Ce dommage d_{profil} étant déterminé pour quelques centaines de kilomètres (336 km en

moyenne), il est ensuite projeté à un horizon kilométrique défini par le constructeur automobile. Dans

le cadre de ces travaux de recherche, nous prendrons à titre d'exemple un horizon kilométrique de

300 000 km. Ainsi, par règle de trois, nous avons : $D_{\text{profil}} = d_{\text{profil}} \times \frac{300\,000}{\text{Nb Km par client}}$;

Les 140 profils « usage-client » ont abouti chacun à une valeur de dommage D_{profil} . La plus faible valeur

calculée est $D_{\text{profil mini}} = 3,54 \times 10^{-6}$ et la plus importante est $D_{\text{profil maxi}} = 2,46 \times 10^{-2}$.

Considérons le dommage sur le coussinet provoqué par l'usage client à 300 000 km comme une variable

aléatoire, notée D_{client} . Sa fonction de répartition, notée $F(D_{\text{client}})$, caractérise la loi de probabilité de

D_{client} . La probabilité que $F(D_{\text{client}})$ prenne une valeur inférieure à $D_{\text{profil mini}}$ est nulle (*i.e.* = 0) car il

s'agit de la plus petite valeur obtenue. La probabilité que $F(D_{\text{client}})$ prenne une valeur inférieure à

$D_{\text{profil maxi}}$ est de 100 % (*i.e.* = 1) car c'est la plus grande valeur obtenue.

En considérant les 140 profils d'usage client à disposition, la fonction de répartition de la variable

aléatoire de D_{client} , est illustrée dans la figure 4.37.

En observant la fonction de répartition de D_{client} , nous pouvons voir qu'il y a une forte disparité dans le

dommage sur les coussinets provoqué par l'usage client. Plus de la moitié des clients n'endommage le

coussinet qu'à hauteur de 10^{-5} ce qui correspond à des conduites peu chargées en ville ou sur route. Le

deuxième groupe d'usagers, le dommage calculé est de l'ordre de 10^{-2} . Il s'agit là d'usagers ayant une

conduite nécessitant plus de puissance comme une utilisation de véhicule sur autoroute ou en montagne.

En appliquant la règle de Miner, et par extension à 300 000 km, le dommage maximal ne reste cependant que de 2,46 % ($D_{\text{profil maxi}} = 2,46 \times 10^{-2}$). Cette faible valeur s'explique par le fait que, durant sa conduite, le client n'est que rarement à puissance maximale, il utilise le plus souvent le moteur dans un endroit de fonctionnement peu chargé où la durée de vie est très élevée.

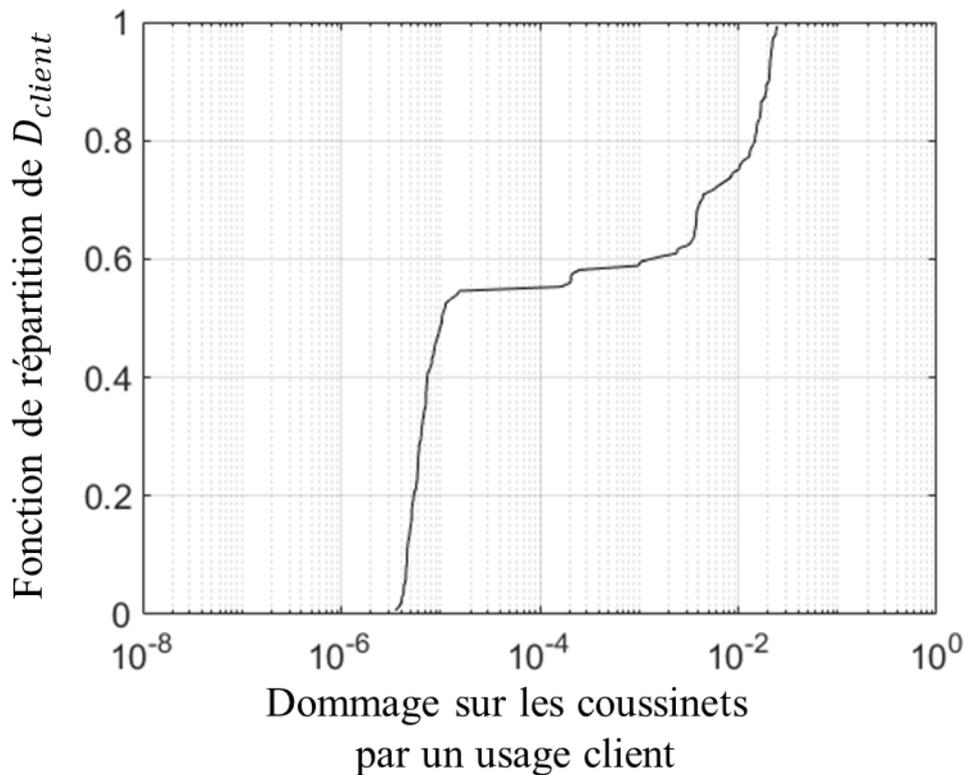


Figure 4.37 : Fonction de répartition, du dommage sur les coussinets par l'usage client à 300 000 km.

L'analyse des 140 profils a été effectuée en considérant de manière discrète (au sens statistique) et égale un usage du client sur route, autoroute, en ville et en montagne. Par rapport à une utilisation réelle du véhicule, certains clients sont donc surreprésentés dans la fonction de répartition affichée dans la figure 4.37. Il est important de lisser cette fonction de répartition pour être en accord avec l'usage réel de la population. Pour que l'échantillon de l'usage client soit représentatif de l'usage en Europe (distance moyenne, vitesse, etc.), les enquêtes S.O.F.R.E.S questionnent des usagers de véhicules automobiles pour mieux déterminer l'usage qu'ils en font.

Sur la base de cette enquête, un tirage de Monte-Carlo de près d'un million de cas est effectué pour pondérer la courbe de répartition $F(D_{\text{client}})$ et avoir une répartition plus réaliste du dommage sur les coussinets par l'usage client. Celle-ci est affichée dans la figure 4.38.

Nous pouvons observer que la nouvelle courbe obtenue est plus lissée par rapport à la précédente (figure 4.37). Le tirage de Monte-Carlo permet de réduire l'impact des cas extrêmes en tirant les usages les plus représentatifs de la population des clients.

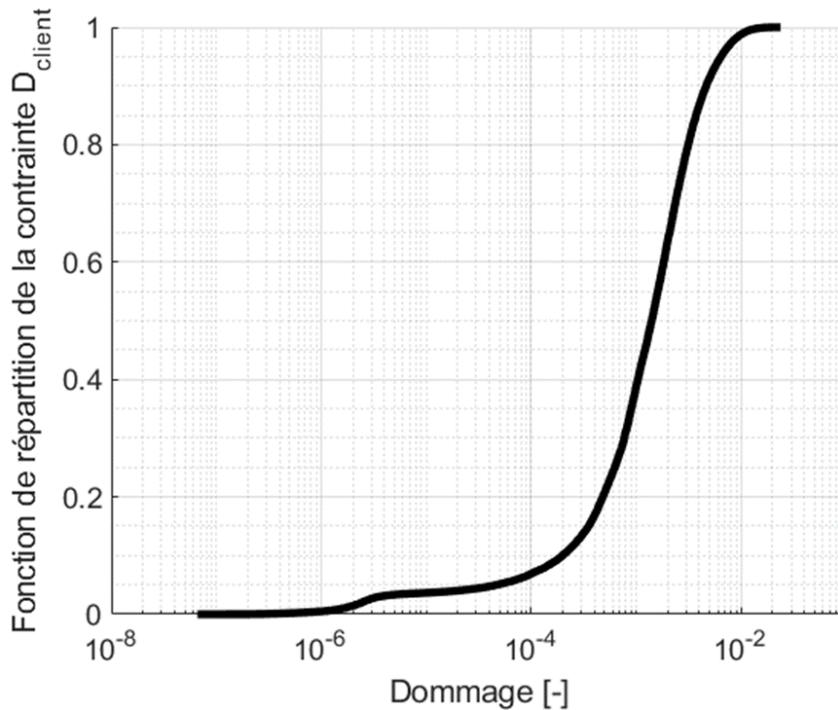


Figure 4.38 : Fonction de répartition du dommage sur les coussinets par l'usage client. Obtenue avec un tirage de Monte-Carlo de près d'un million de cas, basé sur les résultats des enquêtes S.O.F.R.E.S.

4.2.2 Détermination de la densité de répartition du dommage sur les coussinets par l'usage client

Afin de mieux comprendre la répartition du dommage sur les coussinets par l'usage client, il est utile de faire appel à un modèle statistique. Dans le cas idéal, la variable aléatoire D_{client} suit une loi de répartition analytique connue (loi log-normale, loi normale, loi de Weibull, etc.). Il devient alors plus aisé d'obtenir sa densité de répartition, notée $f(D_{\text{client}})$.

Soit y une variable représentative du dommage sur le coussinet et soit x une valeur particulière de y . $F(D_{\text{client}}(x))$ est la probabilité que la variable aléatoire D_{client} soit inférieure à x . Elle est obtenue par intégration de la densité $f(D_{\text{client}})$ jusqu'à ce que la variable y atteigne la valeur x . Ainsi, nous avons :

$F(D_{\text{client}}(x)) = \int_0^x f(D_{\text{client}}) dy$. Estimer la densité $f(D_{\text{client}})$ permet de déterminer la probabilité du

dommage sur les coussinets pour une valeur x cible et donc *in fine* estimer une proportion de défaillance pour cette valeur x . Ce paragraphe a pour objectif de montrer la démarche pour y répondre.

Dans ces travaux de recherche, nous supposons que D_{client} ne suit pas une loi statistique particulière. Pour déterminer la densité de répartition de la variable aléatoire D_{client} , une sommation discrète de la fonction de répartition $F(D_{\text{client}})$ est réalisée. Un exemple est donné dans l'annexe E. Cette méthode consiste à découper le dommage y en de petites classes, par des intervalles de pas fixe. A chaque intervalle, ou chaque classe, le nombre d'occurrence de D_{client} est calculé. Ce nombre est ensuite enregistré et est divisé par le nombre total d'occurrence de D_{client} .

Lorsque les valeurs de $f(D_{\text{client}})$ sont cumulées pour toutes les classes de dommage y , alors nous retombons sur la fonction de répartition $F(D_{\text{client}})$. Celle-ci est donnée dans la figure 4.39.a ; La densité de probabilité $f(D_{\text{client}})$ qui lui est associée est présentée dans la figure 4.39.b :

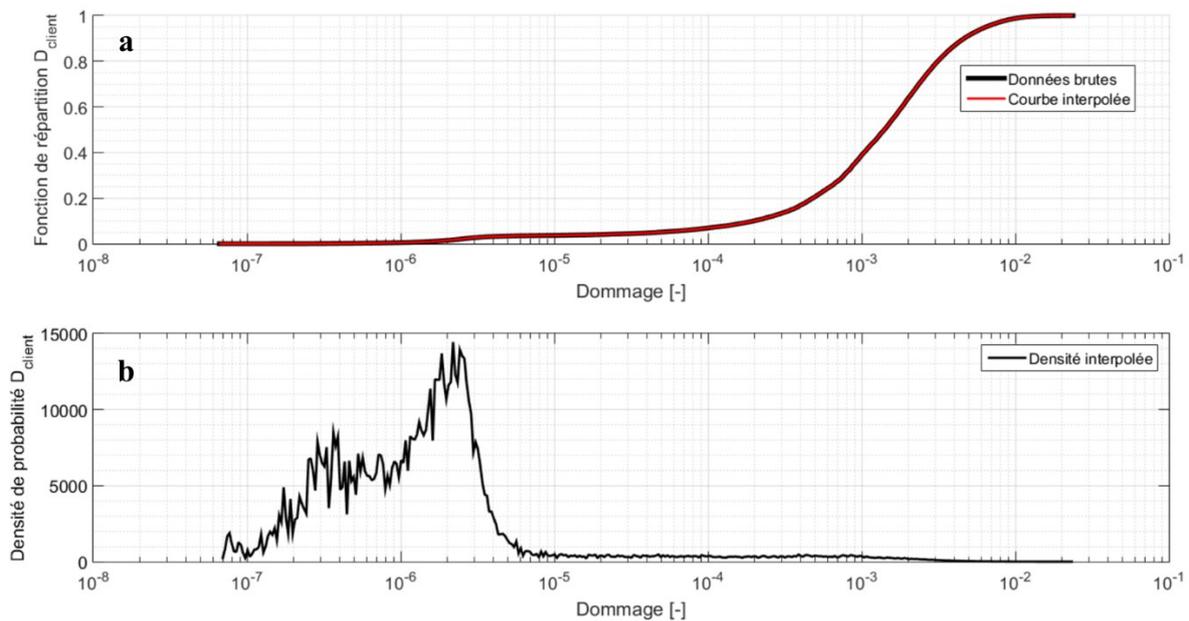


Figure 4.39 : (a) Fonction de répartition $F(D_{\text{client}})$ déterminée par sommation discrète. (b) Densité de probabilité associée.

4.2.3 Détermination de la densité de répartition de la tenue en fatigue du coussinet

Estimer $f(D_{\text{client}})$ est important pour instaurer la démarche contrainte-résistance très utilisée dans le secteur automobile (chapitre 1).

La contrainte C représente la distribution statistique de l'endommagement provoqué par l'usage client sur le coussinet. La résistance R est la distribution statistique de la tenue en fatigue du coussinet. L'approche contrainte-résistance consiste à déterminer une proportion de défaillance : quelle est la probabilité que l'endommagement sur le coussinet par l'usage client dépasse la limite en fatigue du coussinet ?

Les informations relatives à la contrainte C sont estimées *via* la densité de répartition $f(D_{\text{client}})$. La variabilité de la résistance R , qui représente la tenue en fatigue, est estimée par les essais du banc MAPH. R est liée à un dommage, elle représente un ratio de durées de vie : un essai qui aboutit à la même durée de vie que celle de son espérance aura un dommage $d_R = \frac{N_{\text{essai}}}{N_{\text{esperance essai}}} = 1$. Dans le chapitre 3, un tirage

de Monte-Carlo de 50 000 cas sur la contrainte équivalente $\tau_{\text{eq}} (10^7)$ a conduit à une durée de vie moyenne de 10,9 millions de cycles et un écart-type de 4,8 millions. La moyenne a donc un dommage

$$d_{R_{\text{moy}}} = \frac{10,9}{10} = 1,09 \quad \text{auquel il faut associer un écart-type } \sigma_{d_R} = \frac{4,8}{10,9} = 0,44 ;$$

Nous faisons le choix que d_R suit une loi log-normale, centrée autour de $d_{R_{\text{moy}}}$ et d'écart-type σ_{d_R} . Cette représentation de la résistance est en accord avec les procédures de Renault. Le choix d'une loi log-normale est préférée car elle implique qu'un résultat en durée de vie est le produit de plusieurs facteurs ayant chacun une loi de probabilité indépendante (précision de géométrie, quantités d'étain dans le mélange Al-Sn, etc.).

En faisant le choix que $d_R \sim \log N(d_{R_{\text{moy}}}; \sigma_{d_R})$, nous supposons que le comportement statistique de la résistance en fatigue du coussinet est identique pour tout N par rapport à celui de la durée de vie de 10 millions de cycles (*i.e.* même écart-type autour de l'espérance). Cette hypothèse implique un écart-type sur le dommage de près de 45% pour tout N et est sans doute très sévère en régime HCF. Ce choix de modélisation étant conservatif, il sera maintenu.

Dans un domaine logarithmique, *i.e.* $D_R = \ln(d_R)$, la répartition de D_R suit une loi normale.

La figure 4.40 affiche les densités de répartition de la contrainte C , *i.e.* $f(D_{\text{client}})$, et de la résistance R , *i.e.* $f(D_R)$, dans le domaine logarithmique.

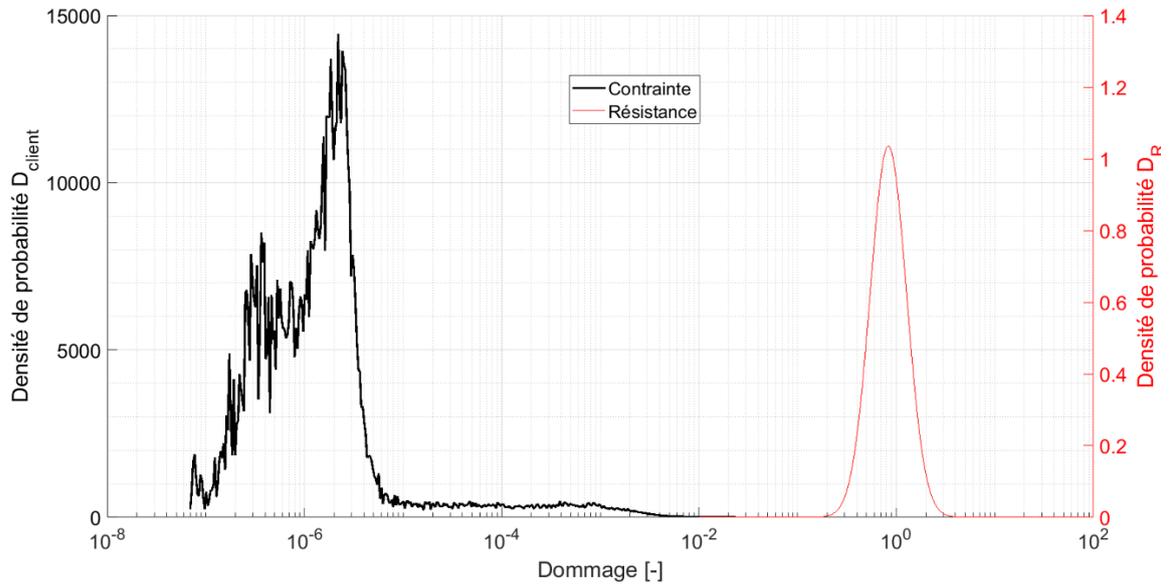


Figure 4.40 : Densité de répartition du dommage sur les coussinets par un usage client (contrainte) et celle de la tenue en fatigue des coussinets (résistance).

4.2.4 Proportion de défaillance

La probabilité de défaillance d’un coussinet par un usage client revient à déterminer la probabilité que la contrainte D_{client} soit supérieure à la résistance D_R . Cette probabilité est notée la proportion de défaillance : $P(D_{client} > D_R)$.

Ayant discrétisé la densité de répartition $f(D_{client})$ en classes, la même approche est effectuée avec la résistance, en effectuant une discrétisation sur la fonction de répartition de R.

La proportion de défaillance est calculée par une méthode de sommation discrète d’une intégrale, donnée par l’équation 4.1 :

$$\text{Proportion}_{\text{Défaillants}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{\text{Nb Classes}} n_i R_i \tag{4.1}$$

où n est le nombre total de clients, n_i est le nombre de clients pour la classe de dommage i , et R_i est la fraction de pièces dont la résistance est inférieure ou égale au dommage de l’usage client dans la classe i . Dans le cas de la figure 4.40, la proportion de défaillance déterminée est $4,1 \times 10^{-24}$. Cette valeur est négligeable. Cela était attendu car la densité de la résistance D_R est éloignée de celle de la contrainte D_{client} (cf. figure 4.40).

L’usage client, même lorsque projeté à 300 000 km, n’endommage que faiblement le coussinet et la limite de fatigue n’est pas atteinte. Cela explique la faible proportion de défaillance trouvée. La cartographie de durée de vie du coussinet dans le plan régime-charge (cf. figure 4.36) montre que c’est

surtout la région autour de la puissance maximale du moteur qui endommage le coussinet. Pour cette raison, les essais de validation de Renault, très sévères, ont pu détecter des avaries d'écaillage. Dans le cas d'un usage client, le moteur n'est sollicité de manière critique que rarement durant une utilisation standard. L'usage client n'endommage que faiblement le coussinet par rapport à sa limite de résistance en fatigue.

4.3 Conclusion

Ce chapitre s'est intéressé à l'exploitation du critère de Dang Van adapté à la compression (chapitre 3) dans des cas industriels.

La première partie a simulé un essai de validation Renault lors des phases de développement d'un moteur. En utilisant les données de fatigue déterminées par le banc MAPH, et le critère de Dang Van en compression, il a été possible de déterminer des durées de vie des coussinets 1 et 2, similaires à celles obtenues sur moteur. Le critère de fatigue implémenté, avec la modélisation numérique associée, montre des résultats insensibles à l'environnement du coussinet. Le critère d'écaillage prédit un endommagement dès lors qu'une limite en fatigue du matériau est atteinte et peut être utilisé lors d'une application à vocation prédictive. Cela représente un apport vis-à-vis de l'état de l'art actuel (chapitre 1) où les critères existants avaient un caractère fortement empirique.

La deuxième partie a examiné l'effet des chargements sur la durée de vie du coussinet. La prise en compte de l'assemblage par frettage est particulièrement importante pour déterminer la plastification du coussinet avant d'appliquer la pression hydrodynamique cyclique. Cette plastification modifie le trajet des contraintes cycliques dans l'espace du critère de Dang Van et modifie *in fine* la durée de vie déterminée. Pour un dimensionnement conservatif, et être en accord avec les essais, il est important d'en tenir compte.

Les chargements dus au procédé de fabrication sont également considérés. La fabrication des logements (carter + chapeau) est faite par un procédé de mise au rond qui garantit la circularité des diamètres des logements lorsque le serrage des vis est effectué. L'effet sur les coussinets se traduit par un léger jeu, ou frettage (suivant la position circonférentielle), supplémentaire lorsque ces derniers sont assemblés par frettage. L'impact sur la durée de vie des coussinets est cependant négligeable car une très faible modification de la plastification du coussinet a été déterminée en tenant compte du procédé de mise au rond.

La fabrication du coussinet implique plusieurs procédés qui modifient les propriétés mécaniques des matériaux qui le composent. Des traitements thermiques permettent ensuite la relaxation des contraintes dans une dernière étape. Dans ces travaux de recherche, par manque de données, cette étape n'a pas été prise en compte mais il serait intéressant d'étudier, en partenariat avec un fournisseur, l'effet des étapes de fabrication sur la durée de vie des coussinets.

Durant les premiers cycles de chargements hydrodynamiques sur le coussinet, la surface tribologique s'use (lors de la phase de rodage), pour accommoder le mouvement relatif des pièces en rotation. L'usure d'un coussinet ayant accompli un essai de validation a été mesurée expérimentalement et la cartographie a été introduite dans le calcul EHD. Cela s'est traduit par un effort redistribué sur une plus grande zone au niveau de la couche tribologique. Avec ce chargement, la position du nœud critique en durée de vie a changé. Cependant, dans ce cas précis la durée de vie estimée est similaire. La prise en compte de l'usure du coussinet est importante pour considérer le vrai chargement cyclique appliqué sur le coussinet. Cela permet d'apporter plus de précision dans les calculs d'estimation de durée de vie.

Il est à noter que dans notre étude l'usure par rodage a été mesurée sur un coussinet qui a accompli son essai de validation. Dans les phases de développement d'un moteur, cette information n'est pas disponible. Il serait intéressant de voir si l'on peut développer un modèle prédictif pour l'usure et le valider à travers une confrontation expérimentale. Récemment, Regis *et al.* [185] ont proposé un modèle numérique pour prédire l'usure des paliers dans le cas de systèmes dynamiques de l'hélicoptère. Leurs travaux peuvent inspirer une étude similaire dans le cas de coussinet sous pression hydrodynamique.

