

UNIVERSITE LILLE 1

ECOLE DOCTORALE SCIENCES POUR L'INGÉNIEUR N° 72
N° d'ordre : 41193

THESE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE LILLE 1

Spécialité : MÉCANIQUE

présentée par

Martin DUBOC

Date de soutenance

13 Novembre 2013

Titre de la thèse :

**Etude multi-échelle du crissement :
dispositif expérimental et éléments de compréhension**

Jean-Jacques SINOU
François ROBBE-VALLOIRE

Prof., Ecole Centrale de Lyon
Prof., Supméca Paris

Rapporteur
Rapporteur

Francesco MASSI
Thierry TISON
Patrice COOREVITS

Prof., Sapienza Université de Rome
Prof., Université de Valenciennes
Prof., Université de Picardie Jules Verne

Examineur
Examineur
Examineur

Philippe DUFRENOY
Jean-François BRUNEL
Vincent MAGNIER

Prof., Université Lille 1
M.d.C, Université Lille 1
M.d.C, Université Lille 1

Directeur de thèse
Encadrant de thèse
Encadrant de thèse

REMERCIEMENTS

Je tiens particulièrement à remercier Philippe Dufrenoy pour sa confiance et pour m'avoir offert de travailler sur un sujet d'investigation tel que celui-ci. Je le remercie pour sa présence, son soutien ainsi que pour ces nombreuses discussions qui ont permis ce travail.

Je remercie mes deux co-encadrants, Jean-François Brunel et Vincent Magnier qui ont toujours été présents, qui m'ont apporté une aide importante dans la réalisation de ce travail au niveau expérimental, numérique et rédactionnel.

Je remercie François Robbe-Valloire et Jean-Jacques Sinou pour le temps qu'ils ont consacré à l'examen de mon manuscrit. Je remercie aussi l'ensemble des membres du jury pour leur investissement et plus particulièrement Thierry Tison pour avoir présidé mon jury.

Je remercie Agnès Huberson et Anne-Lise Cristol pour le temps qu'elles ont passé à la relecture de mon manuscrit pour en améliorer la qualité orthographique et syntaxique.

Je remercie l'ensemble des doctorants et permanents du laboratoire avec qui j'ai passé de bons moments durant cette thèse ainsi que les différents stagiaires qui ont contribué à ce travail.

Enfin je remercie ma compagne Elisa, mes parents, mes frères et soeurs qui m'ont soutenu durant cette thèse.

Pour Nohan.

Le contact frottant peut être à l'origine de vibrations comme le crissement. L'objectif de cette thèse est d'étudier l'influence des paramètres géométriques, matériau et d'historique de frottement sur les occurrences de crissement.

Un dispositif expérimental a été développé. Il est basé sur une architecture simplifiée permettant une maîtrise du comportement dynamique. Une instrumentation associée a aussi été mise en place. En parallèle, un modèle éléments finis a été introduit afin d'aider au dimensionnement et de réaliser des études paramétriques. Pour cette étude, deux matériaux ont été utilisés. Le premier, à formulation réduite, a été développé spécifiquement pour cette étude, le second est un matériau commercial.

Dans une première étude, l'influence de la géométrie de contact entre le pion et le disque a été réalisée. Elle a montrée des modifications de comportement dynamique en lien avec l'évolution longueur de contact. Le modèle élément fini a montré l'importance de prendre en compte l'aspect non linéaire du matériau qui a été pris en compte à l'aide d'un modèle semi-analytique.

Une seconde étude a été consacrée à l'étude de l'influence du matériau, de l'historique de frottement et du chargement thermique sur deux matériaux. Des simulations numériques couplées à des caractérisations du matériau ont permis d'apporter des éléments de compréhension aux comportements dynamiques observés.

Enfin, l'étude se termine par une mise en œuvre du matériau commercial sur un dispositif expérimental différent. Une analyse fine de la surface de contact a été réalisée lors d'essais interrompus dans des états bruyants et silencieux. Les résultats montrent peu d'influence de l'évolution de la surface de contact sur les occurrences de crissement.

Sliding contact can cause sound vibrations like squeal for example. The aim of this PHD is to study the influence of geometric parameters, material and friction evolution of squeal occurrences.

An experimental set-up has been specially developed. It is based on a simplified architecture which allows a control of the dynamic behavior. Specific instrumentation has also been taken into account. An other hand, a finite element model has been introduced to help to design and permit to conduct to parametric studies. For this study, two kinds of material were used. The first one was specifically developed for this study with a reduced formulation while the second one was a typical commercial material.

Firstly, the influence of contact geometry between the pin and the disk was performed. It has shown that the contact length deeply changes the dynamic behavior. The finite element model showed the keyrole of the non-linear aspect of the material. This aspect has been taken into account in a semi- analytical model.

Secondly, the study has been devoted to the influence of the material, the evolution of friction and thermal loading. Results showed different behaviors for each material. The commercial material is more sensitive to the friction evolution, it has been the subject of further study. Numerical simulations enriched by material characterizations were allowed to bring some understanding to the observed dynamic behavior.

Finally, the study concludes with an implementation of the commercial material on a different experimental set-up. A detailed analysis of the contact surface was achieved during tests interrupted in noisy and silent states. The results show little influence of the evolution of the contact area on the occurrence of squeal.

TABLE DES MATIÈRES

1	Bibliographie	1
1	Instabilités de frottement	3
1.1	La théorie du couplage de modes	3
1.2	Observation expérimentale du phénomène de crissement	4
	Etude expérimentale sur banc échelle 1	4
	Etude expérimentale sur banc simplifié	5
2	Approches analytiques et numériques du phénomène de crissement	12
2.1	Modèles analytiques	12
2.2	Modèles éléments finis	13
3	Matériaux de friction	16
3.1	Composition du matériau de friction organique	16
3.2	Structure et comportement mécanique	17
4	Comportements locaux des surfaces en contact	18
4.1	Aspect tribologique	18
	Le triplet tribologique	18
	Circuit tribologique dans le cas d'une garniture de frein	18
4.2	Lien entre topographie des surfaces et bruit de crissement	19
4.3	Influence de la géométrie de la surface de contact sur les occurrences de crissement	21
4.4	Effet de l'historique de frottement sur les occurrences de crissement . .	24
4.5	Introduction des hétérogénéités de surface dans les modèles numériques	25
5	Bilan et Stratégie	28
2	Développement d'un moyen d'essai spécifique permettant l'étude du crissement et mise en place d'un protocole expérimental	30
1	Développement du moyen d'essai	31
1.1	Cahier des charges et méthodologie de conception	31
1.2	Architecture et conception du dispositif expérimental	35
	Architecture du dispositif expérimental	35
	Conception	36
1.3	Modèle numérique	44
	Détermination des modes instables	47

TABLE DES MATIÈRES

	Etude de sensibilité du modèle	49
1.4	Les matériaux	57
	Caractérisation mécanique	58
1.5	Analyse du comportement dynamique	64
2	Essai de validation	71
2.1	Mise en place de l'essai	71
2.2	Préparation des échantillons	72
2.3	Résultats de l'essai de validation	72
3	Influence de la longueur de contact sur les occurrences de crissement	79
1	Observation expérimentale de l'influence de la longueur de contact sur les occurrences de crissement	80
1.1	Préparation des échantillons	80
1.2	Protocole expérimental	80
1.3	Résultats expérimentaux	82
2	Approche numérique de l'influence de la longueur de contact sur les occurrences de crissement	92
2.1	Mise en œuvre du modèle éléments finis	92
2.2	Développement et mise en œuvre d'un modèle semi-analytique	93
	Géométrie du modèle	93
	Calcul statique	95
	Comparaison de la distribution de pression par rapport aux modèles éléments finis	96
	Calcul dynamique	97
3	Conclusion	101
4	influence du matériau, de la température et de l'historique de frottement	102
1	Présentation des matériaux	103
2	Observations expérimentales	105
2.1	Influence du matériau sur les occurrences de crissement	105
	Protocole d'essai	105
	Résultats expérimentaux	106
2.2	Influence de l'historique de frottement sur les occurrences de crissement	109
	Protocole d'essais	109
	Résultats expérimentaux	110
3	Interprétation des résultats	113
3.1	Fréquences de crissement différentes obtenues pour chaque matériau	113
3.2	Influence de la température	115
	Essai de thermogravimétrie	115
	Détermination du coefficient de dilatation	116
	Détermination du module de compression en température	116
	Essai d'Analyse Mécanique Dynamique (DMA)	117
	Détermination des instabilités du système avec chargement thermique	119
3.3	Essai de frottement avec ventilation	122
	Protocole d'essais	122
	Essai sans ventilation	123

TABLE DES MATIÈRES

	Essai avec ventilation	125
	Comparaison des deux essais avec et sans ventilation	125
4	Conclusion	127
5	Influence de la localisation microscopique du contact sur le phénomène de crissement	128
1	Description du dispositif expérimental	129
2	Protocole expérimental	129
	2.1 Etat initial du pion avant essai	130
	2.2 Procédure d'essais interrompus	130
3	Résultats dynamiques	131
4	Observation microscopique des surfaces	132
	4.1 Evolution des plateaux de contact	135
5	Conclusion	139
A	Process de fabrication des matériaux de friction	148
B	Influence de la localisation macroscopique du contact	151

Les systèmes de frein, de par leur principe de fonctionnement, engendrent une dissipation d'énergie mécanique par frottement de plaquettes ou garnitures sur un disque. Ce frottement peut être à l'origine de l'apparition de phénomènes vibratoires que l'on nomme "vibrations induites par frottement" qui peuvent générer des émissions acoustiques. Ces phénomènes ont été récemment classifiés en termes de fréquences par Akay (figure 1.1). Quelques principaux bruits issus de ces vibrations induites par frottement peuvent être décrits plus précisément :

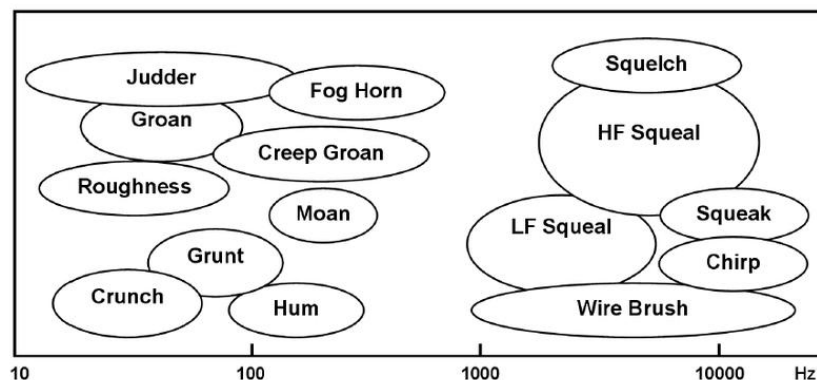


FIGURE 1.1 – Classification des différentes vibrations induites par frottement [4]

Le broutement (groan) se situe dans les basses fréquences (inférieures à 100 Hz), il provient d'un phénomène d'adhérence / glissement et est préjudiciable pour la qualité du freinage.

Le bourdonnement (moan) qui se situe entre 100 et 500 Hz provient de vibrations de fortes amplitudes. Il est rencontré lorsque les pressions de freinage sont faibles et influence négativement la qualité du freinage.

Les trépidations (judder) se situent dans cette même plage de fréquences : elles proviennent de vibrations issues d'une géométrie de disque non parfaite créant des obstacles à la plaquette ou encore de la création de points chauds qui modifient la géométrie de la surface de frottement.

Enfin, le bruit qui va être au centre de cette étude : le crissement. Il est caractérisé par des vibrations haute fréquence entre 1 et 10 kHz et en spectre de raies. Contrairement aux

phénomènes vibratoires présentés précédemment, le crissement n'a aucune influence sur la qualité du freinage mais engendre une gêne importante pour les personnes proches de la source.

Ce phénomène de crissement a été largement étudié et différents auteurs ont réalisé des synthèses sur ces études comme Akay [4] et Kinkaid [35]. Ils ont montré l'importante complexité de ce phénomène qui met en jeu un grand nombre de paramètres. Ces phénomènes de vibrations induites par frottement sont multi-physiques, en mettant en jeu des comportements dynamiques, des phénomènes tribologiques et thermiques. Ils sont aussi multi-échelle car ils mettent en jeu la structure, le matériau et des modifications locales de surface dans la zone de frottement. Cette étude bibliographique va s'intéresser à deux aspects principaux traités dans les travaux de recherche : les moyens expérimentaux et les aspects multi-échelles.

1 Instabilités de frottement

Différentes théories ont été développées pour décrire les phénomènes de vibrations induites par frottement dont le crissement fait partie. Trois théories principales ont ainsi été développées et feront l'objet d'une description dans cette partie : le stick-slip ([67], [54], [32], [31]), le sprag-slip ([71], [14] et [54]), le "local hammering" [20] et le couplage de modes. C'est cette dernière théorie qui sera utilisée dans l'étude réalisée et fera donc l'objet d'une description plus détaillée.

1.1 La théorie du couplage de modes

Ce sont Jarvis et Mills [34], dès 1963, qui ont développé cette notion en s'appuyant sur les travaux de Spurr [71]. Cette théorie montre que deux modes propres distincts du système peuvent se confondre et produisent ainsi une instabilité. Afin d'illustrer ce phénomène, le modèle de Hoffmann est présenté (figure 1.2).

Le modèle de Hoffmann offre une description simple de ce phénomène (figure 1.2). Un convoyeur ayant une vitesse constante V est appuyé sur un bloc, avec une force F_N , modélisé par une masse m et fixé au bâti par l'intermédiaire de deux ressorts de raideur k_1 et k_2 inclinés de α_1 et α_2 par rapport à l'horizontale. La raideur k_3 représente la raideur de contact entre le convoyeur et le bloc. Pour modéliser les efforts au contact, le frottement de Coulomb est utilisé avec l'hypothèse du coefficient de frottement constant. Le calcul est réalisé en considérant des petites perturbations et en approximant l'effort de frottement F_F par $F_F = \mu k_3 y$.

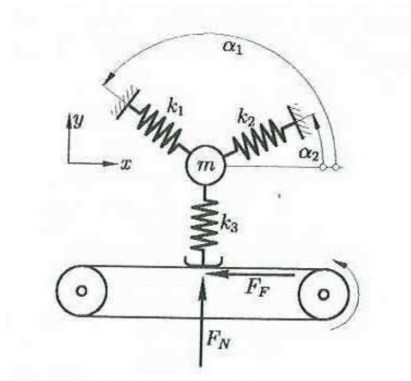


FIGURE 1.2 – Modèle de Hoffmann Gaul pour instabilité de couplage de modes [29]

Les équations de mouvement sont donc les suivantes :

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} - \mu k_3 \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Avec :

$$k_{11} = k_1 \cos^2 \alpha_1 + k_2 \cos^2 \alpha_2$$

$$k_{12} = k_{21} = k_1 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1 + k_2 \cos \alpha_2 \sin \alpha_2$$

$$k_{22} = k_1 \sin^2 \alpha_1 + k_2 \sin^2 \alpha_2 + k_3$$

On remarque alors que la matrice de raideur n'est pas symétrique ce qui est dû à l'effet du contact frottant, conduisant d'un point de vue fréquentiel à des valeurs propres complexes. Si la partie réelle de la valeur propre est positive alors ce mode sera instable.

La figure 1.3 présente l'évolution des valeurs propres en fonction du coefficient de frottement. Les paramètres utilisés sont les suivants $m = 1 \text{ kg}$, $\alpha_1 = 150^\circ$, $\alpha_2 = 30^\circ$, $k_1 = 0,18$, $k_2 = 2,49 \text{ N/m}$ et $k_3 = 1,33 \text{ N/m}$. La figure de gauche présente l'évolution des fréquences propres du système. Entre un coefficient de frottement compris entre $[0 ; 0,5]$, les deux fréquences propres sont distinctes mais ont tendance à évoluer en se rapprochant. Pour $\mu = 0,5$, les deux fréquences propres se superposent, c'est ce qui est appelé le couplage de mode. De même sur la figure de droite qui présente l'évolution de la partie réelle du système, celle-ci est nulle entre $\mu = [0; 0,5]$ et devient positive à partir de $\mu = 0,5$ ce qui montre l'instabilité du système.

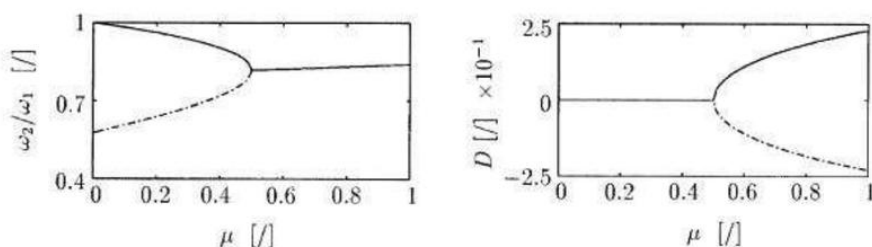


FIGURE 1.3 – Phénomène de couplage de modes avec la coalescence de deux fréquences propres du système [29]

Par la suite, Sinou *et al.* [69] ont fait évoluer le modèle de Hoffman de manière à y inclure des non linéarités en employant des raideurs cubiques.

Cette théorie du couplage de modes est actuellement la plus largement utilisée notamment dans le domaine des éléments finis [41] [10] [74]. Mais elle connaît quelques limites, il est communément admis que le crissement provient d'un couplage de modes du système étudié mais il est aussi possible à l'inverse, d'observer un phénomène de couplage de modes sans pour autant avoir du crissement.

1.2 Observation expérimentale du phénomène de crissement

Etude expérimentale sur banc échelle 1

Pour observer le phénomène de crissement, différents types de banc d'essais sont utilisés. Ce phénomène est très fréquemment observé dans des systèmes de frein, donc l'utilisation de banc échelle 1, sur lesquels l'actionneur est un frein réel, est assez répandu. La structure étant différente sur chaque système d'essai, la comparaison des résultats est difficile mais la réalisation de ces essais a permis de mettre en avant certains comportements.

Felske *et al.* [18] ont montré que l'ensemble du système vibrait durant l'occurrence de crissement. Murakami *et al.* [49] ont introduit un phénomène de couplage entre le disque et l'étrier, et ont conclu que le système avait davantage tendance à crisser si les fréquences propres du disque et de l'étrier étaient proches. Fieldhouse et Newcomb [19] ont mis en exergue l'existence de diamètres modaux en utilisant une méthode optique (figure 1.4).

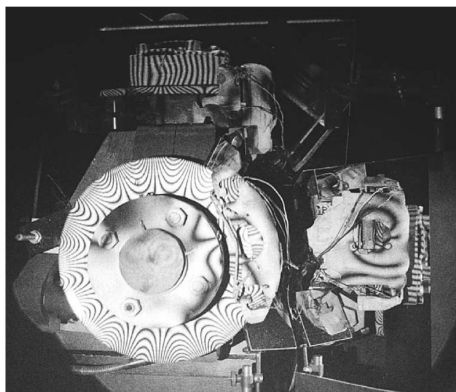


FIGURE 1.4 – Mise en évidence des modes de déformation du disque lors d’une occurrence de crissement par méthode optique [19]

Les bancs échelle 1 permettent ainsi d’analyser le comportement du système dans son ensemble, et mettent en avant les déformées du système. Ils ont permis de montrer que le crissement provenait d’un phénomène d’instabilité dynamique mettant en jeu toutes les parties du système. Cependant, l’influence des conditions de montage ou des conditions opératoires sur les occurrences de crissement est très importante sur ce type de système. Ainsi, il devient compliqué de s’intéresser à des paramètres en particulier, tels que le coefficient de frottement, le matériaux de friction ou la surface de contact entre la garniture et le pion. C’est pour pouvoir réaliser ces différentes études qu’ont été développés les bancs d’essais spécifiques qui sont décrits dans la suite.

Etude expérimentale sur banc simplifié

Banc d’essais développé par O.Giannini

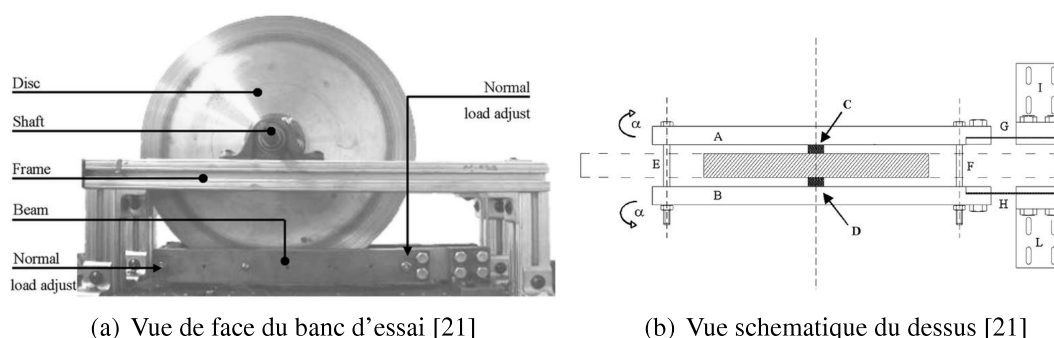


FIGURE 1.5 – Banc de laboratoire développé par O.Giannini [21]

Le banc développé par Giannini *et al.* [21] est un lien entre les bancs ou système à échelle 1 et les bancs plus simples qui seront traités par la suite. Ce banc est présenté figure 1.5. Il est constitué d’un disque en acier de diamètre 360 mm, d’épaisseur 19 mm en liaison pivot avec

un bâti en aluminium. Un moteur électrique lié à un réducteur et à des courroies permettent de mettre en rotation le disque. L'étrier est remplacé par deux barres en acier sur lesquelles sont fixés les pions de frottement. L'effort de freinage est obtenu par le serrage des deux vis E et F et mesuré par deux capteurs d'effort. Cet ensemble est relié au bâti par l'intermédiaire des deux lames flexibles en aluminium G et H qui permettent de corriger un désalignement.

L'objectif général de ce banc est de déterminer une corrélation entre l'occurrence de crissement et le comportement dynamique du banc. L'un des objectifs principaux est de déterminer quelles caractéristiques de l'interaction entre le disque et l'étrier sont responsables des instabilités.

Pour caractériser la dynamique de l'ensemble étrier-pion dans le plan et hors plan du pion de frottement, deux accéléromètres sont utilisés, l'un étant collé sur le pion (dans le plan) et l'autre à l'arrière de la barre d'acier (hors plan). Un vibromètre laser près du contact permet de mesurer les vitesses de vibration du disque au cours du fonctionnement. Au cours des essais, un microphone enregistre les émissions acoustiques.

Les paramètres du système que l'on peut faire varier sont :

- l'effort normal,
- l'orientation du pion (angle entre le disque et la surface de frottement du pion),
- la vitesse de rotation du disque.

L'amplitude de la fréquence fondamentale du bruit de crissement observé est comprise entre 20 et 80 dB en fonction de la configuration. Cette fréquence fondamentale est identique à la fréquence d'un mode propre du système en configuration couplée. La comparaison entre le spectre en fréquence du signal du vibromètre laser et le spectre fréquentiel du bruit montre une correspondance du pic de fréquence. Les fréquences mises en jeu sur ce banc sont : 3,5 kHz (mode 4 diamètres du disque), 4,4 kHz (mode d'étrier) et 5,3 kHz (mode 5 diamètre du disque).

Différentes configurations ont été testées afin de montrer l'influence des paramètres sur les occurrences de crissement.

L'influence de l'effort de freinage a été étudiée en le faisant varier entre 10 N et 350 N avec une vitesse de rotation du disque constante au cours de l'acquisition. Ces essais montrent qu'avec des efforts faibles (<100 N) il n'y a pas de crissement et que les fréquences instables augmentent linéairement avec l'augmentation de l'effort.

En faisant varier l'angle d'attaque entre -3° et 3° et en conservant un effort et une vitesse constants respectivement de 200 N et 10 tr/min, il est montré que lorsque l'angle d'attaque est proche de zéro, les fréquences de crissement sont plus hautes.

Enfin, l'investigation sur l'influence de la vitesse de glissement (entre 42 et 242 mm/s) montre une baisse de la pression acoustique avec la baisse de la vitesse de glissement jusqu'à la disparition du crissement en dessous de 60 mm/s.

Enfin, ce banc permet une approche globale du phénomène de crissement. Il est basé sur une architecture de frein avec un patin de frottement de chaque côté du disque. Les études réalisées avec ce banc se focalisent principalement sur les aspects structures, en faisant varier des paramètres tels que la vitesse de glissement ou l'angle d'attaque du pion. Les résultats montrent la mise en jeu de modes hors plan pour le disque et de modes de flexion pour le pion lors des occurrences de crissement. De par sa structure complexe et peu rigide, il est difficile de réaliser des études plus orientées sur les phénomènes locaux au contact. Pour ce faire il est nécessaire de réduire encore la complexité du moyen d'essai. C'est ce qui a été fait pour les deux bancs suivants.

Banc d'essai développé par Y. Oura

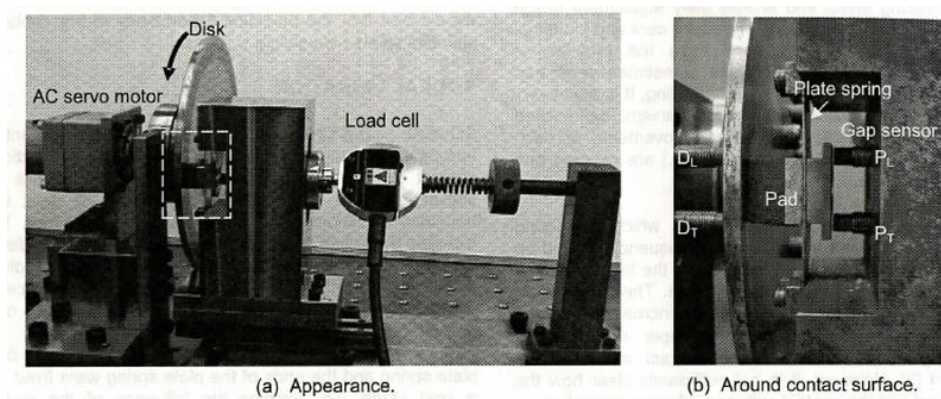


FIGURE 1.6 – Vue de face du banc d'essai développé par Y. Oura [57]

Y. Oura *et al* [56] ont développé un banc d'essai simplifié présenté sur la figure 1.6. Il est composé d'un disque en acier dont l'épaisseur peut être de 6, 8 ou 10 mm. Ce disque est encasté sur le diamètre intérieur et libre sur l'extérieur. Un bloc rigide en acier permet de maintenir le pion. Ce pion, en matériau de friction commerciale de dimension 20 mm x 20 mm, est fixé au centre d'une lame en acier d'épaisseur variable (0,5, 1, 1,5 et 2 mm). L'effort est appliqué en déplaçant le bloc support afin de créer une déformation de la lame d'acier. Cet effort est mesuré par une cellule de charge.