La troisième partie de ce chapitre a exploité le critère de fatigue des coussinets pour étudier l'impact de la rigidité des logements. Pour différentes géométries de chapeaux, plusieurs durées de vie de coussinets ont été identifiées, pour un chargement identique. Les développements effectués dans ces travaux peuvent être exploités pour optimiser les logements (carter, chapeau, bielle, etc.) tout en s'assurant de la résistance en fatigue des coussinets. Cela représente un apport par rapport aux critères qui se basent sur l'effort du vilebrequin.

Enfin la quatrième et dernière partie a cherché à déterminer l'endommagement sur les coussinets provoqué par l'usage client. Au cours de son usage, les cycles de chargements appliqués sur le coussinet sont en perpétuelles variations et il n'est pas envisageable de réaliser un calcul 3D pour modéliser l'ensemble des chargements. Une approche de réduction de modèle a été proposée. Un plan d'expérience numérique couplé au critère de Dang Van a été implémenté. La cartographie de durée de vie du coussinet a d'abord été obtenue dans le plan régime-charge du moteur. Chaque point d'utilisation du moteur (couple généré, vitesse de rotation) a été associé à une durée de vie du coussinet. Cette approche 1D a ensuite été vérifiée en calculant le dommage produit par les essais de validation de Renault. Une rupture par écaillage était attendue pour les essais considérés. Cette estimation a été confirmée par des résultats expérimentaux. Par ailleurs, les données internes de Renault (profils clients, enquêtes S.O.F.R.E.S) ont permis d'estimer comment un client utilise son véhicule (couple généré, vitesse de rotation). En utilisant la cartographie de durée de vie du coussinet dans le plan régime-charge du moteur, et la règle de cumul de dommage de Miner, nous avons montré que les clients qui ont un usage le plus sévère de leur véhicule n'endommagent que très peu les coussinets (niveau d'endommagement de l'ordre de 10^{-2} à 300 000 km de fonctionnement moteur). Cette faible valeur d'endommagement s'explique par le fait qu'un client

n'utilise le moteur que très rarement à sa puissance maximale. Cette dernière correspond à la situation où le coussinet s'endommage le plus.

L'approche 1D proposée est un outil relativement rapide capable d'estimer la tenue en fatigue des coussinets. C'est une première démarche qui peut être améliorée. Nous pouvons citer quatre points intéressants à approfondir.

Pour construire la cartographie en durée de vie du coussinet, et sélectionner les calculs 3D à effectuer, l'endommagement du coussinet a été supposé proportionnel à l'effort imposé par le vilebrequin. Ce simple inducteur 1D est facile à implémenter mais manque de précision. Rajouter une seconde dimension, qui serait caractéristique d'une certaine rigidité, apporterait une meilleure description du dommage. Idéalement, la rigidité devrait être considérée en fonction de chaque angle suivant la circonférence du coussinet. D'autres inducteurs pourraient également être considérés (*e.g.* l'angle entre les efforts F_X et F_Y du vilebrequin, etc.) mais cela nécessiterait une étude préalable de la sensibilité de la durée de vie à chacun de ses paramètres.

Une deuxième piste d'amélioration est l'interpolation linéaire faite pour obtenir les cartographies de durée de vie. A partir de quelques valeurs de τ_{eq} , obtenues par une dizaine de calculs 3D, une interpolation a été faite pour le reste du plan régime-charge. Idéalement, il faudrait faire plus de calculs pour limiter les approximations de l'interpolation, mais cela est très coûteux en temps et ressources informatiques. Une autre méthode serait de rechercher une relation bijective entre l'effort du vilebrequin $F(\text{regime, couple})$ et le cisaillement équivalent $\tau_{eq}(\text{regime, couple})$. Si une telle relation est trouvée, il n'est plus nécessaire de passer par une interpolation mais directement l'appliquer pour estimer τ_{eq} en ne connaissant que F .

La troisième piste d'amélioration est la méthode de cumul de dommage adoptée pour l'usage d'un client. L'endommagement a été basé sur des calculs 3D où tout le dommage sur le coussinet a été ramené à un seul point : le nœud critique identifié par éléments finis. Au lieu de ne considérer que le point critique, il faudrait considérer tout le maillage du coussinet et faire le cumul de dommage pour chaque nœud séparément. Le cumul de dommage serait effectué de manière plus exacte, et éviterait d'être trop conservatif, surtout lorsque les nœuds critiques sont très éloignés avec des chargements différents. Cela nécessiterait en revanche un modèle 1D significativement plus lourd pour stocker le dommage nœud par nœud.

Enfin, le dernier point à approfondir est le choix du modèle de Miner pour le cumul de dommage. Cette méthode a été sélectionnée en raison de sa simplicité, mais d'autres méthodes qui se basent sur la courbe de Wöhler ou Basquin peuvent être utilisées. Elles sont intéressantes car prennent en compte l'historique du chargement dans le cumul de dommage et mériteraient d'être investiguées [186-188].

Les chapitres précédents se sont intéressés à l'approche « durée de vie sûre » appliquée à la problématique d'écaillage des coussinets multicouches. Cette approche a été extensivement investiguée et exploitée pour être prédictive en considérant une structure saine. Le prochain chapitre s'intéresse à la durée de vie d'un coussinet fissuré.

Chapitre 5

Estimation de la durée de vie avec l'approche

« Tolérance aux Dommages »

L'approche de « durée de vie sûre » présentée précédemment est une méthode de calcul découplée, qui ne tient pas compte de la redistribution des contraintes avec l'évolution du dommage. Cette approche détermine s'il y a rupture ou non par fatigue après un certain nombre de cycles ciblé, mais ne permet pas d'estimer la taille de la zone écaillée. En adoptant l'approche « tolérance aux dommages », une fissure est initiée au niveau du coussinet et on cherche à étudier sa propagation en fonction du nombre de cycles jusqu'à atteindre l'écaillage, correspondant à la rupture brutale du matériau. Ce type de calcul est couplé car le champ de contrainte dans le coussinet est mis à jour au fur et à mesure de la progression de la fissure, permettant de voir l'évolution de l'écaillage et ainsi d'estimer la taille de la zone endommagée. Le couplage n'est cependant que partiel : le chargement hydrodynamique appliqué n'est pas perturbé par la présence de la fissure.

Ce chapitre se compose de trois parties. La première partie présente les choix de modélisation et les hypothèses effectuées. La deuxième partie décrit le modèle éléments finis 3D développé. L'essai de validation sur structure moteur, présenté dans le chapitre 4, est simulé. Enfin, la dernière partie discute du caractère prédictif de l'approche « tolérance aux dommages » appliquée à l'écaillage des coussinets multicouches sous chargement hydrodynamique.

1 Choix de modélisation

1.1 Comportement d'une fissure conduisant à l'écaillage

En se basant sur les observations expérimentales présentées dans le chapitre 2, et l'étude bibliographique du premier chapitre, un scénario en trois étapes est proposé pour l'évolution d'une fissure de fatigue conduisant à l'écaillage du coussinet. Les trois phases sont :

- a. Phase 1 : Initiation en surface libre
- b. Phase 2 : Propagation dans le substrat
- c. Phase 3 : Délaminage en sous-couche

La figure 5.1 illustre ces trois étapes avant l'écaillage des coussinets. La phase 1 correspond à la naissance du défaut initial à la surface libre du coussinet à cause du caractère hétérogène de l'aluminium-étain. Le défaut débute alors sa propagation dans la couche du substrat : nous sommes en phase 2 et le défaut initial devient une fissure. La propagation se fait en surface libre et dans l'épaisseur. Les déformations circonférentielles, en tension, orientent la fissure suivant la largeur du coussinet (direction axiale), alors qu'en épaisseur la propagation a un caractère plus stochastique à cause du caractère hétérogène du substrat. Eventuellement, la fissure atteint la couche d'accroche et continue de se propager parallèlement à l'interface avec le dos en acier. C'est la phase 3 qui correspond à l'étape de délaminage. A partir d'une certaine taille de fissure, un morceau du substrat cède sous l'effet du chargement imposé et est détaché du reste du coussinet : il s'agit du phénomène d'écaillage qui correspond à la rupture brutale du matériau.

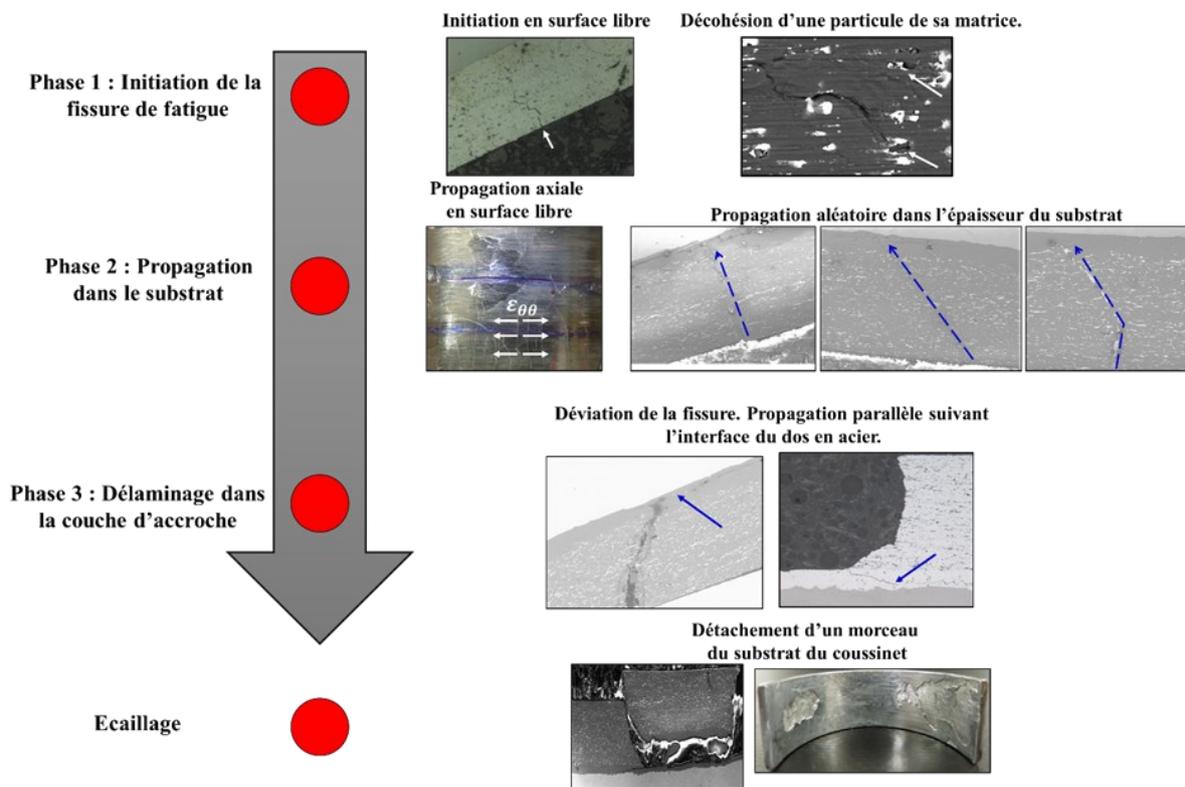


Figure 5.1 : Phases de propagation de la fissure de fatigue dans un coussinet conduisant à l'écaillage.

1.2 Hypothèses de modélisation

Dans la modélisation numérique proposée dans ce chapitre, un défaut initial est introduit en tant que condition initiale au niveau de la surface tribologique du coussinet en contact avec l'huile. La phase 1 d'initiation de la fissure n'est donc pas modélisée dans ce qui suit car nous considérons qu'il y a déjà eu amorçage de fissure.

Les phases de propagation 2 et 3, *i.e.* phase de propagation dans le substrat et délaminage, sont représentées dans deux modèles numériques différents. Nous considérons les hypothèses suivantes dans notre modélisation :

- Le mélange composite de l'aluminium-étain est représenté sous la forme d'un matériau homogène. Nous rejoignons donc les travaux de Burke [77] qui a également fait ce choix pour modéliser la propagation de fissure dans un mélange en Al-Sn.
- Un modèle bicouche est adopté : le substrat en aluminium-étain et le dos en acier sont modélisés sans la présence de la couche d'accroche.
- La pression d'huile est appliquée sur les lèvres de la fissure dès l'initiation du premier défaut (*i.e.* dès le début du calcul). Le cycle de la pression appliquée sur les lèvres de la fissure est identique au cycle de la pression appliquée au niveau du défaut initial en surface libre. La pression appliquée sur les lèvres de la fissure est synchronisée avec l'avancement de la fissure.
- Le trajet de la fissure est imposé. Dans la phase 2, la fissure ne peut avancer que suivant la largeur du coussinet et qu'en section droite dans l'épaisseur. Elle ne peut se propager que perpendiculairement à l'interface avec l'acier. Nous décidons de ne pas considérer les déviations de trajet dans le substrat telles que montrées dans le chapitre 2. Dans la phase 3, la fissure ne peut que progresser suivant l'interface avec l'acier, ce qui est en accord avec les observations du chapitre 2.

1.3 Données matériaux pour la propagation de fissure

La propagation de fissure par fatigue est réalisée avec la méthode Virtual Crack Closure Technique (VCCT) sous le logiciel Abaqus². Comme présenté durant le premier chapitre, celle-ci se base sur une formulation linéaire de la mécanique de la rupture : les taux de restitution d'énergie G_I , G_{II} , et G_{III} sont déterminés en fonction du travail en front de fissure (à travers les efforts F_x , F_y et F_z et les déplacements u_x , u_y et u_z).

Grâce à la variation des taux de restitution d'énergie G_I , G_{II} , et G_{III} au cours d'un cycle de chargement, et en utilisant une loi de Paris, le nombre de cycles pour que le nœud le plus endommagé du front de fissure atteigne son nœud voisin est estimé. Le dommage est actualisé sur les autres nœuds non propagés du front de fissure.

En début de calcul, les deux surfaces le long desquelles la fissure peut se propager sont collées, mis à part en un seul nœud qui correspond au défaut initial. Au fur et à mesure de l'avancement du calcul, des nœuds sont « déboutonnés » simulant ainsi la propagation de fissure.

² Les calculs ont été faits avec la version 2018 du logiciel Abaqus.

La propagation de fissure est pilotée par la loi de Paris, reliant le taux de restitution d'énergie totale au taux de propagation de fissure : $\frac{da}{dN} = C(\Delta(G_I + G_{II} + G_{III}))^m = C(\Delta(G_{\text{eff}}))^m$. Les paramètres C et m sont des coefficients dépendant du matériau. Ainsi, les coefficients C_1 et m_1 décrivent les propriétés du substrat et les coefficients C_2 et m_2 décrivent les propriétés de l'interface avec l'acier.

Les travaux dans la littérature, présentés dans le chapitre 1, ont permis d'estimer la vitesse de la fissure à chaque étape.

Grâce à des essais de flexion 3 points sur un tricouche plat, correspondant en épaisseur et en matériau à un coussinet en aluminium-étain, M.R. Joyce [21] a reporté que les premières fissures sont initiées dès 5 % de la durée de vie totale de l'essai. La phase 1, non modélisée dans ce chapitre, est donc relativement courte. En se basant sur des essais de même type (flexion 3 points), Burke [77] a indiqué qu'il faut environ 40 % de la durée totale de l'essai pour qu'une fissure atteigne l'interface avec l'acier et débute la phase de délaminage. Cette information servira de base pour déterminer les coefficients C_2 et m_2 à partir des valeurs de C_1 et m_1 .

Les paramètres C_1 et m_1 sont estimés à partir des travaux de Burke [77]. Celui-ci a obtenu une loi de Paris reliant la variation du « déplacement d'ouverture en front de fissure » (ΔCTOD) au taux de propagation de fissure $\left(\frac{da}{dN}\right)$ pour une fissure qui se propage dans le substrat en aluminium-étain. Burke a identifié $C = 0,019$ et $m = 1,129$ pour un ΔCTOD et $\frac{da}{dN}$ tous deux formulés en millimètre :

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta\text{CTOD})^m.$$

Pour pouvoir exploiter ces données, une transformation de cette courbe de Paris est faite en utilisant la relation générale entre le CTOD et le taux de restitution d'énergie. Sous un état de déformations planes, nous avons $\text{CTOD} = \frac{G}{2R_e}$; avec R_e la limite d'élasticité du matériau considéré.

Les paramètres de la loi de Paris deviennent : $C_1 = 5,4 \times 10^{-5}$ et $m_1 = 1,129$ pour une formulation en énergie totale dissipée. Le coefficient m_1 est sans unité, alors que C_1 a pour unité : $[\text{mm}]^{1+m_1} [\text{N}]^{-m_1}$.

Les coefficients C_2 et m_2 sont estimés à partir de C_1 et m_1 . Nous faisons le choix de garder m_2 égal à m_1 et de ne modifier que la vitesse C dans la loi de Paris. La fissure est ralentie durant sa propagation suivant l'interface avec l'acier. Cela se traduit par une valeur de C_2 plus faible comparée à celle de C_1 . Nous imposons $C_2 = 5,4 \times 10^{-5} [\text{mm}]^{1+m_2} [\text{N}]^{-m_2}$ pour rester cohérent avec les indications de Burke.

Nous supposons que les lois de Paris introduites ne varient pas avec la température. Le critère d'arrêt du calcul est atteint lorsqu'une de ces deux conditions est atteinte :

- Le nombre de cycles ciblé est atteint (*e.g.* 10 millions de cycles)
- Une valeur critique des taux de restitution d'énergie est atteinte. Pour l'aluminium, une estimation de G_{IC} est 20 N/mm [189]. Cette valeur sera prise comme critère de rupture pour une propagation brutale de la fissure $G_c = G_{IC}$.

2 Modèle numérique 3D

2.1 Présentation de la démarche

Afin de limiter les temps de calcul, une modélisation en utilisant un sous-modèle a été adoptée en isolant la zone du coussinet où la fissure est présente. Cette approche comporte deux étapes de calculs :

- Un premier modèle, dit « global » qui considère le coussinet en entier, toutes ses pièces environnantes et tout le cycle de chargement. Cette première étape permet de récupérer les conditions limites dans une zone restreinte que l'on souhaite étudier plus en détail.
- Un second calcul, dit « sous-modèle » avec la zone isolée du coussinet, sous les conditions limites et chargement déterminés à l'étape précédente. Le maillage est significativement plus raffiné que le premier modèle, et il est possible d'y insérer une fissure et de suivre sa propagation.

Le premier calcul, dit « global », a été fait sur une structure saine. Une portion volumique du coussinet est isolée : elle est associée à une surface de 33,5 mm² en haut de la couche libre, et comprend toute l'épaisseur du coussinet, *i.e.* 1,8 mm (substrat + dos), comme présenté dans la figure 5.2 :

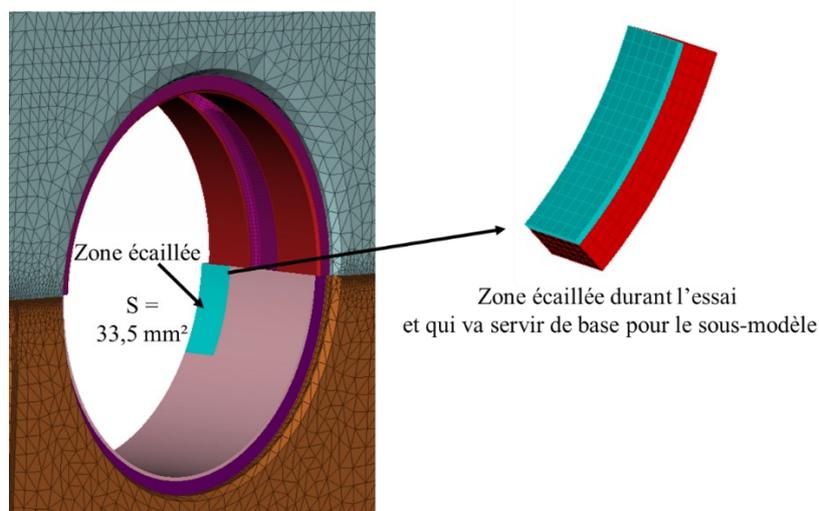


Figure 5.2 : Zone utilisée dans le sous-modèle où les calculs de propagation de fissure sont effectués.

Durant ce premier calcul, les déplacements aux nœuds, dans les trois directions r , θ et z , sont récupérés sur toutes les peaux externes de ce volume isolé, à l'exception de ceux où le chargement est appliqué, comme illustré dans la figure 5.3 :

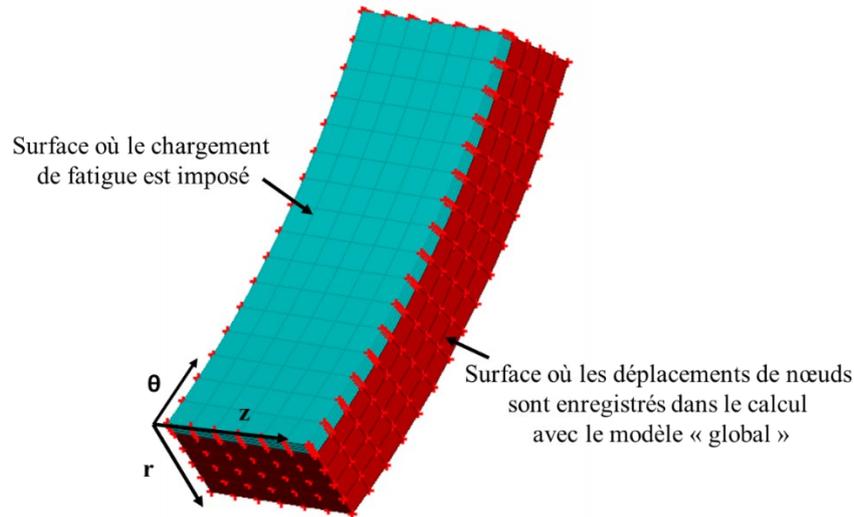


Figure 5.3: Nœuds où les déplacements sont enregistrés à l'issue du calcul avec le modèle global.

Les peaux de cette portion isolée vont servir de socle pour construire le sous-modèle. Une fissure y est admise en plein centre de la zone étudiée (figure 5.4) : elle est positionnée suivant la largeur du coussinet, *i.e.* portée par les déformations circonférentielles, et est perpendiculaire à l'interface du dos en acier suivant l'épaisseur. Le trajet de la fissure est prédéterminé : dans l'épaisseur du substrat, elle ne peut se propager que suivant une section de $800\ \mu\text{m}$ de largeur au niveau de la surface tribologique. Le défaut initial est amorcé *via* le « déboutonnage » d'un seul nœud, la taille initiale de la fissure est donc de deux arêtes d'éléments ($40\ \mu\text{m}$).

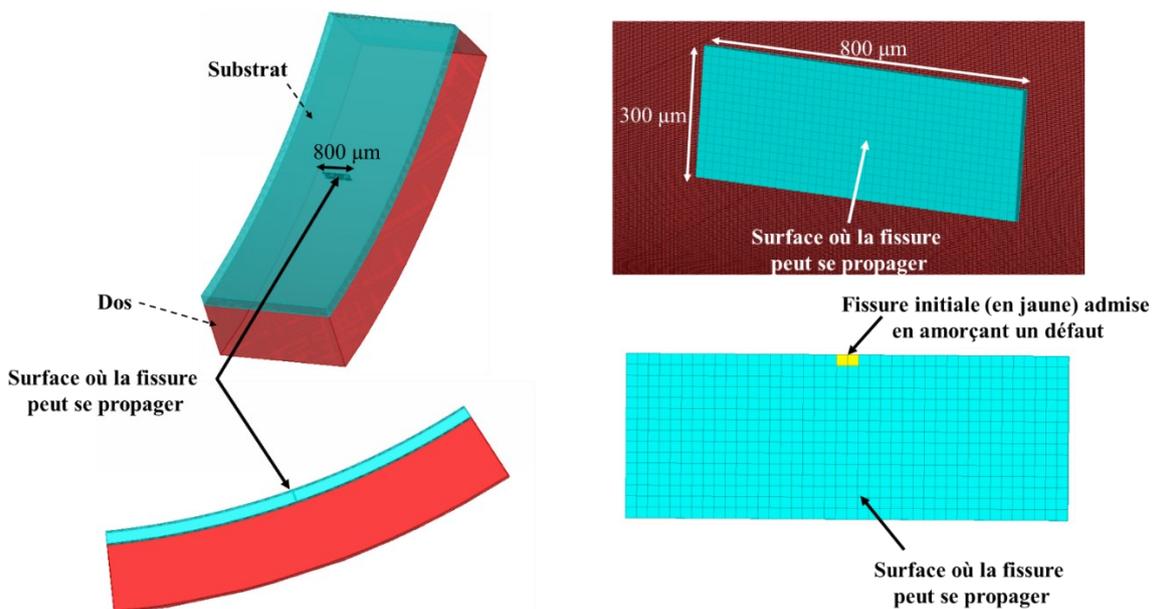


Figure 5.4 : Positionnement de la surface où la fissure peut se propager dans le sous-modèle.

La taille du sous-modèle est jugée assez grande par rapport à la dimension de la fissure. Nous supposons que les conditions limites de déplacement aux bords sont peu impactées par la présence de la fissure. Cette dernière est assez éloignée des bords.

Dans le calcul avec le sous-modèle, la propagation de la fissure par fatigue est investiguée jusqu'à atteindre une taille critique où les taux de restitution d'énergie atteignent une valeur critique.

2.2 Maillage du sous-modèle

Le maillage du premier calcul, « global », est identique à celui présenté dans le chapitre 3, avec un multicouche maillé avec des éléments hexaédriques à 8 nœuds (C3D8). Le second calcul, « sous-modèle », est également maillé avec le même type d'élément, mais est plus raffiné. Dans le sous-modèle, tous les éléments ont des tailles d'arêtes égales à $20\ \mu\text{m}$, comme illustré dans la figure 5.5 :

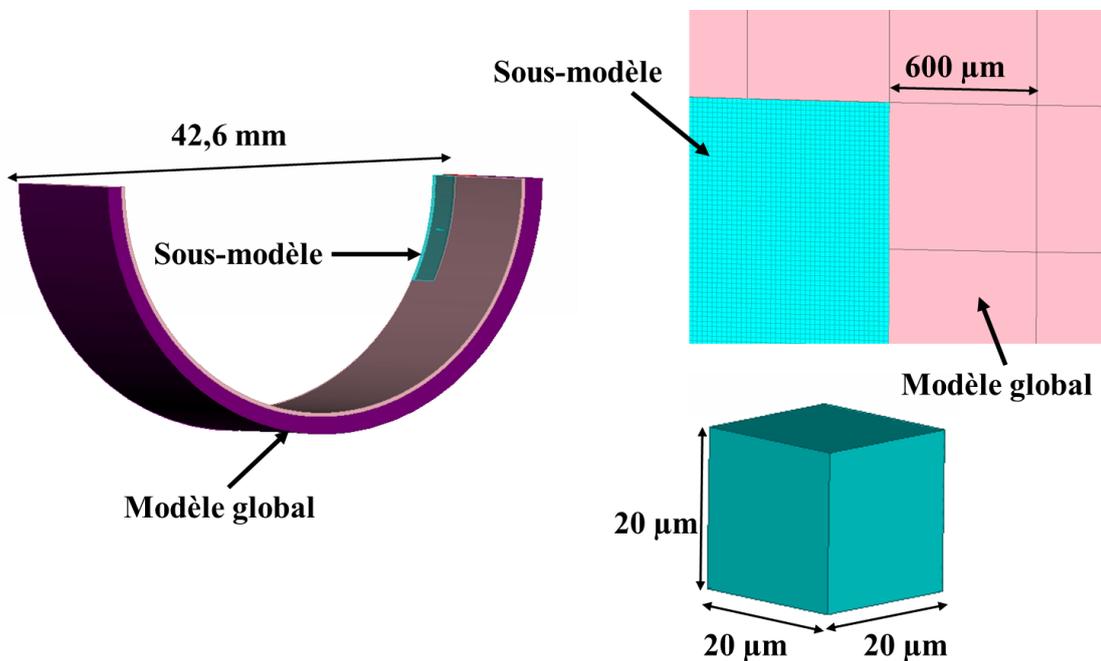


Figure 5.5 : Dimensions du maillage hexaédrique implémenté dans le sous-modèle.

Cette taille d'éléments a été choisie en se basant sur deux considérations. La première a été une étude de sensibilité des résultats au maillage, qui sera évoquée ultérieurement dans le paragraphe 2.6 de ce chapitre. La seconde considération a été la volonté d'être cohérent avec le caractère multiphasé du substrat. Plusieurs références ont cherché à quantifier les tailles de l'hétérogénéité de l'aluminium-étain (chapitre 1). M.R. Joyce [21], ainsi que d'autres études issues de l'université de Southampton [18, 80], ont utilisé la méthode des tessellations sur un coussinet en aluminium-étain. Les analyses de tessellations de corps fini sur une surface de $2\ \text{mm}^2$ du substrat ont fourni des informations statistiques sur la dispersion des particules d'addition dans la matrice d'aluminium. La distance moyenne entre deux particules d'étain a été reportée aux alentours de $30,29 \pm 15,32\ \mu\text{m}$. L'hypothèse que nous avons adoptée pour le matériau du coussinet (*i.e.* l'aluminium-étain a été considéré comme un milieu homogène), nous

a conduits à choisir un maillage où la dimension de l'arête de l'hexaèdre est de 20 μm . Cet ordre de grandeur est similaire à la distance moyenne entre deux particules d'étain.

Une parfaite continuité du maillage est implémentée à l'interface dos en acier / substrat en aluminium-étain. La seconde couche est créée à partir de la première comme illustré dans la figure 5.6 :

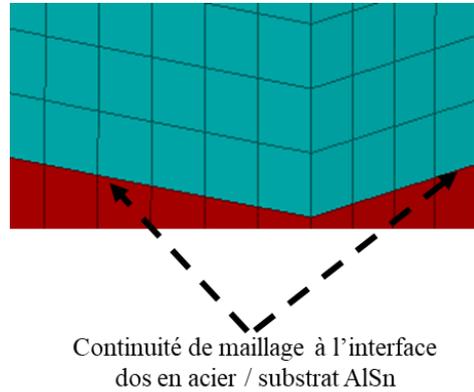


Figure 5.6 : Continuité du maillage à l'interface dos en acier / substrat Al-Sn.

1 588 818 éléments et 1 770 210 nœuds ont été utilisés pour le sous-modèle.

2.3 Conditions aux limites et chargements

Les conditions aux limites pour le sous-modèle, comprenant une fissure, proviennent du premier calcul. Ce dernier considère le coussinet entier sans fissure. Mise à part la surface où l'effort d'huile est appliqué, des conditions limites de déplacement sont imposées sur toutes les peaux de la zone isolée suivants les directions r , θ et z (cf. figure 5.3). La taille de maille étant très différente entre le premier et le second maillage (cf. figure 5.7), des scripts sous Matlab ont été développés pour projeter les valeurs de déplacements du premier maillage au second. Une interpolation est ensuite effectuée sur les nœuds du sous-modèle avec des fonctions de classe C^1 .

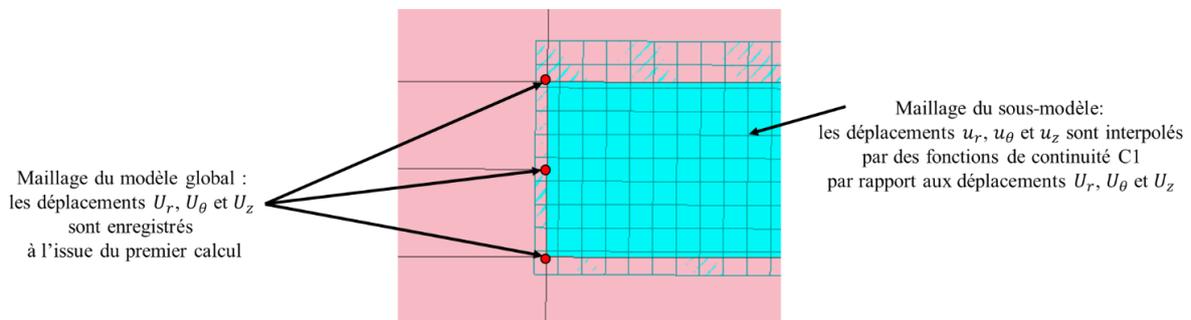


Figure 5.7 : Projection des conditions limites obtenus avec le modèle global aux nœuds du sous-modèle.

Le chargement imposé au sous-modèle est la pression hydrodynamique de l'huile appliquée au niveau de la surface tribologique et des lèvres de la fissure. Un cycle de pression hydrodynamique rotative est associé à chaque zone de la couche tribologique du substrat. La taille de cette zone est identique à la taille de maille du modèle global où un effort cyclique a été imposé à chaque nœud (cf. figure 5.8). Le

chargement est appliqué en tant que pression cyclique à amplitude variable sur chaque zone de la couche tribologique considérée. Sur les lèvres de la fissure, la pression cyclique rotative imposée est égale à celle de la pression calculée au niveau du défaut initial qui amorce la fissure.

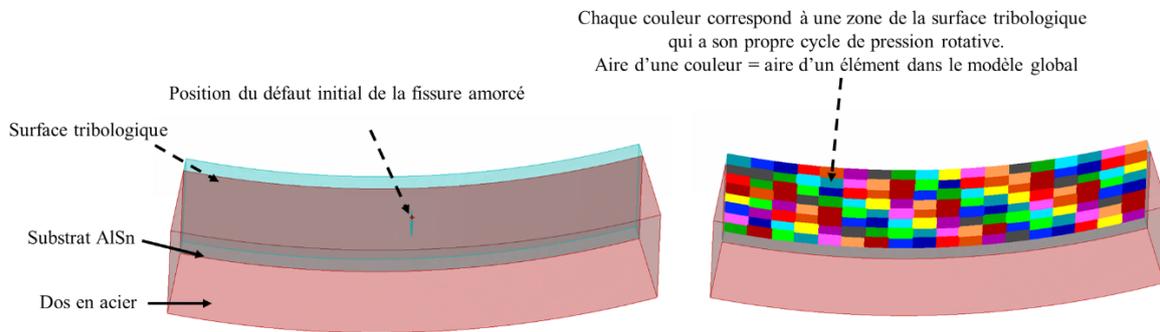


Figure 5.8 : Application des cycles de pressions hydrodynamiques dans le sous-modèle.

2.4 Propagation de fissure dans l'épaisseur du substrat en Al-Sn

L'essai étudié dans ce paragraphe est le même que celui présenté dans le chapitre 4. La figure 5.9 présente toutes les informations associées. La durée de vie moyenne avant écaillage de cet essai est 25,8 millions de cycles.

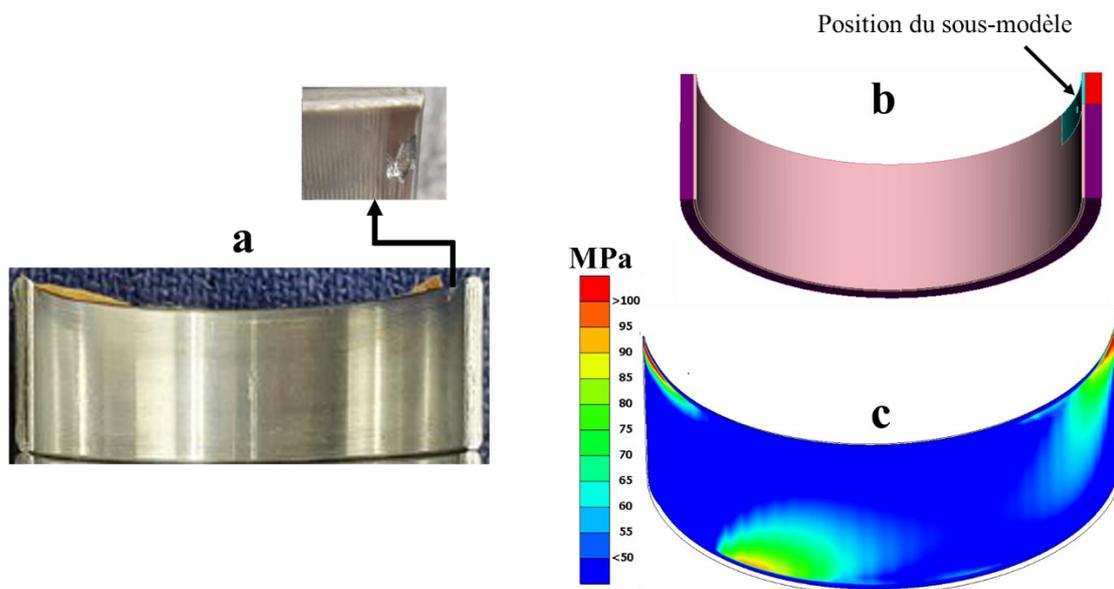


Figure 5.9 : Informations relatives à l'essai simulé (a) écaillage expérimental observé, (b) position du sous-modèle au niveau du coussinet et (c) cartographie de la pression maximale atteinte avec ce chargement.

2 168 669 cycles ont été nécessaires pour que la fissure atteigne l'interface avec l'acier. La figure 5.10 présente la propagation de fissure et la figure 5.11 montre l'augmentation de l'aire fissurée en fonction du nombre de cycles.

Afin de mieux comprendre la sollicitation en front de fissure, un trajet est isolé pour étudier l'évolution des taux de restitution d'énergie en fonction de la taille de fissure. La figure 5.12 positionne les nœuds

étudiés. La figure 5.13 montre l'évolution de $G_{I\text{MAX}}$, $G_{II\text{MAX}}$ et $G_{III\text{MAX}}$ durant un cycle de chargement, normés par rapport à G_c , avec la taille de fissure.

Nous observons que le mode I de propagation de fissure est prédominant par rapport aux deux autres modes. $G_{I\text{MAX}}$ augmente avec la propagation de la fissure jusqu'à 75% de l'épaisseur du substrat environ (220 μm). A partir de cette distance, la proximité du front de fissure avec la couche en acier plus rigide fait diminuer la valeur de $G_{I\text{MAX}}$ durant un cycle de chargement. Cela met en avant le caractère blindage / anti-blindage pour la propagation de fissure, provoqué par le caractère multicouche du coussinet, et est en accord avec les travaux présentés dans le chapitre 1.

Dans la figure 5.13, il est à noter que l'amplification de $G_{I\text{MAX}}$ suivant l'épaisseur semble quelque peu irrégulière jusqu'à 220 μm de profondeur. La progression multidirectionnelle du front de fissure, dans l'épaisseur et suivant la largeur du substrat, explique ces résultats. Plus la fissure progresse suivant la largeur en surface, plus l'ouverture de la fissure est accentuée en profondeur, ce qui est susceptible d'augmenter la valeur de $G_{I\text{MAX}}$. L'amplification de $G_{I\text{MAX}}$ dans l'épaisseur est une résultante de la propagation de la fissure dans l'épaisseur et dans la largeur.

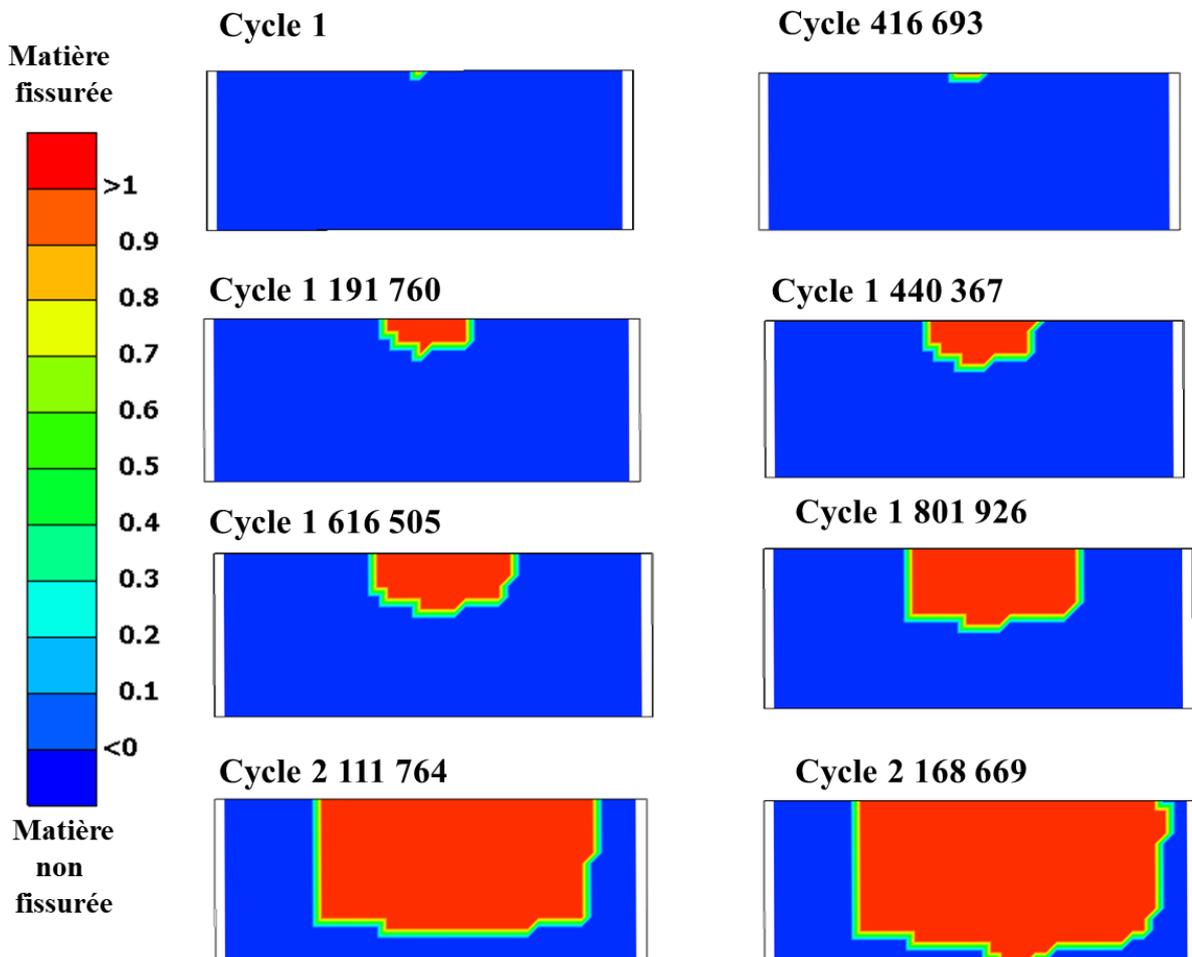


Figure 5.10 : Propagation de la fissure par fatigue dans l'épaisseur du substrat.

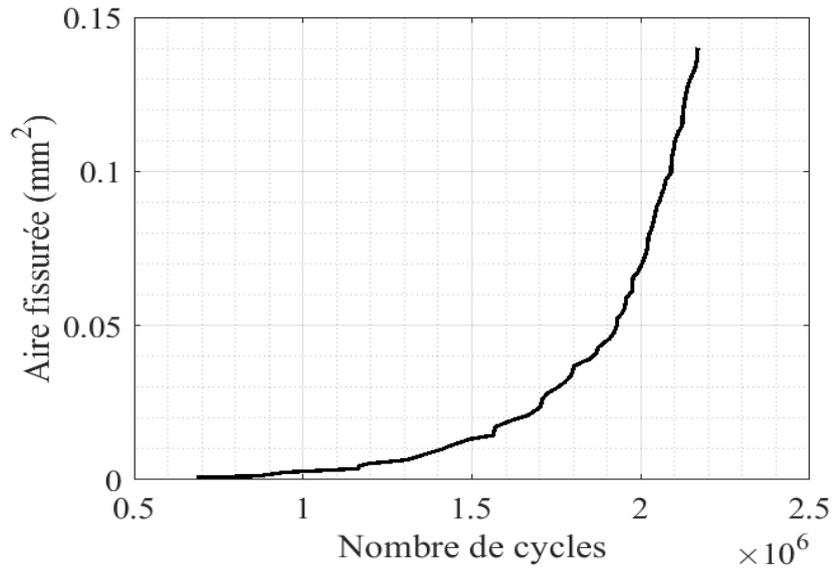


Figure 5.11 : Aire fissurée dans le substrat en fonction du nombre de cycles.

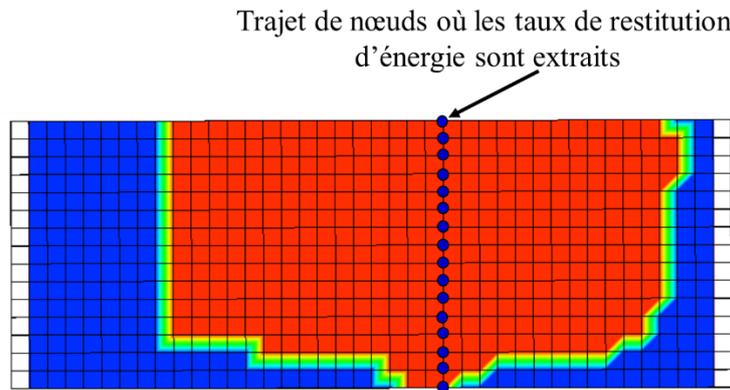


Figure 5.12 : Position des nœuds où l'évolution des taux de restitution d'énergie est étudiée.

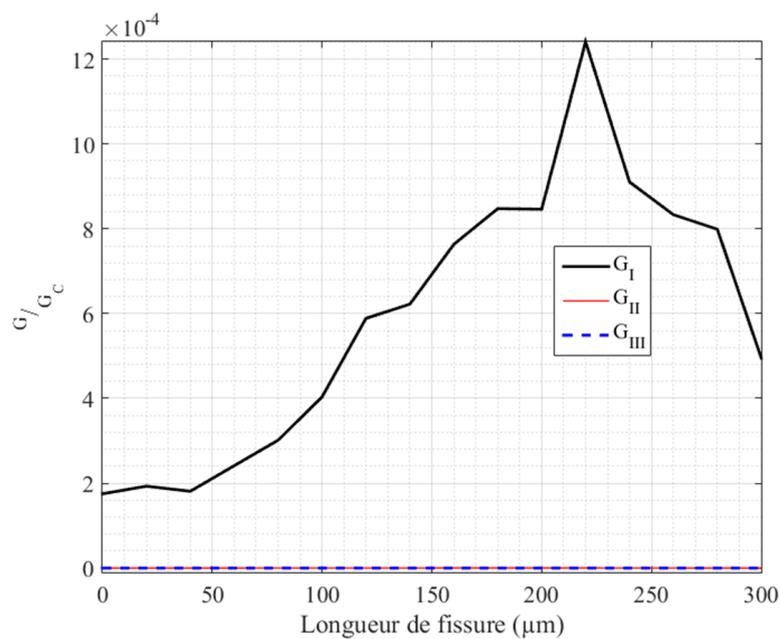


Figure 5.13 : Evolution des taux de restitution d'énergie, normés par G_c , dans l'épaisseur du substrat.