Afin d'étudier l'influence des pressions sur les occurrences, 3 efforts ont été appliqués : 50, 100 et 150 N ce qui correspond à des pressions de 0,125, 0,25 et 0,375 MPa. Les observations montrent des fréquences de crissement proches des fréquences propres du disque et que ces fréquences augmentent avec l'augmentation de l'effort et de l'épaisseur de la lame. Avec les lames de 0,5, 1 et 1,5 mm, un changement de fréquence de crissement est observé lorsque l'effort augmente. Des mesures de déplacement sur la circonférence du disque lors d'essais crissants montrent la mise en jeu du mode (4,0) pour une fréquence de crissement de 2032 Hz qui est proche de la fréquence propre du disque de 2168 Hz. Des mesures de déplacement du pion et du disque sous la zone de contact montrent que durant le crissement, les déplacements du disque en entrée et en sortie de contact sont identiques alors que pour le pion, l'amplitude est plus grande en sortie de contact.

En parallèle de ces essais, une caractérisation de la raideur du matériau a été réalisée. La raideur du pion de frottement est caractérisée en statique et en dynamique. Pour ce qui est de la statique, un essai de compression standard est utilisé. En ce qui concerne la dynamique, le pion est soumis à une excitation sinusoïdale par l'intermédiaire d'un actionneur piezo sous une pression constante. De ces mesures, Oura *et al.* définissent deux raideurs de contact non-linéaires de la forme $k = K_N p^N$, la raideur statique étant plus faible que la raideur dynamique. Ces raideurs viennent ensuite enrichir un modèle analytique de contact permettant d'étudier les instabilités du système.

Banc d'essai développé par F.Massi

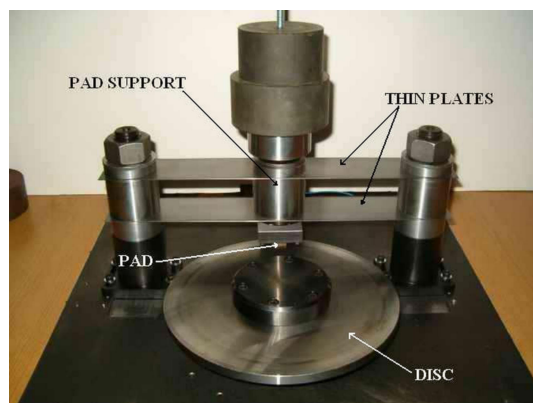


FIGURE 1.7 – Vue de face du banc d'essai [40]

Ce banc d'essai, développé par F. Massi *et al.* [40, 42] est constitué d'un disque en rotation sur lequel vient frotter un pion en matériau de friction. Ce pion est appuyé sur la surface du disque par des masses positionnées sur un support rigide.

Le disque est en acier avec un diamètre intérieur de 100 mm, un diamètre extérieur de 240 mm et une épaisseur de 10 mm. Il est assemblé à la broche par deux pièces circulaires de forte épaisseur afin de réaliser une liaison rigide dans la gamme de fréquences étudiées. Le moteur permet des vitesses de rotation comprises entre 5 et 100 tours par minute. Le pion (10 mm x 10 mm x 10 mm) est en matériau de friction. Le support cylindrique central est en acier. Pour appliquer l'effort, des masses sont ajoutées sur ce support ce qui permet de balayer une plage d'effort entre 25 et 250 N. De plus, l'utilisation de ces masses permet d'avoir un effort normal constant au cours de l'essai quelle que soit l'ondulation du disque. Deux fines lames d'acier permettent de maintenir le support dans la direction tangentielle (leur raideur dans la direction normale est très faible). Un capteur d'effort tri-axial est positionné entre le pion et le support et permet l'enregistrement des efforts normaux et tangentiels durant les essais.

Une étude sur la dynamique du banc est réalisée afin de connaître son comportement. Seuls les modes de flexion hors plan du disque et le mode de basculement tangentiel du support et du pion ont été étudiés. En effet, ce sont ces modes qui avaient été mis en avant dans les études de Giannini [21]. Pour réaliser cette étude trois parties ont été considérées : le disque, le support et le pion.

Comme pour le banc de Oura, les modes de disque sont caractérisés par un nombre n de diamètre nodal et un nombre m de cercle nodal. Comme précédemment, à cause du contact de pion sur un seul côté du disque les modes de flexion hors plan deviennent double une fois le contact mis en place. Ce qui permet de définir un mode (n, m) et un mode $(n, m+)$. La figure 1.8 présente les fréquences propres du système.

Deux tests ont ensuite été réalisés pour déterminer les fréquences propres du pion : un sur le banc et un autre en faisant frotter le pion sur une surface rigide. Ces deux essais ont permis de déterminer deux fréquences propres en réalisant une analyse sur l'effort tangentiel : 4,5 et 11,5 kHz.

Afin de déterminer l'évolution des fréquences en fonction des paramètres, différentes masses ont été ajoutées sur le support. Ces essais ont mis en avant un phénomène de "split" sur les

MODE	FREQUENCY [Hz]	HYSTERTICAL DAMPING %	MODE	FREQUENCY [Hz]	HYSTERTICAL DAMPING %
I support	489	7,27	(0,5+)	5589	0,32
(0,1+)	925	5,36	(1,0)	7217	2,35
(0,2)	1425	1,67	V support	7717	0,75
(0,2+)	1625	3,69	(0,6)	7725	0,26
II support	2091	0,72	(1,2)	8025	3,06
(0,3)	2317	1,18	(0,7+)	10088	0,37
(0,3+)	2458	2,02	(0,7)	10141	0,38
III support	2912	3,99	(1,4)	12367	1,07
(1,0)	3058	2,11	(0,8+)	12725	0,27
(0,4)	3750	1,31	(0,8)	12825	0,17
(0,4+)	3808	0,67	(1,5)	15283	0,58
IV support	5146	2,09	(0,9+)	15517	0,54
(0,5)	5575	0,49	(0,9)	15708	0,13

FIGURE 1.8 – Fréquences propres du système [40]

fréquences propres du disque. L'augmentation de la masse entraîne une augmentation des fréquences propres pour les modes inférieurs au (0,6) et une diminution des fréquences pour les modes supérieurs au (0,6). Le mode (0,6) restant à la même fréquence. Il apparaît aussi une plus forte influence sur les modes (n,m+) que sur les modes (n,m). Ceci est dû à la zone de contact qui est sur un anti-noeud pour le (n,m+). L'ajout de masse sur le support change aussi les fréquences propres de celui-ci. La variation de l'épaisseur des lames fait uniquement varier les fréquences propres du support sans affecter celles du disque et du pion. Les variations de dimension du pion font quant à elles varier les fréquences propres du pion.

Etude du phénomène de crissement

Lors des essais, 5 fréquences de crissement ont été observées : 1566 Hz, 2467 Hz, 3767 Hz, 7850 Hz et 10150 Hz.

La figure 1.9 présente la DSP de l'accélération du pion en fonction de l'effort normal, ainsi que la FRF à 30 N.

La variation de la charge entraîne une variation de l'amplitude du crissement. Il a été remarqué qu'une baisse de l'effort normal "déplace" la première fréquence propre du pion qui vient se coupler avec le mode (0,4+) du disque. La raison avancée ici est le faible module de Young ainsi que la faible raideur de contact avec le disque. Sur la figure 1.9 seule la courbe rouge présente un phénomène de crissement. Des essais avec différents paramètres montrent un comportement similaire et mettent en avant la condition nécessaire à l'apparition du crissement : le couplage entre un mode hors plan du disque et un mode tangentiel du pion ou du support.

Cette étude montre que le couplage se fait indifféremment entre un mode hors plan de disque et un mode de pion ou bien de support. Pour cela il suffit que le mode disque soit dans la plage de variation du mode considéré comme le montre la figure 1.10. Ces observations permettent de montrer l'importance du couplage de mode (mode lock-in) dans les instabilités de crissement.

Des essais sur le contrôle de l'apparition du crissement ont ensuite été réalisés. Lors d'essais ne produisant pas de crissement, un impact au marteau diamétralement opposé au contact entraîne l'apparition du phénomène de crissement. De même, l'application d'un film humide sur la surface de frottement entraîne l'apparition du crissement.

Ce banc permet donc une approche claire du phénomène de couplage de modes, par la modification des fréquences propres du système. L'utilisation d'une masse morte pour appli-

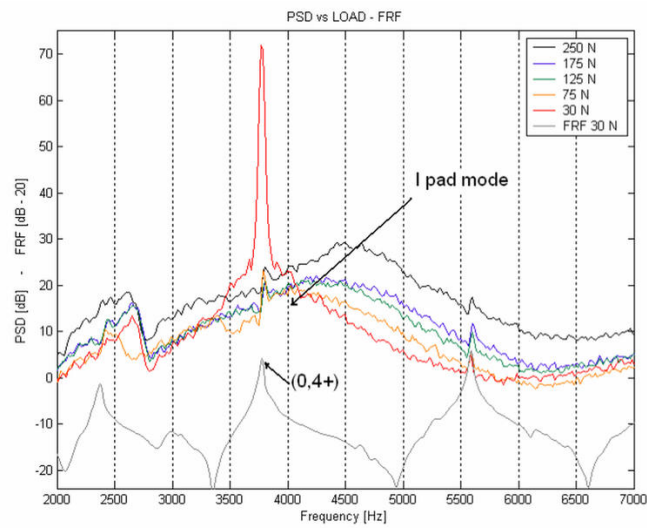


FIGURE 1.9 – DSP de l'accélération du pion en fonction de l'effort normal [40]

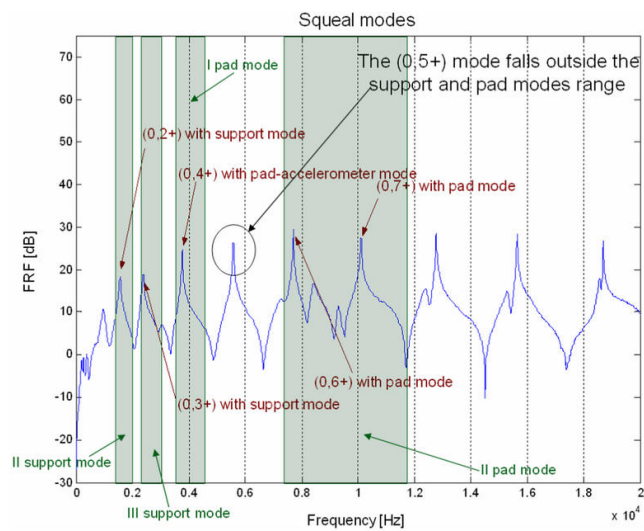


FIGURE 1.10 – Modes du disque, du pion et du support mis en jeu dans les instabilités de crissement [40]

quer l'effort est assez judicieuse car cela permet de s'affranchir de l'ondulation du disque et de cette manière, l'obtention du couplage indépendamment de la rotation du disque est possible. De cette manière, il est possible d'observer un crissement continu.

le banc possède cependant une architecture assez complexe avec des modes propres pouvant provenir du pion ou du support. En effet, la géométrie très petite du pion autorise des comportements peu observés sur un système échelle 1 tels que des modes de vibration tangentielle du pion.

2 Approches analytiques et numériques du phénomène de crissement

Dans l'étude du phénomène de crissement, et des instabilités dynamiques en général, l'aspect expérimental est important. Il permet de mettre en avant des comportements avec des mesures judicieuses. Mais bien souvent, ces études sont limitées à cause des contraintes techniques telles que les géométries des pièces, des paramètres matériaux ou encore des paramètres d'essais. Aussi, pour pouvoir étendre les études au maximum, l'utilisation de modèle analytique et numérique devient inévitable. Ces modèles permettent après recalage par rapport aux résultats expérimentaux de réaliser des études paramétriques et d'obtenir des informations difficilement accessibles expérimentalement. C'est sur ces modèles que ce chapitre va porter, sans en faire une liste exhaustive mais en se focalisant sur les résultats majeurs.

2.1 Modèles analytiques

Pour explorer la théorie du sprag-slip, Jarvis et Mills [34] ont développé le premier modèle analytique à trois degrés de liberté constitué d'un pion frottant sur un disque. Avec ce modèle, ils ont montré le faible effet de la décroissance du coefficient de frottement en fonction de la vitesse sur les instabilités.

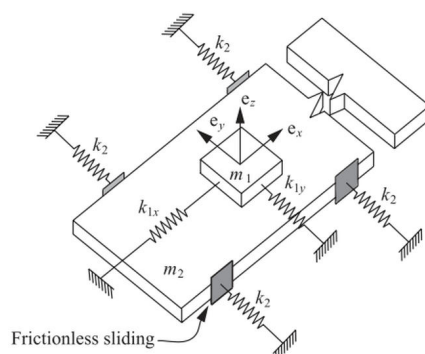


FIGURE 1.11 – Modèle d'oscillateur à 4 degrés de liberté développé par N.M. Kinkaid [36]

Avec un modèle à huit degrés de liberté, North [52] montre la possibilité d'obtenir des instabilités avec un coefficient de frottement constant. En comparant les résultats de son modèle avec des résultats expérimentaux, il obtient une bonne corrélation. Hoffmann [29] propose un modèle à 3 degrés de liberté permettant de mettre en jeu le couplage de modes. Plus récemment, Kinkaid [36] en 2005 propose un modèle à 4 degrés de liberté (Figure 1.11) permettant de prendre en compte deux directions de frottement.

Giannini et Sestieri [22] ont proposé un modèle issu du banc de laboratoire qu'ils ont développé. Ils introduisent dans ce modèle des paramètres modaux expérimentaux du disque et du porte garniture. En menant des études paramétriques, ils obtiennent une bonne corrélation avec les résultats expérimentaux présentés précédemment.

En 2007, Wagner [73] fait une présentation des différents modèles à 2 et 3 degrés de liberté avant d'en proposer un nouveau. Celui-ci est composé d'un disque rigide sur lequel viennent

en contact deux pions. Plusieurs études paramétriques permettent de montrer l'influence des paramètres géométriques du modèle ou bien l'influence de l'amortissement.

Enfin, en 2009, Oura [58] propose un modèle à trois degrés de liberté avec lequel il s'intéresse plus particulièrement à la raideur de contact. Il définit une raideur de contact dépendant de la fréquence et de la pression de contact sous la forme de $k = K_N p^N$ où K_N et N proviennent d'essais montrant la dépendance de la raideur de contact en fonction de la pression de contact. La figure 1.12 présente ce modèle.

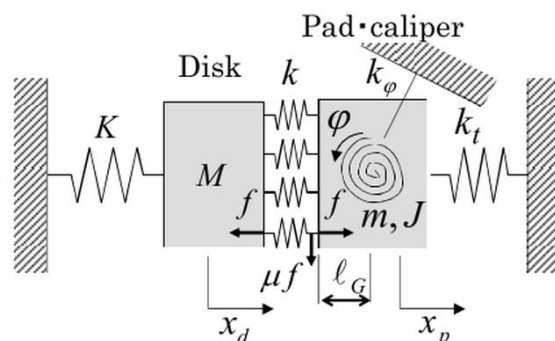


FIGURE 1.12 – Modèle développé par Y. Oura [58]

2.2 Modèles éléments finis

Ouyang [61] a réalisé un résumé sur les différentes approches numériques réalisées sur le phénomène de crissement.

Deux méthodes peuvent être utilisées pour étudier numériquement le crissement : l'analyse modale complexe et l'étude transitoire.

L'analyse modale complexe, pour laquelle le comportement du système est linéarisé sous condition de glissement, est la méthode de résolution la plus souvent utilisée. Elle consiste à extraire les valeurs propres du système qui peuvent évoluer en fonction des conditions d'utilisation du système. Ces valeurs propres, complexes, permettent ensuite de déterminer la stabilité du système. Si la partie réelle de la valeur propre est différente de zéro alors le système est instable. Ces fréquences instables sont des candidats possibles pour le crissement du système réel. Cette méthode s'appuie sur la théorie du couplage de modes décrite précédemment.

L'étude transitoire permet de simuler le comportement temporel du système. Cette méthode montre l'apparition et l'établissement du phénomène d'instabilité dans le système étudié [68]. Elle permet de prendre en compte des phénomènes de décollement de contact ([44], [5]) ou d'introduire des non-linéarités de matériaux. En effet, Brunel et Dufrénoy [6] ont montré, à l'aide de cette méthode de résolution que, dans certaines conditions de pression et de vitesse, des cycles auto-entretenus d'adhérence et de décollement pouvaient apparaître avec une excitation d'un mode de structure.

L'avantage du traitement transitoire est la possibilité de simuler le comportement réel du système, mais le principal inconvénient de cette méthode est son coût en terme de temps de calcul et la nécessité de développer des méthodes de réduction pour pouvoir simuler des modèles complets [13] (figure 1.13).

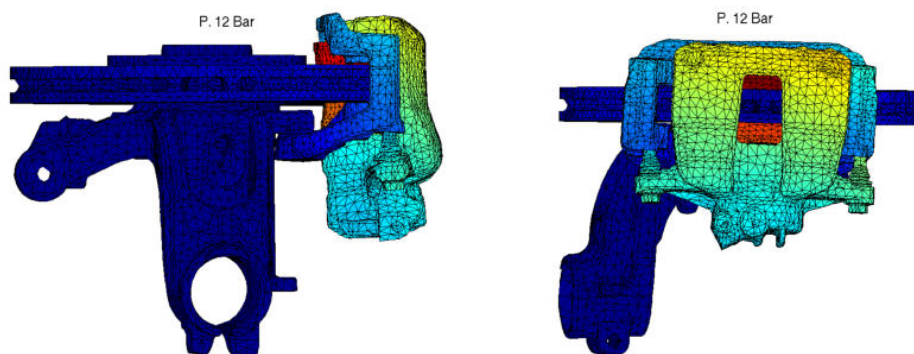


FIGURE 1.13 – Modélisation éléments finis d’un système de freinage complet [13]

De plus, il nécessite une gestion rigoureuse du contact. Par contre l’analyse modale complexe est assez rapide en terme de résolution, mais ne retranscrit pas le comportement réel du système, elle ne montre que la proportion du système à crisser à certaines fréquences. Ainsi cette méthode de résolution propose des modèles intéressants en première approche mais ne pouvant être complètement prédictif.

L’approche éléments finis du phénomène de crissement permet l’étude de systèmes complets, constitués de l’ensemble des pièces formant le système de freinage. Elle permet aussi de travailler sur des modèles simplifiés et ainsi de se focaliser sur des points précis entrant en jeu dans le crissement.

C’est Liles [38] qui le premier, a modélisé un système complet en utilisant l’analyse modale complexe. Le comportement du modèle a été validé en réalisant une analyse modale expérimentale du banc modélisé. Par la suite, des recherches ([60], [59], [61], [10], [39]) basées sur l’analyse modale complexe ont été réalisées permettant des études prédictives en mettant en relation les résultats numériques et les résultats expérimentaux. Des études paramétriques sont possibles en utilisant cette méthode de résolution peu gourmande en temps de calcul. Ainsi, Triches *et al.* [72] ont travaillé sur l’influence de la pression de contact (figure 1.14), de la température du coefficient de frottement. Certains, comme Cantone *et al.* et Massi ([7], [41]) se sont intéressés à l’influence de l’amortissement sur les instabilités.

Cette approche numérique permet ainsi de décrire et d’apporter des éléments de compréhension au phénomène de crissement. Certaines études expérimentales récentes ont montré l’importance de la surface de frottement et du matériau dans les occurrences de crissement. Sherif [66] et Eriksson [16], par exemple, ont montré l’influence de la topographie des surfaces sur le crissement, ces notions seront développées plus en détail par la suite. D’autres se sont intéressés au lien avec la composition du matériaux [47] et ont montré que celle-ci pouvait modifier le comportement dynamique du système.

Afin d’enrichir les modèles numériques, il est donc important d’étudier plus en détail le matériau de friction et son comportement ainsi que les surfaces de frottement et leurs évolutions.

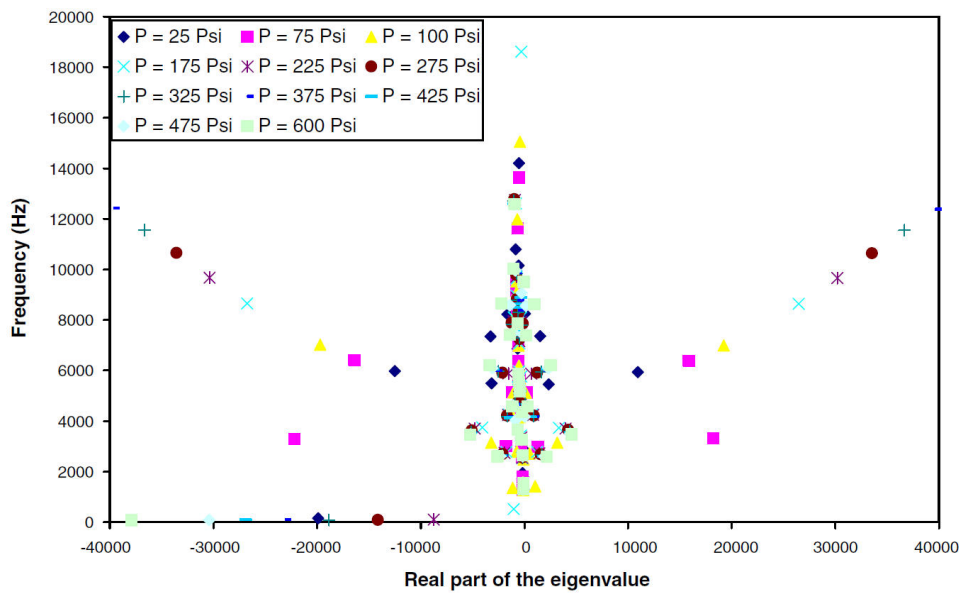


FIGURE 1.14 – Effet de la pression de freinage sur la stabilité du système [72]

3 Matériaux de friction

Le matériau de friction joue un rôle primordial dans les systèmes de freinage par friction. C'est en faisant frotter ce matériau contre un disque que l'énergie mécanique va être dissipée en chaleur. En fonction de sa composition, les caractéristiques mécaniques et thermiques peuvent varier de même que le coefficient de frottement qui permet de déterminer l'effort normal nécessaire pour freiner. Ce matériau joue aussi un rôle important dans les vibrations induites par frottement, de par ses caractéristiques mécaniques mais aussi par les mécanismes tribologiques qu'il met en place.

3.1 Composition du matériau de friction organique

Le matériau de friction à matrice organique est un matériau composite fabriqué à partir 10 à 30 composants présents sous forme de particules ou de fibres. Ces constituants sont compactés à chaud afin d'obtenir la forme de plaquette souhaitée.

Ces composants sont classés en 5 catégories :

La matrice : elle permet de lier les différents composants ensemble. Les résines phénoliques thermodurcissables sont généralement utilisées mais il existe aussi des matrices caoutchouc qui apportent une souplesse plus importante.

Les fibres : elles donnent les caractéristiques mécaniques au matériau. De type minéral, organique ou métallique, elles sont principalement en acier, en carbone, en verre ou en Kevlar.

Les charges ou remplisseurs : elles servent principalement à créer du volume. Elles ont très peu d'influence sur le comportement mécanique ou tribologique du matériau mais elles peuvent jouer un rôle dans le process de fabrication. Ces composants sont la vermiculite, le mica, le carbonate de calcium ou la baryte.

Les lubrifiants : Ils permettent de réduire ou de stabiliser le coefficient de frottement. Ce sont par exemple le carbone, l'étain ou le talc.

Les abrasifs : Ils permettent d'augmenter le coefficient de frottement. Ce sont par exemple la silice, le zircon ou l'alumine.

Dans une composition, on trouve parfois en même temps des abrasifs et des lubrifiants, ceci afin de mieux contrôler le coefficient de frottement ou d'avoir des coefficients de frottement différents en fonction de la température. Actuellement, les principaux critères dans la formulation d'une garniture de frein sont : l'obtention d'un coefficient de frottement stable et contrôlé ainsi qu'un taux d'usure réduit, l'aspect acoustique tend aussi à devenir un critère primordial.

Certaines recherches se sont intéressées à l'influence des composants sur les performances des matériaux de friction ([8, 9], [70], [48]), Notamment Hee *et al.* [26] qui ont travaillé sur plusieurs formulations dans lesquelles ils ont ajouté des céramiques, ce qui a modifié le comportement en terme d'usure et de stabilité du coefficient de frottement. Mortelette *et al.* [47] ont travaillé sur l'impact des fibres minérales sur les occurrences de crissement et ont déterminé que l'historique de frottement et le type de fibres composant le matériau de friction modifient le comportement dynamique.

Les différents processus de fabrication de matériau de friction sont décrits en Annexe A.

3.2 Structure et comportement mécanique

Du fait de l'aspect multicomposant des matériaux de friction, leur comportement est complexe à définir. La composition joue un rôle majeur : les fibres métalliques augmentent le module d'Young, l'utilisation d'une matrice caoutchouc donne un matériau souple et amorti tandis que la matrice en résine phénolique donne un matériau plus raide. De même, le comportement en frottement est différent, l'ajout de certains composants augmente le coefficient de frottement tandis que d'autres ne le modifie qu'à partir d'une certaine température. Très peu de travaux s'intéressent à ces effets et la formulation reste un savoir-faire détenu par les formulistes des entreprises fabriquant des garnitures de frein.

4 Comportements locaux des surfaces en contact

Avant de s'intéresser aux comportements locaux des surfaces en contact, il est important de rappeler les différentes structures utilisées dans le cas du freinage. Le freinage met en jeu dans un premier temps deux corps principaux qui sont la plaquette de frein ou le pion en matériau de friction et le disque en acier ou en fonte. Au cours du frottement, les deux premiers corps s'usent pour former le "troisième corps".

4.1 Aspect tribologique

La notion de troisième corps a été introduite par Godet [23] en 1984. L'introduction de cette notion permet une meilleure compréhension des mécanismes de frottement et d'usure. Elle s'articule autour de deux aspects : le triplet tribologique et le circuit tribologique .

Le triplet tribologique

La notion de triplet tribologique fait intervenir, en plus des deux corps en contact (disque et garniture) un troisième corps. Ce troisième corps est l'interface entre les deux premiers corps. Il joue 4 rôles :

- il sépare les surfaces en contact et peut dans certains cas réduire leur usure,
- il supporte l'effort normal,
- il accommode la vitesse entre les deux premiers corps,
- il dissipe l'énergie au contact (chaleur).

Circuit tribologique dans le cas d'une garniture de frein

Dans le cadre du frottement entre un disque acier et une garniture de frein, le circuit tribologique nécessite de prendre en compte le matériau de friction qui possède une certaine hétérogénéité. Les surfaces de frottement mises en jeu ne sont pas lisses, elles créent des "pièges" qui peuvent modifier cette première approche de circuit tribologique. Roussette *et al.* ([63] [62]) ont ainsi défini ce circuit tribologique spécifique au contact acier/matériau de friction. La figure 1.15 présente une schématisation de ce circuit tribologique prenant en compte la topographie de la surface de frottement d'un matériau de friction.

Le circuit tribologique schématisé sur la figure 1.15 est le suivant :

- les fibres constituent les sites de portance "primaire",
- les particules d'usure de la garniture et du disque forment le lit de poudre,
- ces particules s'accumulent dans les porosités et en amont des fibres qui forment des obstacles,
- le compactage du lit de poudre crée des plaques qui forment les sites de portance "secondaire",
- les plaques sont enrichies tout au long du frottement,
- ces plaques peuvent être renouvelées par la recirculation de débris provenant d'anciennes plaques détruites par la disparition de l'obstacle, son contournement, la fragmentation ou l'écaillage des plaques.

Ce circuit tribologique mettant en jeu un matériau de friction à matrice organique et un disque fonte ou acier est aussi décrit dans les travaux d'Eriksson ([15] [17]) et dans ceux d'Österle [75]. La figure 1.16 présente des images MEB d'une plaquette en matériau de friction

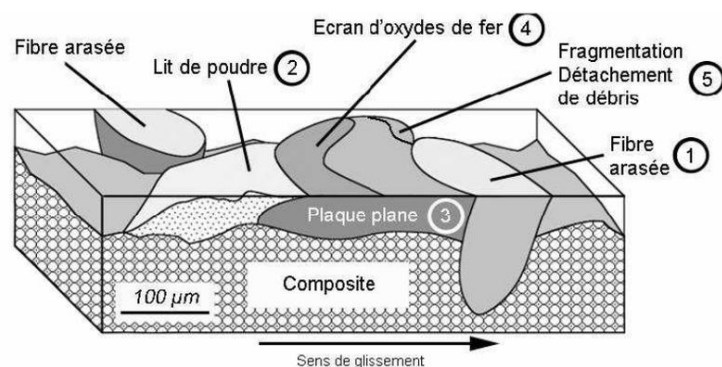


FIGURE 1.15 – Schématisation du circuit tribologique en freinage [62]

à matrice organique ayant frotté. Les deux zones de portance primaire (fibres) et secondaire (poudre compactée) sont bien visibles. La taille de ces plateaux peut varier de $50 \mu\text{m}$ à 1mm de diamètre, cette taille dépend de la température et de la pression de contact. De la même manière l'épaisseur de ces plateaux dépend de la pression et de la température et peut varier entre 5 à $10 \mu\text{m}$.

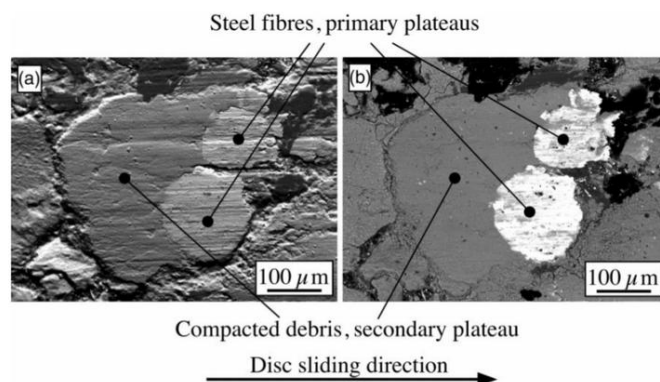


FIGURE 1.16 – Plateaux de contact sur une plaquette de frein en matériau de friction organique [15]

D'autres observations ont été effectuées sur des couples disque/garniture avec des disques composites à matrice métallique. Sallit *et al.* [65] ont proposé une méthodologie pour pouvoir observer ce circuit tribologique en utilisant différents moyens expérimentaux. De cet manière, différents modes d'usures ont pu être observés.

4.2 Lien entre topographie des surfaces et bruit de crissement

La structure du système de freinage participe aux instabilités mais il est intéressant de se demander si les surfaces en contact ne jouent pas un rôle important dans ces couplages. Différents aspects ont été traités : l'influence de la topographie des surfaces du disque et du pion sur l'apparition du bruit de crissement et la topographie des surfaces après crissement. Plutôt

orienté d'un point de vue expérimental, les études menées sont limitées à l'étude des surfaces avant et après le frottement, les matériaux utilisés dans le cas du freinage (disque en acier et pion en matériau de friction) ne permettent pas une observation au cours des essais.

Influence de la topographie des surfaces sur les occurrences de crissement

Pour déterminer l'influence de la surface de contact sur les occurrences de crissement, la maîtrise et le contrôle de la rugosité des surfaces mises en contact s'avèrent nécessaire. Pour cela, H.A. Sherif [66] a mis en place un protocole d'essai pour lequel il fait frotter sur un disque en plexiglas différents matériaux de friction. L'utilisation du disque en plexiglas permet de réduire les temps de rodage de surface pour le disque. Des mesures de rugosité des surfaces sont réalisées avant chaque essai de crissement puis ces essais sont stoppés afin de refaire une mesure de rugosité.

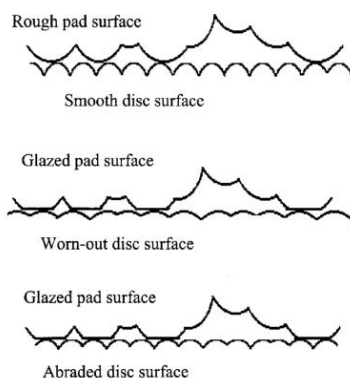


FIGURE 1.17 – Différentes configurations de surface pour l'assemblage disque/garniture [66]

Les résultats obtenus montrent qu'une surface glacée du pion jointe à une surface usée du disque (figure 1.17) a une tendance plus importante au crissement. Afin de prédire cette tendance, un "squeal index" est défini comme le rapport des écarts type de la distribution des hauteurs des aspérités sur le rayon moyen de ces aspérités. Ainsi, si ce rapport est supérieur à 0,1, l'apparition du crissement est dépendant du couple vitesse de glissement/charge appliquée. Si ce coefficient est inférieur à 0,1, les occurrences de crissement sont d'autant plus fortes que l'index est petit. Enfin, d'après les résultats, les surfaces offrant le plus de chance de crisser sont les surfaces de pion glacées (lisse) associées à une surface de disque légèrement rugueuse.

Topographie des surfaces après crissement

Eriksson [16] s'est intéressé à la topographie de la surface de frottement du pion dans deux cas : essai non crissant et essai crissant. Il a utilisé pour cela deux paires de plaquettes en matériau organique renforcé de fibre métallique. L'une des deux était un produit commercial et l'autre avait une formulation modifiée. Les essais ont été réalisés sur un banc spécialement développé pour l'étude du crissement.

210 coups de frein ont été réalisés, chacun d'une durée de 20 s avec des pressions de freinage variant entre 3 et 18 bar. Cette procédure a permis un rodage des surfaces de frottement. Après cette procédure, les plaquettes ont été testées avec une pression (5, 10, 15 et 20

bars) et une vitesse constante (2 trs/s) en deux séries : l'une pour obtenir une température donnée de 100°C et l'autre pour une température de 200°C. Ces deux séries ont été séparées par un rodage de 12 coups de frein pour "nettoyer" les surfaces. Après chaque essai, des mesures de profilométrie optique ont été réalisées (figure 1.18).

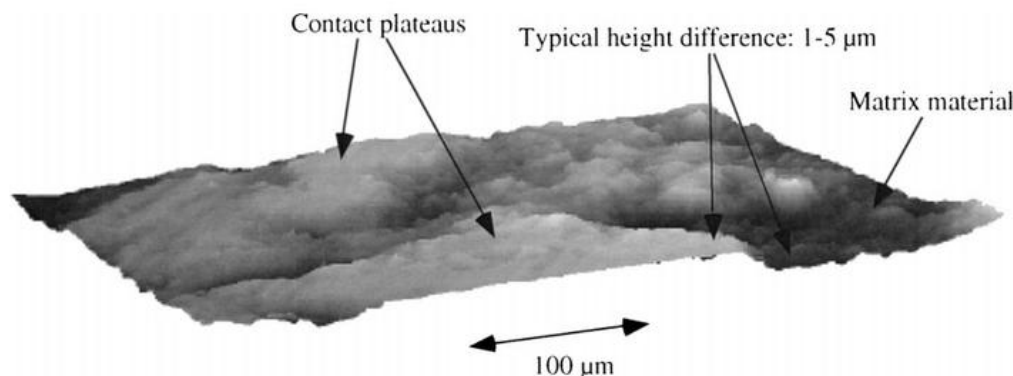


FIGURE 1.18 – Topographie d'une surface de matériaux de friction après frottement : caractérisation des plateaux de contact [16]

De ces mesures sont extraits les plateaux de contact entre le disque et le pion. En les comptabilisant et en les caractérisant en terme de taille et en les liant aux apparitions et disparitions du crissement, Eriksson conclut qu'une surface avec beaucoup de petits plateaux de contact a plus tendance à produire du crissement qu'une surface composée de peu de grands plateaux. Il définit une taille limite de plateau de $0,01 \text{ mm}^2$. Ces résultats permettent de lier la topographie des surfaces de frottement avec les occurrences de crissement. Il obtient la conclusion suivante : "Une surface de contact composée d'un nombre important de petits plateaux de contact a plus tendance à crisser qu'une surface composée de peu de grands plateaux de contact".

Massi [40] [42], en utilisant le banc simplifié décrit auparavant, a aussi fait des observations post-mortem de surfaces de pion ayant produit du crissement et d'autres non. En ce qui concerne les surfaces de pion ayant produit du crissement, des signes de fatigue sont visibles, qui se manifestent par des craquelures sur la surface (figure 1.19). Ces craquelures semblent venir des vibrations du système qui causent des oscillations à la surface ainsi que des contraintes. En utilisant un pion neuf, Massi n'obtient pas de crissement au début de l'essai et doit attendre un certain temps afin qu'une certaine conformation des surfaces se fasse pour obtenir du bruit.

4.3 Influence de la géométrie de la surface de contact sur les occurrences de crissement

Les paragraphes précédents montrent l'importance de la topographie de la surface de contact sur les occurrences de crissement. A une échelle plus grande, une modification de la géométrie de la garniture ou du pion de frottement a aussi une influence sur les occurrences de crissement. Le premier à l'avoir remarqué est Spurr [71] en 1961, il a observé qu'une garniture chanfreinée limitait l'apparition du crissement. Cette modification a aussi été explorée numériquement par Dai *et al.* [12]. La figure 1.20 présente les différents types de modification apportés à la garniture. Cette étude montre qu'une surface réduite a tendance à réduire les instabilités.

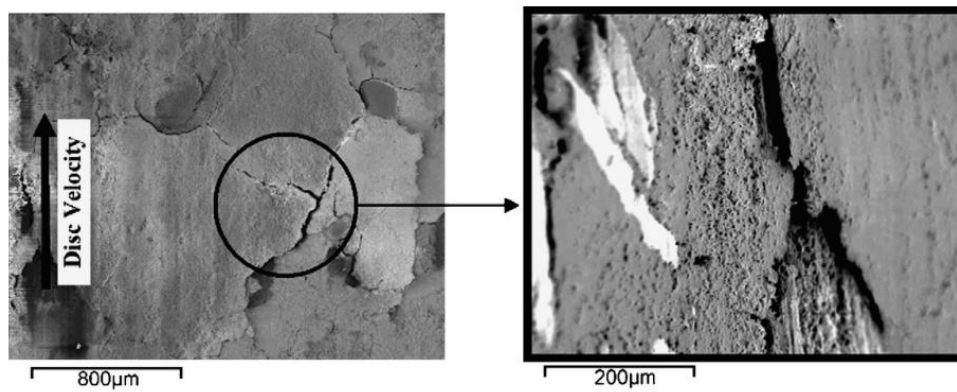


FIGURE 1.19 – Exfoliation de la surface de frottement après un essai ayant produit du crissement [42]

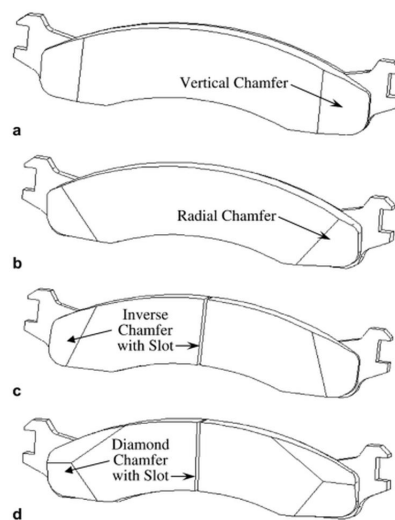


FIGURE 1.20 – Différents types de chanfrein appliqués à une garniture de frein [12]

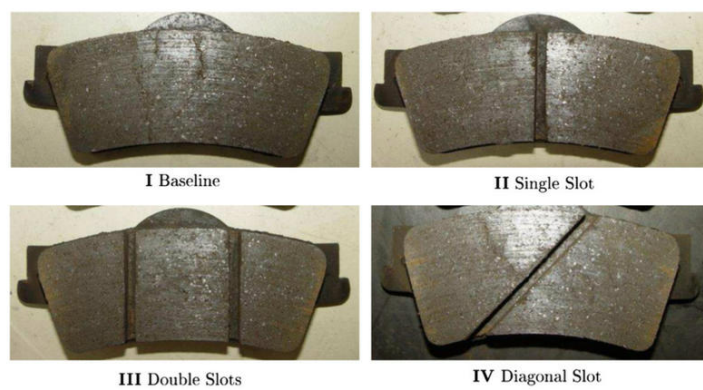


FIGURE 1.21 – Différents types de plot réalisés sur une garniture de frein [53]

Récemment, Oberst [53] a travaillé sur des garnitures sur lesquelles des rainures avaient été faites. La figure 1.21 présente les configurations utilisées pour l'étude. Les résultats montrent que lorsque la garniture est séparée en deux plots (II et IV) , la tendance au crissement est plus faible que lorsque la surface n'est pas séparée (I) ou séparée en trois parties (III). D'autres observations sur ce point ont été réalisées par Moore *et al.* [45]

4.4 Effet de l'historique de frottement sur les occurrences de crissement

Afin de caractériser et de pouvoir ensuite comparer les différentes garnitures de frein en terme de crissement, il a été défini une norme d'essai SAE J2521 [33]. Cette matrice d'essai permet de faire subir aux garnitures un cycle standardisé avec des élévations de température et un cycle de "fading" (perte de performance en température). La figure 1.22 proposée par Graf *et al.* [24] montre les occurrences de crissement enregistrées lors d'un essai SAE J2521. La ligne noire représente les températures atteintes au cours des freinages. Le "fading" est obtenu avec le pic de température du 1450^{ème} coup de frein. Le comportement obtenu avant et après cette phase est totalement différent. Ce "fading" augmente l'amplitude des occurrences de crissement ainsi que leur nombre aux alentours de 7000 Hz. Une observation des surfaces avant et après ce "fading" a été réalisée (figure 1.23). Elle montre une augmentation des zones de contact entre le disque et le pion ce qui peut expliquer la modification de comportement dynamique.

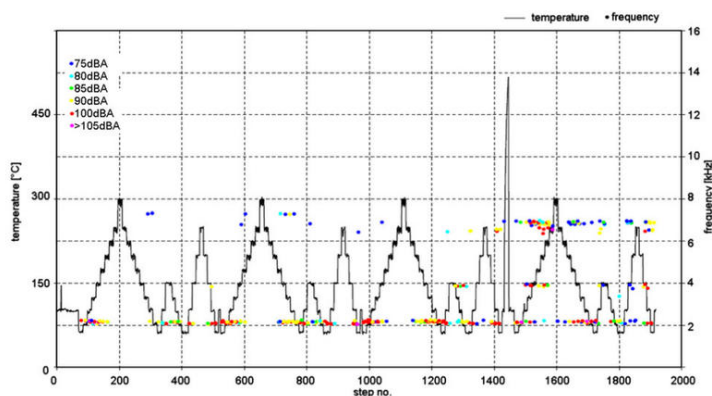


FIGURE 1.22 – Exemple de procédure SAE J2521 montrant l'effet du fading sur les occurrences [24]

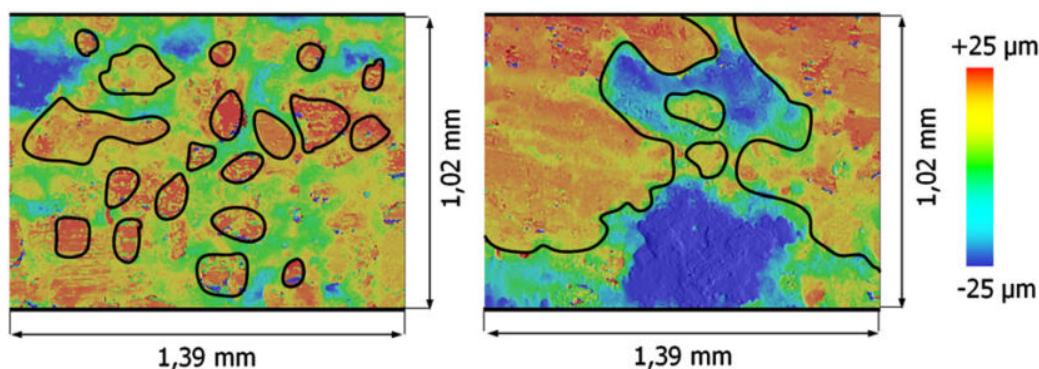


FIGURE 1.23 – Topographie des surfaces de frottement avant (gauche) et après (droite) le cycle de "fading" [24]

4.5 Introduction des hétérogénéités de surface dans les modèles numériques

Ces recherches montrent que le contact entre une garniture de frein et un disque est assez complexe. L'aspect rugosité couplé au troisième corps rendent la gestion du contact difficile dans les simulations numériques. Pour essayer de rendre compte de ces comportements au contact différentes stratégies sont utilisées.

Abu Bakar *et al.* ([2], [3], [1]) ont intégré dans leur modèle numérique une répartition non-uniforme de la pression de contact provenant de mesures statiques expérimentales (figure 1.24). De plus, ils ont enrichi leur modèle en prenant en compte l'usure du matériau (figure 1.25). Ils obtiennent ainsi de bonnes corrélations entre l'expérimental et le numérique en terme d'usure et de répartition de contact. De même, l'analyse modale complexe réalisée avec les différentes répartitions de pression montre des instabilités similaires aux résultats obtenus expérimentalement (figure 1.26).

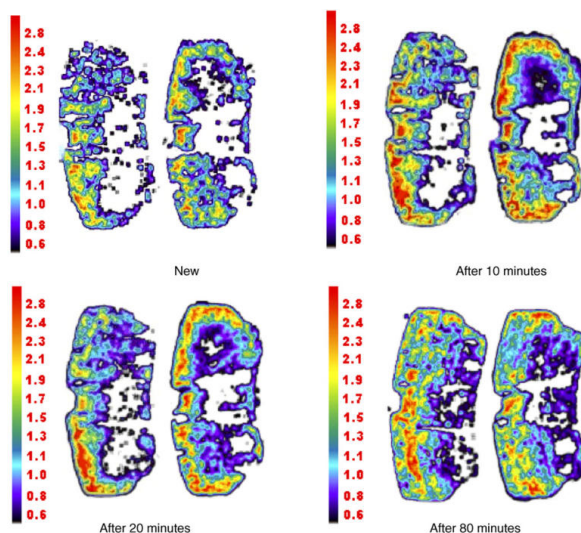


FIGURE 1.24 – Mesures des répartitions de pression sur frein réel après différents temps de frottement [1]

Rusli *et al.* [64] présentent une méthode analytique où ils déterminent une raideur de contact normal et tangentiel en prenant en compte la rugosité des surfaces de contact et montrent ainsi qu'une surface rugueuse a une raideur plus faible qu'une surface plus lisse. Ces raideurs sont ensuite intégrées dans un modèle à plusieurs degrés de liberté pour réaliser des études paramétriques sur le coefficient de frottement et les raideurs de contact. Ils montrent ainsi la tendance plus forte de la surface rugueuse à être instable plutôt que la surface lisse. Hetzler et Willer [27] sont quant à eux partis de l'observation d'une surface de frottement et de sa rugosité pour l'introduire dans un modèle éléments finis. Ils montrent l'importance de la raideur de contact sur les instabilités et plus particulièrement dans le cas de basse et moyenne pression.

Oura *et al.* [55] [58] travaillent sur un banc d'essais simplifié sur lequel ils réalisent des essais de crissement. Ils déterminent ensuite une raideur statique de contact ainsi qu'une raideur dynamique, toutes deux non-linéaires et dépendant de la pression de contact. La raideur de contact statique étant plus faible que la dynamique à pression égale. En introduisant ces deux

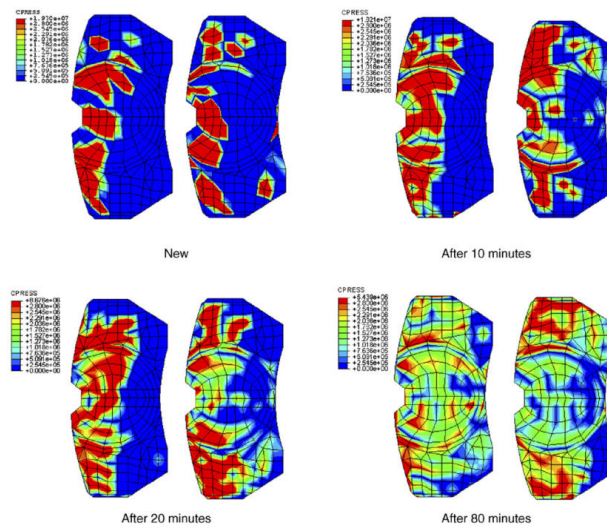


FIGURE 1.25 – Prédications des répartitions de pression pour différentes durées de freinages (entrée de contact en haut, unité en MPa) [1]

Observation and prediction of squeal noise		
Length of braking application (min)	Experiments squeal noise	FE analysis unstable frequency
10	No	No
20	No	No
80	4.0 kHz	4.2 kHz (+39.8)

FIGURE 1.26 – Résultats et prédictions du crissement [1]

raideurs dans un modèle analytique puis dans un modèle éléments finis [51], ils montrent que la raideur dynamique produit des résultats plus proches de l'expérimental que la raideur statique.

En 1994, Nagy *et al.* [50] utilisent une résolution transitoire pour étudier le crissement. Ils ont dans cette étude intégré l'aspect non-linéaire du frottement entre les pions et le disque. Puis en 1999, Hu *et al.* [30] s'intéressent aux effets de la forme de la surface de contact en travaillant sur des garnitures chanfreinées ou avec des plots.

D'autres recherches ont été effectuées pour compléter les modèles numériques afin de prendre en compte ces hétérogénéités de contact, mais pour le moment, aucune de ces méthodes n'est utilisée pour l'étude numérique des instabilités. Il y a par exemple, Heussaf *et al.* [28] qui se sont intéressés aux différentes échelles de topographie de surface : de l'ondulation à la rugosité (figure 1.27). En réalisant des essais d'indentation, ils parviennent à définir une cartographie de raideur de la garniture. Le modèle est ainsi complété en déterminant des répartitions de raideur aléatoires et de pression basées sur les mesures (figure 1.28).

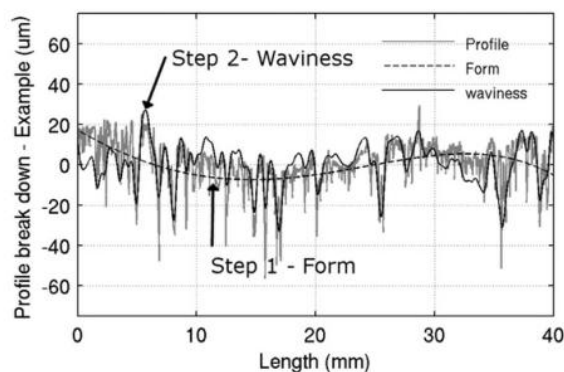


FIGURE 1.27 – Différentes échelles d'étude : forme et ondulation [28]

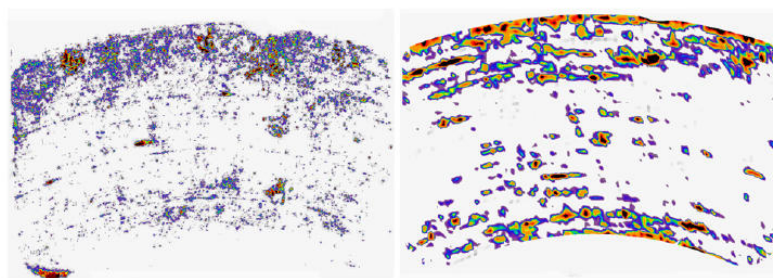


FIGURE 1.28 – Comparaison d'une mesure expérimentale de la répartition de pression (gauche) et d'une détermination par modèle numérique (droite) [28]

5 Bilan et Stratégie

Cette étude bibliographique montre la complexité du phénomène de crissement. Ce phénomène de vibrations induites par frottement est étudié industriellement par l'intermédiaire d'essais normalisés. Ces normes permettent de caractériser le comportement au bruit des matériaux de friction. Cependant, cette approche ne permet pas une étude détaillée du phénomène en raison de la complexité des systèmes de frein et du nombre important de paramètres (effort, vitesse, température) variables lors de ces essais. Ce phénomène est fortement influencé par :

- la structure du système (phénomène de couplage de mode, condition de montage ...),
- les matériaux en contact (rigidités ...),
- les surfaces de contact (troisième corps, raideur de contact, plateaux de contact ...).

Pour mieux comprendre ces phénomènes, la stratégie fréquemment adoptée dans la bibliographie est la simplification du moyen d'essai. De cette manière, la dynamique du système est maîtrisée, le nombre de couplages potentiels est réduit ainsi que le nombre de paramètres influents. Les crissements observés apparaissent proches des fréquences propres du système couplé ce qui tend à valider la théorie du couplage de mode, théorie sur laquelle s'appuie ce travail. La simplification de la géométrie du moyen d'essai doit permettre une meilleure compréhension des phénomènes entrant en jeu dans le crissement mais elle rend délicate la généralisation des observations à des systèmes réels. On s'attardera donc dans un premier temps à développer un dispositif expérimental assez simple pour être maîtrisé mais comportant un système complet permettant de ne pas trop s'éloigner d'un frein.

Le nombre très élevé de travaux réalisés dans le domaines montre une certaine maturité des recherches tant expérimentales que théoriques. Même si elles ne permettent pas encore une compréhension complète du problème ni une démarche prédictive, elles peuvent être utilisées dans une démarche curative et commencent à intégrer une complexité nécessaire à l'image des hétérogénéités de contact, voire de données d'interfaces. Il reste néanmoins des difficultés majeures : en modélisant par les limites de l'Analyse Modale Complexe, l'introduction de non linéarité et de la variabilité des paramètres ; du point de vue physique par l'évolution, avec la sollicitation, des surfaces en contact tout comme celles des matériaux, encore peu appréhendé de par leur composition complexe. C'est sur ce dernier volet que se concentreront les études menées dans ce travail, avec le dispositif développé, combiné à une simulation numérique avec l'Analyse Modale Complexe.

L'objectif de ce travail est donc double : développer un dispositif expérimental d'étude du crissement et étudier l'influence de la géométrie de contact, du matériau et de l'historique de frottement via le chargement thermique sur les occurrences de crissement.