2.5 Délaminage suivant l'interface avec l'acier

Un second modèle numérique a été développé pour simuler la propagation d'une fissure par fatigue le long de l'interface avec la couche en acier. Dans ce second calcul, illustré par la figure 5.14, nous considérons que la fissure présente dans l'épaisseur du substrat s'est propagée dans toute la section de 800 μm de largeur. Un défaut initial est amorcé en sous-couche et est positionné au premier nœud où la fissure a atteint l'interface dans le calcul précédent

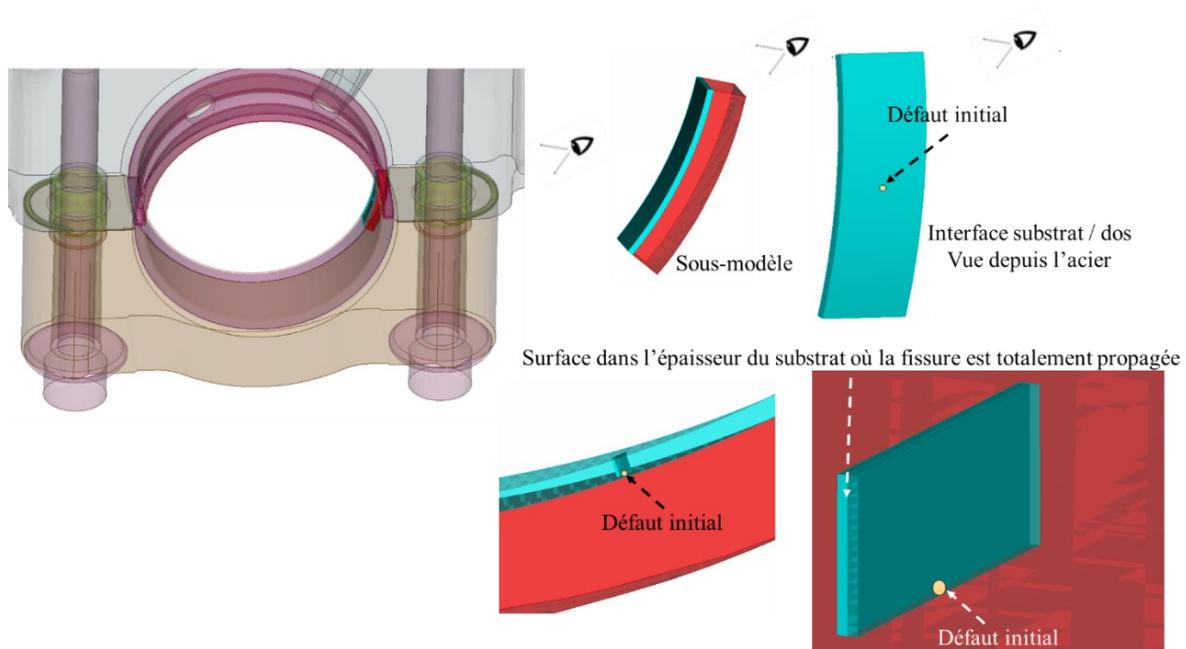


Figure 5.14: Modèle numérique pour la propagation d'une fissure par fatigue le long de l'interface avec l'acier.

Similairement au calcul précédent, nous considérons un effort de pression d'huile sur les nouvelles surfaces créées par le délaminage en sous-couche.

L'essai sur moteur simulé, dont la durée expérimentale moyenne est de 25,8 millions de cycles avant écaillage, a nécessité 2 168 669 cycles pour atteindre l'interface. Le calcul de délaminage a ensuite effectué 5 177 352 cycles avant qu'il ne diverge. En effet, à partir de ce nombre de cycles, un début de détachement d'un morceau du substrat a été observé du reste du coussinet, faisant interrompre le calcul.

La figure 5.15 montre la propagation de fissure observée dans le modèle numérique et la figure 5.16 montre l'augmentation de l'aire délaminée avec le nombre de cycles.

Lors des essais de validation sur moteur, plusieurs avaries d'écaillage ont été relevées. Dans la majorité des cas, l'essai n'a été arrêté que lorsqu'un endommagement sévère du coussinet a été détecté. Cela correspondait au détachement d'écailles de plusieurs millimètres ou dizaines de millimètres. La figure 5.17 montre la plus petite écaille détectée durant l'essai de validation sur moteur. Cette écaille avait une aire de 1,3 mm^2 .

Similairement au paragraphe précédent, afin de mieux comprendre la sollicitation en front de fissure, un trajet est sélectionné à l'interface avec l'acier (figure 5.18). L'évolution des taux de restitution d'énergie maximaux sur un cycle G_{IMAX} , G_{IIMAX} et G_{IIIMAX} , normés par rapport à G_c , est étudiée en fonction de la taille de la fissure (figure 5.19).

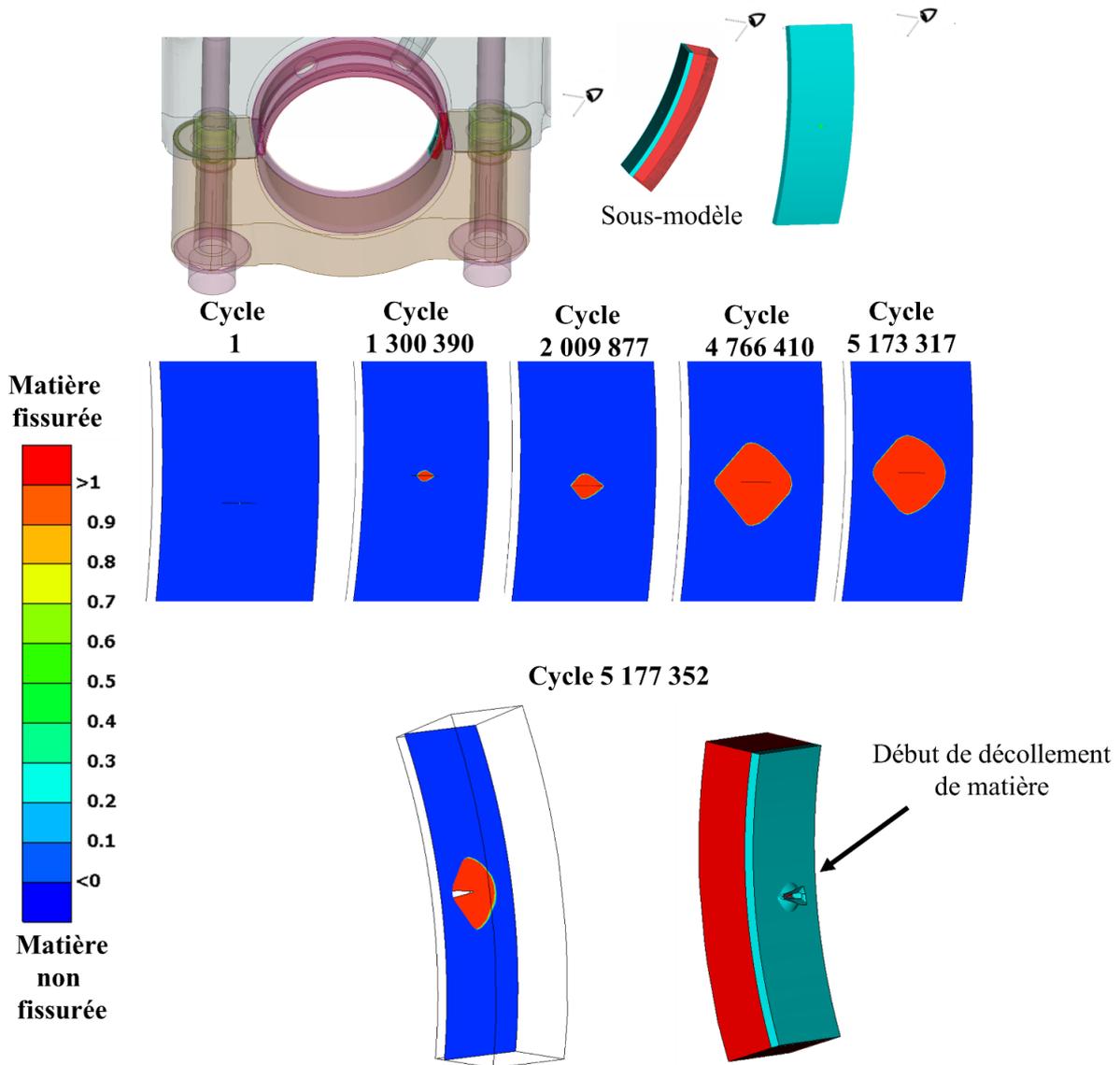


Figure 5.15 : Propagation de la fissure de fatigue à l'interface avec l'acier.

Similairement à la propagation dans l'épaisseur du substrat, à cause de la pression d'huile exercée sur les nouvelles surfaces créées par la fissure, le mode I prédomine les deux autres modes durant la phase de délaminage le long de l'interface avec l'acier. Nous pouvons observer que G_{IMAX} augmente avec la progression du délaminage (figure 5.19.a). A partir d'une certaine taille, l'ouverture de la fissure devient trop importante et G_{IMAX} augmente de façon très brutale, se rapprochant de la limite à rupture G_c (figure 5.19.b). A partir de ce moment, la pression d'huile dans le front de fissure devient largement plus élevée que celle imposée au niveau de la surface tribologique du coussinet, rendant un décollement de matière

possible. A l'issue de cette étude, la figure 5.20 propose un scénario de mécanisme conduisant à l'écaillage des coussinets sous chargement hydrodynamique rotatif.

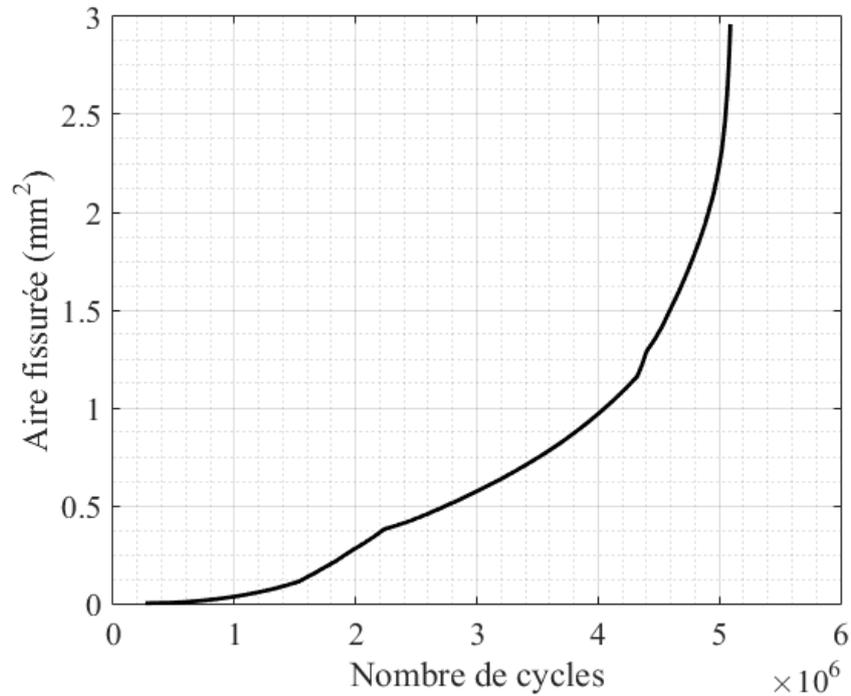


Figure 5.16 : Aire fissurée à l'interface avec l'acier en fonction du nombre de cycles.

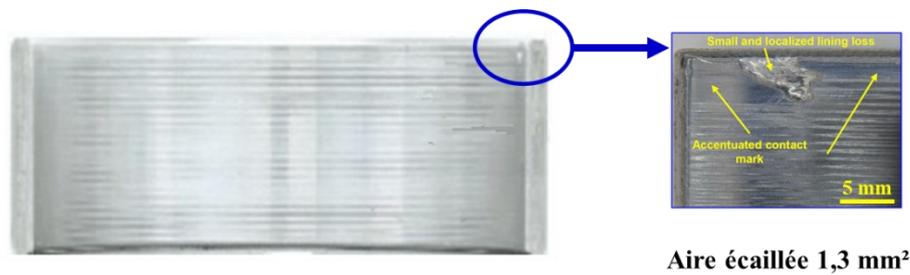


Figure 5.17: Ecaillage expérimental observé lors d'un essai de validation sur moteur.

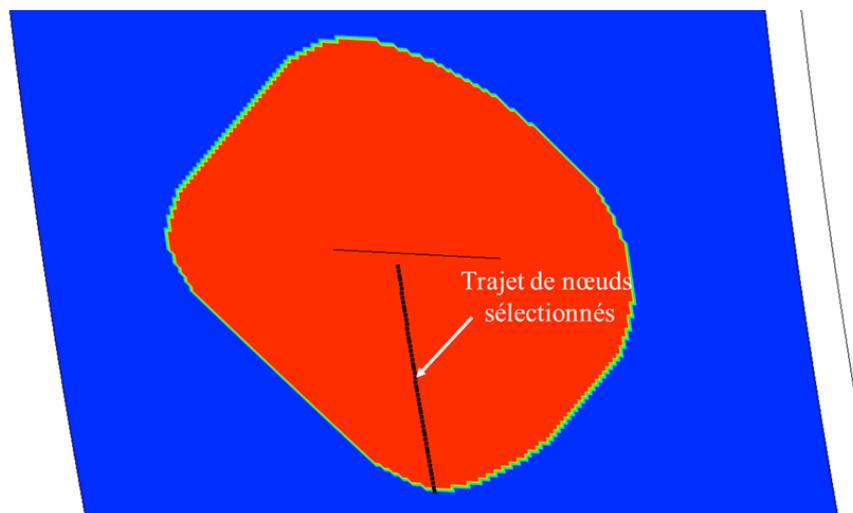


Figure 5.18 : Trajet de nœuds où l'évolution des taux de restitution d'énergie est étudiée à l'interface avec l'acier.

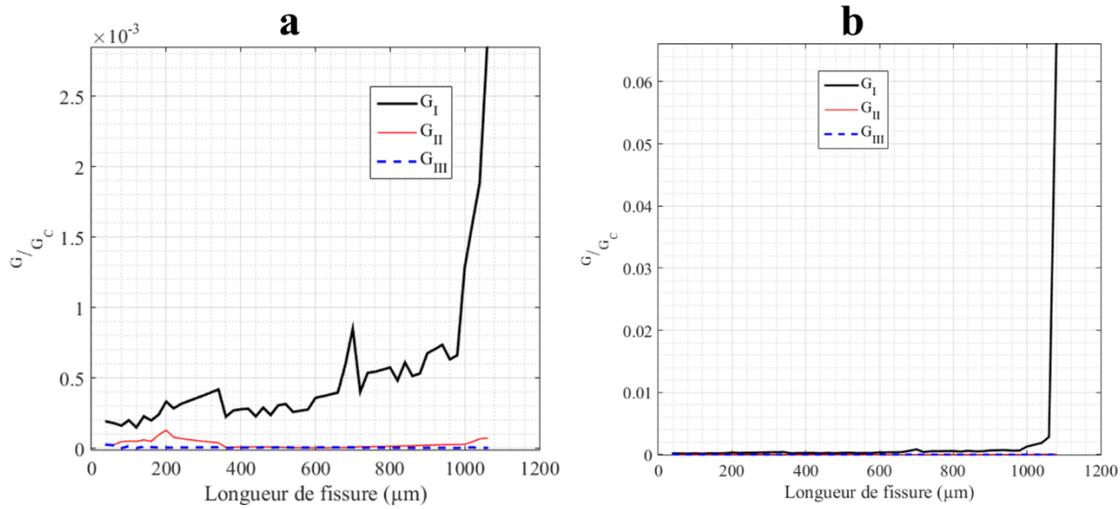


Figure 5.19 : Evolution des taux de restitution d'énergie maximaux sur un cycle, normés par rapport à G_c , à l'interface avec l'acier. (a) Jusqu'au cycle 5 173 317, et (b) jusqu'au cycle 5 177 352.

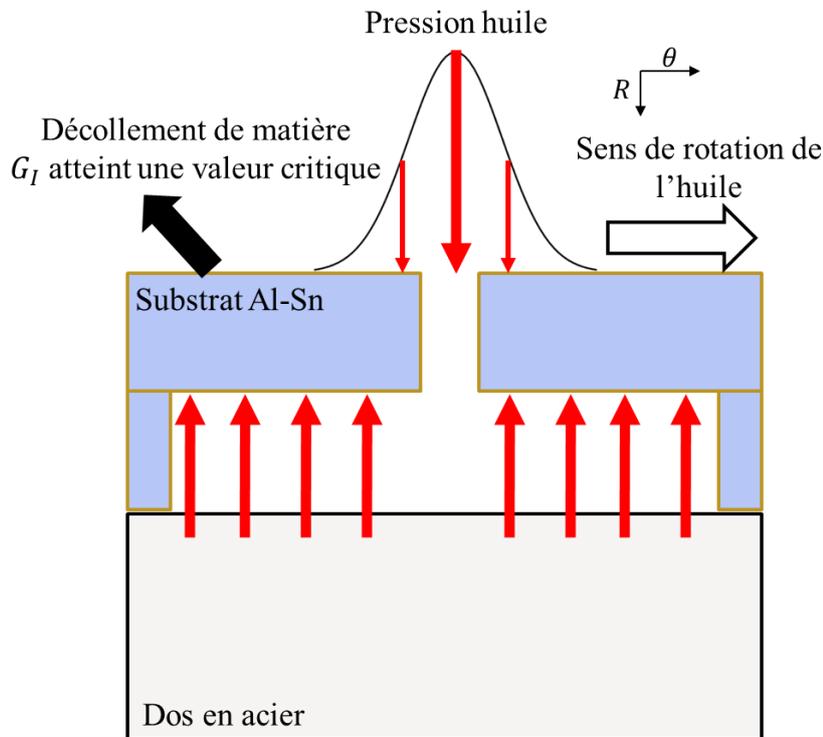


Figure 5.20 : Proposition du mécanisme conduisant à l'écaillage d'un coussinet sous pression hydrodynamique rotative.

2.6 Sensibilité au maillage

Afin de vérifier la sensibilité des résultats au maillage, un sous-modèle et un chargement hypothétiques ont été préalablement testés pour simuler le délaminage à l'interface avec l'acier. Des éléments hexaédriques à 8 nœuds sont utilisés avec la même taille de maille dans les trois directions de l'hexaèdre. Trois tailles ont été testées : 200, 50 et 20 μm , présentés dans la figure 5.21.

Après 7 millions de cycles, le calcul a été arrêté. La figure 5.22 montre le taux de restitution d'énergie maximal G_{MAX} calculé avec chaque maillage.

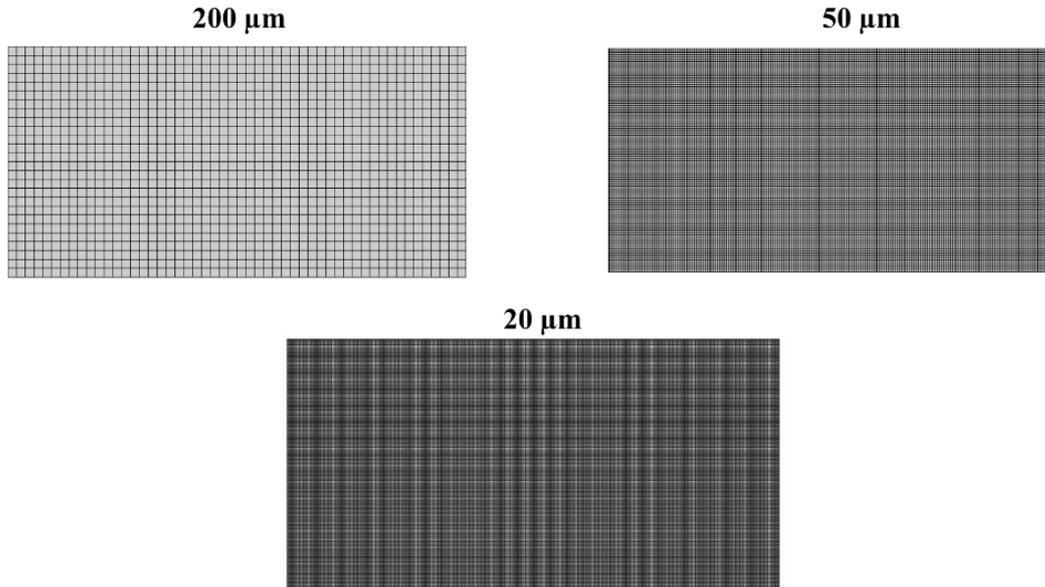


Figure 5.21: Les trois maillages testés à l'interface substrat aluminium-étain / dos en acier. La dimension affichée est la longueur de l'arête du cube élémentaire (C3D8).

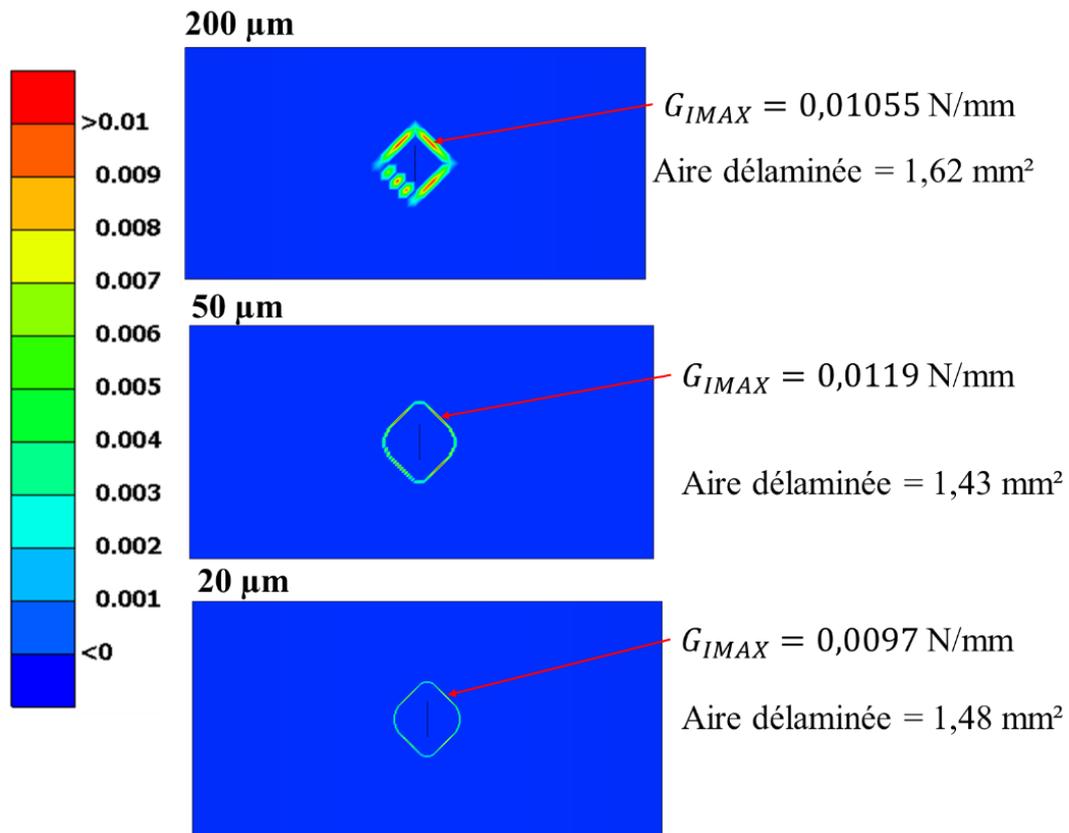


Figure 5.22 : G_{max} (N/mm) en fin de simulation à l'interface substrat aluminium-étain / dos en acier avec trois tailles de maillage différentes.