La géométrie du contact fait l'objet de plusieurs études à différentes échelles. Des observations sont faites sur banc échelle 1 avec des plaquettes dont les surfaces de contact ont été chanfreinées où séparées en plots. Ces études ont montré une influence de ces modifications sur les occurrences de crissement mais apportent peu d'explications. Les limitations des bancs échelle 1 ne permettent pas de distinguer l'influence de cette modification de géométrie. Il a tout de même été montré que la géométrie du contact avait une influence sur la dynamique du système, et par conséquent sur les couplages potentiels. La modification de la géométrie de contact est devenue une solution régulièrement utilisée par les industriels pour limiter l'ap-

parition du crissement. Afin d'apporter des éléments de compréhension à ce phénomène, **une étude sur l'influence de la longueur de contact va être mise en place.**

Dans les études sur le crissement de frein, l'utilisation de matériaux commerciaux est privilégiée. Beaucoup observent les surfaces après crissement et apportent des éléments de compréhension à partir de phénomènes tribologiques comme Erikson ou F. Massi. Très peu s'intéressent au matériau en lui même pourtant au cœur du problème. En effet, le rôle du matériau de friction sur les occurrences de crissement a été peu étudié. Le nombre de formulation de ces matériaux étant illimité, chacun d'eux possède un comportement différent. L'étude porte sur 2 matériaux de friction, l'un est un matériau commercial et l'autre est un matériau à formulation réduite. Les caractérisations associées à ces deux matériaux seront détaillées au besoin en fonction des essais réalisés. **La comparaison de deux matériaux et leur influence respective sur le crissement fera l'objet d'une partie de ce travail.**

A une échelle plus fine, certains ont étudié l'état des surfaces de frottement après des essais crissant sans pour autant prendre en compte l'historique de frottement lors de ces essais or les procédures SAE mettent en avant des modifications de comportement après un cycle de fading. Il est donc nécessaire, si l'on souhaite apporter des éléments de compréhension, de réduire le nombre de paramètres variables lors des essais. **Une partie de l'étude s'intéressera plus en détail à l'influence de l'historique de frottement et du chargement thermique.** Pour cela deux analyses vont être mises en place. L'une sera focalisée sur le chargement thermique, l'autre sera consacrée à l'étude de l'évolution des plateaux de contact.

Pour pouvoir étudier ces différents paramètres, il est nécessaire de travailler sur un dispositif expérimental simplifié comme l'on fait F. Massi et Y. Oura. Ces dispositifs ont montré leur efficacité pour rendre compte expérimentalement du phénomène de couplage de modes pour F. Massi ou pour étudier l'influence de la raideur de contact pour Y. Oura.

Ainsi pour répondre à l'objectif de l'étude, **un banc d'essai spécifique va être développé.** Il devra répondre aux points suivants :

- avoir un comportement de structure simple et maîtrisé,
- être sensible aux modifications de paramètres notamment géométrique,
- être sensible au matériau de friction utilisé,
- être instrumenté.

La bibliographie a montré la nécessité de travailler avec un modèle numérique si l'on souhaite comprendre les mécanismes mis en jeu lors des modifications de paramètres. **Un modèle éléments finis sera donc développé pour aider à la conception du banc d'essai et à l'interprétation des résultats.**

CHAPITRE 2

DÉVELOPPEMENT D'UN MOYEN D'ESSAI SPÉCIFIQUE PERMETTANT L'ÉTUDE DU CRISSEMENT ET MISE EN PLACE D'UN PROTOCOLE EXPÉRIMENTAL

L'objectif de ce chapitre est de présenter le développement du moyen d'essai qui sera par la suite utilisé pour l'étude du crissement. En se basant sur les bancs d'essais présentés dans le chapitre 1, le choix a été fait de réaliser un dispositif expérimental avec une architecture simplifiée, en réduisant le nombre de pièces et en minimisant les liaisons complexes entre les différents composants du système. L'architecture simplifiée permet une meilleure maîtrise du comportement dynamique et facilite la modélisation numérique. Afin de dimensionner et de connaître à priori le comportement vibratoire du dispositif en fonction des études à suivre, un modèle éléments finis a été développé. En se basant sur la théorie du "mode lock-in", les paramètres de conception ont pu être choisis et les modes instables ont pu être déterminés.

Le chapitre commencera par la conception du système, en illustrant la méthodologie utilisée et en traitant de l'instrumentation. Le développement du modèle éléments finis sera ensuite abordé. L'analyse du comportement dynamique fera l'objet de la partie suivante. Le chapitre se terminera par un essai de validation.

1 Développement du moyen d'essai

La conception concerne essentiellement le système permettant d'appliquer l'effort entre le pion et le disque ainsi que la géométrie du disque. Un système d'entraînement en rotation du disque déjà existant est utilisé. Le cahier des charges est présenté dans un premier temps. La technique de conception qui a mis en parallèle une géométrie 3D et un modèle éléments finis sera ensuite abordée. La fin de cette partie sera consacrée à l'instrumentation, pensée lors de la conception.

1.1 Cahier des charges et méthodologie de conception

Cahier des charges

Il est nécessaire pour réaliser cette étude de disposer d'un dispositif expérimental spécifique. Il devra bien sûr être générateur de crissement. Il devra être conçu de manière à avoir un comportement dynamique maîtrisé afin de pouvoir se focaliser sur l'étude des paramètres influents sur le phénomène de crissement. De plus, le banc devra être sensible aux matériaux de friction et aux surfaces de contact. Enfin, ce comportement dynamique doit être proche de celui d'un système de frein réel mais avec des dimensions réduites afin de faciliter les observations. Ce dispositif expérimental doit donc répondre au cahier des charges suivant :

1. obtenir du crissement dans une plage de 1 à 10 kHz,
2. réduire au maximum le nombre de pièces composant ce dispositif afin de contrôler au mieux la dynamique du système et d'utiliser des liaisons simples,
3. maîtriser les raideurs dans les différentes directions dans l'optique de contrôler le comportement dynamique vibratoire,
4. permettre l'application d'un effort sur le pion contre le disque entre 50 et 500 N pour rester dans la plage admissible du système existant (limitation du couple),
5. offrir une modularité importante afin de pouvoir modifier le comportement dynamique,
6. utiliser des pions de forme rectangulaire de taille inférieure à 40 mm x 20 mm pour la surface de contact afin de faciliter la maîtrise de la géométrie de contact et les observations de surfaces,
7. avoir un dispositif simplement modélisable par éléments finis,
8. s'adapter sur le tribomètre d'observation du LML,
9. permettre une accessibilité afin de réaliser des mesures. Les informations que l'on souhaite obtenir sont les suivantes :
 - efforts normal et tangentiel au contact afin de déterminer un coefficient de frottement,
 - déplacement du pion dans la direction normale au contact,
 - ondulation du disque,
 - accélération du pion,
 - niveau de bruit.

La figure 2.1 présente l'architecture du tribomètre d'observation du LML sur lequel le dispositif expérimental simplifié dédié à l'étude du crissement doit être implanté. Ce tribomètre

est conçu plus particulièrement pour réaliser des observations tribologiques au contact. Les caractéristiques de ce dispositif expérimental sont présentées dans le tableau 2.1. Il est constitué d'une broche verticale entraînée en rotation par un moteur électrique. Le système de mise en charge utilise un parallélogramme déformable actionné par un ressort. Le nombre de pièces important et sa dynamique complexe ne permettent pas de réaliser des études vibratoires. C'est pourquoi la conception d'un nouveau système d'application de l'effort est nécessaire.

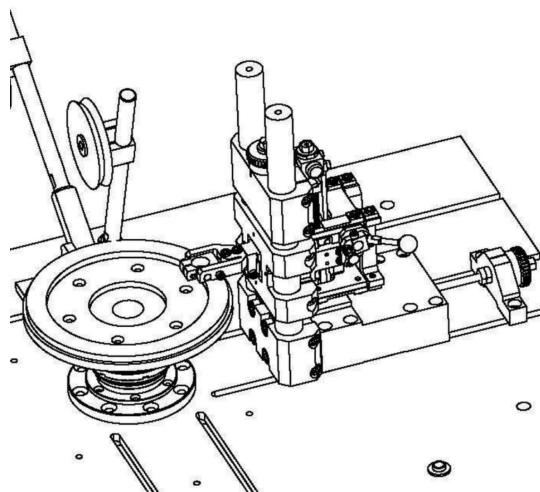


FIGURE 2.1 – Tribomètre d'observation du Laboratoire de Mécanique de Lille destiné aux observations tribologiques (configuration initiale)

Caractéristiques	Valeur
Vitesse de rotation maxi du plateau tournant	1000 rpm
Couple maxi de la broche à 1000 rpm	30 Nm
Couple d'arrêt de la broche	40 Nm
Charge maximale applicable	500 N
Effort tangentiel maximum mesuré	500 N

TABLE 2.1 – Caractéristiques du tribomètre d'observation du Laboratoire de Mécanique de Lille

Méthodologie de conception

La méthodologie de conception utilisée pour répondre au cahier des charges est une méthode itérative qui met en parallèle un modèle éléments finis développé sous ANSYS et une maquette numérique développée sous CATIA. La figure 2.2 présente la procédure de conception utilisée. La mise en parallèle des deux approches (EF et Maquette) permet de corriger la géométrie des différentes pièces en fonction des résultats numériques en termes d'instabilités. Les critères de conception permettant de valider les étapes sont :

- posséder un nombre de pièces réduit,
- accepter un effort normal sans plastifier les pièces,
- faire apparaître des instabilités (basées sur le "mode lock-in"),
- avoir une bonne corrélation entre l'expérimental et le numérique en termes de fréquence propre.

La première étape est donc de choisir une géométrie. Les résultats attendus au terme de cette conception sont :

- un dispositif expérimental complet avec son instrumentation,
- un modèle numérique recalé,
- une configuration crissante.

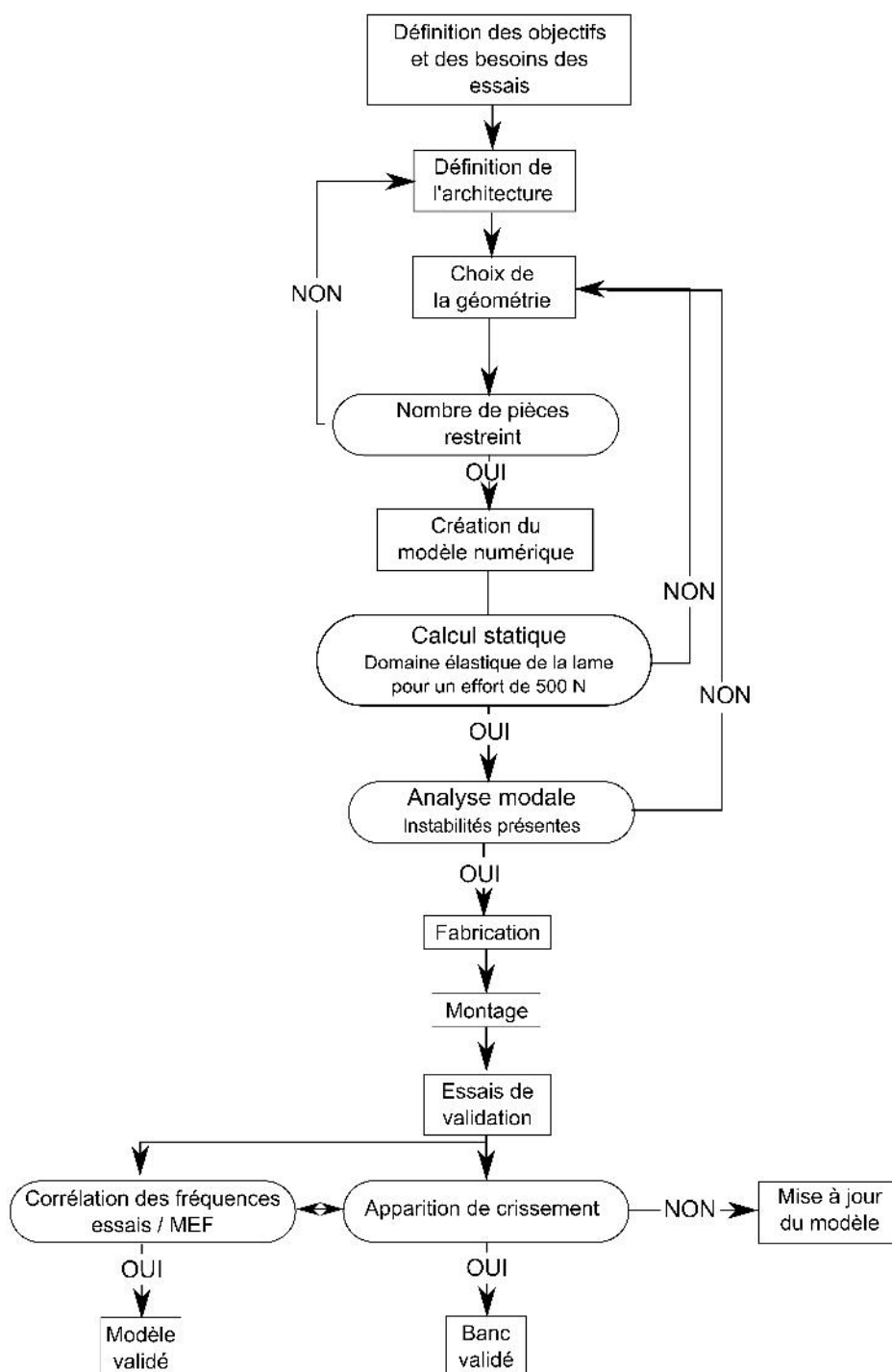


FIGURE 2.2 – Procédure de conception du dispositif expérimental simplifié d'étude du crissement

1.2 Architecture et conception du dispositif expérimental

Architecture du dispositif expérimental

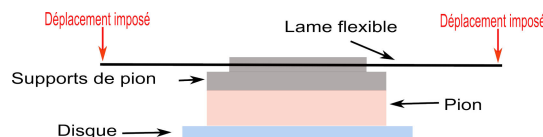


FIGURE 2.3 – Architecture pion-disque du dispositif expérimental utilisant une lame flexible

L'architecture retenue (figure 2.3) repose sur l'utilisation d'une lame flexible sur laquelle est fixé le pion en matériau de friction en son centre par un support de pion. Cette solution permet d'appliquer un effort de contact entre le disque et le pion en imposant un déplacement aux deux extrémités de la lame. Cette solution est cependant sensible, en termes d'effort, à la planéité de la surface sur laquelle va frotter le pion. Cette lame flexible permet aussi d'obtenir un comportement dynamique "maîtrisé" par la mise en jeu des modes propres d'une poutre encastree-encastree. La principale sollicitation sera en flexion avec pour le centre de gravité de l'ensemble pion-support un degré de liberté en translation verticale appelé "flexion 1" dans la suite (figure 2.4 (a)) et un degré de liberté en rotation appelé "flexion 2" dans la suite (figure 2.4 (b)). Ce comportement dynamique maîtrisé est assujéti à un contrôle des conditions limites aux deux extrémités de la lame.

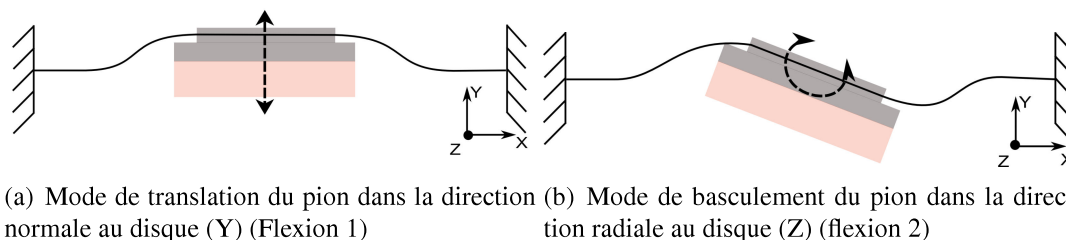


FIGURE 2.4 – Déformées modales du pion recherchées dans cette étude

Le dimensionnement et les choix technologiques du dispositif expérimental qui vont maintenant être présentés reposent sur les objectifs généraux de l'étude ainsi que sur le cahier des charges. De plus, les bancs simplifiés présentés dans le chapitre 1 offrent une base permettant d'orienter les choix technologiques qui vont être fait.

Conception

La figure 2.5 présente la géométrie générale du dispositif expérimental lors de sa conception.

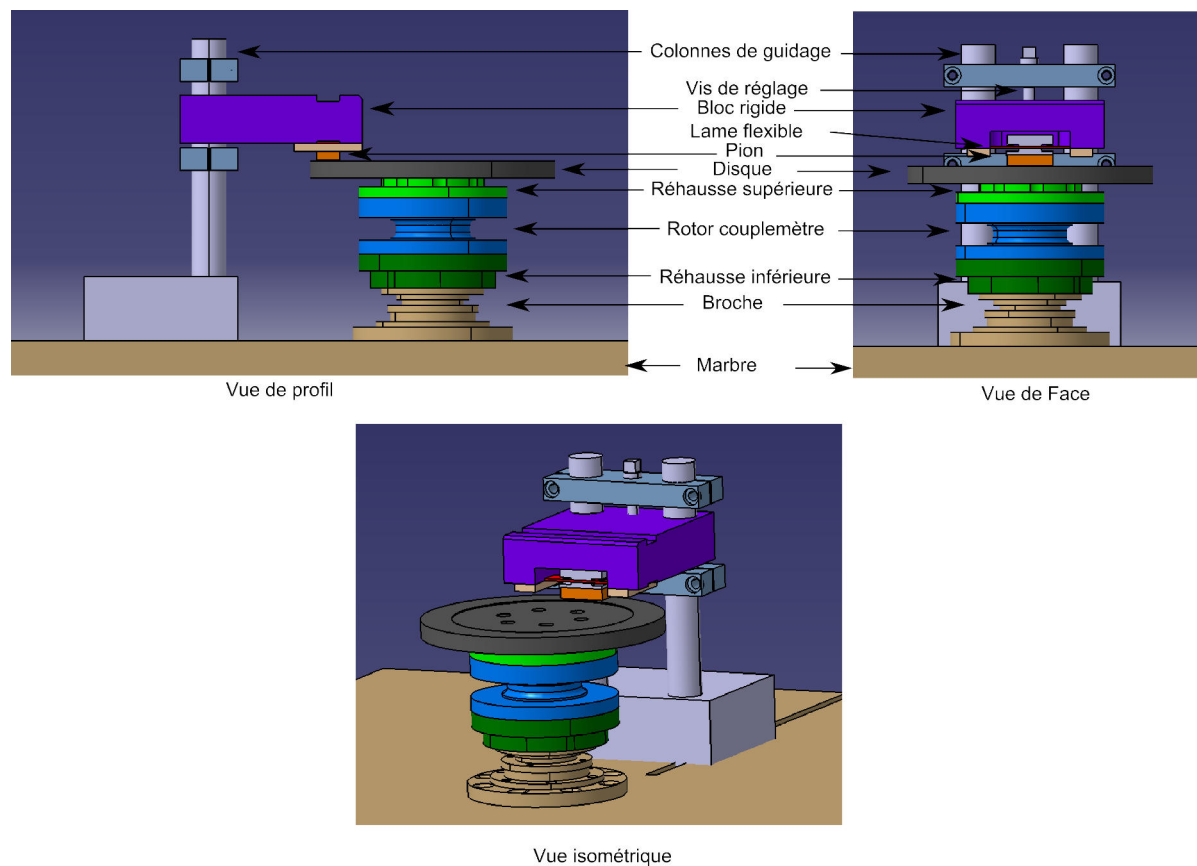


FIGURE 2.5 – Maquette numérique du dispositif expérimental avec la géométrie de l'ensemble des pièces

Le dispositif est constitué des parties suivantes :

- le bloc rigide en acier qui se fixe sur les colonnes déjà présentes sur le tribomètre d'observation du LML,
- la vis de réglage qui permet de déplacer le bloc rigide et ainsi d'appliquer un effort au pion contre le disque par translation du bloc rigide sur les colonnes et flexion de la lame,
- la lame flexible en acier qui permet quant à elle d'apporter les degrés de liberté au système,
- le support de pion, composé de deux plaques d'acier qui viennent pincer la lame, sur lequel un pion en matériau de friction est collé,
- le pion qui peut prendre différentes dimensions en fonction des études réalisées,
- le disque dont les dimensions (diamètre, épaisseur) sont définies en fonction des fréquences de cisaillement que l'on souhaite obtenir et des résultats numériques obtenus par éléments finis,
- les réhausse et le couplemètre permettant de réaliser la liaison entre le disque et la broche.

Les différentes pièces composant le dispositif vont maintenant faire l'objet d'une description avec l'instrumentation associée.

Le bloc rigide et la vis de réglage

Le bloc rigide (figure 2.6(a)) en acier va servir de support au système de lame flexible. De part sa masse et sa géométrie, il offre une rigidité importante et permet de simplifier le comportement dynamique du dispositif expérimental. Il est en liaison glissière avec le bâti du tribomètre d'observation par l'intermédiaire de deux colonnes. Le déplacement de ce bloc rigide est assuré par la vis de réglage. Cette vis de réglage au pas de 1 mm permet un réglage fin de la position du bloc rigide par rapport à la surface du disque. Une fois la position souhaitée atteinte, 4 vis de serrage permettent de fixer le bloc rigide sur les colonnes.

Un logement est usiné dans le bloc pour positionner la lame flexible afin qu'elle soit bien orientée dans la direction circonférentielle au disque. Afin de maintenir cette lame flexible, deux pièces en acier sont serrées sur le bloc support et viennent pincer la lame (figure 2.6(b)).

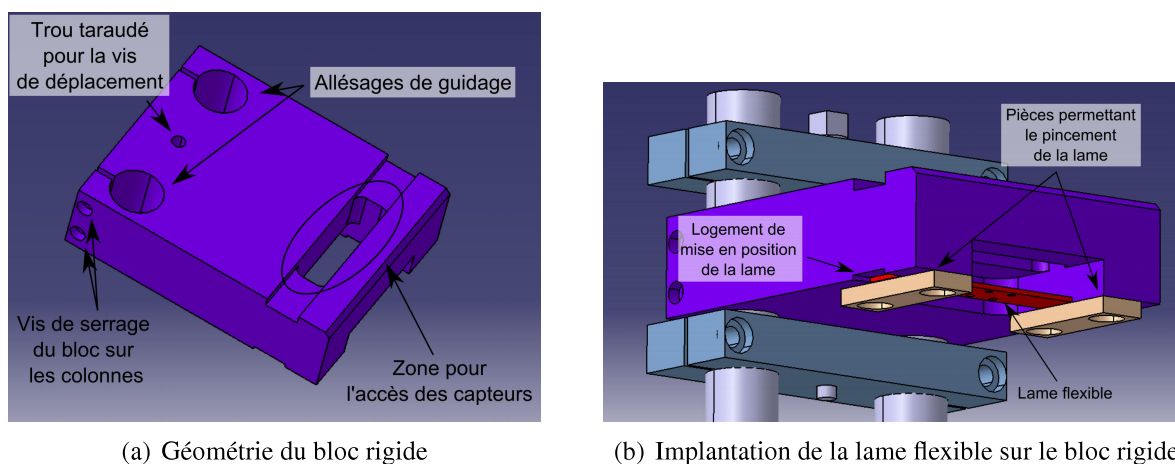


FIGURE 2.6 – Détails du bloc rigide et de la lame

La lame flexible

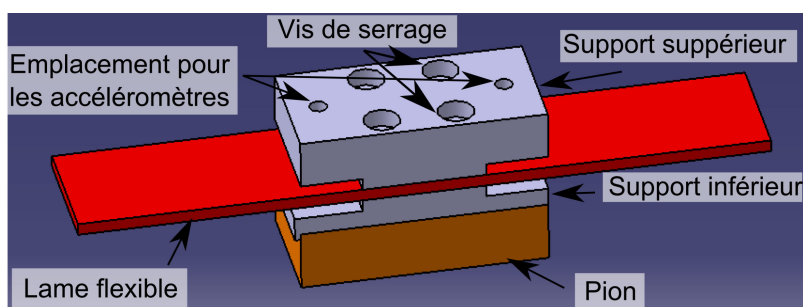
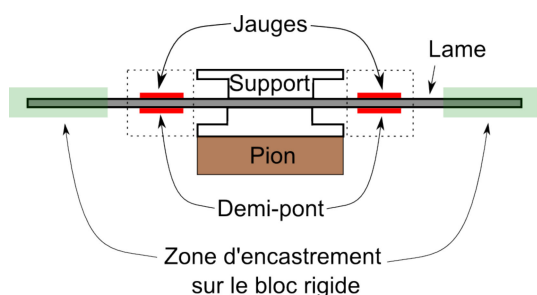


FIGURE 2.7 – Implantation du pion et des supports de pion sur la lame flexible

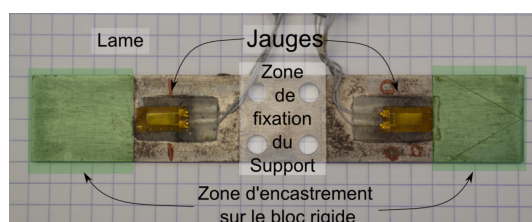
La figure 2.7 présente l'assemblage du pion et de ses supports sur la lame flexible. Afin d'appliquer l'effort, sur le pion, il est nécessaire de déformer la lame. Pour que cet effort soit le plus juste possible, il faut que cette déformation reste dans le domaine élastique de la lame. Ce

critère impose un certain nombre de choix en termes de géométrie. Plus la lame sera épaisse et plus le déplacement du bloc rigide pour un effort donné sera réduit ce qui demande plus de précision dans le déplacement du bloc rigide. Pour exemple, pour un effort de 400 N, le déplacement sera de 0,07 mm pour une lame de 3 mm d'épaisseur et de 0,2 mm pour une lame de 2 mm d'épaisseur. La précision du déplacement est liée à celle offerte par la vis de réglage. De plus, l'ondulation du disque sur lequel le pion va frotter va aussi influencer cet effort et modifier la déformation de la lame. Plus la lame sera épaisse, plus l'ondulation modifiera l'effort. Cependant il faut tout de même faire attention au comportement dynamique de la lame qui sera directement dépendant de la géométrie. Ainsi, le choix de l'épaisseur de la lame est un compromis entre les fréquences propres souhaitées, les instabilités et les modes associés qui sont recherchés, les plages d'effort et la sensibilité à l'ondulation de la surface de frottement.

Au vu de ces informations, il est important au cours des essais d'avoir une mesure de l'effort appliqué sur le pion. Pour faire cette mesure, il a été décidé d'utiliser la déformation de la lame des jauges de déformations. Deux jauges sont collées sur la partie supérieure de la lame, une de chaque côté du pion et deux sont collées sur la partie inférieure de la lame. La figure 2.8 (a) présente le schéma d'implantation de ces jauges et la figure 2.8 (b) montre la lame flexible avec les jauges collées.



(a) Schéma d'implantation des jauges de déformation



(b) Lame avec les jauges de déformation (partie supérieure)

FIGURE 2.8 – Implantation des jauges de déformations sur la lame flexible en acier

Ces jauges sont montées en deux demi-ponts (un demi-pont de chaque côté du pion). Ce dispositif (lame + jauges de déformation) a été étalonné sur une presse de compression afin de déterminer l'effort en fonction de la déformation. La figure 2.9 présente la courbe d'étalonnage. Ces jauges sont auto compensées en température, ce qui permet de s'affranchir des éventuelles élévations de température de la lame dues au frottement du pion sur le disque.

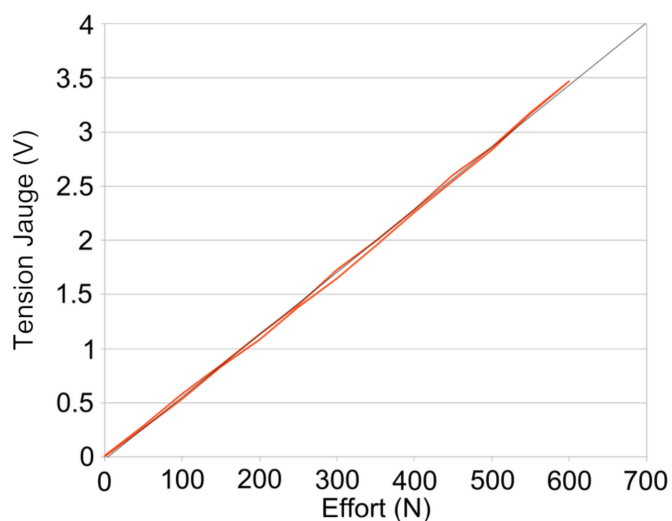


FIGURE 2.9 – Courbe d'étalonnage du système de mesure de l'effort normal (lame flexible et jauges de déformation)

Support de pion

Sur cette lame vient se fixer le support de pion. Il est composé de deux parties, l'une est positionnée au dessus de la lame et l'autre, sur laquelle le pion est collé, se place en dessous de la lame (figure 2.7). L'ensemble est solidarisé par l'intermédiaire de 4 vis M3 qui permettent de pincer la lame entre les deux parties du support sur la lame.

Lors des essais, il est nécessaire d'instrumenter correctement le pion pour connaître son comportement dynamique. La masse du pion est d'environ 90 g, ce qui pose problème en termes d'instrumentation car l'ajout de capteurs modifierait la masse et donc les fréquences propres. Afin de faciliter l'implantation de capteurs, la partie supérieure adopte une forme en T. Il a été fait le choix de réaliser deux types de mesure sur les branches du T : une mesure de déplacement sans contact développé dans le paragraphe suivant et une mesure de l'accélération du pion en entrée et en sortie de contact. Les accéléromètres uniaxiaux choisis ne pèsent que 2 g chacun et limitent ainsi l'ajout de masse parasite sur le pion.

La figure 2.10 (c) présente le positionnement de ces accéléromètres sur le pion. La mesure du déplacement du pion se fait par un capteur à courant de Foucault situé en son centre comme le montre la figure 2.10 (b). Deux autres capteurs à courant de Foucault peuvent être positionnés en entrée et en sortie de contact en lieu et place des accéléromètres.

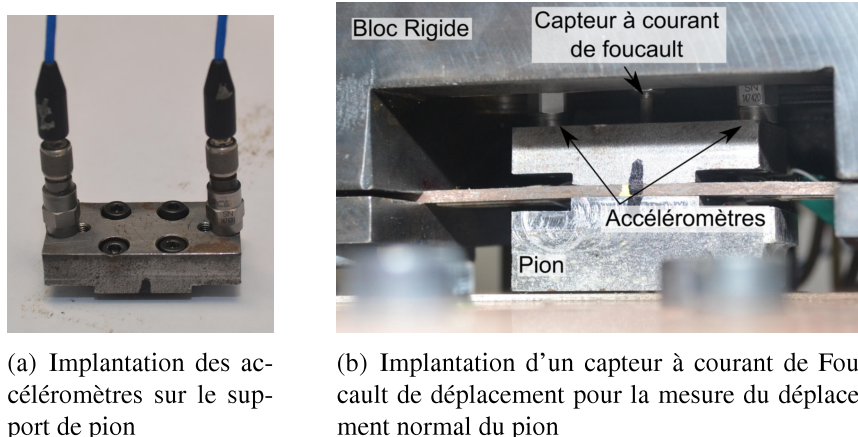
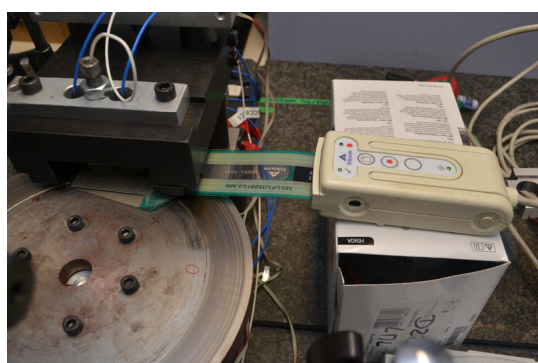


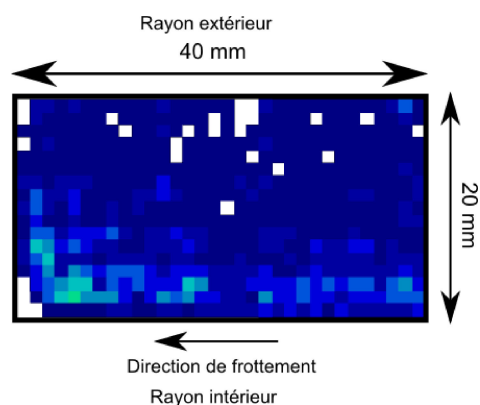
FIGURE 2.10 – Implantation des capteurs sur le pion (Accéléromètre et capteurs à courant de Foucault)

Le pion

Le pion, en matériau de friction, est collé avec de la colle époxy sur le support inférieur. Dans cette étude, deux configurations dimensionnelles seront utilisées, 20 mm x 20 mm x 10 mm et 40 mm x 20 mm x 10 mm. Les 10 mm seront dans la direction normale (épaisseur) et les 40 mm dans la direction du frottement. Pour réaliser ce collage, une presse est utilisée permettant de garantir un maximum de parallélisme entre la partie supérieure du support et la surface de frottement. Lors du montage du pion sur la lame, le parallélisme entre la surface de frottement et le disque n'est plus garanti, ceci à cause des différentes pièces liant ces deux surfaces. Afin d'améliorer ce parallélisme, le calage du pion sur la lame peut être nécessaire. Un film de pression (figure 2.11 (a)) permet ensuite de contrôler la répartition des effort de contact lors de la mise en charge et indirectement le parallélisme entre la surface du pion et le disque.



(a) Implantation du capteur de mesure de pression statique



(b) Exemple de répartition de pression statique mesurée pour un pion de 40 mm par 20 mm

FIGURE 2.11 – Dispositif de mesure et répartition de pression de contact

D'une épaisseur de 0,1 mm, il se glisse entre le pion et le disque lors de la phase de réglage du pion puis il est retiré avant les essais. La grille de mesure fait 56 mm x 56 mm et est composée de 1936 points de mesure. La mise en charge avec l'effort utilisé par la suite dans l'essai permet d'établir une cartographie de la répartition statique de contact. La répartition de contact est considérée comme homogène lorsque l'ensemble des points situés sous le pion sont différents de la couleur blanche représentant l'absence de contact et que les points présentent une quasi uniformité de couleur. Si cette répartition n'est pas homogène, un calage du pion est réalisé jusqu'à obtenir une répartition homogène comme celle présentée sur la figure 2.11. Ce calage est réalisé en introduisant de fines cales d'aluminium entre le support de pion et la lame afin de modifier l'orientation du pion.

Le disque

La figure 2.12 présente le schéma d'implantation du disque avec les réhausses et le couplemètre permettant la liaison avec la broche.

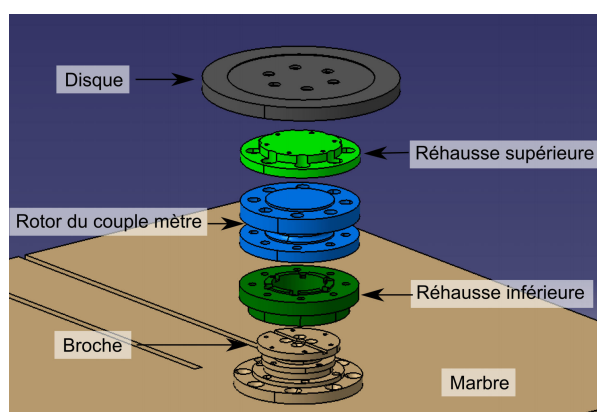


FIGURE 2.12 – Schéma d'implantation des différents éléments permettant la liaison entre le disque et la broche du tribomètre

Toujours dans un souci de simplicité mais aussi d'encombrement, il a été choisi d'utiliser un disque plan d'un diamètre de 215 mm. Cette dimension, proche des freins automobiles permet d'avoir des fréquences propres pour les premiers modes à diamètre dans la plage de fréquences de l'étude. Une simple surépaisseur d'un millimètre forme la bande de frottement avec un rayon moyen de frottement de 92,5 mm. Cette surépaisseur facilitera le polissage lors de la préparation des essais. Le disque est en acier XC 45. Il sera fixé à la broche du tribomètre d'observation par l'intermédiaire de deux rehausses entre lesquelles sera installée la partie rotor du couplemètre (Figure 2.13(a)).

Le couplemètre permettra, par l'intermédiaire d'un rayon moyen de frottement, d'avoir une information sur l'effort tangentiel et de pouvoir, avec l'effort normal, retrouver un coefficient de frottement. Ainsi, un couplemètre de marque HBM de type T40 a été intégré au montage du disque. La motorisation étant placée sous le marbre avec la broche, ce couplemètre est placé entre la sortie de broche et le disque (figure 2.13(b)). Cette configuration peut engendrer des problèmes de flexion car il va entraîner une élévation du disque par rapport à la configuration sans couplemètre. De plus, celui-ci peut modifier le comportement dynamique si sa raideur est trop faible. Pour ces raisons, un couplemètre de capacité supérieure a été choisi afin qu'il soit

plus robuste, puis il a été étalonné dans la plage utilisée pour les essais. Initialement fait pour des mesures de couple entre 0 et 500 Nm, il a été étalonné pour ce dispositif expérimental dans une plage comprise entre 0 et 100 Nm. La figure 2.13(b) présente les différentes pièces permettant de lier le disque à la broche du tribomètre.

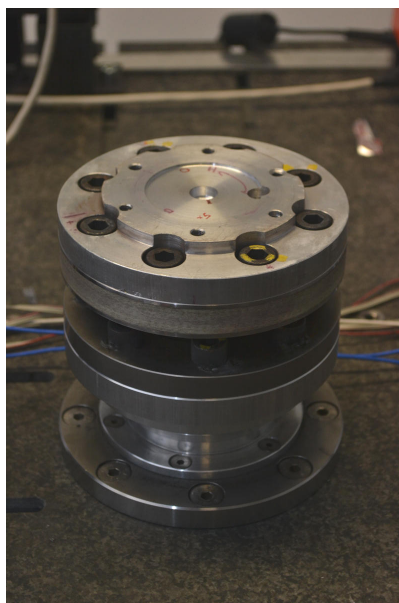


FIGURE 2.13 – Montage du couplemètre sur la broche

L'ondulation du disque ou plus largement sa non planéité joue un rôle important dans les occurrences de crissement. Comme évoqué précédemment, l'effort appliqué sur le pion dépend de la déformation de la lame et donc de la distance entre le bloc rigide et le disque, une ondulation de celui-ci modifie l'effort au cours de l'essai. Lors de la phase de montage, chaque pièce (rehausse et couplemètre) est calée afin de réduire l'ondulation finale du disque. Mais il reste toujours en fin de montage une légère ondulation. Il est donc nécessaire de connaître à chaque instant l'ondulation du disque. Pour cela, un capteur de déplacement est placé diamétralement opposé au contact sur la surface de frottement du disque (figure 2.14).

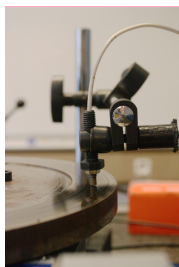


FIGURE 2.14 – Implantation d'un capteur de déplacement pour la mesure de l'ondulation du disque

L'ensemble de ces choix technologiques aboutit à la solution présentée figure 2.15

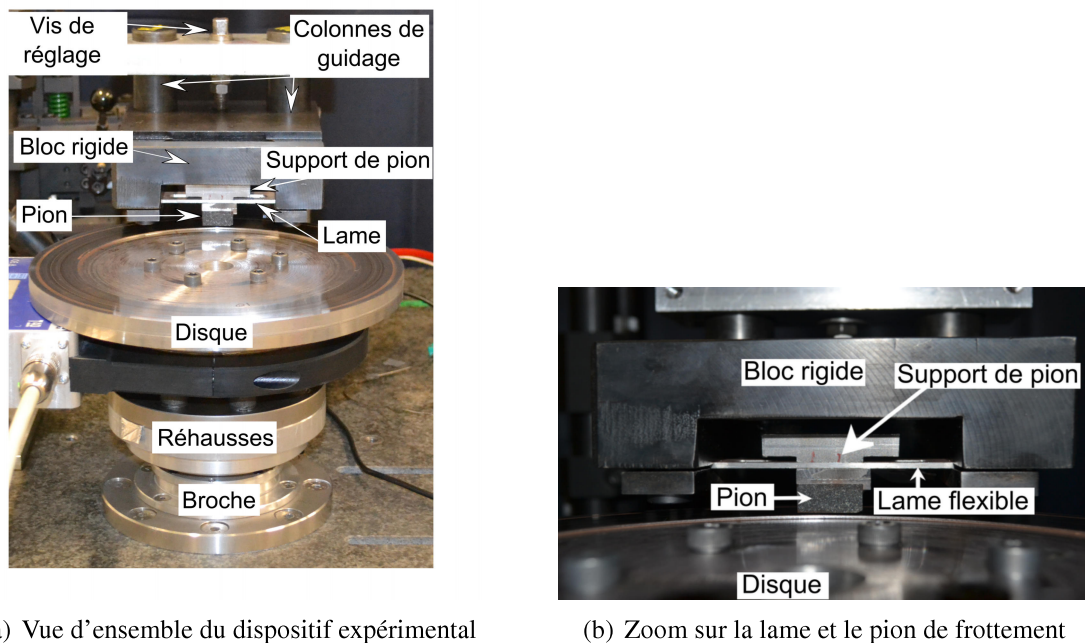


FIGURE 2.15 – Dispositif expérimental dédié à l'étude du crissement

Finalement cette conception offre une modularité importante. En modifiant l'épaisseur de la lame, il est possible de jouer sur les fréquences propres mais aussi sur la plage d'effort normal, en restant dans le domaine élastique. Une variation de l'épaisseur de disque permet de modifier les fréquences propres de celui-ci. Ces deux paramètres permettent donc de jouer sur les fréquences du système. Leur choix final est donc un compromis entre les fréquences propres souhaitées, les instabilités et les modes associés qui sont recherchés, les plages d'effort et la sensibilité à l'ondulation de la surface de frottement. Les dimensions du pion sont aussi ajustables. Les dimensions utilisées dans la suite de l'étude ont donc fait l'objet d'une étude numérique avec pour objectif l'obtention de fréquences instables entre 1 et 10 kHz.

1.3 Modèle numérique

Le modèle numérique, réalisé sous ANSYS, déterminé à partir du cahier des charges et de la géométrie sous CATIA, est composé du disque en acier, du pion en matériau de friction, des deux supports en acier et de la lame en acier. Pour simplifier au maximum le modèle, il a été décidé dans un premier temps de ne pas modéliser les réhausses, le couplemètre ainsi que la broche (figure 2.16) .

Le disque a un diamètre extérieur de 215 mm, un rayon de frottement moyen de 92,5 mm, une épaisseur de 15 mm dans la zone de frottement et une âme centrale de 14 mm. Son module de Young est de 195 GPa, sa densité de 7800 kg/m^3 et son coefficient de poisson est de 0,3.

Le pion, en matériau de friction, est un parallélépipède dont les dimensions sont les suivantes : longueur dans la direction de frottement 40 mm (ou 20 mm suivant la configuration) (figure 2.18), largeur 20 mm et hauteur 10 mm.

Ce pion est fixé à l'un des deux supports en acier de module de Young de 210 GPa, de densité 7800 kg/m^3 et de coefficient de poisson de 0,3.

La lame est en acier de densité 7800 kg/m^3 , de module d'Young de 210 GPa et de coefficient de poisson 0,3. Elle a pour largeur 20 mm et pour épaisseur 2 mm.

Le disque est bloqué dans toutes les directions aux emplacements correspondant aux vis. Le plan de contact avec la broche est quant à lui contraint dans toutes les directions sur une couronne de 27 mm de rayon intérieur et de 35 mm de rayon extérieur. La figure 2.17 présente un détail des conditions limites du disque Le contact entre le pion et le disque est géré par un algorithme simple de pénalisation avec $k_n = 1.10^{14} \text{ N/m}$. La liaison entre la lame et les supports inférieur et supérieur est géré par un contact toujours collé. La lame est contrainte dans les directions x et y à ses deux extrémités sur une longueur de 10 mm dans la direction tangentielle et dans toutes les rotations (zones bleues). L'architecture choisie pour le dispositif expérimental impose un pilotage de l'effort par le déplacement du bloc en acier, on impose donc, dans le modèle, un déplacement de ces deux zones de la lame.

Lors de l'étude, deux types de géométrie ont été utilisés. Elles sont présentées dans la figure 2.18. L'une est un pion de 40 mm de long (dans la direction de frottement) et de 20 mm de large. Cette géométrie sera utilisée dans l'étude sur la longueur de contact et son influence sur le crissement. L'autre géométrie est un pion de 20 mm de long par 20 mm de large. Cette géométrie sera utilisée pour l'étude sur l'effet d'histoire et l'influence de la température. Les tableaux 2.2 et 2.3 présentent les fréquences propres numériques du disque et du pion. Les modes hors plan sont définis par le nombre de diamètres modaux "m" et de cercles modaux "n" de la façon suivante : (m,n).

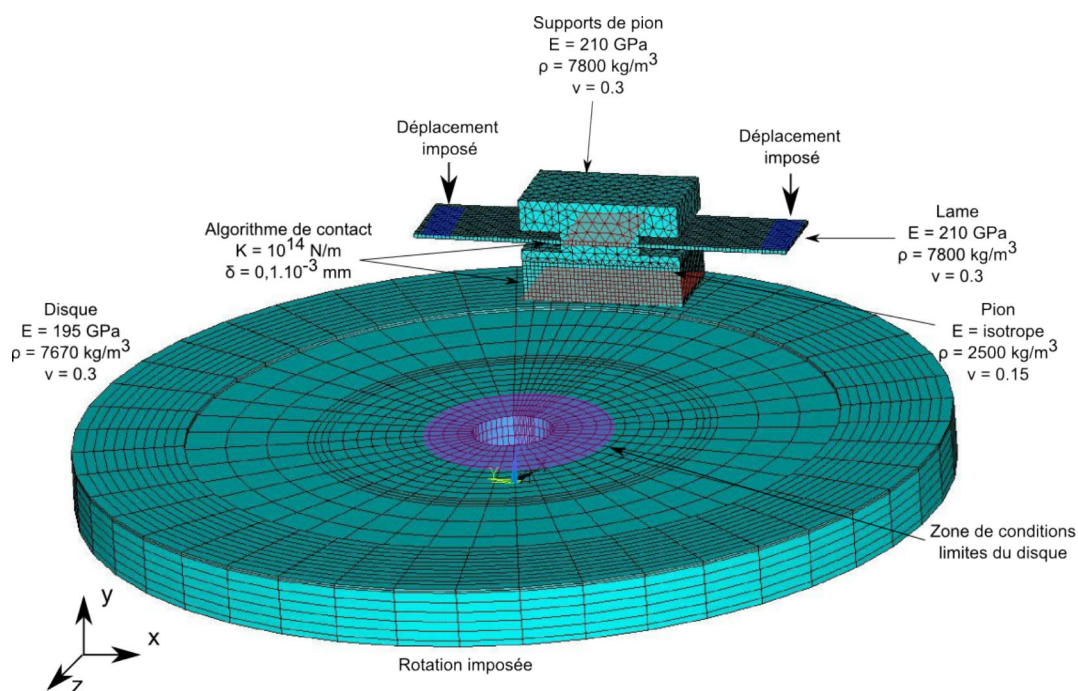


FIGURE 2.16 – Modèle éléments finis représentatif du dispositif expérimental

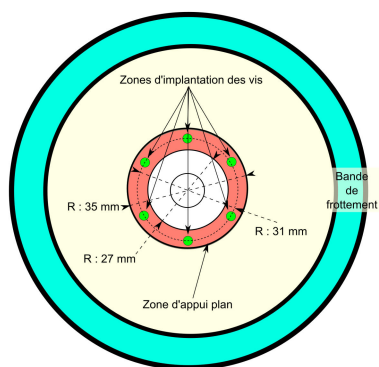
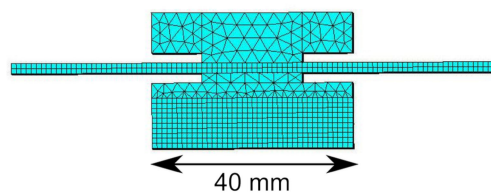
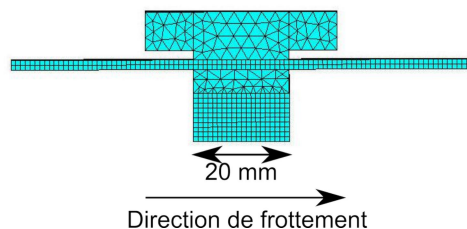


FIGURE 2.17 – Détail des conditions limites appliquées au disque



(a) Géométrie pour un pion de longueur 40 mm



(b) Géométrie pour un pion de longueur 20 mm

FIGURE 2.18 – Deux géométries de pion utilisées pour la suite de l'étude avec une même largeur de 20 mm

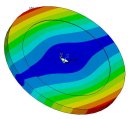
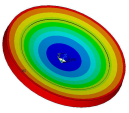
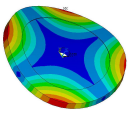
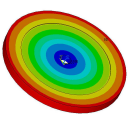
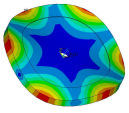
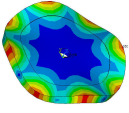
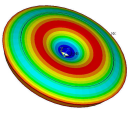
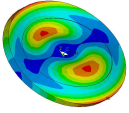
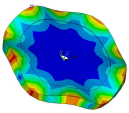
Type de déformée	Fréquence propre (Hz)	Déformée modale numérique
1-0	1008	
0-1	1220	
2-0	1616	
Plan	1820	
3-0	3600	
4-0	6310	
0-2	7330	
1-2	7330	
5-0	9600	

TABLE 2.2 – Fréquences propres numériques du disque avec conditions aux limites

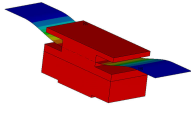
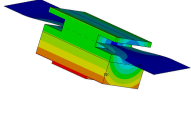
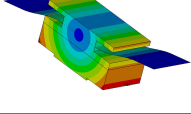
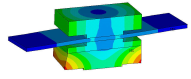
Type de déformée	Fréquence numérique (Hz)	Déformée modale numérique
Flexion 1	765	
Torsion	1016	
Flexion 2	1340	
Rotation	9411	

TABLE 2.3 – Fréquences propres numériques du pion en 40 mm x 20 mm avec conditions aux limites dans les conditions d'essais

Détermination des modes instables

Pour obtenir les instabilités, une analyse modale complexe du modèle a été réalisée.

La première étape de cette résolution est une analyse quasi statique du système sous condition de glissement ceci dans le but de déterminer la répartition de pression au contact. Une configuration avec un contact réduit à 20 mm de long dans la direction de frottement sera prise pour la suite ainsi qu'un déplacement de la lame de 0,2 mm ce qui correspond à un effort de 400 N appliqué sur le pion. La modification de la longueur de contact se fait par la suppression des éléments du pion sur une hauteur de 1 mm et une largeur de 10 mm de chaque côté du pion (figure 2.19) .

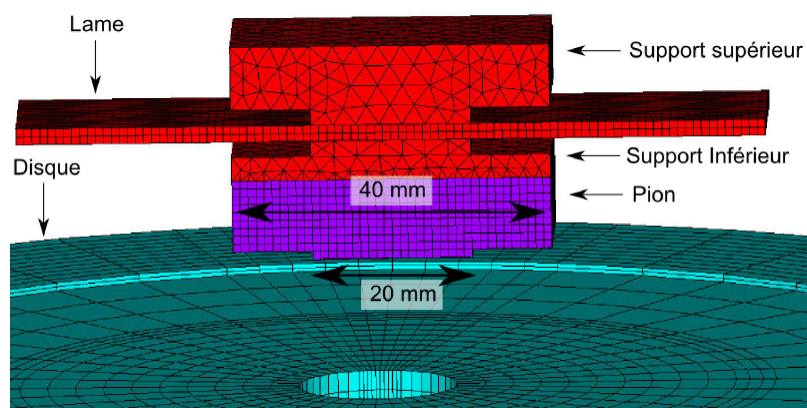


FIGURE 2.19 – Zoom sur la zone de contact avec une longueur de contact de 20 mm

La figure 2.20 présente une répartition de pression pour un coefficient de frottement de 0,2. La localisation du champ de pression observée est due à l'effet d'engagement ainsi qu'à la

souplesse de la lame qui permet une mobilité du pion. De plus, une localisation vers l'intérieur du disque est visible, celle-ci étant due à la légère flexion du disque induite par le déplacement imposé.

La seconde étape de la résolution est une analyse modale complexe à partir de cette position d'équilibre. L'introduction de la répartition de pression, due à l'effet d'engagement et au coefficient de frottement, engendre une matrice de raideur du système non symétrique et conduit à l'obtention de valeurs propres complexes. La figure 2.21 présente les parties réelles de chaque mode du système en fonction de la fréquence. Une instabilité est visible pour : 3445 Hz pour une surface de contact de 20 mm x 20 mm, un déplacement de 0,2 mm (400 N) et un coefficient de frottement de 0,2. Cette instabilité met en jeu un mode (3,0) pour le disque et le mode de flexion 2 pour le pion. Afin de déterminer les dimensions des pièces intervenant

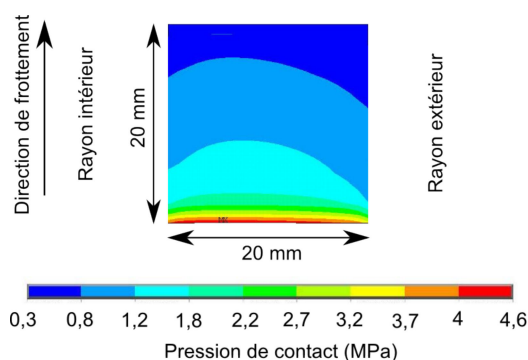


FIGURE 2.20 – Distribution de pression pour un coefficient de frottement de 0,2 pour une longueur de contact 20mm (Ep. lame = 2mm, Dép. imposé = 0,2mm)

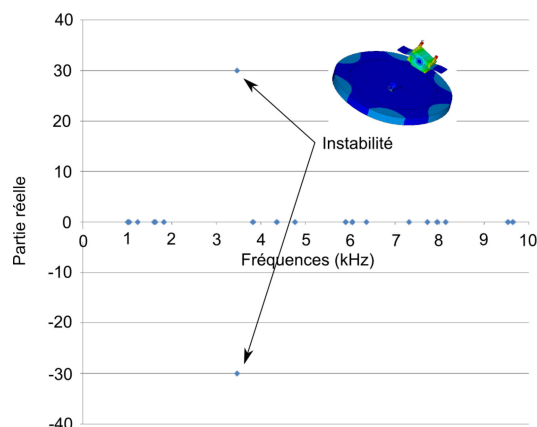


FIGURE 2.21 – Parties réelles des valeurs propres du système provenant de l'analyse modale complexe et déformée associée (isotrope $E=4400$ MPa, $CoF = 0.2$, Ep. lame =2mm, Dép. imposé = 0,2mm)

dans le comportement dynamique (disque, lame et pion), il est nécessaire de réaliser des études paramétriques sur ces dimensions. Ces études permettront de positionner le dispositif expérimental dans une zone présentant des instabilités.