L'aire de délaminage et la valeur de G_{MAX} calculées entre la taille de maille de 200 μm et 20 μm étant inférieures à 10%, le maillage de 20 μm a été celui utilisé pour le sous-modèle de l'essai de validation simulé.

3 Discussion sur le caractère prédictif de l'approche « tolérance aux dommages »

Dans ce chapitre, un modèle numérique a été proposé pour déterminer la durée de vie d'un coussinet multicouche sous pression hydrodynamique *via* l'approche « tolérance aux dommages ». Cette approche permet d'examiner la propagation d'une fissure en fonction du nombre de cycles et d'identifier une taille critique où l'enlèvement de matière intervient.

A cause de la pression d'huile exercée sur les lèvres de la fissure, le taux de restitution en mode I, G_I , est prédominant par rapport aux deux autres modes II et III, dans l'épaisseur du substrat et à l'interface avec l'acier. A partir d'une certaine taille de fissure en sous-couche (phase de délaminage), la valeur de G_{MAX} augmente très rapidement, se rapprochant de la valeur critique G_{IC} , et un décollement de matière est visible dans le modèle numérique. Cet instant peut être associé à l'écaillage du coussinet.

Avec des paramètres d'une loi de Paris estimés dans la littérature, il a été possible de calculer une durée de vie de 7,3 millions de cycles environ comparée à une durée d'essai moyenne de 25,8 millions de cycles. Numériquement, le décollement de matière a débuté lorsque l'aire fissurée dans le calcul de délaminage a atteint 3 mm^2 . Expérimentalement, la majorité des essais de validation ont été arrêtés lorsque l'enlèvement de matière était de plusieurs millimètres et le coussinet fortement endommagé. La plus petite écaille déterminée durant les essais expérimentaux avait une aire de 1,3 mm^2 . Plusieurs raisons peuvent expliquer l'écart entre la modélisation réalisée et l'observation expérimentale :

- Deux phases ont été simulées dans deux modèles numériques : une propagation dans l'épaisseur du substrat en Al-Sn et une autre à l'interface avec l'acier. Pour être plus réaliste, il faut ajouter deux autres étapes. Une première phase pour amorcer le défaut initial à la surface libre du coussinet, et une seconde lorsque la fissure change de couche de matériau entre le substrat en aluminium-étain et l'interface avec l'acier. La prise en compte de toutes ces étapes dans le calcul permettra de se rapprocher de la réalité expérimentale et de déterminer une plus grande durée de vie.
- Le trajet considéré pour la phase de propagation dans l'épaisseur du substrat est le plus court possible. La fissure ne peut se propager que dans une section normale à l'interface. Les déviations de la fissure observées dans le chapitre 2 impliquent une plus grande distance à parcourir avant d'atteindre l'interface et conduisent donc à un nombre de cycles plus élevé.
- Le chargement appliqué en front de fissure est le même que celui en surface tribologique. Un calcul plus fin, couplant la pression d'huile et le déplacement des lèvres de la fissure, permettra d'estimer

un chargement plus réaliste, en surface tribologique et dans le front de la fissure. Dans le chapitre 3, une usure maximale de 8,75 μm en surface libre du coussinet a été suffisante pour modifier la cartographie de pression hydrodynamique calculée par EHD. Les dimensions de la fissure (800 μm dans la largeur du coussinet et 300 μm dans l'épaisseur) sont donc susceptibles de modifier le chargement d'huile localement, surtout lorsqu'on considère le fluide appliquant une pression sur les nouvelles surfaces créées. La distribution de la pression d'huile sur les lèvres de la fissure est encore inconnue (valeur de pression, durée de chargement, etc.).

- d. La prise en compte du caractère typique des fissures courtes. Dans cette étude, en s'inspirant des travaux de Burke [77, 172], nous avons considéré une loi de Paris basée sur le modèle de Tanaka. Cette modélisation donne une moyenne de la vitesse de propagation d'une fissure courte mais ne prend pas en compte les dispersions qui lui sont associées. Les dimensions de la fissure étudiée (de l'ordre de plusieurs centaines de μm) rendent non négligeables les effets de la microstructure et nécessitent donc une investigation plus fine.
- e. Les paramètres C et m de la loi de Paris ont été estimés dans la littérature pour un tricouche plat correspondant en matériau et en épaisseur à un coussinet multicouche. Cette loi a été déterminée sous température ambiante alors que l'essai simulé dans ce chapitre était à 150 °C. Pour être prédictif, il est important de caractériser le coussinet étudié à la température d'utilisation et dans toutes les couches où la fissure se propage : une loi pour une propagation dans l'épaisseur du substrat et une autre pour une propagation dans la couche d'accroche (*i.e.* pour la phase de délaminage).

La prise en compte des remarques évoquées ci-dessus permettrait de proposer un modèle prédictif plus proches des résultats expérimentaux et de pouvoir comparer les deux approches « durée de vie sûre » et « tolérance aux dommages ». Dans ces travaux de recherche, notre attention s'est focalisée sur la première approche au détriment de la seconde. Plusieurs défis associés à l'approche « tolérance aux dommages » nécessitent plus d'investigations avant de pouvoir proposer un modèle prédictif :

- a. Prise en compte du caractère hétérogène de l'aluminium-étain

Le mélange en aluminium-étain a été considéré comme un matériau homogène et isotrope dans le modèle numérique proposé. La prise en compte du caractère hétérogène semble importante pour déterminer un comportement réaliste pour la propagation d'une fissure par fatigue dans le substrat. La dispersion des particules d'étain est susceptible d'orienter, ou de bifurquer, une fissure vers les inclusions qui nécessitent le moins d'énergie pour sa propagation. Il serait intéressant de proposer une méthode de calcul qui prend en compte l'hétérogénéité de l'aluminium-étain, *via* un paramètre stochastique ou peut-être un découpage en cellules de Voronoï. Les travaux de Jian Lu [190] sur un modèle numérique considérant le caractère multiphasé de l'Al-Sn peuvent être source d'inspiration.

b. Prise en compte de l'environnement des coussinets

D'autres phénomènes associés à l'huile sont susceptibles d'impacter l'initiation et la propagation d'une fissure dans le coussinet multicouche : la cavitation, les traces de débris chimiques, des traces d'indentation, etc. A titre d'exemple, la figure 5.23 montre des traces d'indentations, provoquées par des débris présents dans l'huile, dans des cas de fissurations de coussinets observées sur moteur.

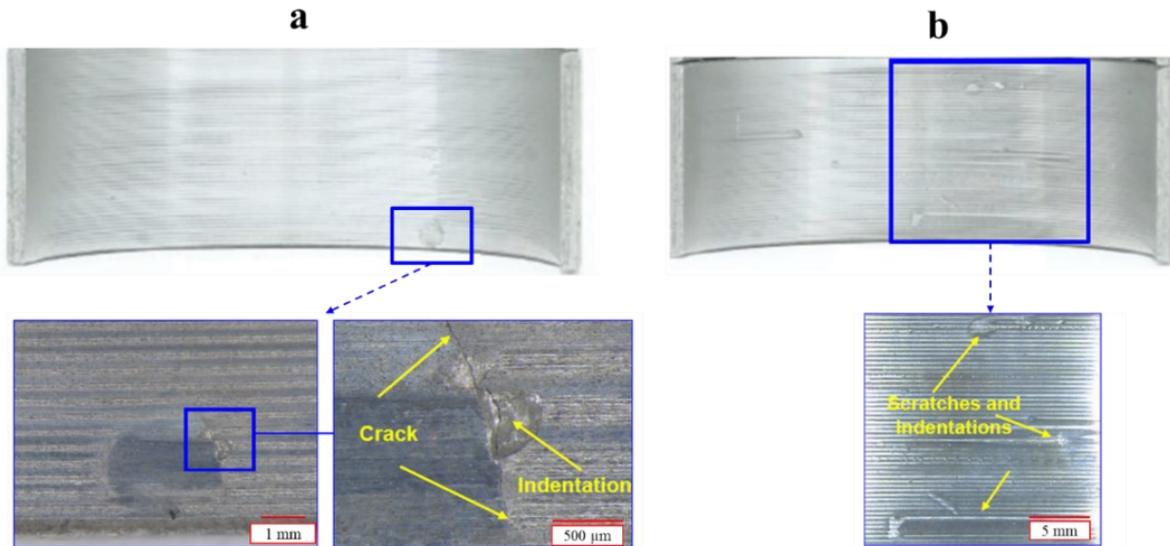


Figure 5.23 : Endommagements de coussinets provoqués par des débris dans l'huile après d'essais sur moteur. (a) fissuration et indentation du coussinet inférieur, (b) rayures et indentations du coussinet supérieur.

Dans l'exemple ci-dessus, l'indentation du coussinet inférieur est importante, environ 500 μm. Les observations au MEB (figure 5.24) n'ont pas identifié des traces de débris demeurant dans le creux de l'indentation, mais une propagation d'une fissure de fatigue.

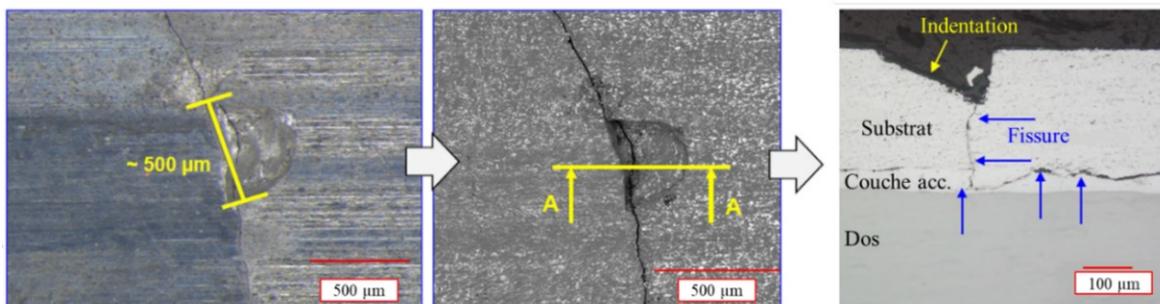


Figure 5.24 : Indentations de débris et fissure de fatigue observées dans un coussinet après un essai sur moteur.

La fissure a peut-être été initiée du fait de l'indentation provoquée par un débris de particule dans l'huile. Une autre hypothèse serait qu'une fissure existait déjà et une particule s'y est accrochée durant sa rotation, provoquant un micro-écaillage et déviant la fissure dans le substrat. Même avec un modèle numérique très avancé, il est difficile de prédire ces phénomènes et leur impact sur la durée de vie du

coussinet multicouche. Une meilleure prise en compte des aléas liés à l'environnement des coussinets (débris, cavitation, etc.) offre plusieurs pistes de recherche à investiguer.

c. La coalescence des fissures

Le mécanisme d'écaillage proposé dans ce chapitre étudie l'évolution d'une seule fissure jusqu'à ce qu'elle atteigne une taille critique. La pression d'huile, appliquée sur les lèvres de la fissure en sous-couche, provoque le détachement d'un morceau du substrat du reste du coussinet. Très probablement, ce mécanisme n'est pas le seul qui puisse provoquer l'enlèvement de matière. Durant la campagne expérimentale réalisée, plusieurs fissures étaient présentes à la surface libre d'un coussinet écaillé. La coalescence de fissures en sous-couche peut-être un autre mécanisme amenant à l'écaillage et il serait intéressant de l'étudier à travers un modèle numérique. Une hypothèse que nous proposons est lorsque deux fissures se rejoignent en sous-couche, localement la matière ne peut plus supporter les contraintes de compressions, provoquant l'enlèvement d'un morceau du substrat par flambage. Une autre possibilité est que lorsque deux fissures se rejoignent en sous-couche, l'huile en front de fissure n'est plus comprimée mais est sous pression atmosphérique. La propagation de la fissure pourrait alors être stoppée sans un impact détectable durant le fonctionnement du moteur. Plusieurs mécanismes pouvant provoquer l'écaillage d'un coussinet multicouche restent donc à explorer.

Ce chapitre est une première démarche pour montrer la faisabilité de l'approche « tolérance aux dommages » appliquée à l'écaillage des coussinets multicouches, mais une investigation plus approfondie dans de nouveaux projets de recherche permettrait de proposer un modèle numérique prédictif.

Conclusions et perspectives

Les coussinets bimétalliques offrent une bonne solution pour répondre aux exigences tribologiques d'un moteur thermique en fonctionnement. Leur structure multicouche permet d'associer simultanément un matériau malléable, l'aluminium-étain aux propriétés d'antifriction, à un matériau plus rigide, l'acier, qui répond aux besoins de tenue mécanique. Les demandes d'allègement de structures dans le secteur automobile contraignent les ingénieurs à concevoir des pièces sollicitées plus sévèrement vis-à-vis de leur durée de vie en fatigue. Dans le cas des coussinets multicouches, la rupture par fatigue intervient sous la forme d'écaillage qui correspond au détachement d'un morceau de la couche tribologique (*i.e.* du substrat en Al-Sn) du reste du coussinet.

Ce projet de recherche s'inscrit dans le cadre d'une convention CIFRE avec l'industriel Renault qui a relevé des avaries d'écaillage durant la phase de développement d'un de ses moteurs thermiques. Le principal objectif de ce travail est d'apporter, au travers de la modélisation numérique, un outil capable d'estimer la durée de vie en fatigue des coussinets multicouches sous chargement de pression hydrodynamique. L'outil fourni doit ensuite pouvoir être exploité pour déterminer l'endommagement d'un usage client sur le coussinet multicouche et permettre une conception optimale des composants de paliers vis-à-vis de leur durée de vie.

L'état de l'art a permis de souligner plusieurs limites sur la prédiction de l'endommagement par fatigue des coussinets de paliers multicouches amenant à leur écaillage. Le principal manque dans la littérature est l'absence d'un critère de fatigue qui considère l'état de contrainte multiaxiale 3D du coussinet sous la sollicitation hydrodynamique d'un moteur à combustion interne. De manière générale, les critères de fatigue multiaxiale pour un chargement quelconque ne sont pas formulés pour une sollicitation multiaxiale non-proportionnelle en compression et ne proposent pas pour ce type de sollicitation de méthodologie d'identification des paramètres du critère sur les données expérimentales. En l'absence de critère de fatigue, aucune étude ne s'est concentrée sur le cumul du dommage sur les coussinets lorsque différents cycles de chargements sont imposés, bien que ce type de sollicitations représente l'usage de service d'un client. Ce manque de détermination d'un critère de fatigue s'accompagne de lacunes dans la modélisation numérique. La recherche bibliographique met en avant qu'il n'existe pas un modèle numérique très fin permettant de prendre en compte la séquence complète de chargement imposée aux coussinets pour estimer les contraintes cycliques stabilisées. L'effet de l'assemblage par frettage et de l'usure par rodage sur la durée de vie des coussinets n'a pas été investigué, que ce soit à travers une étude numérique ou des travaux expérimentaux. Enfin, lorsque nous considérons la présence d'une fissure au sein du coussinet, les travaux actuels ne proposent pas une modélisation numérique capable d'estimer la durée de vie sous chargement hydrodynamique, et d'associer un critère pour l'écaillage dans le cadre de la mécanique de la rupture.

Pour répondre aux attentes de ce projet de recherche, une campagne expérimentale sur le banc d'essai MAPH³ de Renault a permis de caractériser le comportement en fatigue d'un coussinet multicouche sous chargement hydrodynamique. Une instrumentation du banc d'essai a permis de détecter un enlèvement de matière et l'impact de deux rapports de charge sur la durée de vie du coussinet a été exploré. Il est à noter la difficulté de faire ce type d'essais à cause notamment des problématiques de grippage, ou de l'endommagement des pièces environnantes, etc.

Les propriétés de fatigue dégagées ont été exploitées dans un modèle numérique EF qui se base sur l'approche « durée de vie sûre ». Un modèle numérique fin 3D a été développé pour estimer les contraintes cycliques du coussinet tout en incorporant la séquence complète des chargements imposés. Un état de contrainte cyclique en compression multiaxiale non-proportionnelle a été identifié. La comparaison de 29 modèles de fatigue multiaxiale a permis de sélectionner celui de Dang Van mais en l'adaptant à travers une pente positive dans le domaine de la compression. Ce critère a permis de décrire correctement l'endommagement expérimental, de prendre en compte toute la sévérité de la compression multiaxiale et de définir un domaine de durée de vie sûre coïncident avec le trajet des contraintes cycliques. Les données dégagées par la campagne expérimentale ont permis de déterminer la pente du critère de Dang Van en compression et d'estimer une loi de Basquin associée à la contrainte de cisaillement équivalent τ_{eq} du modèle de Dang Van.

Le caractère prédictif du critère de fatigue proposé a ensuite été investigué à travers une application sur moteur. La durée de vie estimée est en accord avec les essais de validation sévères de Renault pour deux coussinets différents sollicités dans un environnement très éloigné du banc d'essai MAPH. Une limite liée à la sollicitation du matériau en durée de vie a donc été identifiée et soutient l'utilisation du critère proposé pour estimer les risques d'écaillage.

Pour pouvoir être prédictif, la mise en place d'un modèle EF fin a été nécessaire. L'influence des chargements, cycliques et non cycliques, sur la durée de vie a donc été investiguée. De cette étude, nous notons l'effet important de la prise en compte des efforts d'assemblage par frottement et de l'usure du coussinet pour estimer une cartographie de durée de vie en accord avec les observations expérimentales. L'assemblage des coussinets dans leur logement permet de déterminer la durée de vie de manière conservatrice et réaliste. La prise en compte de l'usure permet d'apporter plus de précision dans les calculs de durées de vie en utilisant le chargement cyclique le plus proche de la réalité expérimentale.

L'exploitation industrielle la plus aboutie de ce travail de recherche est de pouvoir estimer l'endommagement que provoque l'usage d'un client sur un coussinet. Sous ce type de sollicitations, les cycles de chargements imposés sont très nombreux et varient très rapidement. Une approche de réduction de modèle a été proposée. Un plan d'expérience numérique couplé au critère de Dang Van a

³ MAPH : Machine À Paliers Hydrodynamiques

été implémenté pour associer une cartographie de durée de vie du coussinet à l'enveloppe d'utilisation d'un moteur (*i.e.* plan régime-charge). Cette cartographie permet d'estimer la durée de vie du coussinet en chaque point de fonctionnement d'un moteur et d'instaurer une démarche de cumul de dommage lorsque les chargements varient. Le dommage sur le coussinet lié à un usage client est alors estimé et une proportion de défaillance y est associée. Cette démarche représente l'aboutissement des travaux présentés portant sur l'approche « durée de vie sûre ».

Enfin, la présence d'une fissure et son évolution au sein du coussinet a été investiguée. La campagne expérimentale réalisée a permis de mieux comprendre les mécanismes de dégradation par fatigue du coussinet. Trois phases sont nécessaires pour décrire le comportement d'une fissure de fatigue dans le coussinet : une phase d'initiation en surface libre, une phase de propagation dans la couche du substrat et enfin une phase de délaminage suivant l'interface avec l'acier, jusqu'à ce que la rupture brutale intervienne sous la forme d'écaillage. Une modélisation numérique en accord avec ces observations a ensuite été proposée. Deux modèles de propagation ont ainsi été implémentés : un premier où la fissure se propage dans l'épaisseur du substrat et un deuxième qui correspond à la phase de délaminage suivant le dos en acier. Après que la fissure ait atteint une taille critique en sous-couche, le chargement de pression hydrodynamique en front de fissure devient trop important, provoquant le décollement d'un morceau du substrat. Cela se traduit par l'augmentation très rapide du taux de restitution d'énergie maximal en mode I, G_{IMAX} . Ce travail montre la faisabilité de la démarche de l'approche « tolérance aux dommages » pour estimer la durée de vie restante d'un coussinet avec un défaut amorcé sous chargement hydrodynamique, mais des investigations supplémentaires sont nécessaires pour proposer un modèle prédictif.

Les travaux de recherche dans ce rapport de thèse ouvrent plusieurs perspectives. La campagne expérimentale a mis en lumière la difficulté de faire des essais et seuls 7 ont pu être exploités. Ayant un matériau hétérogène, nous pouvons nous poser plusieurs questions : Est-ce qu'une pente dans le domaine de Dang Van est la limite la plus réaliste pour définir un domaine de durée de vie sûre ? Est-ce que la participation de la pression hydrostatique $P_H(t)$ et celle de l'amplitude du cisaillement local $\tau_{\text{ha}}(t)$ doivent être identiques ? Est-ce qu'il existe une sensibilité de la pente de Basquin basée sur τ_{eq} sur le rapport de charge en compression ? Avoir plus de points permettrait de mieux identifier le critère et ses limites en fatigue.

Il est également important de trouver un outil capable de détecter l'initiation et la propagation d'une fissure de fatigue dans un coussinet multicouche sous chargement hydrodynamique. Les moyens actuels ne sont pas aussi précis et ne permettent de détecter que l'enlèvement de matière d'un coussinet. Un outil plus avancé fournirait des durées de vie plus précises et permettrait de mieux estimer la durée de propagation dans chaque couche de matériau. Plusieurs méthodes peuvent être inspirées de la littérature. Nous pouvons par exemple citer la propagation d'ondes ultrasonores ou encore l'émission acoustique.

Approfondir l'approche « tolérance aux dommages » et la comparer à l'approche « durée de vie sûre » est la troisième perspective identifiée. Cette étude permettra d'examiner laquelle de ces deux approches serait la plus utile au niveau industriel, en particulier dans le contexte actuel du secteur automobile lié à l'allègement de structure et au « downsizing ».

En parallèle, plusieurs pistes existent pour améliorer l'approche « durée de vie sûre ». Au vu de l'effet important des contraintes d'assemblage par frettage, il serait intéressant d'étudier celles liées aux procédés de fabrication du coussinet. Il paraît également important d'estimer en amont des essais le chargement réel de service qui tient compte de l'usure par rodage du coussinet. Cela permettrait d'avoir un champ de pression hydrodynamique distribué sur une plus grande surface et d'examiner les effets de gradients de contrainte sur la durée de vie.

Enfin, la dernière perspective identifiée est la prise en compte de l'hétérogénéité de l'aluminium-étain. Le caractère multiphasé de ce mélange situe l'origine des mécanismes d'initiation d'une fissure à une échelle inférieure à l'échelle macroscopique. Il serait intéressant de proposer une approche qui se focalise sur ces mécanismes d'initiation, à l'échelle d'une particule ou d'un grain (échelle mésoscopique). Par exemple, un modèle d'initiation basé sur une représentation de type partition de Voronoï et utilisant le concept des dommages continus (CDM).

Bibliographie

1. D. Kopeliovich, *Bearings in internal combustion engines*. 2021 07/10/2021 [cited 2022 07/12/2022]; Available from: http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=bearings_in_internal_combustion_engines.
2. M.A. Miner, *Cumulative Damage in Fatigue*. Journal of Applied Mechanics, 1945. 3: p. 159-164.
3. L.F.J Coffin, *A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal*. Transactions of the ASME, 1954. 76: p. 931-950.
4. P. Paris, F.Erdogan, *A critical analysis of crack propagation laws*. Journal of Basic Engineering, 1963. 85(4): p. 528-534 DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3656900>.
5. Matsuishi, Endo, *Fatigue of metals subjected to varying stress – Fatigue lives under random loading*. Proceedings of the Kyushu District, meeting JSME, 1968: p. 37-40.
6. W. Elber, *Fatigue crack closure under cyclic tension*. Engineering Fracture Mechanics, 1970. 2: p. 37-45 DOI: [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(70\)90028-7](https://doi.org/10.1016/0013-7944(70)90028-7).
7. Y.Murakami, S.Kodama, S.Konumac, *Quantitative evaluation of effects of non-metallic inclusions on fatigue strength of high strength steels. I: Basic fatigue mechanism and evaluation of correlation between the fatigue fracture stress and the size and location of non-metallic inclusions*. International Journal of Fatigue, 1989. 11(5): p. 291-298 DOI: [https://doi.org/10.1016/0142-1123\(89\)90054-6](https://doi.org/10.1016/0142-1123(89)90054-6).
8. W.A. Wood, *Recent observations on fatigue fracture in metals*. ASTM STP, 1958.
9. A. Bignonnet, E.Charkaluk, *Thermomechanical fatigue in the automotive industry* European Structural Integrity Society, 2002: p. 319-330 DOI: [https://doi.org/10.1016/s1566-1369\(02\)80088-7](https://doi.org/10.1016/s1566-1369(02)80088-7)
10. E Charkaluk, A.Bignonnet, J.J. Thomas, *Dimensionnement à la fatigue thermomécanique de structures dans l'industrie automobile*. Mécanique & Industries, 2004. 5(1): p. 27-40 DOI: <https://doi.org/10.1051/meca:2004004>
11. M. Beranger, J.Fiard, K. Ammar, G. Cailletaud, *A new fatigue model including thermal ageing for low copper aluminum silicon alloys*. Procedia Engineering, 2018. 213: p. 720-729 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2018.02.068>.
12. G. Morin, E. Nicouleau-Bourles., F. Simon, and O. Prince, *Reliable diesel engine design based on a new numerical method*. SAE Tech. Pap., 2005 DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-1762>.
13. J.J. Thomas, G.Perroud, A. Bignonnet, D. Monnet, *Fatigue design and reliability in the automotive industry*. Fatigue Design and Reliability, 1999: p. 1-11 DOI: [https://doi.org/10.1016/s1566-1369\(99\)80025-9](https://doi.org/10.1016/s1566-1369(99)80025-9)
14. G. Morin, J.M. Cardona, O. Prince, and M. Pendola, *Reliability of innovative designs: A numerical approach applied to exhaust manifolds*. SAE Tech. Pap., 2006 DOI: <https://doi.org/10.4271/2006-01-0110>.

15. R. Salapete, B. Barlas, E. Nicouleau, D. Massinon, G. Cailletaud, and A. Pineau, *Modelling of fatigue damage in aluminum cylinder heads*. Fract. Nano Eng. Mater. Struct. - Proc. 16th Eur. Conf. Fract., 2006: p. 837–838 DOI: https://doi.org/10.1007/1-4020-4972-2_414.
16. D. Dowson, *History of Tribology*, S. Edition, Editor. 1998, Professional Engineering Publishing.
17. A. Zeren, *Embeddability behaviour of tin-based bearing material in dry sliding*. Materials & Design, 2007. 28: p. 2344-2350.
18. M.S. Ali, *Microstructural modelling of fatigue in layered bearing architectures*, in *Faculty of Engineering, Science & Mathematics. School of engineering science, Materials research group*. 2007, University of Southampton.
19. G.C Pratt, *Bearing materials : plain bearings*. Encyclopedia of Materials : Science and Technology, 2001: p. 488-496.
20. K. Mihara, Y. Inada, T. Mashiko, *Anti-Seizure properties of bearing in heavy-duty diesel engines*. SAE International, 1991.
21. M.R. Joyce, *Fatigue of Aluminium Linings in plain automotive bearings*. 2000, PhD, University of Southampton.
22. A.L Cabo, *Fatigue of multilayer coatings for plain bearings*. 2018, PhD, University of Southampton.
23. A. International, *ASM Handbook*. ASM International, 1992.
24. F.E. Black, *Babbitt bearings : F.E. Black. Machine Design*. Wear, 1960. 32: p. 163-165.
25. R.A. Collocat, *Mechanical fault diagnosis and condition monitoring*. 1977.
26. Allianz-Versicherungs-Aktiengesellschaft, *Handbook of Loss Prevention*. 1978.
27. H.P. Bloch, F.K. Geitner, H.P.B.F.K., *Practical Machinery Management for Process Plants: Volume 2 : Machinery Failure Analysis and Troubleshooting*. 1999.
28. A. Vencl, A.Rac., *Diesel engine crankshaft journal bearings failures : Case study*. Eng. Fail. Anal. , 2014. 44: p. 217–228 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.05.014>.
29. R.TECHNIpedia, *Dommages sur les coussinets dus à des particules*. [cited 2022; Available from: www.ms-motorservice.fr].
30. T.M.Hunt, *Handbook of Wear Debris Analysis and Particle Detection in Liquids*. 1 ed. 1993: Springer Dordrecht.
31. G. K. Nikas, R.S.Sayles, E.Ioannides, *Effects of Debris Particles in Sliding/Rolling Elastohydro Dynamic Contacts*. Journal of Engineering Tribology, 1998. 212(5): p. 333-342 DOI: <http://dx.doi.org/10.1243/1350650981542146>.
32. J.Ayel, *Usure dans les moteurs - Formes fondamentales*. Techniques de l'ingénieur, 2004. 33.
33. N.P. Barykin, F.A. Sadykov & I.R.Aslianian, *Wear and failure of babbitt bushes in steam turbine sliding bearings*. J. of Materi Eng and Perform, 2000. 9: p. 110-115 DOI: <https://doi.org/10.1361/105994900770346367>.

34. P.P. Love, P.G. Forrester, A.E. Burke, *Functions of materials in bearing operation*. 1953.
35. W.E. Duckworth, G.H. Walter, *Fatigue of plain bearings*. Int conf on fatigue and metals, 1956: p. 582-592.
36. E.A. Blount, *Design factors influencing the fatigue resistance of connecting-rod big-end bearings*. Proc Inst Mech Engrs, 1961. 175(10): p. 513-527.
37. S.K. Chen, S. Chen, *Some resolved and unresolved areas in journal orbit analysis*. SAE paper 920486, 1992.
38. N. Gyde, *Fatigue Fracture in babbitt lined journal bearings*. 1969, PhD, Technical uni of Denmark Copenhagen.
39. Y. Murakami, *Effect of surface roughness on fatigue strength*. in: Y. Murakami (Ed.) *Metal Fatigue*, Elsevier Science Ltd., 2002: p. 305-320.
40. A.S. Guilherme, G. E. P. Henriques, R.A. Zavanelli, M.F. Mesquita, *Surface roughness and fatigue performance of commercially pure titanium and Ti-6Al-4V alloy after different polishing protocols*. The Journal of Prosthetic Dentistry, 2005. 93: p. 378-385.
41. I.G. Greenfield, A. Purohit, *The effect of near-surface diffusion layer on fatigue of copper, Surface effects in crystal plasticity*. Hohegeiss (Germany) : Noordhoff-Leyden, 1977: p. 609-624.
42. C. Laird, D. J. Duquette, *Mechanisms of fatigue crack nucleation*. Corrosion fatigue (TX): NACE, 1972: p. 88-117.
43. J.C. Figueroa, C. Laird, *Crack initiation mechanisms in copper polycrystals cycled under constant strain amplitudes and in step tests*. Materials Science and Engineering, 1983. 60: p. 45-58.
44. J. Mendez, P. Violan, G. Gasc, *Initiation and growth of surface microcracks in polycrystalline copper cycled in air and in vacuum, The behaviour of short fatigue cracks*. Mechanical Engineering Publications, 1986: p. 145-161.
45. D.S. Grummon, D. J. Morrison, J.W. Jones, G.S. Was, *Ion implantation and fatigue crack initiation : Interaction of persistent slip bands with modified surface layers*. Materials Science and Engineering, 1989. A, 115: p. 331-336.
46. B.T. Ma, C. Laird, A.L. Radin, *Dependence of fatigue failure mechanism on the cycling history of polycrystalline copper*. Materials Science and Engineering, 1990. A, 123: p. 159-167.
47. S. M. Ibrahim, H. McCallion, *Stresses in oil lubricated bearings*. Proc. Instn. Mech. Engrs, 1970. 184 DOI: 10.1243/pime_proc_1969_184_010_02.
48. S. Hacifazlioglu, S. Karadeniz, *A parametric study of stress sources in journal bearings*. International Journal of Mechanical Sciences, 1996. 38(8-9): p. 1001-1015 DOI: [https://doi.org/10.1016/0020-7403\(95\)00086-0](https://doi.org/10.1016/0020-7403(95)00086-0).
49. M. Perez, C. Thomazi, S. Syngellakis, *Stress analysis of fluid film bearings*. Proceedings of the International Conference on Gearing, Transmission and Mechanics Systems., 2000.

50. H.A.H Hassan, *Fatigue cracking of dynamically loaded plain bearings*. 1971, PhD, University of Nottingham.
51. J.K. Blundell, *The fatigue of dynamically loaded journal bearings*. 1977, University of Nottingham.
52. J.K. Blundell, *Fatigue initiation in thin-walled journal bearings*. ASLE Trans, 1980. 33(2): p. 131-140.
53. J. Harbordt, *Beitrag zur theoretischen Ermittlung der Spannungen in den Schalen von Gleitlagern*. 1975, University of Karlsruhe.
54. O.R. Lang, *Gleitlager-Ermüdung unter dynamischer Last* VDIBerichte, 1975. 248: p. 57-67.
55. J. Harbordt, *Spannungen und Materialermüdung in mehrschichtigen Schalen von Gleitlagern*. VDI-Z 1976. 22: p. 1067-70.
56. K. Koilman, J. Harbordt, *Criteria for the material fatigue of dynamically loaded journal bearings*. HOPE Int. Symp. JSME, 1977: p. 317-324.
57. O.R.Lang, *Surface fatigue of plain bearings*. Wear, 1977. 43: p. 25-30.
58. F.A. Martin, D. R. Garner, D.R. Adams, *Hydrodynamic aspects of fatigue in plain journal bearings*. Trans. ASME J. Lub. Tech., 1981. 103: p. 150-156 DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3251604>.
59. M.W. Brown, *Aspects of fatigue crack growth*. Proc. Inst. Mech. Engrs 1988. 202: p. 19-29.
60. H. McCallion, M. Lotfi, *Tensile surface stresses and fatigue in plain journal bearings*. Tribology International, 1992. 25(4): p. 247-257 DOI: [https://doi.org/10.1016/0301-679x\(92\)90062-r](https://doi.org/10.1016/0301-679x(92)90062-r).
61. O.R. Lang, *Bearing Fatigue*. presented at the conference limits of lubrication, 1975.
62. O.R. Lang, *Plain bearing fatigue under dynamic loading*. 1975.
63. J. Harbordt, *Stresses and material fatigue in bi-metal shells of journal bearings*. 1976.
64. H. Peeken, *Operational life of journal bearing's combination material under the influence of pressure oil on the surface*. In Proceedings of the JSLE International Tribology Conference, 1985.
65. D. N. Fenner, J. D. C. McIvor, J. M. Conway-Jones, H. Xu, *The effect of compliance on peak oil film pressure in connecting rod bearings*. . In Nineteenth Leeds–Lyon Symposium on Tribology, 1992.
66. O. Pinkus, B. Sternlich, *Theory of Hydrodynamic Lubrication*. McGraw- Hill, New York., 1961.
67. H. Xu, *Elastohydrodynamic Lubrication in Plain Bearings*. Proceedings of the 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology International, 1997.
68. J. D. C. McIvor, D. N. Fenner, *Finite element analysis of dynamically loaded flexible journal bearings: a fast Newton–Raphson method*. Trans. ASME, J. Tribology, 1989: p. 597–604.

69. A.N. Grubin, *Fundamentals of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cylindrical surfaces*. In: Ketova, Kh.F. (ed) Proceedings of Symposium, Investigation of the Contact of Machine Components. Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering, Book No. 30, pp. 115–166, Moscow, 1949, D.S.I.R Trans. No. 337.
70. H. Spikes, Z. Jie, *History, Origins and Prediction of Elastohydrodynamic Friction*. Tribology Letters, 2014. 56(1): p. 1-25 DOI: 10.1007/s11249-014-0396-y.
71. R. Gawarkiewicz, J. Sikora, B. Siwek, *Problems of Analytical Determination of Journal Bearing Bush Fatigue Strength Estimates*. Key Engineering Materials, 2012. 490: p. 247-256 DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.490.247.
72. H. Bahai, H. Xu, *Three-dimensional elastoplastic finite element and elastohydrodynamic analyses of journal bearings*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1997. 211(2): p. 143-152 DOI: <https://doi.org/10.1243/0954406971521728>.
73. J.M. Conway-Jones, *Effect of housing flexibility on peak oil film pressure*. 1992.
74. M.M. Villar, M. M. Perez, *Elastic analysis of journal bearings*. Proceedings of ESDA04 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, 2004.
75. A. Burke, D. Wang, N. Wahdy, P.A.S. Reed, D. Merritt, S. Syngellakis, *Plain bearing stresses due to forming and oil film pressure*. Journal of Physics Conference Series, 2009 DOI: 10.1088/1742-6596/181/1/012010.
76. S. Syngellakis, A. Burke, *Residual and cyclic stresses in automotive plain bearings*. WIT Transactions on Engineering Sciences, 2012. 76 DOI: 10.2495/TD120161.
77. A. Burke Veliz, *Finite element modelling of fatigue crack growth in multi-layered architectures*. 2009, PhD, University of Southampton.
78. D. Rial, H. Kebir, E. Wintrebert, J.M Roelandt, *Multiaxial fatigue analysis of a metal flexible pipe*. Mater Design, 2014. 54: p. 796–804 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2013.08.105>.
79. H. Hachemi, H. Kebir, J.M Roelandt, E. Wintrebert, *Study of the braided corrugated hoses: behavior and life estimation*. Materials & Design, 2011. 32: p. 1957–66. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2010.11.075>.
80. M.C. Mwanza, M. R. Joyce, K. K. Lee, S. Syngellakis, P.A.S. Reed, *Microstructural characterisation of fatigue crack initiation in Al-based plain bearing alloys*. International Journal of Fatigue, 2003. 25: p. 1135–1145 DOI: 10.1016/S0142-1123(03)00148-8.
81. A. Laborda, A. Robinson, S. Wang, Y. Zhang, P. Reed, *Fatigue assessment of multilayer coatings using lock-in thermography*. Materials and Design, 2018. 141: p. 361–373 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2018.01.004>.
82. M.R. Joyce, S. Syngellakis, P.A.S Reed, *Microstructural influences on fatigue crack initiation and early growth behaviour in plain bearing Al-based linings*. Materials Science Forum Vols., 2000: p. 1445-1450 DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.331-337.1445.
83. M.R. Joyce, P.A.S. Reed, S. Syngellakis, *Numerical modelling of crack shielding and deflection in a multi-layered material system*. Materials Science and Engineering, 2003. 342: p. 11-22 DOI: [https://doi.org/10.1016/S0921-5093\(02\)00279-4](https://doi.org/10.1016/S0921-5093(02)00279-4).

84. M.R. Joyce, S. Syngellakis, P.A.S Reed, *Fatigue crack initiation and early growth in a multiphase Al alloy included in a multilayer material system*. Materials Science and Technology, 2004. 20: p. 47-56 DOI: 10.1179/026708304225010389.
85. J. Boselli, P.D. Pitcher, P.J. Gregson, I. Sinclair, *Secondary phase distribution analysis via finite body tessellation*. J Microsc, 1999. 195: p. 104-112.
86. J. Llorca, A. Needleman, S. Suresh, *Acta Metallurgica et Materialia*, 1991. 39: p. 2317-35.
87. T. Christman, A. Needleman, S. Suresh, *Acta Metallurgica et Materialia*, 1991. 37: p. 3029–50.
88. A.F. Whitehouse, T. Clyne, *Acta Metallurgica et Materialia*, 1995. 43: p. 2107-14.
89. S. Syngellakis, M.S. Ali, P.A.S.Reed, *Microstructural modelling of fatigue initiation in Aluminium-bearing alloys*. Int. J. Comp. Meth. and Exp. Meas., 2013. 1(3): p. 249–264 DOI: 10.2495/CMEM-V1-N3-249-264.
90. M. S. Ali, P.A.S. Reed, S. Syngellakis, *Comparison of fatigue performance of HVOF spray coated and conventional roll bonded aluminium bearing alloys*. Materials Science and Technology, 2009. 25: p. 575-581 DOI: 10.1179/174328408X322213.
91. K.H. Kim, M.A. Slazhniev, S. W. Kim, H. S. Sim, K. Euh, *Study on controlled segregation of Al-Sn alloys for bearings*. 8th International Conference on Electromagnetic Processing of Materials, Oct 2015, Cannes, France. fhal-01334926f, 2015.
92. J.L. Ligier, L. Dutfoy, *Fatigue prediction for engine bearing, Prévission de la tenue mécanique d'un coussinet*. 10th EDF/Pprime Workshop:“Condition Monitoring, Performance Improvement and Safe Operation of Bearings”, 2011.
93. A.L. Gurson, *Continuum theory of ductile rupture by void nucleation and growth: part I—yield criteria and flow rules for porous ductile media*. J Eng Mater Technol, 1977. 99: p. 2–15 DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3443401>.
94. V. Tvergaard, *Influence of voids on shear band instabilities under plane strain condition*. Int J Fract Mech, 1981. 17: p. 389–407 DOI: <https://doi.org/10.1007/BF00036191>.
95. J. Zhang, W.Q. Shen, A. Oueslati, G. De Saxcé, *Shakedown of porous materials*. International Journal of Plasticity, 2017. 95: p. 123-141 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijplas.2017.04.003>.
96. M.T. Yu, D.L. Topper, D. L. Duquesnay, M.S. Levin, *The effect of compressive peak stress on fatigue behaviour*. Int. J. Fatigue, 1986. 8(1): p. 9–15.
97. Qin Dong, Hulin Li, and Zhongwei Yin, *A cross-scale analysis method for predicting the compressive mechanical properties of tin-based bearing alloy*. Journal of Materials Science, 2022. 57: p. 20945–20956 DOI: <https://doi.org/10.1007/s10853-022-07923-0>.
98. VDI 2204, *Auslegung von Gleitlagerungen*. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf., 1992.
99. H. Basri, *Numerical solution of fatigue stress in journal bearing*. International Conference on Numerical Analysis in Engineering, 2007.
100. L. Yani, H.B., H.L. Marsil, *Fatigue life prediction in journal bearing*. Smart Material and Mechatronics, 2016. 2(1): p. 34-37.

101. Q. Dong, Z. Yin, H. Li, G. Gao, N. Zhong, Y. Chen, *Simulation and experimental verification of fatigue strength evaluation of journal bearing bush*. Engineering Failure Analysis, 2020. 109 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104275>.
102. C. Sous, H. Wünsch, G. Jacobs, C. Broeckmann, *Prediction of fatigue limit of journal bearings considering a multi-axial stress state*. Ind Lubr Tribol, 2016. 68: p. 430-438 DOI: <https://doi.org/10.1108/ILT-08-2015-0119>.
103. H. Wünsch, C. Sous, C. Broeckmann, *Multiaxial life prediction of hydrodynamic plain bearings*. MATEC Web of Conferences 165, 16001 2018 DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201816516001>.
104. J. Shigley, *Mechanical engineering design*. Mc Graw Hill Book Co., 1972: p. p. 458/581.
105. B. You, S. Lee, *A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals*. International Journal of Fatigue, 1996. 18: p. 235–44 DOI: [https://doi.org/10.1016/0142-1123\(96\)00002-3](https://doi.org/10.1016/0142-1123(96)00002-3).
106. I.V. Papadopoulos, P. Davoli, C. Gorla, M. Filipini, A. Bernasconi, , *A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals*. International Journal of Fatigue, 1997. 19: p. 219-35 DOI: [https://doi.org/10.1016/s0142-1123\(96\)00064-3](https://doi.org/10.1016/s0142-1123(96)00064-3).
107. B. Weber, *Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque*. 1999, PhD, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.
108. Z. Engin, D. Coker, *Comparison of equivalent stress methods with critical plane approaches for multiaxial high cycle fatigue assessment*. Procedia Struct Integr, 2017. 5: p. 1229–36 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2017.07.049>.
109. T. Palin-Luc, *Fatigue multiaxiale d'une fonte GS sous sollicitations combinées d'amplitude variable*. 1996, ENSAM: Talence.
110. T. Palin-Luc, S. Lassere, *High cycle multiaxial fatigue energetic criterion taking into account the volumic distribution of stresses*. Proceeding of 5th International Conference on Biaxial/Multiaxial Fatigue & Fracture, 1997: p. 63-79.
111. T. Palin-Luc, S. Lassere, *An energy based criterion for high cycle multiaxial fatigue*. European Journal of Mechanics, A/Solids, 1998. 17: p. 237-251.
112. M. Fogue, J. Bahuaud, *Fatigue multiaxiale à durée de vie illimitée*. 7ème Congrès Français de Mécanique, 1985: p. 30-31.
113. M. Fogue, *Critère de fatigue à longue durée de vie pour des états multiaxiaux de contraintes sinusoïdales en phase et hors phase*. 1987, PhD, Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Lyon.
114. K. Hohenemser, W. Prager, *The problem of fatigue strength under complex stresses*. Metallwirtsch., 1933. 24: p. 342-343.
115. H.J. Gough, H.V. Pollard, *The strength of metals under combined alternating stresses*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1935. 131(3): p. 1-103.
116. H.J. Gough, H.V. Pollard, W.J. Clenshaw, *Some experiments on the resistance of metals to fatigue under combined stresses*. Aeronautical Research Council, Report and Memoranda N° 2522, London : HMSO, 1951: p. 141

117. V.C. Davies, *Discussion of "The strength of metals under combined alternating stresses" by Gough H.J. and Pollard H.V.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1935. 131(3).
118. T. Nishihara, M. Kawamoto, *The strength of metals under combined alternating bending and torsion.* Memoirs of the College of Engineering, Kyoto Imperial University, 1941. 10(6): p. 177-201.
119. T. Nishihara, M. Kawamoto, *The strength of metals under combined alternating bending and torsion with phase difference.* Memoirs of College of Engineering, Kyoto Imperial University, 1945. 11(5): p. 85-112.
120. S.B. Lee., *Evaluation of Theories on Multiaxial Fatigue with Discriminating Specimens.* 1980, Stanford University.
121. S.B. Lee, *A criterion for fully reversed out-of phase torsion and bending.* ASTM STP 853, K.J. Miller and M.W. Brown Eds., Philadelphia : American Society for Testing and Materials & Design, 1985: p. 553-568.
122. S.B. Lee, *Biaxial and multiaxial fatigue.* London : Mechanical Engineering Publication, 1989: p. 621.
123. G. Sines, *Behavior of metals under complex static and alternating stresses.* Metal Fatigue - New-York : Mac Graw-Hill, Book Company, 1959: p. 145-169.
124. G. Sines, *Failure of materials under combined repeated stresses with superimposed static stress.* Washington : NACA Technical Note 3495, 1955.
125. G. Sines, G.Ohgi, *Fatigue criteria under combined stresses or strains.* Journal of Engineering Materials and Technology,, 1981. 103: p. 82-90.
126. B. Crossland, *Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel.* Institution of Mechanical Engineers, International Conference on Fatigue on Metals, 1956: p. 138-149.
127. B. Crossland, *The effect of pressure on the fatigue of metals.* In *Mechanical Behaviour of Materials under Pressure.* Pugh H.L.I.D. (ed), Amsterdam : Elsevier, 1970: p. 299-354.
128. J. Marin, *Interpretation of fatigue strengths for combined stresses.* Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals, Institution of Mechanical Engineers, London, 1956: p. 184-194.
129. H. Dietman, L. Issler, *Strength calculation under multiaxial out-of-phase fatigue loading.* Proceedings of the Sixth Congress on Materials Testing, Budapest, 1974.
130. H. Kakuno, Y. Kawada, *A new criterion of fatigue strength of a round bar subjected to combined static and repeated bending and torsion.* Fatigue of Engineering Materials and Structures, 1979. 2: p. 229-236.
131. Z. Hashin, *Fatigue failure criteria for combined cyclic stress.* International Journal of Fracture, 1981. 17(2): p. 101-109.
132. Y-S. Cheng, *Physical interpretation of Hashin's criterion of fatigue failure under multiaxial stress.* Engng. Fracture Mechanics, 1986. 24(2): p. 165-167.