Etude de sensibilité du modèle

Etude de sensibilité sur la géométrie

Les études suivantes présentent les variations de l'épaisseur de la lame, de la hauteur du pion et de l'épaisseur du disque. Pour réaliser ces études, le coefficient de frottement a été pris égal à 0,2 et le module de Young du pion égal à 4400 MPa. La configuration de référence, présentée sur les graphiques par une ligne interrompue bleue, est prise telle que :

- l'épaisseur de la lame est de 2 mm,
- la hauteur du pion est de 10 mm,
- l'épaisseur du disque est de 14 mm.

Les autres paramètres fixés en fonction du cahier des charges sont :

- largeur de lame : 20 mm
- longueur libre de lame : 50 mm
- diamètre du disque : 215 mm
- diamètre de frottement moyen : 185 mm
- surépaisseur de la bande de frottement : 1 mm
- largeur de la bande de frottement : 25 mm
- surface du pion : 20 mm x 20 mm et 40 mm x 20 mm

Les graphiques suivants présentent la variation des fréquences propres du système vis à vis de la variation de paramètres géométriques ou matériau. L'analyse est conduite par la définition d'une plage pour chaque paramètre. Les résolutions sont faites en fonction du paramètre choisi aléatoirement dans la plage définie. Chaque point représente une fréquence propre du système pour une valeur du paramètre. Les zones instables sont indiquées par les traits rouges en surépaisseur.

Épaisseur de la lame

La figure 2.22 présente la variation des fréquences propres du système en fonction de l'épaisseur de la lame entre 0,5 mm et 4 mm. Un effort constant 400 N est conservé en modifiant pour chaque calcul la valeur du déplacement imposé. Cette variation fait apparaître trois instabilités, les deux présentes avant 1,5 mm sont très ponctuelles tandis que celle pour une fréquence de 3500 Hz est présente pour des épaisseurs comprises entre 1,6 mm et 2,1 mm. Autour de ce graphe, certaines déformées sont visibles : en haut à gauche celles à majorité de mode de pion et les autres sont les modes hors plan à diamètre du disque. Les modes hors plan à cercles modaux et les modes plan ne sont pas présentés dans un souci de clarté. L'évolution des fréquences est plus marquée sur les modes majoritairement de pion. Les fréquences qui n'évoluent pas sont celles des modes de disque.

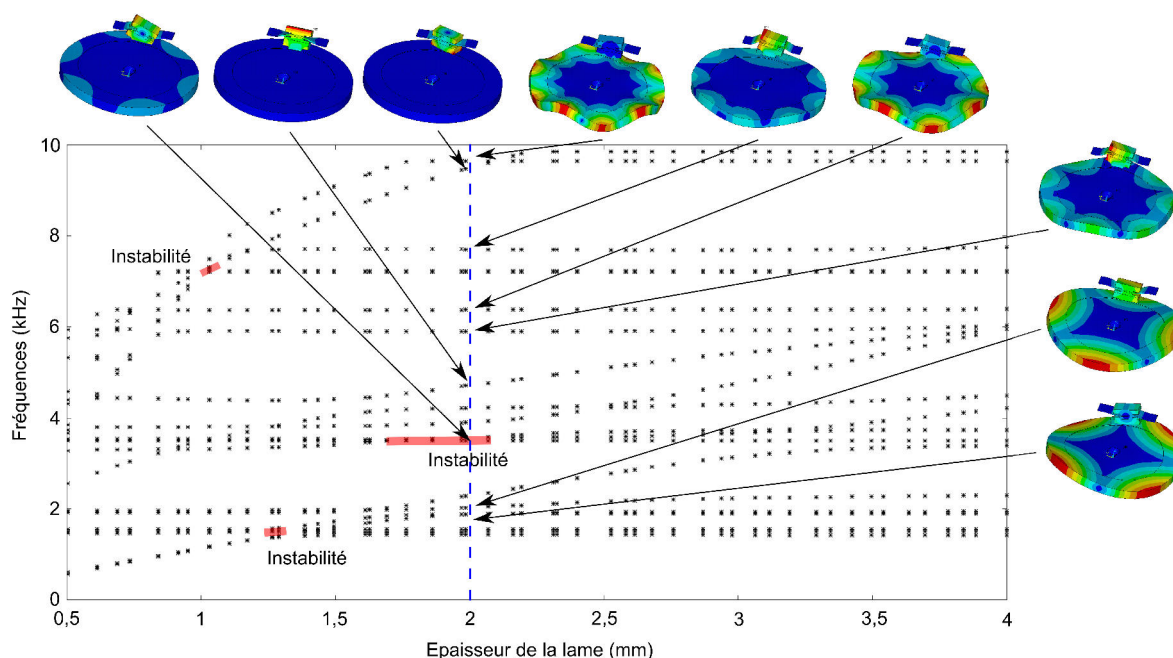


FIGURE 2.22 – Evolution des fréquences propres du système en fonction de l'épaisseur de la lame avec les déformés modales (ep. pion = 10 mm, ep. disque = 14 mm, F = 400N)

Hauteur du pion

La figure 2.23 présente la variation des fréquences propres du système lorsque la hauteur de pion varie entre 1,5 et 12,5 mm. L'influence de cette variation touche essentiellement les fréquences propres du pion avec une décroissance lorsque la hauteur du pion augmente. Cette variation ne fait apparaître qu'une seule instabilité pour une hauteur comprise entre 8 mm et 10,5 mm pour une fréquence de 3500 Hz.

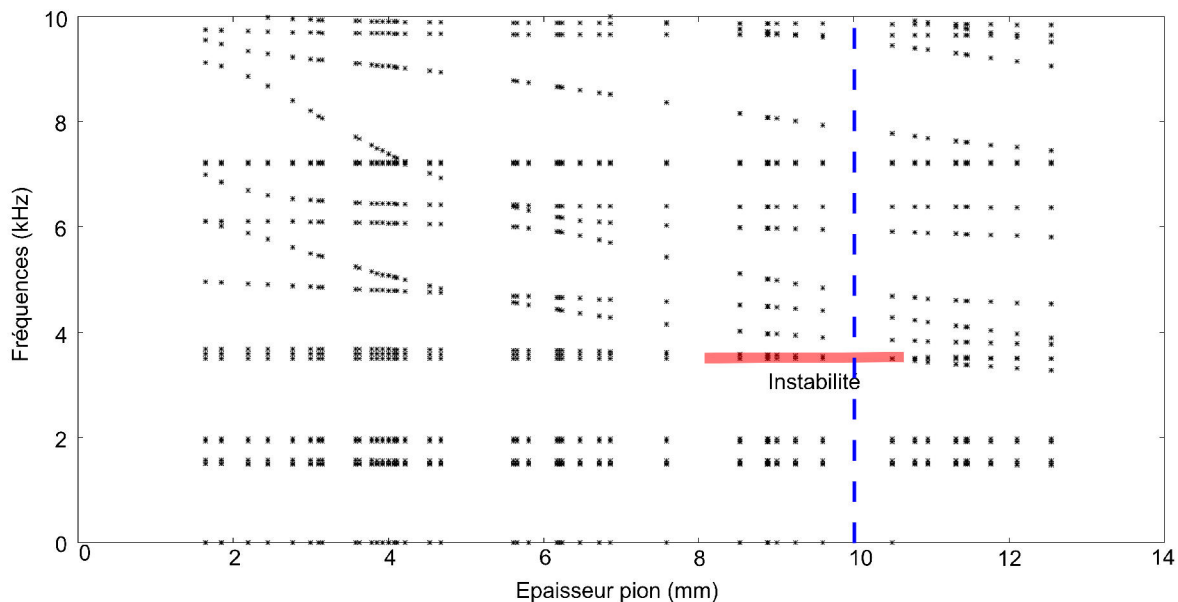


FIGURE 2.23 – Evolution des fréquences propres du système en fonction de la hauteur du pion (ep. lame = 2 mm, ep. disque = 14 mm, dep. imposé = 0,2mm)

Épaisseur du disque

La figure 2.24 présente les variations des fréquences propres du système en fonction de l'épaisseur du disque qui varie entre 5 et 20 mm. La bande de frottement conserve les 1 mm de surépaisseur. Toutes les fréquences varient car les fréquences de disque sont affectées par la modification d'épaisseur de celui-ci. Précédemment, seule la géométrie du pion était modifiée et n'affectait pas le comportement dynamique du pion. Ces variations font apparaître plusieurs zones d'instabilités :

- une pour une épaisseur de 6,5 à 7,5 mm à une fréquence variant dans la plage [2700 ;3200] Hz
- une pour une épaisseur de 10,5 à 11 mm à une fréquence 7100Hz
- une pour une épaisseur de 12 à 14,5 mm à une fréquence variant dans la plage [3200 ;3500] Hz.

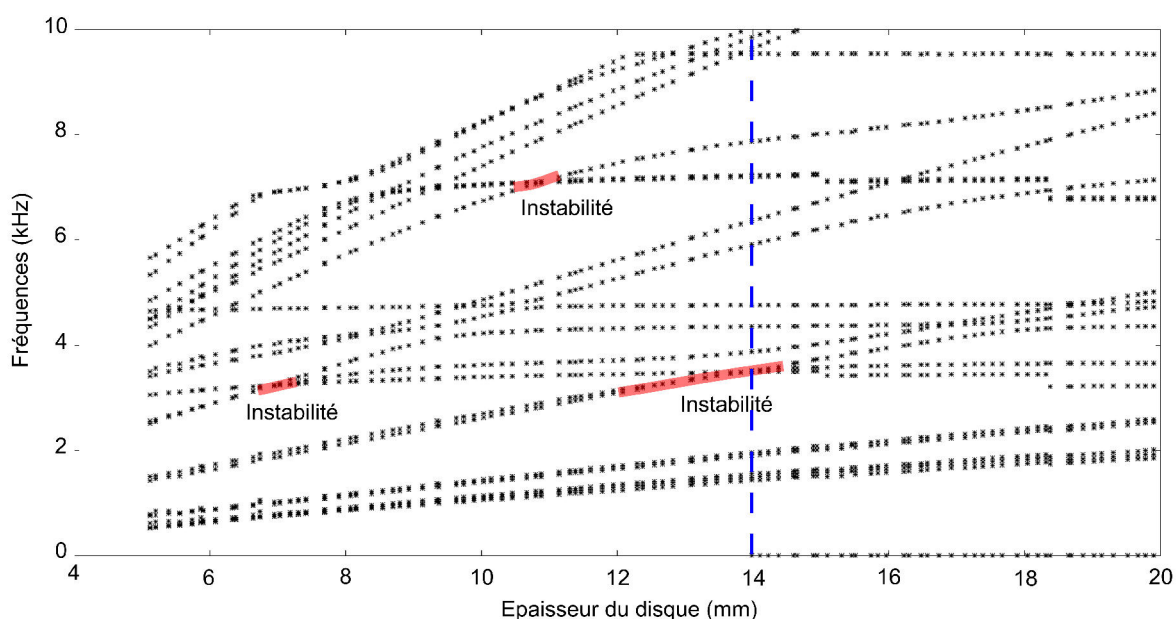


FIGURE 2.24 – Evolution des fréquences propres du système en fonction de l'épaisseur du disque (ep. lame = 2 mm, ep. pion = 10 mm, dep. imposé = 0,2mm)

Finalement, les dimensions choisies pour la suite de l'étude car elle présente une forte proportion à l'instabilité sont les suivantes :

- épaisseur de lame : 2 mm
- épaisseur du disque : 14 mm
- hauteur de pion : 10 mm

Etude de sensibilité sur le matériau de friction

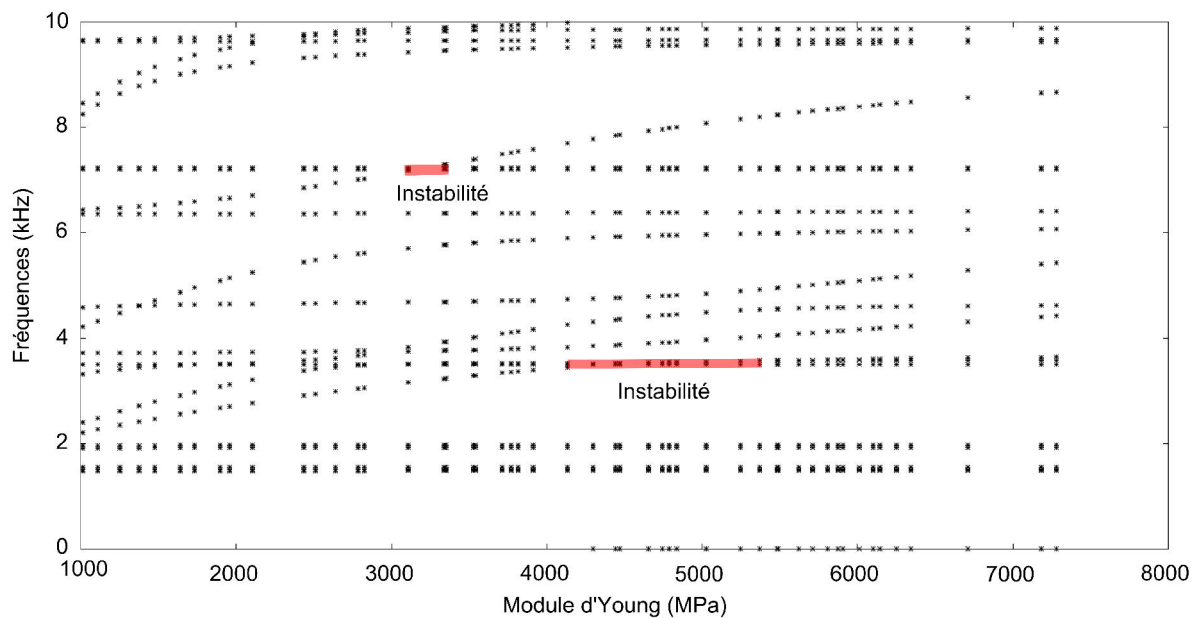
L'étude permettant de déterminer les caractéristiques géométriques des composants a été réalisée en utilisant des paramètres matériaux idéaux pour le matériau de friction. Les paramètres géométriques de l'étude suivante sont ceux définis précédemment. Il est alors nécessaire de s'intéresser à la sensibilité du modèle et des fréquences propres du système par rapport aux caractéristiques matériaux. Pour cela, l'influence sur les instabilités du module de Young a été étudié en considérant un modèle isotrope puis un modèle isotrope transverse [46]. Le coefficient de Poisson du matériau de friction a aussi fait l'objet d'une étude mais ses variations n'entraînent pas de modification significative du comportement dynamique.

Module d'Young (isotropie/orthotropie)

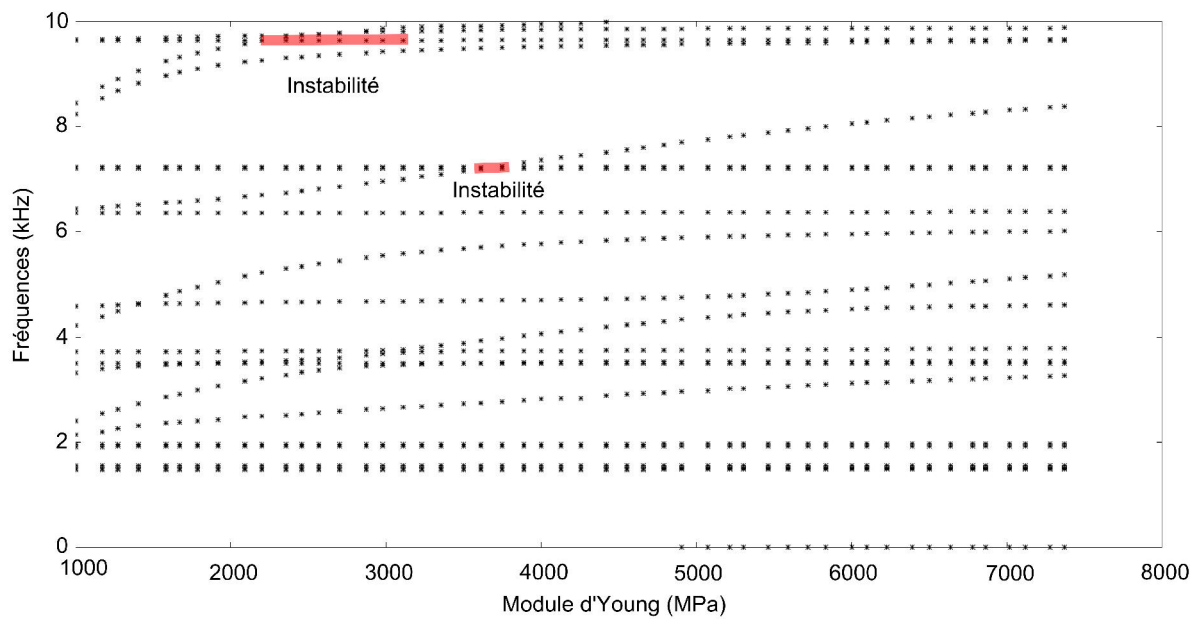
La figure 2.25 présente les résultats de ces calculs pour deux coefficients de frottement (0,2 et 0,4) avec en abscisse le module de Young du matériau variant entre 1000 et 8000 Mpa et en ordonnée, les fréquences. Les modes de pion sont sensibles aux variations de module ce qui explique les fortes variations de fréquence. Ces deux calculs font apparaître différentes instabilités. Pour le coefficient de frottement de 0,2, une instabilité est obtenue à 7200 Hz entre 3000 et 3400 MPa et une autre à 3500 Hz entre 4000 et 5500 MPa. Pour le coefficient de frottement de 0,4, une instabilité à 9800 Hz entre 2200 et 3300 MPa et une autre à 7200 Hz entre 3500 et 3900 MPa.

Les matériaux de friction qui sont étudiés ici sont des matériaux composites, possédant une matrice dans laquelle sont incorporés différents constituants. Certains de ces constituants possèdent des formes géométriques allongées telles les fibres ou les mousses d'acier. Lors de la fabrication de ces matériaux et plus particulièrement à l'étape de compactage, ces fibres ont tendance à se coucher [46]. Cette orientation conduit à une modification du comportement mécanique suivant la direction d'étude. Ainsi, il est courant de considérer ces matériaux comme des matériaux isotropes transverses, avec un module différent dans la direction de compactage par rapport aux deux autres directions. Une étude sur la variation du module transverse a été réalisée pour déterminer son influence sur les instabilités. La figure 2.26 présente les résultats de cette étude paramétrique avec un module normal (défini à la figure 2.29) de 3600 MPa (valeur moyenne déterminée dans la suite). L'abscisse du graphique présente le module transverse et l'ordonnée les fréquences propres. Les résultats avec un coefficient de frottement faible ne présentent pas d'instabilités et de très faibles variations de fréquences propres. Lorsque le coefficient de frottement augmente, ces variations sont légèrement plus marquées. Avec un coefficient de 0,4, 3 zones d'instabilité sont obtenues.

Ces deux études montrent que l'influence de l'isotropie transverse est plus marquée lorsque le coefficient de frottement augmente ce qui est sûrement dû à l'effet d'engagement plus marqué. Cependant au delà d'un module de compression supérieur à 3500 MPa très peu de variations de fréquences sont observées.

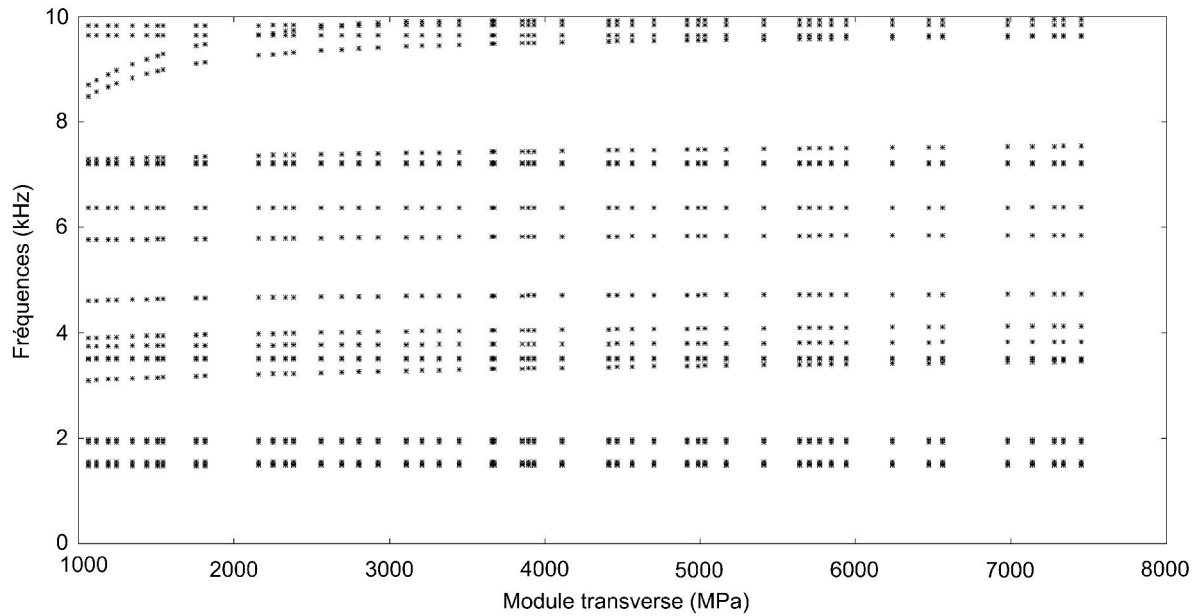


(a) Coefficient de frottement = 0,2

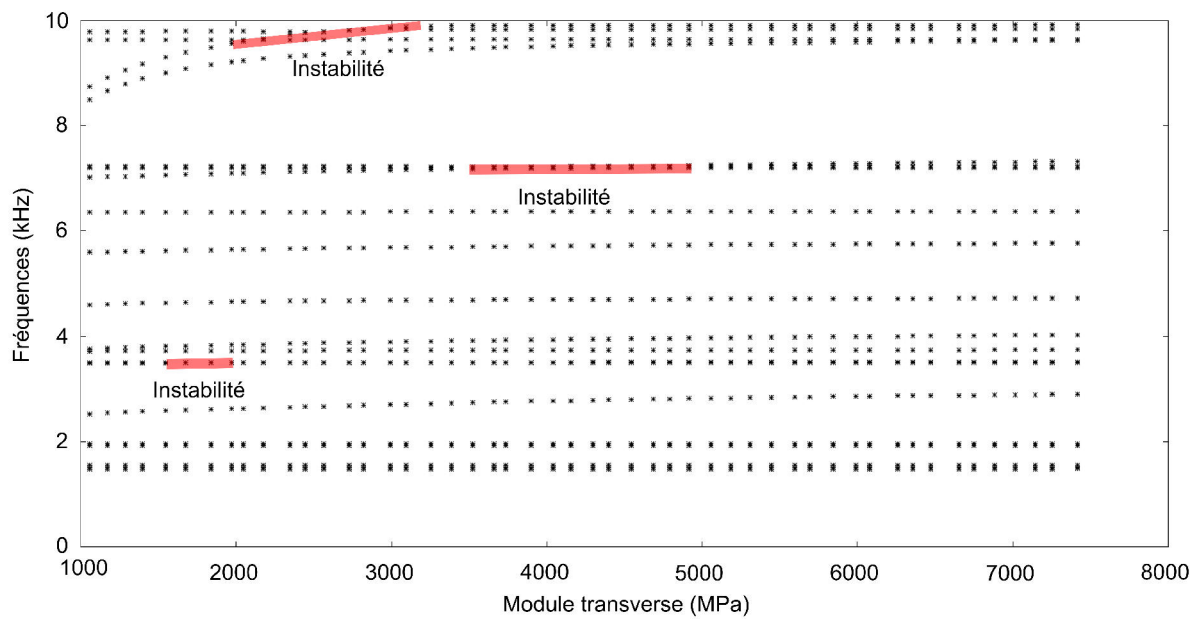


(b) Coefficient de frottement = 0,4

FIGURE 2.25 – Evolution des fréquences propres du système en fonction du module de Young isotrope



(a) Coefficient de frottement = 0,2



(b) Coefficient de frottement = 0,4

FIGURE 2.26 – Variation des fréquences propres du système en fonction du module tangentiel (configuration isotrope transverse, module normal = 3600 MPa)

Analyse paramétrique sur le coefficient de frottement

Une étude sur l'influence du coefficient de frottement a aussi été réalisée. Pour cette étude, le coefficient de frottement varie de 0.1 à 1 tout en conservant la longueur de contact constant et égale à 20 mm. Les résultats, pour une configuration isotrope avec un module de 3600 MPa sont présentés sur la figure 2.27 (a). Le coefficient de frottement est placé sur l'axe des abscisses et les fréquences du système sont sur l'axe des ordonnées. Peu de variations sont visibles pour un coefficient inférieur à 0,3. Différentes instabilités sont observées, une pour une fréquence de 7300Hz et un coefficient de frottement autour de 0,42, une pour une fréquence de 4800 Hz et un coefficient de frottement autour de 0,78 et enfin une dernière pour un fréquence de 1900 Hz et un coefficient de frottement entre 0,6 et 1.