-
133. I.V. Papadopoulos, *Fatigue polycyclique des métaux: une nouvelle approche*. 1987, PhD, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées.
134. F.B. Stulen, H.N. Cummings, *A failure criterion for Multiaxial Fatigue Stresses*. Proceedings of American Society for Testing and Materials. Philadelphia, 1954. 54: p. 822-835.
135. W.N. Findley, *Fatigue of metals under combinations of stresses*. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1957. 79: p. 1337-1348.
136. T. Yokobori, T. Yoshimurat, *A criterion for fatigue fracture under multiaxial alternating stress state*. Institute for Strength and Fracture of Materials, Tohoku University, Sendai, Japan, Report of Research, 1966.
137. D.L. McDiarmid, *A general criterion of fatigue failure under multiaxial stress*. Proceedings of Second International Conference on Pressure Vessel Technology, American Society of Mechanical Engineers, San Antonio, Texas, U.S.A, 1973. 2(61): p. 851-862.
138. D.L. McDiarmid, *A new analysis of fatigue under combined bending and twisting*. The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society, 1974. 78: p. 325-329.
139. K. Dang Van, *Sur la résistance à la fatigue des métaux*. Sci Tech L'armement, 1973. 47: p. 429-53.
140. K. Dang Van, A. Le Douron, H.P. Lieurade, , *Multiaxial fatigue limit : a new approach*. *Advances in Fracture Research*. 6th Int. Conf. Fracture, New Dehli, 1984: p. 1879-1885.
141. K. Dang Van, B.Griveau, O. Message, *On a new multiaxial fatigue criterion : theory and application*. *Biaxial and Multiaxial Fatigue*. EGF 3 (Edited by M.W. Brown and K.J. Miller), London : Mechanical Engineering Publications, 1989: p. 479-496.
142. T. Matake, *An explanation on fatigue limit under combined stress*. Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1977. 20: p. 257-263.
143. T. Matake, *Fatigue strength of notched specimen under combined stress*. Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1980. 23: p. 623-629.
144. C. Froustey, *Fatigue multiaxiale en endurance de l'acier 30NCD16*. 1987, ENSAM.
145. E.G. Munday, L.D. Mitchell, *The maximum-distorsion-energy ellipse as a biaxial fatigue criterion in view of gradient effects*. Experimental Mechanics, 1989. 29: p. 12-15.
146. J.L. Robert, *Contribution à l'étude de la fatigue multiaxiale sous sollicitations périodiques ou aléatoires*. 1992, Thèse de l'Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Lyon, N°ordre 92 ISAL 0004.
147. D. Broek, *Elementary engineering fracture mechanics*. 1982: Martinus Nijhoff Publishers.
148. A.A. Griffith, *The phenomenon of rupture and flow in solids*. Trans Roy Soc A221, 1921: p. 163-97.
149. G.R. Irwin, *Onset of fast crack propagation in high strength steel and aluminium alloys*. Proc. of the second sagamore conf vll, 1956: p. 289-305.
150. D.D. Fuller, *Theory and Practice of lubrication for engineers: Wiley*. 1956.

151. P.C. Paris, R.J. Bucci, E.T. Wessel, W.G. Clark and T.R. Mager, *Extensive study of low fatigue crack growth rates in A533 and A508 steels*. In stress analysis and growth of cracks. Spec. Tech. Publ. 513 pp 141-76. Philadelphia: ASTM., 1972.
152. A.G. Pineau, R.M. Pelloux, *Influence of strain induced martensitic transformations on fatigue crack growth rates in stainless steels*. Met Trans. V5A, 1974: p. 1103-12.
153. E. Horbogen, *Martensitic transformation at a propagating crack*. Acta Met V26, 1978: p. 147-52.
154. R.O. Ritchie, S. Suresh, C.M. Moss, *Near threshold fatigue crack growth in 2%Cr-1Mo pressure vessel steel in air and hydrogen*. J Eng Mats & Tech, 1980. 102: p. 937-940.
155. S. Suresh, *Fatigue of Materials*. 2nd Edition ed. 1998, Cambridge: Cambridge University Press.
156. K. Tanaka, T. Hoshide, N. Sakai, *Mechanics of fatigue crack propagation by crack plastic blunting*. Engineering Fracture Mechanics, 1984. 19: p. 805-825.
157. K.J. Miller, *The behaviour of short cracks and their initiation part 2. A general summary*. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures,, 1987. 10: p. 93-113.
158. K.S. Chan, J. Lankford, *A crack-tip strain model for the growth of small fatigue cracks*. Scripta Metallurgica, 1983. 17: p. 529-532.
159. Ph. Destuynder, M. Djaoua, S. Lescure, *Quelques remarques sur la mécanique de la rupture élastique*. Journal de la mécanique théorique et appliquée, 1983. 2: p. 113-135.
160. E.F. Rybicki, M. Kanninen, *A finite element calculation of stress intensity factors by a modified crack closure integral*. Eng Fract Mech, 1977. 9: p. 931–938 DOI: 10.1016/0013-7944(77)90013-3.
161. K.N. Shivakumar, P.W. Pan, J.C. Newman, *A virtual crack closure technique for calculating stress intensity factors for cracked three dimensional bodies*. Int J Fract Mech, 1988. 36: p. 43-50 DOI: 10.1007/BF00035103.
162. R. Krueger, *Virtual crack closure technique: history, approach, and applications*. Appl Mech Rev, 2004. 57: p. 109-143 DOI: 10.1115/1.1595677.
163. G.R. Irwin, *Fracture*. In: Flügge S (ed) Handbuch der Physik, vol VI. Springer, Berlin, pp 551–590, 1958.
164. P.S. Valvo, *A revised virtual crack closure technique for physically consistent fracture mode partitioning*. International Journal of Fracture, 2012. 173 DOI: 10.1007/s10704-011-9658-y.
165. K. Endo, T. Okada, T. Hariya, *Fatigue propagation in bearing metals lining on steel plates in lubricating oil*. Bulletin of JSME, 1972. 82: p. 439-445.
166. D.A. Ryder , M. Martin, M. Abdullah, *Some factors influencing stage I fatigue crack growth*. J. Met. Sci, 1977. 11: p. 340-344.
167. J.L. Tzou, S. Suresh, R.O. Ritchie, *Fatigue crack propagation in viscous environments*. Mechanical behaviour of materials, 1983. 4: p. 711-17.

168. S. Newman, *Kinetics of wetting of surfaces by polymers: Capillary flow*. Colloid and Interface Science, 1968. 26: p. 209-213.
169. A.K. Bhattacharya, W.D. Nix, *Analysis of elastic and plastic deformation associated with indentation testing of thin films on substrates*. International Journal of Solids and Structures, 1988. 24(12): p. 1287-1298 DOI: doi:10.1016/0020-7683(88)90091-1.
170. A. Burke-Veliz, P.A.S. Reed, S. Syngellakis, *Three-dimensional crack growth in multi-layered architectures for automotive plain bearings*. 12th International Conference on Fracture, 2009.
171. A. Burke-Veliz, S. Syngellakis, P.A.S. Reed, *Fatigue crack shielding and deflection in plain bearings under large-scale yielding*. Engineering Failure Analysis, 2010. 17: p. 648–657 DOI: 10.1016/j.engfailanal.2009.03.032.
172. A. Burke-Veliz, S. Syngellakis, P.A.S. Reed, *Assessment of three-dimensional crack growth in ductile layered material systems*. Engineering Fracture Mechanics, 2012. 88: p. 15-27 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfracmech.2012.03.007>.
173. K. Tanaka, Y. Akiniwa, Y. Nakai, R.P. Wei, *Modelling of small fatigue crack growth interacting with grain boundary*. Engineering Fracture Mechanics, 1986. 24: p. 803-819.
174. P. Harper, B. Hollingsworth, R. Dwyer-Joyce, B. Drinkwater, *Journal bearing oil film measurement using ultrasonic reflection*. Tribology Series, 2003. 41: p. 469-476 DOI: [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(03\)80161-X](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(03)80161-X).
175. M. Ozawa, S. Uchida, T. Kamada, H. Morimoto, *Study of mechanisms of explosive spalling in high-strength concrete at high temperatures using acoustic emission*. Construction and Building Materials, 2012. 37 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2012.06.070>.
176. S. M. Hosseini, M. Azadi, A. Ghasemi-Ghalebahman, S. M. Jafari *Fatigue crack initiation detection in ductile cast iron crankshaft under rotating bending fatigue test using the acoustic emission entropy method*. Engineering Failure Analysis, 2023. 144 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2022.106981>.
177. J. Lemaitre, J.L. Chaboche, *Mechanics of Solid Materials*. 1990: Cambridge University Press.
178. D. Bonneau, A. Fatu, D. Souchet, *Paliers hydrodynamiques 1: équations, modèles numériques isothermes et lubrification mixte*. Lavoisier.
179. T.L. Nguyen, A. Fatu, D. Souchet, *Etude du contact entre le coussinet et le logement dans un palier lisse*. 21ème Congrès Français de Mécanique. 2013.
180. L.V. Root, *Fatigue design of electronic equipment*. The Shock and Vibration Bulletin, 1969. 40: p. 97-101.
181. D.V. Nelson, H.O. Fuchs., *Predictions of cumulative fatigue damage using condensed load histories – Fatigue under Complex Loading*. SAE, 1977.
182. W. Barrois, *Fiabilité des structures en fatigue basée sur l'utilisation des résultats en essais, Première partie*. 66, 1977: p. 51-75.
183. W. Barrois, *Fiabilité des structures en fatigue basée sur l'utilisation des résultats en essais, Deuxième partie*. L'Aéronautique et l'Astronautique, 1977. 67: p. 39-56.

-
184. B. Kenmeugne, B.D. Soh Fotsing, G. F. Anago, M. Fogue, J-L. Robert, *Application of Multiaxial Fatigue Criteria to Mechanical Design*. International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.), 2011. 5.
185. A. Regis, J.-M.Linares, S. Arroyave-Tobon, E. Mermoz, *Numerical model to predict wear of dynamically loaded plain bearings*. Wear, 2022. 508-509 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2022.204467>.
186. G. Mesmacque, S.Garcia, A. Amrouche, C. Rubio-Gonzalez, *Sequential law in multiaxial fatigue, a new damage indicator*. International Journal of Fatigue, 2005. 27: p. 461–467 DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2004.08.005.
187. A. Aid, J. Chalet, A. Amrouche, G. Mesmaque, M. Benguedia, *A new damage indicator: From Blocks Loading to Random Loading*. 9th Int Fatigue Congress, Atlanta, USA, 2006.
188. A. Aid, A. Amrouche, B. Bachir Bouiadja, M. Benguedia, G. Mesmacque, *Fatigue life prediction under variable loading based on a new damage model*. Materials and Design, 2011. 32: p. 183-191 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2010.06.010>.
189. American Society of Metals., *Metal Handbook - Volume 2 : Properties and Selection : Nonferrous Alloys and Pure Metals*. 1989: ASM Intl.
190. J. Liu, *Material characterisation and modelling of fatigue initiation in Aluminium based plain bearing materials*. , in *School of engineering sciences*. 2005, PhD, University of Southampton.
191. I.V. Papadopoulos, *A new criterion of fatigue strength for out-of phase bending and torsion of hard metals*. International Journal of Fatigue, 1994. 16: p. 377-384.
192. J.A. Araujo, A.P. Dantas, F.C. Castro, E.N. Mamiya, J.L.A. Ferreira, *On the characterization of the critical plane with a simple and fast alternative measure of the shear stress amplitude in multiaxial fatigue*. International Journal of Fatigue, 2011. 33 DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2011.01.002.
193. L. Susmel, *A simple and efficient numerical algorithm to determine the orientation of the critical plane in multiaxial fatigue problems*. International Journal of Fatigue, 2010. 32: p. 1875–1883 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2010.05.004>.
194. C.A. Gonçalves, J.A. Aleander Arujo, E. N. Mamiya, *A simple multiaxial fatigue criterion for metals*. C. R. Mecanique, 2004. 332: p. 963–968 DOI: 10.1016/j.crme.2004.09.003.
195. N. Zouain, E.N. Mamiya, F. Comes, *Using enclosing ellipsoids in multiaxial fatigue strength criteria*. European Journal of Mechanics A/Solids, 2006. 25: p. 51-71 DOI: 10.1016/j.euromechsol.2005.07.006.

Annexes

Annexe A : Détails des nomenclatures associées aux critères de fatigue multiaxiale avec l'approche plan critique

Nomenclature pour des modèles de fatigue appartenant à l'approche plan critique

Les composantes normales σ_{hh} et tangentielles τ_h du tenseur des contraintes, agissant sur un plan de matière π de normale h , sont considérées dans ce type de critère. Le tenseur des contraintes est projeté sur chaque plan de matière et une première fonction F_{plan} permet d'identifier le plan critique du critère. Le plan critique est le plan où la fonction F_{plan} est maximale. Sur ce plan, l'équation du critère permet de calculer un coefficient de sécurité.

Le tenseur des contraintes, multiaxial à 6 composantes, agit à chaque instant t sur le plan de normale h via son produit scalaire avec le vecteur normal h , donnant le vecteur de contrainte : $\Phi_h(t) = [\sigma(t)]h$; Ce vecteur $\Phi_h(t)$ se décompose en une contrainte normale $\sigma_{hh}(t)$ et une contrainte tangentielle $\tau_h(t)$, avec :

$$\sigma_{hh}(t) = h[\sigma(t)]h \quad (\text{A.1})$$

$$\tau_h(t) = \sqrt{\tau_{uh}^2(t) + \tau_{vh}^2(t)} \quad (\text{A.2})$$

$$\tau_{uh}(t) = u[\sigma(t)]h \quad (\text{A.3})$$

$$\tau_{vh}(t) = v[\sigma(t)]h \quad (\text{A.4})$$

Où h , u et v sont les vecteurs définissant le repère lié au plan de matière de normale h . Dans le terme σ_{hh} , le premier h indique la direction étudiée, et le deuxième indique qu'on est sur le plan de normale h . La figure A.1 illustre comment se décompose le vecteur $\Phi_h(t)$ sur le plan π , de normale h , et passant par le point de matière P à l'instant t . Le repère global de la structure est donné par le repère (1,2,3) :

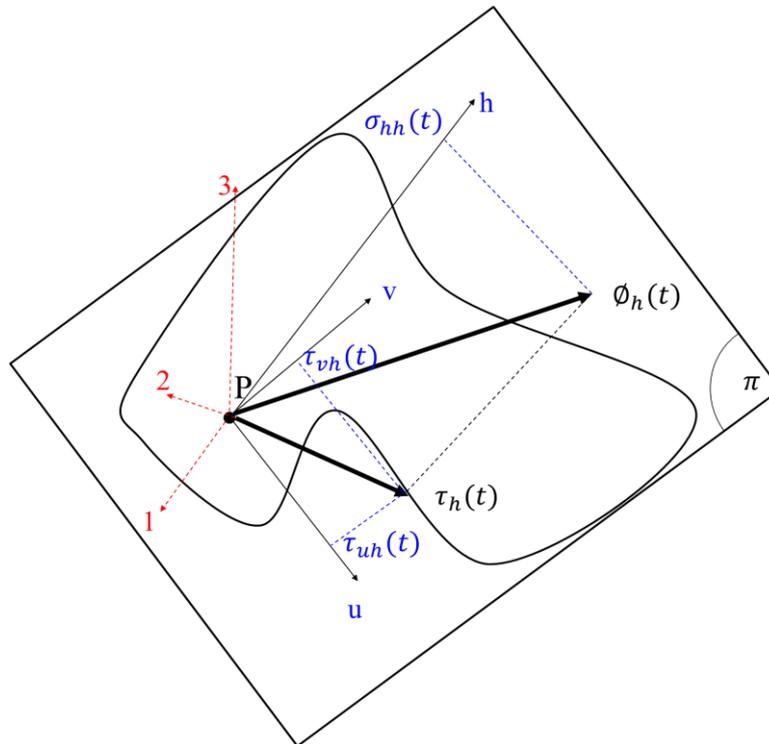


Figure A.1: Décomposition de $\Phi_h(t)$, sur le plan de matière π , de normale h , dans le repère (h, u, v) .

Sur ce plan, plusieurs termes sont définis après l'application du cycle de chargement :

σ_{hhmin} : contrainte normale minimale

σ_{hhmax} : contrainte normale maximale

σ_{hha} : amplitude de la contrainte normale $\frac{\sigma_{hhmax} - \sigma_{hhmin}}{2}$

σ_{hhm} : contrainte normale moyenne $\frac{\sigma_{hhmax} + \sigma_{hhmin}}{2}$

$\sigma_{hha}(t)$: partie alternée de la contrainte normale à l'instant $t = \sigma_{hh}(t) - \sigma_{hhm}$

La figure A.2 suivante illustre les grandeurs associées à la contrainte normale σ_{hh} du plan π définie par sa normale h .

Sur ce plan, il existe également 2 autres composantes tangentielles, $\tau_{uh}(t)$ et $\tau_{vh}(t)$. Ces termes sont ceux du cisaillement local, *i.e.* définie au niveau local du plan étudié. La détermination de l'amplitude et de la valeur moyenne du cisaillement sur ce plan est un peu plus complexe à cause du caractère bidimensionnel du cisaillement et nécessite des algorithmes et philosophies différentes.

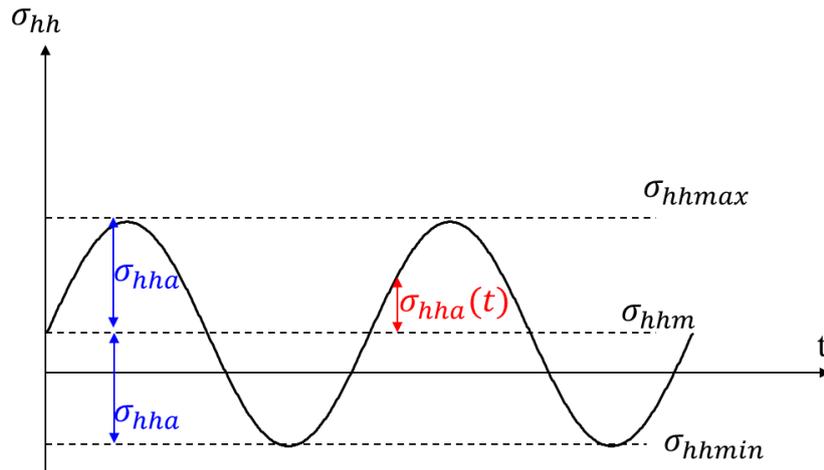


Figure A.2: Termes liés à la composante de la contrainte normale σ_{hh} .

Dans cette thèse, nous allons considérer 2 approches adoptées dans la littérature pour déterminer le cisaillement local :

1. Le cercle circonscrit minimal (Minimum circumscribed circle MCC) : C'est l'approche historique et la plus couramment utilisée. Proposée en premier par Dang Van [139], puis ultérieurement par Papadopoulos [191], cette méthode cherche à enfermer tout le trajet de cisaillement $\tau_h(t)$ dans un cercle. Le rayon du cercle doit être le plus petit possible capable de contenir tout le trajet. Cette technique est itérative : elle met à jour le centre du cercle, et son rayon, à chaque instant t du chargement. Le cercle a un comportement cinématique et isotrope : il est capable de se déplacer et de s'agrandir. Un algorithme est nécessaire pour le déterminer : Il faut 2 ou 3 points pour le délimiter. La figure A.3 suivante illustre cette méthode :

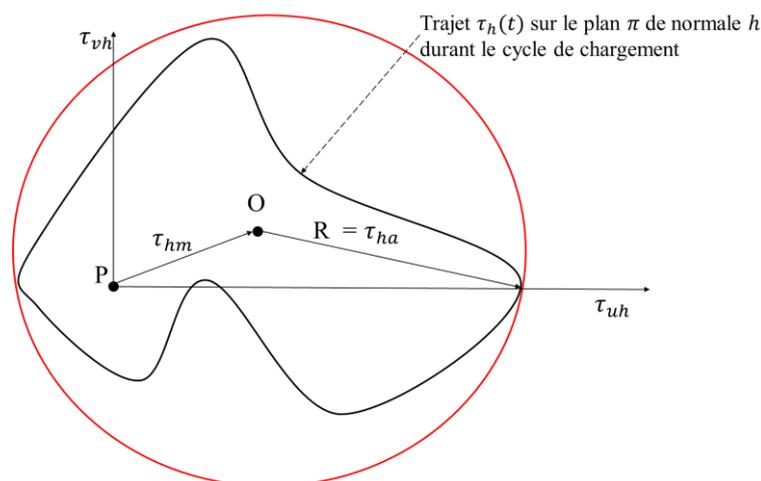


Figure A.3: Amplitude du cisaillement local τ_{ha} par la méthode du cercle circonscrit minimal.

2. L'algorithme précédent est coûteux en temps de calcul. Plus récemment, en 2011, Araujo *et al.* [192] ont proposé une méthode qui cherche à enfermer l'ensemble du trajet de cisaillement

$\tau_h(t)$ dans le plus grand rectangle en frontière avec $\tau_h(t)$. Cette méthode s'appelle le maximum du rectangle de Hull (Maximum Rectangular Hull, MRH). Elle consiste en premier lieu à identifier un rectangle englobant $\tau_h(t)$ à l'intérieur de ses frontières. Des rotations de ce rectangle sont effectuées en maintenant toutefois comme exigence le contact des deux arrêtes avec $\tau_h(t)$. La racine carrée de la somme des demi-côtés, élevées au carré, est alors l'amplitude de cisaillement local (figure A.4). Cette méthode prend mieux en compte la multiaxialité des contraintes à un niveau local.

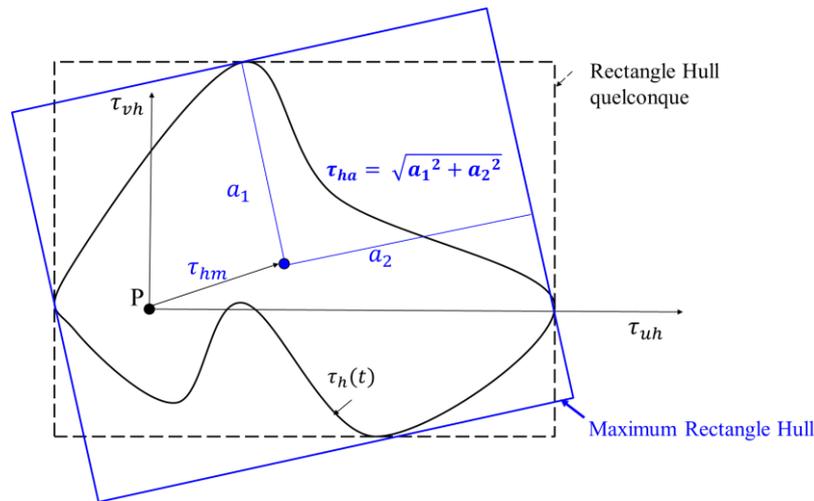


Figure A.4 : Calcul du cisaillement local par la méthode MRH, sur un plan de normale h .

Les termes relatifs à la contrainte tangentielle sont :

τ_{ha} : Amplitude de la contrainte tangentielle

τ_{hm} : Contrainte tangentielle moyenne

$\tau_{ha}(t)$: Partie alternée de la contrainte tangentielle à l'instant t , $\tau_{ha}(t) = \tau_h(t) - \tau_{hm}$

Le calcul des grandeurs présentées se fait plan par plan et pour tous les plans physiques. Il faut imaginer que l'on a une sphère et l'on varie en latitude et longitude. Naturellement plus on est fin, plus on est précis et capable de mieux identifier les valeurs critiques. Dans cette thèse, comme recommandé par Weber dans ses travaux [107], la sphère de rayon unité est découpée en des facettes avec un pas angulaire inférieur à 10° .

Il est à noter que d'autres méthodes sont proposées dans la littérature pour déterminer l'amplitude du cisaillement local (méthode de maximum de variance (MVM) [193], « hyper-ellipsoïde » [194, 195], etc.) mais ne sont pas considérées dans cette étude.

Annexe B : Calcul du taux de restitution d'énergie par la technique

VCCT

Si nous nous limitons dans le cas 2D, nous avons le front de fissure présenté dans la figure B.1 :

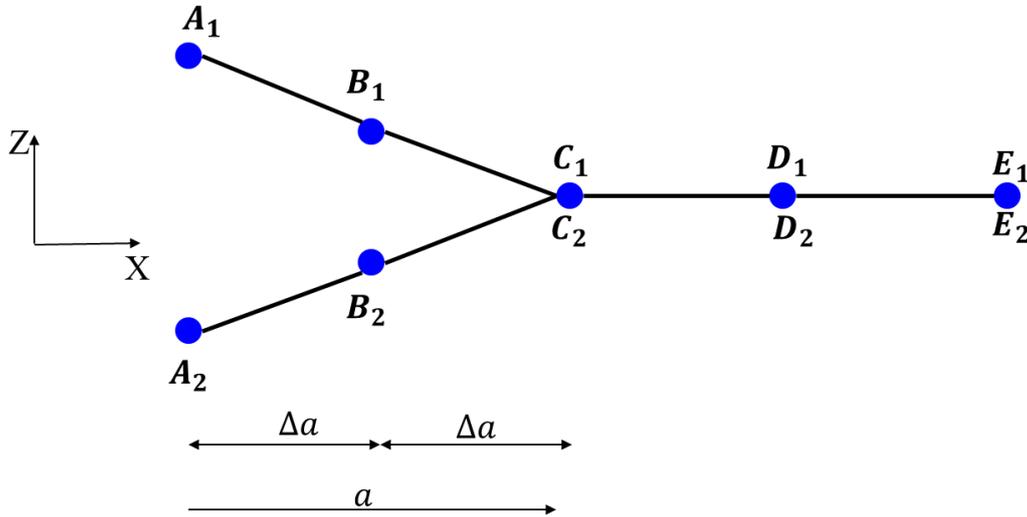


Figure B.1 : Propagation de fissure en 2D, illustration inspirée par les travaux de Valvo [164].

$$G = \lim_{\Delta a \rightarrow 0} \left[\int_0^{\Delta a} \sigma_z(x) \Delta w(x - \Delta a) dx + \int_0^{\Delta a} \tau_{zx}(x) \Delta u(x - \Delta a) dx \right] \quad (\text{B.1})$$

où :

σ_z et τ_{zx} sont respectivement les contraintes normales et de cisaillement sur le plan de fissure, Δu et Δw les déplacements respectifs suivant x et z lorsque la fissure avance de Δa . Lorsque nous sommes dans un calcul par éléments finis, le calcul de G se fait de manière discontinue, Δa étant posé par la distance du nœud le plus proche :

$$G = \frac{1}{2B\Delta a} (X_c \Delta u_c + Z_c \Delta w_c) \quad (\text{B.2})$$

où B est la largeur suivant y , X_c et Z_c sont les efforts suivant x et z au nœud C , Δu_c et Δw_c sont les déplacements au nœud C lorsque la fissure se propage de Δa .

En principe, le calcul doit se faire en 2 étapes, comme illustré dans la figure B.2.

- Un premier calcul pour déterminer les efforts internes : X_c et Z_c , lorsque la fissure a une longueur a : $X_c = X_{c_1} = -X_{c_2}$ / $Z_c = Z_{c_1} = -Z_{c_2}$

- Un deuxième calcul qui détermine les déplacements relatifs lorsque la fissure a une longueur $a + \Delta a$: $\Delta u_c = u_{c_1} - u_{c_2}$ et $\Delta w_c = w_{c_1} - w_{c_2}$. Ce deuxième calcul est fait en tant qu'extension virtuelle en libérant les contraintes aux nœuds définissant le front de fissure C_1 et C_2 .

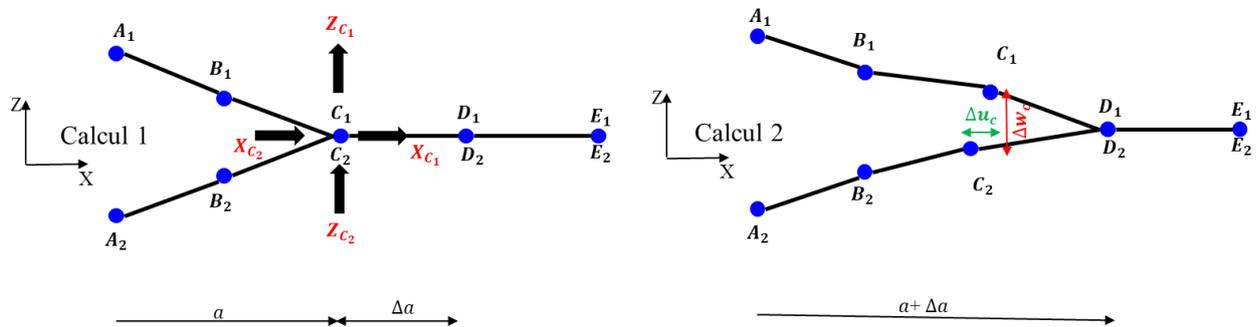


Figure B.2 : Etapes de calcul dans la méthode VCCT.

En 3D, nous avons :

$$G_I = \frac{Z_c \Delta w_c}{2B\Delta a} ; G_{II} = \frac{X_c \Delta u_c}{2B\Delta a} ; G_{III} = \frac{Y_c \Delta v_c}{2B\Delta a}$$

où y complète le repère orthonormé (O, x, y, z) , v_c et Y_c sont respectivement le déplacement et l'effort au point C suivant l'axe y.

Sous les conditions que $\Delta a \ll a$, une unique étape est effectuée [160] en faisant l'hypothèse que

$$\Delta u_c \approx \Delta u_B = u_{B_1} - u_{B_2} \text{ et } \Delta w_c \approx \Delta w_B = w_{B_1} - w_{B_2} ;$$

Annexe C : Observation de la propagation d'une fissure de fatigue suivant la couche d'accroche

Afin d'examiner si l'endommagement des coussinets peut s'apparenter à des mécanismes de propagations cycliques de fissures, nous avons procédé à l'analyse de zones fissurées et non écaillées dans des coussinets endommagés. Comme illustrée par la figure C.1, une écaille a été décollée du substrat (1) en faisant quelques cycles de trempage dans l'azote liquide suivi de quelques cycles de pinçage (2) au niveau du plan de joint du coussinet. Au bout de quelques cycles de trempage-pinçage, la partie fissurée s'est décollée du coussinet et a permis l'observation de la propagation de la fissure par fatigue en sous-couche.

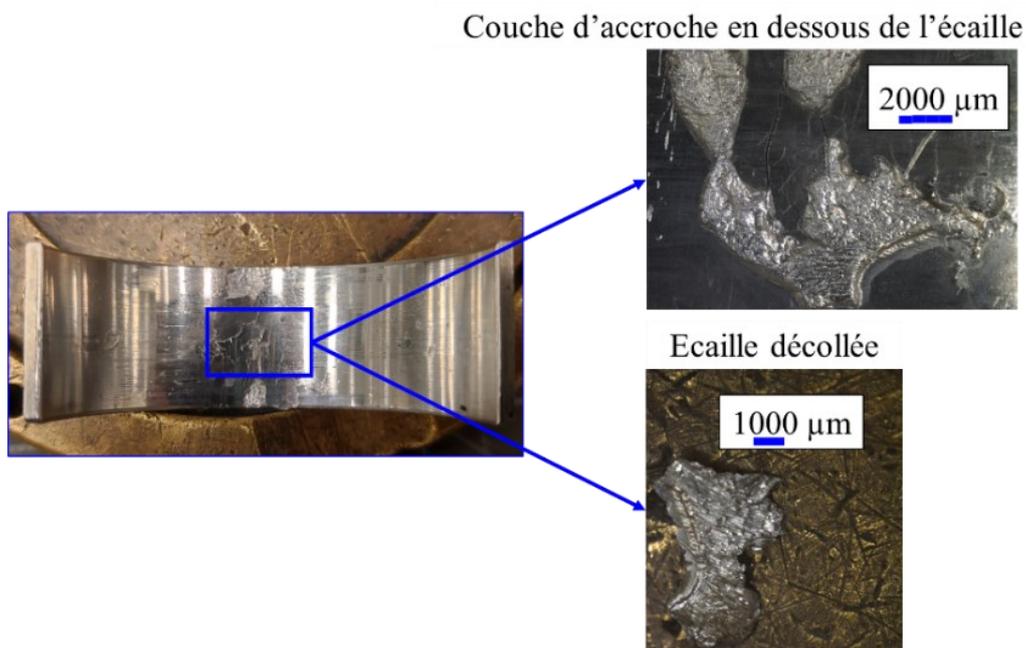


Figure C.1 : Ecaille décollée du coussinet pour observer les traces de fissures en sous-couche. Coussinet 1 testé sous banc MAPH avec la géométrie de bielle A, en chargeant 67 kN côté âme de la bielle.

Des observations au MEB en électrons secondaires ont ensuite été effectuées sur la partie de la couche d'accroche qui est restée solidaire du dos en acier. La figure C.2 montre des traces de types languettes à cet endroit.

Au sein d'une languette, des traces de matage peuvent se voir. Une explication proposée pour ces traces de matage est l'appui cyclique du substrat sur la couche d'accroche provoquée par la pression de l'huile imposée au niveau de la surface tribologique. Ainsi, lorsqu'une fissure de fatigue se propage en sous-couche, le contact cyclique du substrat sur la couche d'accroche va faire apparaître des zones matées et « gommer » d'éventuelles traces de stries de fatigue. La présence de languettes illustre une très bonne adhésion avec l'acier car dans le cas inverse uniquement des traces de matage seraient observées, laissant penser à une propagation assez rapide. Parce que nous savons que l'écaillage est provoqué par un

endommagement de type fatigue, nous pouvons supposer que ces languettes indiquent une propagation cyclique. Dans la figure C.2, il est possible de deviner le sens de propagation : du bas gauche de l'image vers le haut droit, les languettes se décollent dans ce sens.

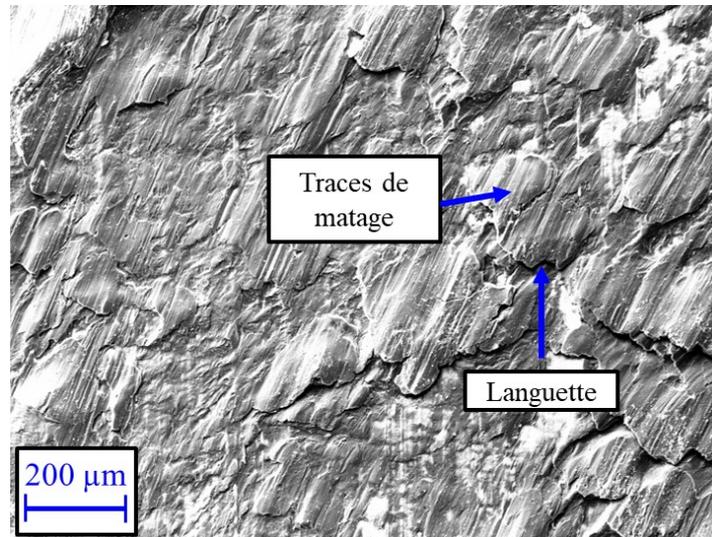


Figure C.2 : Image MEB en électrons secondaires de traces de languettes au niveau de la couche d'accroche. Observations effectuées après l'enlèvement d'une écaille du substrat dans la figure C.1 ;

En outre, ces languettes montrent une propagation difficile pour la fissure de fatigue dans la couche d'accroche. Elles peuvent être vues comme des arrêts ponctuels où la fissure ne peut plus avancer suivant son sens de propagation initiale et est obligée de changer de direction. La figure C.3 montre une propagation d'une fissure de fatigue dans la couche d'accroche vue de profil. Bien que la direction globale soit similaire à celle qu'emprunte le délaminage suivant une interface, localement, le trajet de la fissure a un comportement assez complexe avec plusieurs déviations dans la couche d'accroche.

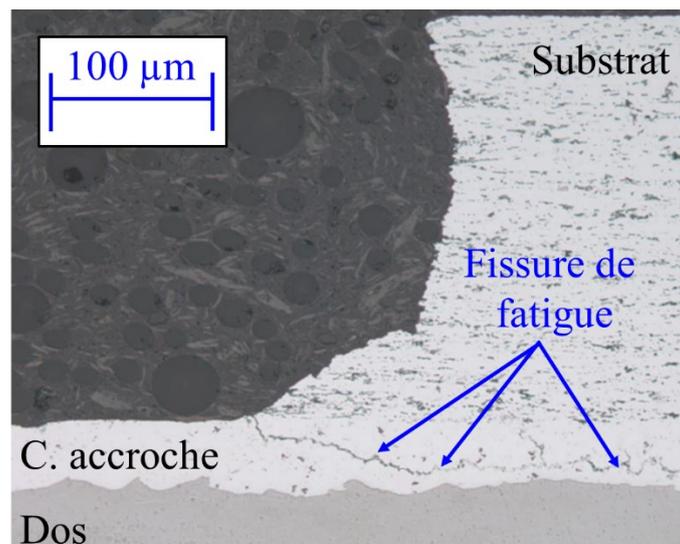


Figure C.3 : Propagation d'une fissure de fatigue dans la couche d'accroche, vue de profil. Essai avec le coussinet 1 avec un essai de validation Renault sous banc moteur.

Annexe D : Calcul du cisaillement équivalent de Dang Van à 10 millions de cycles

La contrainte équivalente de Dang Van τ_{eq} en un point M est calculée via l'équation D.1 :

$$\tau_{eq} = \alpha P_H (M) + \tau_{ha} (M) \quad (D.1)$$

avec P_H la pression hydrostatique et τ_{ha} l'amplitude de la contrainte de cisaillement local.

Parallèlement, τ_{eq} est modélisée par une loi de Basquin suivant l'équation D.2 :

$$\log(N) = a + b \times \log(\tau_{eq}) \quad (D.2)$$

Le 'log' représentant le logarithme décimal. Nous avons donc

$$\log(10^7) = a + b \times \log(\tau_{eq}(10^7)) \quad (D.3)$$

En faisant D.3 – D.2, nous obtenons :

$$\log(10^7) - \log(N) = b \times \log(\tau_{eq}(10^7)) - b \times \log(\tau_{eq})$$

$$\log\left(\frac{10^7}{N}\right) = b \times \log\left(\frac{\tau_{eq}(10^7)}{\tau_{eq}}\right)$$

$$10^{\frac{\log\left(\frac{10^7}{N}\right)}{b}} = \frac{\tau_{eq}(10^7)}{\tau_{eq}}$$

$$\tau_{eq} \times 10^{\frac{\log\left(\frac{10^7}{N}\right)}{b}} = \tau_{eq}(10^7) \quad (D.4)$$

En injectant D.1 dans D.4, nous avons pour un essai de durée de vie N_i :

$$\tau_{eq}(10^7) = (\alpha P_H(N_i) + \tau_{ha}(N_i)) \times 10^{\frac{\log\left(\frac{10^7}{N_i}\right)}{b}} \quad (D.5)$$

Additionnellement, d'après l'équation D.3, nous pouvons déterminer $b = \frac{7 - a}{\log(\tau_{eq}(10^7))}$;

Annexe E : Exemple d'une sommation discrète d'une intégrale par découpage en classe pour estimer une densité de répartition

Soit N une variable aléatoire représentant la durée de vie d'une pièce.

20 essais réalisés ont donné les durées de vie présentées dans le tableau E.1 :

Tableau E.1: Endommagement d'une pièce à la suite d'un essai.

Durée de vie N en nombre de cycles
8 507 126
5 605 595
9 296 088
6 966 672
5 827 909
8 153 972
8 790 139
9 889 116
522 300
8 654 385
6 125 664
9 899 502
5 276 800
4 795 233
8 013 476
2 278 429
4 980 942
9 008 524
5 746 612
8 451 781

La plus petite valeur de N est 522 300 cycles et la plus grande est 9 899 502 cycles. Nous choisissons d'étudier l'occurrence de ces essais dans des classes avec un pas de 500 000 cycles : $C_1 = [0, 500\,000]$, $C_2 = [500\,000, 1\,000\,000]$, ..., $C_{20} = [9\,500\,000, 10\,000\,000]$

Nous aboutissons donc à l'histogramme présenté dans la figure E.1.

La discrétisation par classe permet d'estimer la fonction de répartition de la durée de vie N.

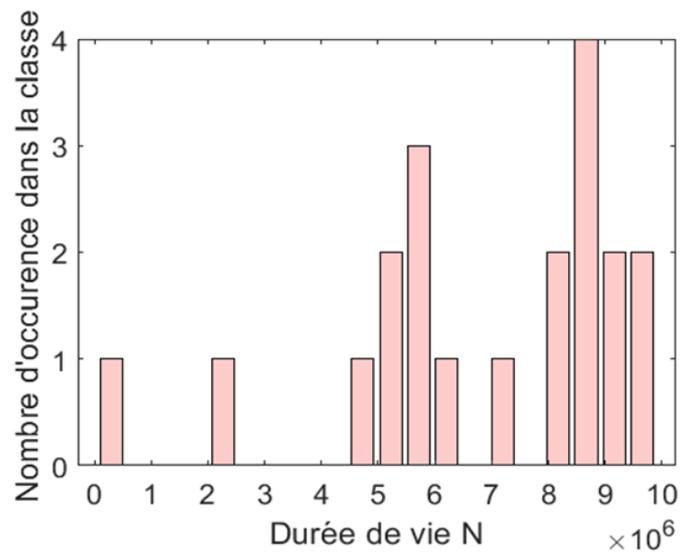


Figure E.1: Histogramme en durée de vie.

La densité de répartition f de chaque classe C_i est calculée par :

$$f(C_i) = \frac{\text{Nombre d'essais dans } C_i}{\text{Nombre total d'essais pas d'une classe}} \quad (\text{E.1})$$

Pour la classe C_1 , nous avons :

$$f(C_1) = \frac{1}{500\,000} \quad (\text{E.2})$$

Pour chaque classe C_i , une valeur $f(C_i)$ est calculée. La figure E.2 superpose l'histogramme des classes avec la densité de répartition f estimée. La figure E.3 montre la fonction de répartition F , qui représente l'intégrale de f sur N .

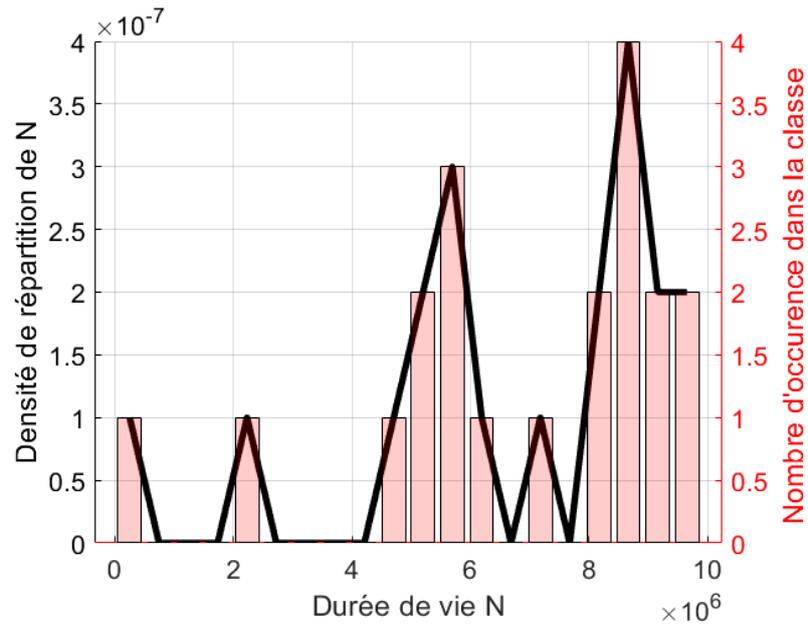


Figure E.2 : Densité de répartition f (densité de probabilité) de la variable aléatoire N .

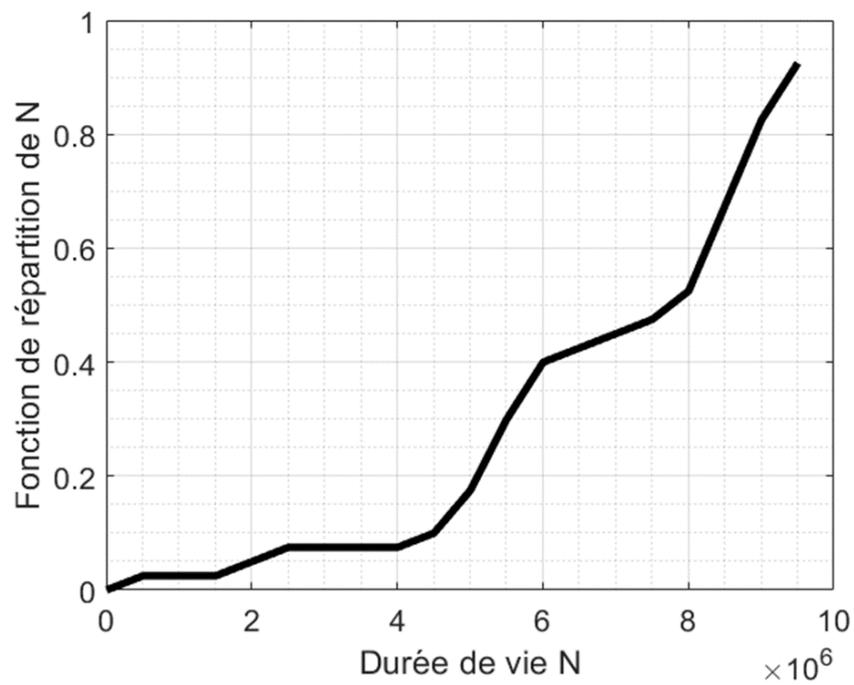


Figure E.3: Fonction de répartition F associée à la variable aléatoire N .