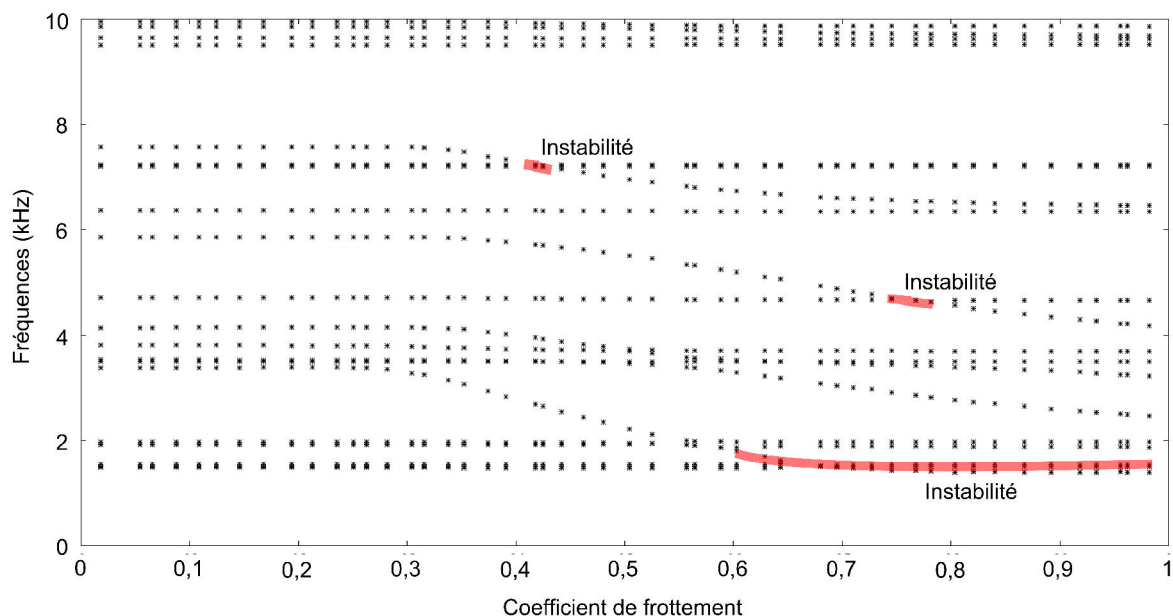


FIGURE 2.27 – Etude paramétrique sur le coefficient de frottement pour une longueur de contact 20mm (Ep. lame = 2mm, Dép. imposé = 0.2mm, module isotrope = 3600 MPa)

Ces études de sensibilité présentent l'importante sensibilité du modèle au module de compression (module normal) et au coefficient de frottement. Afin de réaliser des calculs au plus près de la réalité, il est nécessaire de caractériser le comportement mécanique des matériaux de friction utilisés dans cette étude.

1.4 Les matériaux

La plupart des études qui s'intéressent au crissement et aux surfaces de contact utilisent des matériaux de friction standards principalement issus de l'industrie automobile. Ces matériaux sont constitués d'un nombre important de composants. Ces composants sont classés dans 5 catégories : les matrices, les fibres, les charges, les lubrifiants et les abrasifs comme expliqué précédemment.

Pour cette étude, un matériau "modèle" (A) à formulation réduite a été développé. Le matériau A ne comporte que 6 constituants (tableau 2.4). Ce matériau a été développé en collaboration avec l'entreprise FLERTEX, spécialisée dans le développement et la production de matériaux de friction industriels et ferroviaires. Le cahier des charges utilisé est le suivant :

- un matériau avec le nombre minimum de composants,
- un coefficient de frottement compris entre 0,2 et 0,4.

Les figures 2.28 présentent des observations au MEB des différents composants entrant dans la composition du matériau.

Composant	%volume	Catégorie
Résine phénolique	18	Matrice
Barite	48	Remplisseur
Fibre de Twaron	5	Fibre
Mousse d'acier	6	Abrasif et fibre
Fibres minérales	15	Abrasif et fibre
Graphite Naturel	8	Lubrifiant

TABLE 2.4 – Formulation du matériau modèle

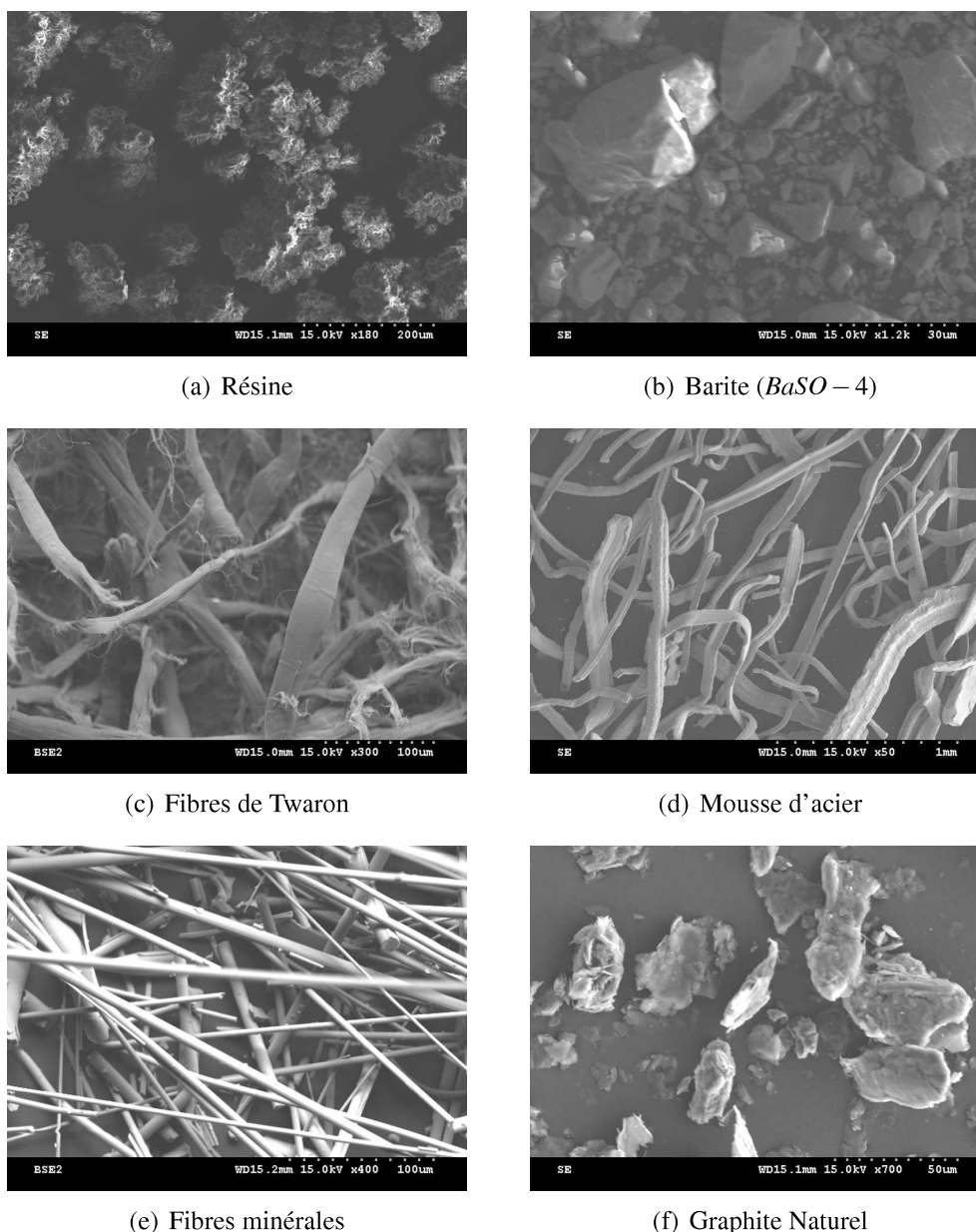


FIGURE 2.28 – Images MEB des différents composants entrant dans la formulation du matériau A

Caractérisation mécanique

Afin de compléter le modèle numérique et de pouvoir analyser le comportement des matériaux lors des essais, il est nécessaire de caractériser mécaniquement le matériau. Pour cela, des essais de compression ont été réalisés dans trois directions. La direction normale est définie comme la direction de compression lors du processus et les directions transverses sont les deux autres directions. La figure 2.29 présente les directions de prélèvement.

Le matériau de friction étudié ici est composé de différents composants et notamment de fibres, le processus de fabrication privilégiant une direction de compression, les fibres ont tendance

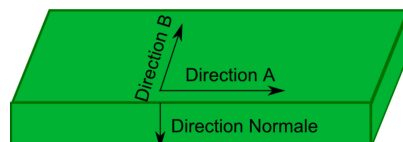
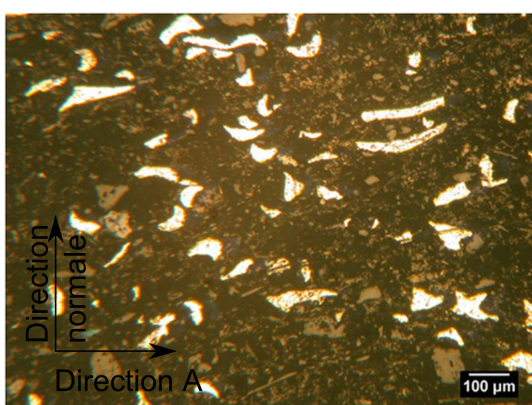
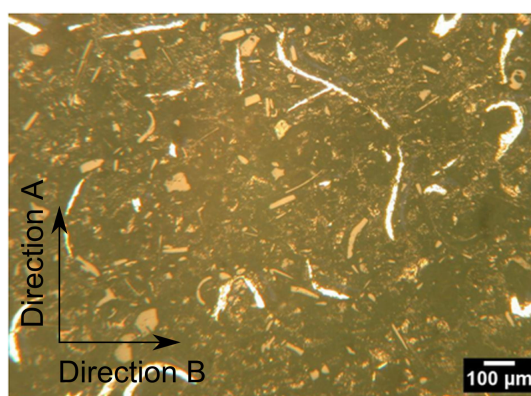


FIGURE 2.29 – Directions d'observation et de prélèvement des échantillons dans le lopin

à s'orienter. La figure 2.30 présente une micrographie dans chaque direction pour le matériau A. Pour la direction normale, les taches blanches sont les fibres métalliques, elles sont pour la plupart de forme "circulaire" tandis que pour la direction transverse, ces taches blanches ont des formes allongées. Le phénomène d'orientation est donc bien visible.



(a) Micrographie du matériau A dans la direction normale (direction de compression)



(b) Micrographie du matériau A dans les directions transverses A et B

FIGURE 2.30 – Micrographie du matériau dans différentes directions mettant en avant l'orientation des fibres

La figure 2.31 présente le montage utilisé pour réaliser ces essais de compression. Le plateau supérieur de compression a été instrumenté de 3 capteurs de déplacement à courant de Foucault pour déterminer le déplacement entre les deux plateaux de compression. L'effort est mesuré par un capteur standard de capacité 2000 N. Les échantillons sont cylindriques, de diamètre 10 mm et de hauteur 20 mm. Trois échantillons par direction ont été prélevés et ont subi le cycle de compression.

La figure 2.32 présente le cycle de compression utilisé pour les essais. Il est composé de trois phases de 5 charges/décharges. La machine est pilotée en effort et les efforts maximums de ces cycles sont choisis afin d'avoir les contraintes suivantes : la première phase est réalisée avec une contrainte de 1 MPa, la seconde avec une contrainte de 1,5 MPa et la dernière avec une contrainte de 2,5 MPa. La vitesse de compression est définie égale à 50 N.s^{-1} .

Pour l'obtention des résultats, les contraintes et déformations conventionnelles ont été utilisées :

- Contrainte : $\sigma = \frac{F}{S_0}$ avec S_0 section de l'échantillon
- Déformation : $\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0}$ avec ΔL moyenne des déplacements mesurés à partir des trois capteurs et L_0 longueur initiale de l'échantillon

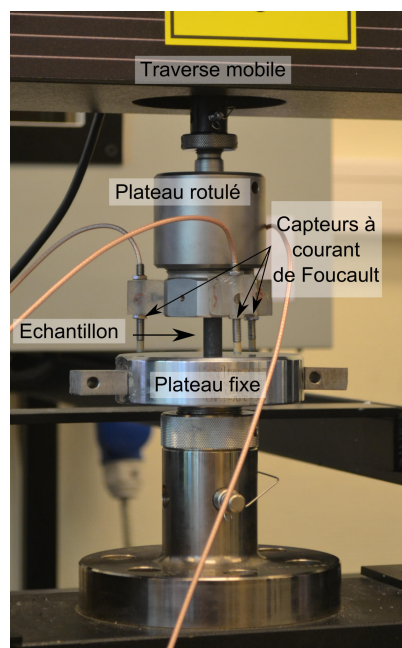


FIGURE 2.31 – Montage permettant les essais de compression

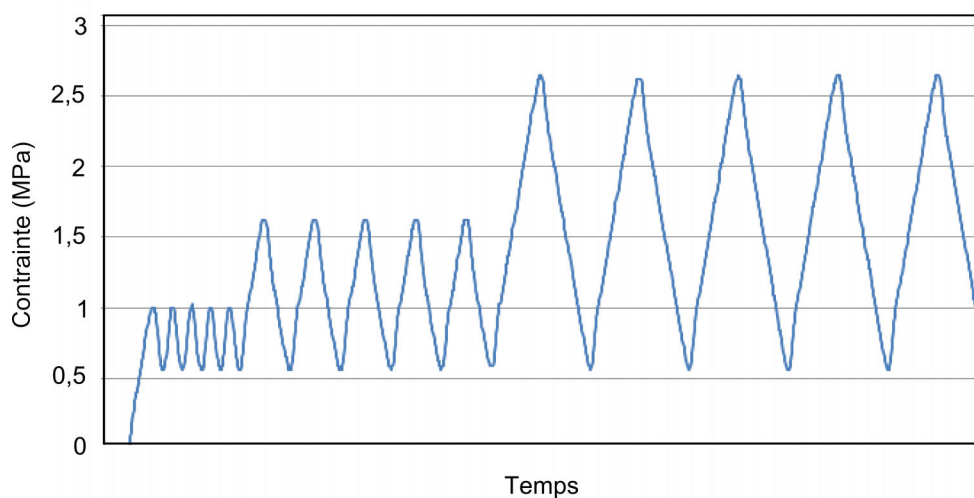


FIGURE 2.32 – Cycle de compression

Les résultats de l'essai de compression pour le matériau A dans les trois directions normale et transverses sont présentés sur la figure 2.33. Les résultats sont présentés sous forme de courbe contrainte/déformation. Le choix de placer la déformation nulle pour une contrainte maximale permet de comparer entre elles les directions. Dans les zones de faible contrainte, en dessous de 1.5 MPa, un comportement non linéaire est visible. Celui-ci peut être dû aux défauts d'alignement des deux plateaux de compression ainsi qu'aux différents jeux de la machine mais aussi à la surface des échantillons qui malgré un polissage présente une non planéité et une hétérogénéité due à la composition du matériau.

Les comportements normal et tangentiel sont différents, ce matériau présente un comporte-

ment beaucoup moins raide dans la direction normale.

Ces différences de comportement en fonction de la direction s'expliquent par le phénomène d'orientation des fibres.

Afin de déterminer les modules de compression de ce matériau, il a été décidé de travailler sur plusieurs plages de contrainte : [1 ;2,5] MPa, [1,5 ;2,5] MPa et [2 ;2,5] MPa. Le module correspond au coefficient directeur de la droite de régression linéaire de ces courbes. Pour chacun des essais, ce coefficient directeur a été déterminé lors de la charge et de la décharge et une moyenne a ensuite été réalisée. Les figures 2.34 présentent les résultats du matériau A. Les valeurs ont été déterminées à partir de chaque cycle de compression sur trois échantillons pour chaque direction.

Au vu des résultats, le comportement du matériau est anisotrope et présente un module de compression supérieur dans les directions transverses. Cette anisotropie peut être due à la forme parallélépipédique du lopin lors de la fabrication. Les trois dimensions du lopin étant très différentes, l'agencement des composants doit lui aussi être différent. Cependant, la valeur du module dépend de la plage de contrainte considérée.

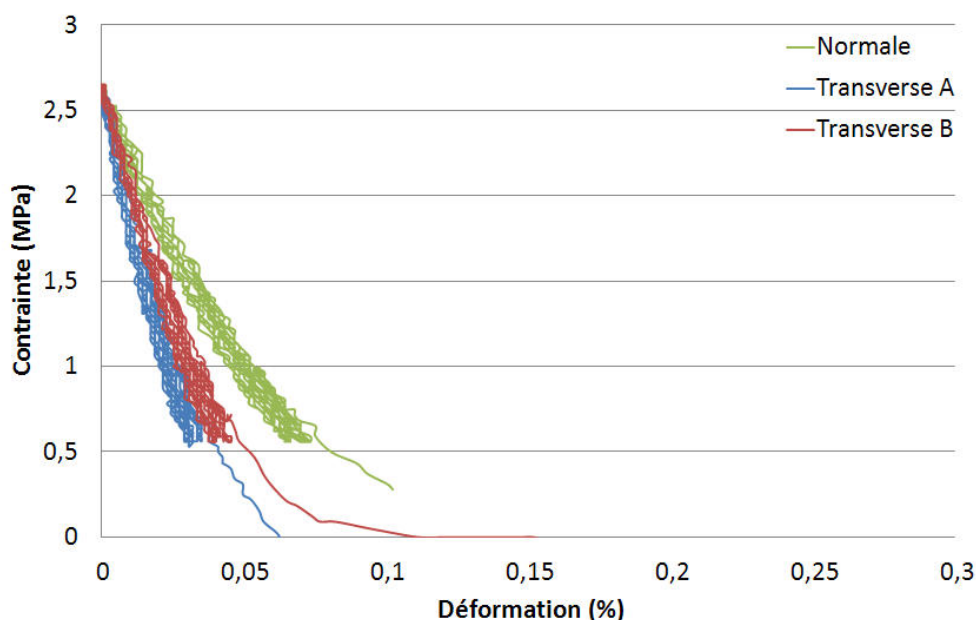
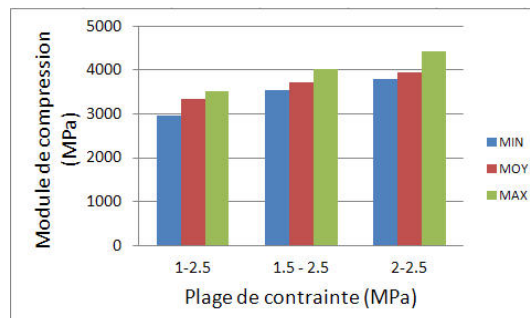
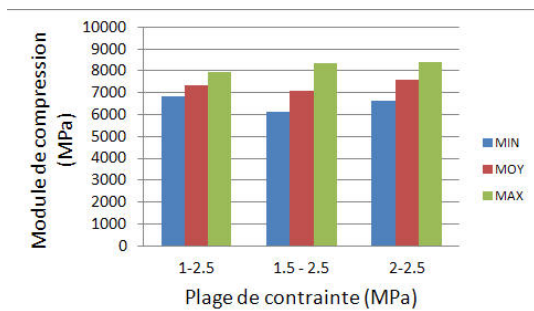


FIGURE 2.33 – Evolution de la contrainte en fonction de la déformation pour le matériau simplifié pour les trois directions de prélèvement

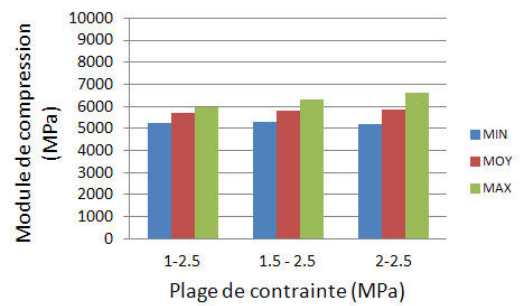
Dans la plage de module entre 3500 et 8000 MPa, le modèle numérique présente peu de variation de fréquence (figure 2.26), le choix a donc été fait pour la suite d'utiliser le modèle isotrope pour les études paramétriques.



(a) Direction normale



(b) Direction A



(c) Direction B

FIGURE 2.34 – Valeur des modules de compression (minimum, moyen et maximum) en fonction des plages de contraintes considérées

Le modèle numérique présente une pression de contact supérieure à 2,5 MPa même si avec un effort de 400 N la contrainte globale est de 1 MPa (figure 2.20). Le module de compression étant fortement dépendant de la contrainte, il est possible de considérer sur la figure 2.35 la plage sur laquelle il est probable d'être en termes de module de compression. On observe alors une instabilité dans cette plage à une fréquence de 3500 Hz pour un module supérieur à 4000 MPa. L'aspect non-linéaire du module aurait pu être pris en compte dans les calculs cependant, cette étude s'inscrit dans une démarche d'analyse paramétrique pour laquelle un modèle isotrope linéaire est suffisant.

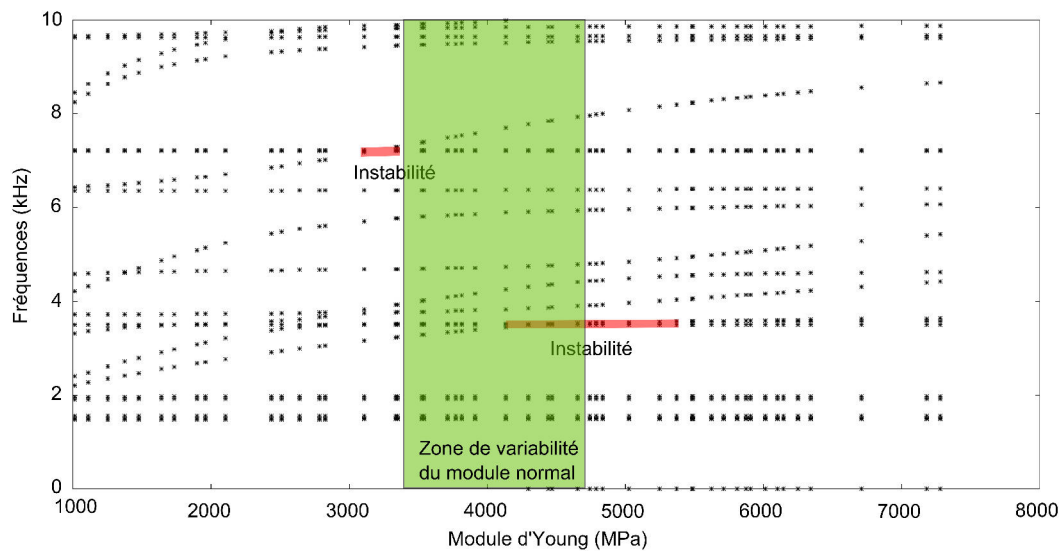


FIGURE 2.35 – Evolution des fréquences propres du système en fonction du module de compression avec zone de variation du module pour le matériau A

Finalement, les paramètres géométriques choisis ainsi que les caractéristiques mécaniques du matériau de friction laissent penser à des couplages potentiels autour de 3500 Hz lors d'essai sur le banc. Cependant il est nécessaire avant de faire des essais d'avoir la confirmation que le comportement dynamique du dispositif expérimental sans condition de contact correspond bien au comportement dynamique du modèle. Pour cela différentes analyses modales expérimentales ont été réalisées et sont présentées dans la suite.

1.5 Analyse du comportement dynamique

Les paragraphes suivants présentent les études dynamiques expérimentales comparées aux résultats du modèle éléments finis avec les conditions limites permettant de réduire les erreurs.

Analyse modale du disque

L'analyse modale expérimentale a été réalisée au marteau de choc et avec un accéléromètre tri-axial. Le maillage permettant le positionnement de l'accéléromètre est composé de 3 cercles et de 48 rayons soit un total de 144 points (figure 2.36). L'acquisition des signaux a été réalisée par une baie BK et le logiciel Pulse. La figure 2.37 présente la fonction de transfert fréquentielle mesurée sur le disque. Sur cette figure les déformés associés aux fréquences

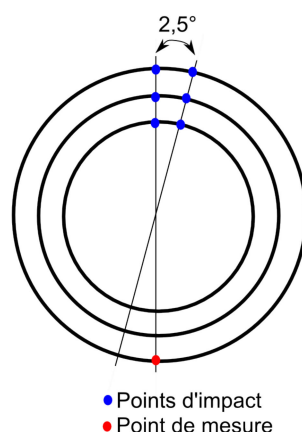


FIGURE 2.36 – Schéma de positionnement des points d'impact et de mesure du disque avec condition de montage

propres du système sont visibles, elles sont déterminées à partir des mesures vibratoires des 144 points. Le tableau 2.5 montre les fréquences propres expérimentales et numériques (avec les conditions limites idéales) ainsi que les déformées modales associées du disque dans les conditions de montage sans contact entre le disque et le pion. Ces fréquences sont en accord avec les objectifs de l'étude et correspondent bien aux fréquences observées lors d'études sur des systèmes de frein réels [19]. Notons que deux fréquences expérimentales n'apparaissent pas dans le modèle numérique. Le souhait initial était de modéliser uniquement le disque sans intégrer la partie réhausses, couplemètre et broche. Cependant, une modélisation complète a été réalisée (figure 2.38). Des encastremets ont été imposés aux zones prévues pour mettre les roulements et paliers. Les liaisons entre les pièces se font par une gestion de contact toujours collées. Le tableau 2.6 présente les fréquences propres expérimentales et numériques pour ce modèle complet et laisse apparaître des modes de broche aux alentours des fréquences expérimentales de 2500 Hz et 5500 Hz. Une simulation simplifiée sera tout de même conservée dans la suite car une fois le contact entre le disque et le pion réalisé, l'amplitude de ces fréquences de broche est atténuée comme il est montré dans l'étude dynamique suivante.

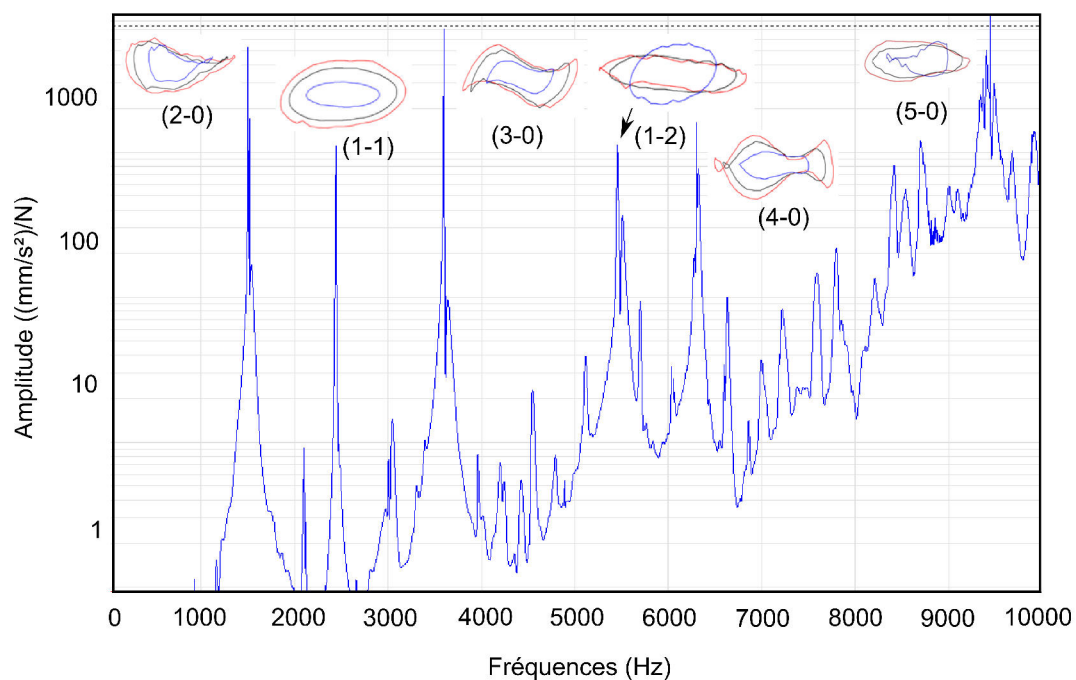


FIGURE 2.37 – Fonction de réponse en fréquence du disque monté sur la broche, sans conditions de contact entre le disque et le pion pour un point d'impact

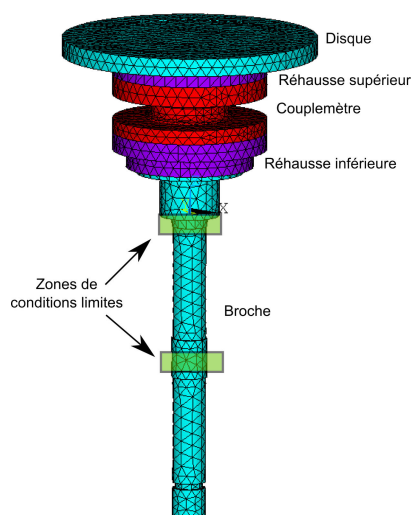


FIGURE 2.38 – Modèle éléments finis du disque assemblé sur les réhausse, le coupemètre et la broche

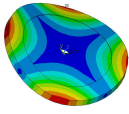
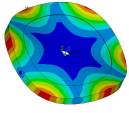
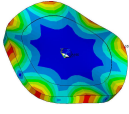
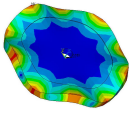
Type de déformée	Fréquence expérimentale (Hz)	Fréquence numérique (Hz)	Déformée modale numérique	Erreur (%)
2-0	1730	1616		-6,35
1-1	2550	–	–	–
3-0	3570	3600		-0,4
1-2	5500	–	–	–
4-0	6150	6310		1,6
5-0	9300	9600		4,34

TABLE 2.5 – Fréquences propres expérimentales et numériques du disque avec conditions aux limites

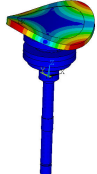
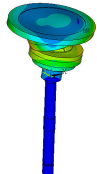
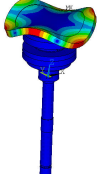
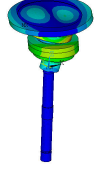
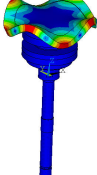
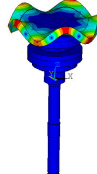
Type de déformée	Fréquence expérimentale (Hz)	Fréquence numérique (Hz)	Déformée modale numérique	Erreur (%)
2-0	1730	1756		-1,5
1-1	2550	2490		2,35
3-0	3570	3560		-0,28
1-2	5500	5840		6,18
4-0	6150	6370		3,5
5-0	9300	9550		2,6

TABLE 2.6 – Fréquences propres expérimentales et numériques du disque en prenant en compte l'ensemble broche, réhausses et couplemètre

Analyse modale du pion

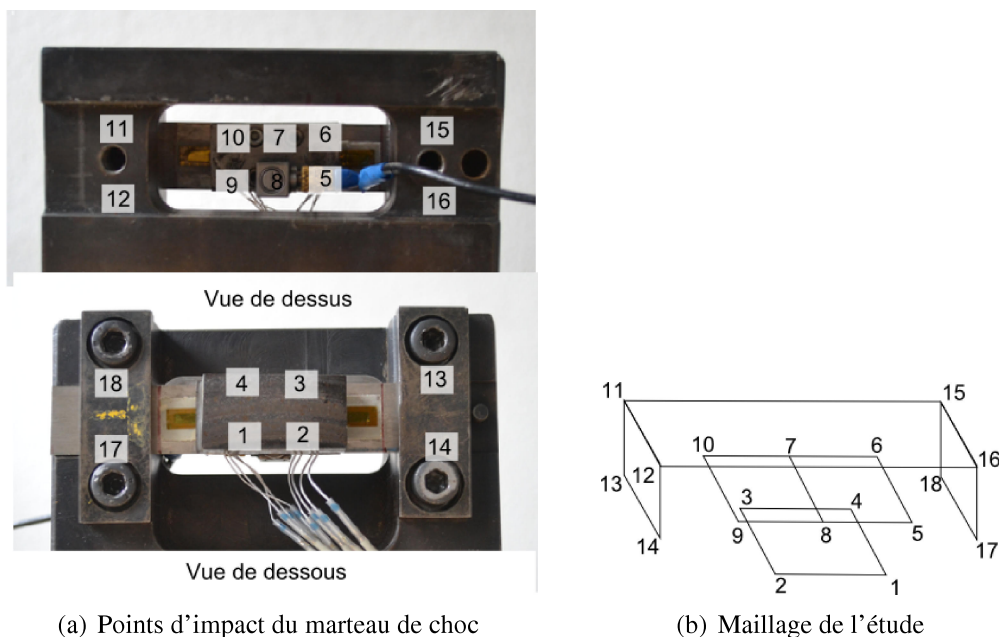


FIGURE 2.39 – Configuration matériel pour l'analyse fréquentielle du pion avec la lame et le support rigide

Deux analyses modales du pion avec conditions de montage ont été réalisées, dans deux configurations différentes qui seront utilisées pour les études présentées dans la suite.

La première étude est avec un pion de 20 mm x 20 mm, réalisée au marteau de choc avec un accéléromètre tri axial. La figure 2.39 présente le maillage utilisé. L'accéléromètre à été placé au point 8 tandis que les impacts ont été réalisés sur les autres points. La figure 2.40 présente la fonction de transfert en fréquence du pion. Les trois premières fréquences propres considérées dans la plage de fréquences étudiées correspondent aux modes propres suivants : la flexion 1 lobe (translation), la flexion 2 lobes (basculement) et de la torsion suivant la direction longitudinale à la lame. Une fois le contact mis en place, seuls ces modes propres seront encore présents. Le tableau 2.7 présente les fréquences propres expérimentales et numériques du pion avec la lame avec conditions aux limites et sans contact avec le disque.

L'autre configuration d'essai a été réalisée avec un pion de 40 mm x 20 mm. En utilisant une instrumentation identique à celle présentée précédemment. Le tableau 2.8 présente les fréquences propres expérimentales et numériques du pion avec la lame avec conditions aux limites et sans contact avec le disque.

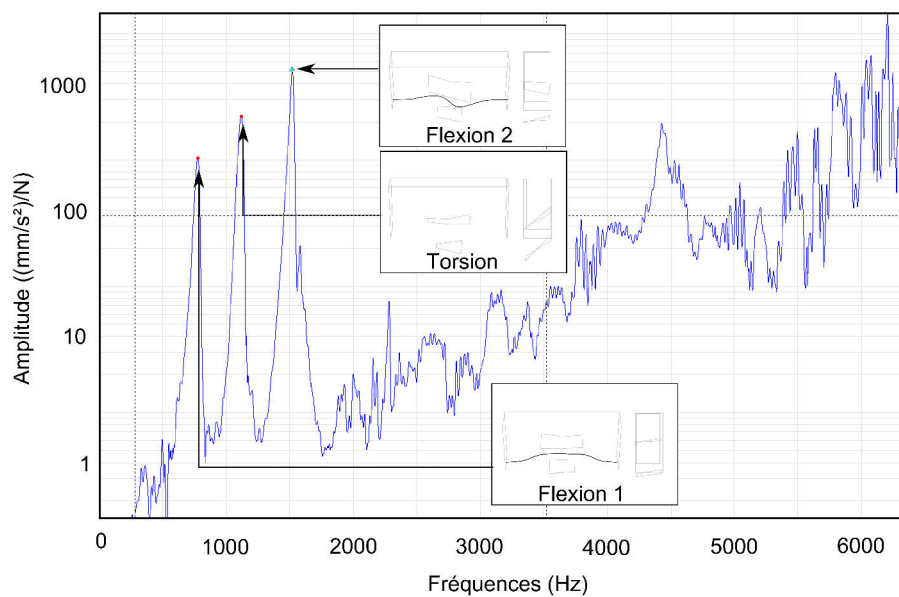


FIGURE 2.40 – FFT du pion sans contact avec le disque avec encastrement sur le bloc rigide

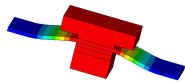
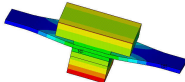
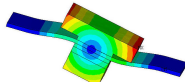
Type de déformée	Fréquence expérimentale (Hz)	Fréquence numérique (Hz)	Déformée modale numérique	Erreur (%)
Flexion 1	778	793		-1,9
Torsion	1130	1090		3,5
Flexion 2	1513	1542		1,8

TABLE 2.7 – Fréquences propres expérimentale et numérique du pion en 20 mm x 20 mm encasté sur le bloc rigide sans contact avec le disque

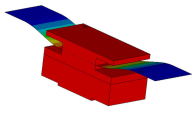
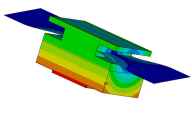
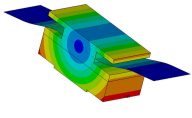
Type de déformée	Fréquences expérimentales (Hz)	Fréquences numériques (Hz)	Déformée modale numérique	Erreur (%)
Flexion 1	750	765		2,04
Torsion	950	1016		6,94
Flexion 2	1350	1340		-0,75

TABLE 2.8 – Fréquences propres expérimentale et numérique du pion en 40 mm x 20 mm encastré sur le bloc rigide sans contact avec le disque

Analyse modale du dispositif expérimental avec conditions de contact entre le pion est le disque

Pour réaliser les essais dynamiques du système avec condition de contact entre le pion et le disque, les éléments ont été montés sur le tribomètre d'observation et mis en charge avec un déplacement de 0,20 mm (correspondant à un effort normal d'environ 400 N). Le maillage du disque reste identique, seule une zone angulaire ne pourra être utilisée car elle se situe sous le bloc rigide. On ajoute au maillage du disque un maillage sur le pion afin de voir son comportement au cours de l'analyse. Un accéléromètre tri-axial est encore une fois utilisé et placé au point diamétralement opposé au contact. Des impacts sont réalisés sur le disque et sur le maillage du pion. La figure 2.41 présente la FFT du dispositif expérimental avec conditions aux limites et contact entre le pion et le disque. Trois déformées sont présentées sur cette figure, le mode (2-0)+, le mode (3-0)+ et le mode (4-0)+. L'indication "+" indique que le pion n'est pas sur un nœud modal. Le tableau 2.9 présente un récapitulatif des fréquences propres des modes hors plan. Les fréquences propres hors plan sont ici bien marquées et présentent pour les 3 et 4 diamètres des modes doubles provenant du contact qui rend le système non symétrique.

Type de déformée (Disque)	2-0	3-0	4-0	5-0
Fréquence expérimentale (Hz)	1750	3710	6330	9480
Fréquence numérique (Hz)	1902	3774	6341	9539
Erreur (%)	-8,6	-1,7	0,11	0,62

TABLE 2.9 – Fréquences propres expérimentale et numérique du système avec condition aux limites et contact entre le pion et le disque

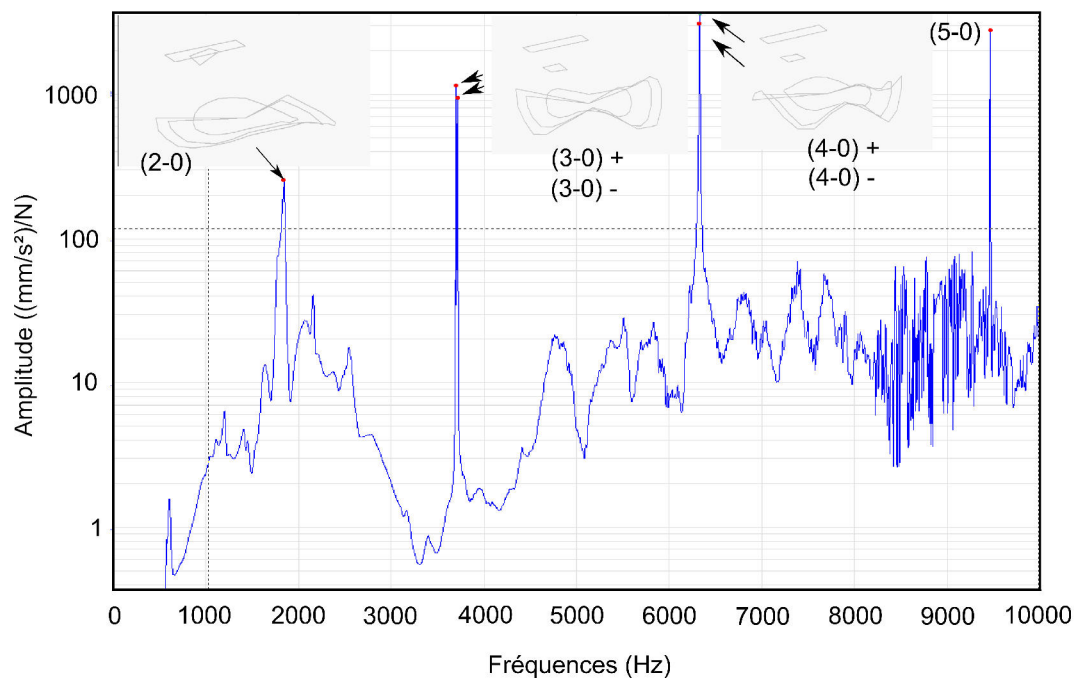


FIGURE 2.41 – FFT du système avec contact entre le pion et le disque

2 Essai de validation

2.1 Mise en place de l'essai

La première étape des essais est le montage qui est d'une importance majeure. Étant donné l'architecture du système d'application d'effort (lame flexible fixée sur un bloc rigide dont on pilote le déplacement), l'effort normal appliqué au cours de l'essai est fortement dépendant de l'ondulation du disque. On va donc chercher à limiter au mieux l'ondulation du disque car un défaut de 0.01mm sur le disque entraîne une variation de l'effort normal de 30N environ. Dans la mesure du possible, cette ondulation, une fois le disque monté sur le dispositif expérimental devra être inférieure à 0.02mm . Dans un premier temps, les disques sont usinés de manière à réduire au maximum l'ondulation avant montage. Une étape de polissage permet de plus de supprimer les éventuels défauts de forme résultant de l'usinage. Après cela, le disque est monté sur le dispositif expérimental d'essai. Entre la broche et le disque viennent s'insérer 3 pièces : 2 réhausses et le couple-mètre présenté dans la suite. L'ajout de ces pièces, malgré un usinage attentif, introduit de nouvelles incertitudes quant à la planéité du disque. Aussi, lors du montage, chaque pièce est calée de manière à diminuer au maximum les ondulations. Pour réaliser ce calage, des cales de 0.018mm sont introduites entre les pièces et le serrage des vis est modulé de façon à obtenir un débattement minimum. Une vérification sur l'influence du serrage des vis sur les fréquences propres du disque a été réalisée et ne montre pas d'influence. Lors du calage, le débattement est mesuré par l'intermédiaire d'un comparateur fixé sur le marbre.

Le banc d'observation a été conçu pour faire des observations tribologiques. La configuration du moteur ne permet pas de réaliser des freinages (mise en rotation par le moteur puis arrêt

du moteur, mise en charge du pion puis arrêt du disque dû au frottement). Le moteur étant un moteur brushless, dès l'arrêt de l'alimentation, celui-ci stoppe sa rotation automatiquement. De ce fait, tous les essais sont des essais de frottement continu.

L'effort appliqué au pion provient du déplacement du bloc rigide par l'intermédiaire d'une vis micrométrique, il est difficile d'appliquer l'effort lorsque le disque est en rotation. Il a donc été décidé que le chargement du pion se ferait toujours avant la mise en rotation du disque.

2.2 Préparation des échantillons

Dans l'ensemble de cette étude, deux géométries différentes ont été utilisées, l'une avec un pion de 20 mm x 20 mm x 10 mm et l'autre de 40 mm x 20 mm x 10 mm. Les 10 mm correspondent à la hauteur des pions et les 40 mm sont dans la direction de frottement du pion.

Les objectifs de cette étude sont de déterminer les phénomènes prenant place au contact qui ont une influence sur les occurrences de crissement. Aussi il est primordial d'avoir des surfaces de contact pour lesquelles les caractéristiques topographiques sont connues et maîtrisées. Pour ce faire, l'ensemble des échantillons testés ont subi la même préparation. La première étape de cette préparation est le prélèvement des échantillons dans les lopins. Comme il a été décrit précédemment, ces matériaux de friction ont un comportement isotrope transverse. Afin que tous les échantillons aient un comportement identique, ils ont été prélevés de façon à faire correspondre la direction normale de compactage lors de la fabrication avec la direction normale d'application de l'effort sur le dispositif expérimental. Lors de ce prélèvement, les pions sont découpés avec une surépaisseur de 2 mm sur toutes les directions. Ces pions sont ensuite collés sur un support de pion en acier (figure 2.42) avec une colle époxy. Durant la phase de collage (15h) les échantillons sont maintenus sous pression à l'aide d'un montage de collage. Une fois le collage terminé, les échantillons sont usinés aux bonnes dimensions en laissant une surépaisseur de quelques centièmes sur la surface de frottement. Cette surépaisseur est ensuite enlevée par rectification. Le profil de la surface ainsi obtenue est présenté sur la figures 2.43. Ce profil présente une variation d'altitude maximum inférieur à $10\mu m$

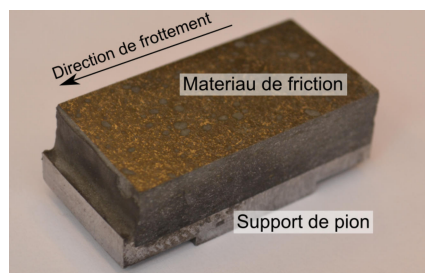


FIGURE 2.42 – Pion de 40 mm de long et 20 mm de large collé sur son support métallique

2.3 Résultats de l'essai de validation

Les essais de validation ont pour objectif premier de mettre en œuvre l'ensemble de l'instrumentation dans une configuration de référence. Celle-ci est décrite par les paramètres suivants :

- dimension du pion : 40 mm x 20 mm épaisseur 10 mm avec un contact réduit à 20 mm de long (figure 2.44),

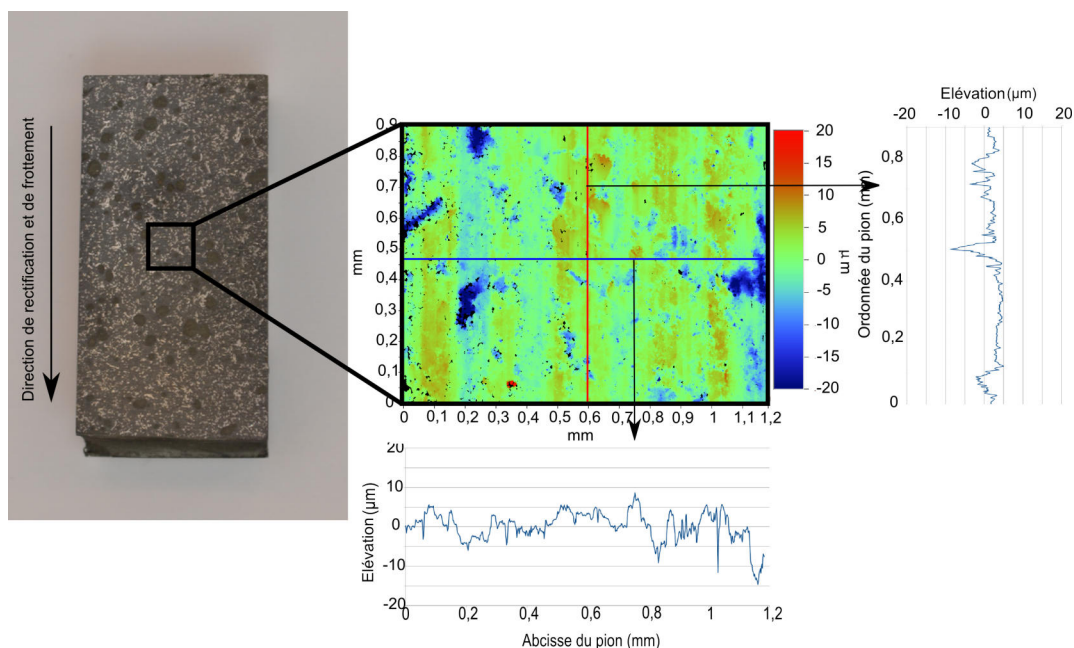


FIGURE 2.43 – Profilométrie typique d'un pion rectifié

- état de surface du pion : rectifié,
- épaisseur de la lame : 2 mm,
- déplacement imposé : 0,2 mm (environ 400 N),
- vitesse de rotation du disque : 20 tr/min,
- ondulation du disque après montage : Inférieure à $30\mu m$ (figure 2.50),
- temps de l'essai : 5 minutes.

La figure 2.45 présente la répartition de pression du contact après calage du pion et avant la mise en rotation du disque. Un calage du pion permet d'obtenir cette répartition de pression homogène sur toute la surface de contact du pion.

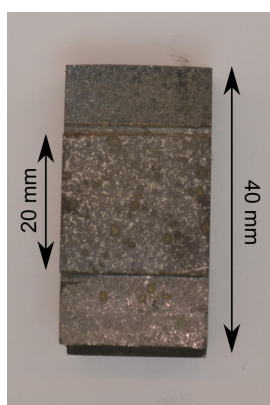


FIGURE 2.44 – Pion pour essai de validation

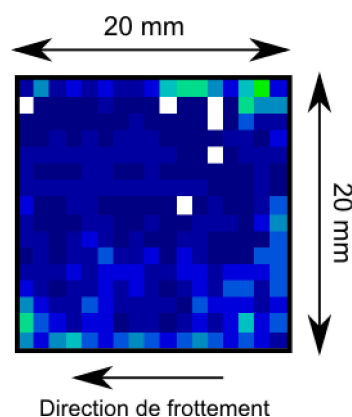


FIGURE 2.45 – Répartition de pression de contact entre le pion et le disque en statique

La figure 2.46 présente le signal brut du microphone au cours de l'essai. Ce signal montre des occurrences de crissement dès le début de l'essai et jusqu'à l'arrêt complet de la rotation du disque. Ces occurrences de crissement ne sont pas continues mais apparaissent régulièrement et de façon cyclique. Il faut noter en début d'essai une phase de transition due aux conditions de démarrage de l'essai où l'effet du contact est initialement appliqué avant la mise en rotation. La figure 2.47 présente les trois transformées de Fourier du signal du micro réalisées aux instants indiqués par une zone verte sur la figure 2.46. Ces transformées ont été faites sur une durée de 6 secondes soit deux tours. Elles laissent apparaître un comportement fréquentiel identique tout au long de l'essai. Pour la suite, seules quelques secondes représentatives de l'essai

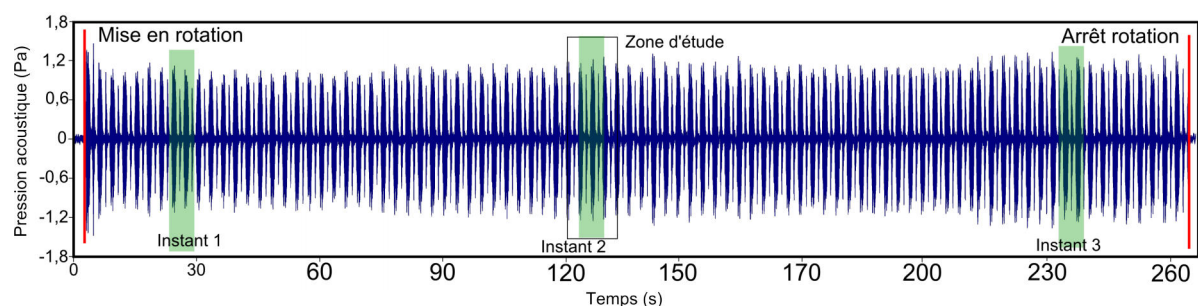


FIGURE 2.46 – Signal complet du microphone au cours de l'essai

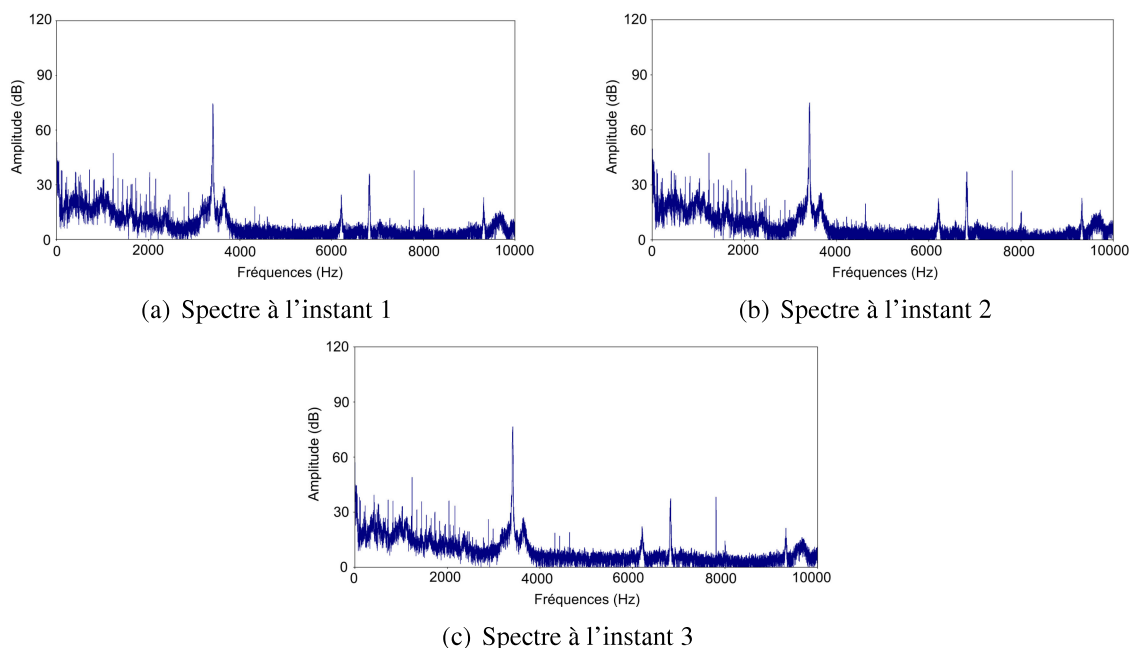


FIGURE 2.47 – Transformée de Fourier du signal du micro à trois instants différents

sont présentées, indiquées par la "Zone d'étude" sur la figure 2.46. Toutes les courbes correspondent au même instant de frottement, au milieu de l'essai. La figure 2.48 présente l'enregistrement du signal acoustique durant 12 secondes soit 3 tours. Deux occurrences de crissement par tour sont obtenues. Ces occurrences apparaissent au même moment tout au long de l'essai.

L'aspect discontinu du crissement est typique de ce dispositif expérimental. Cette discontinuité provient de la forte dépendance entre l'effort normal, l'effort tangentiel et l'ondulation du disque et une corrélation importante est observée entre l'ondulation du disque et les occurrences de crissement. Cet aspect a été abordé par Vayssière et al. [11]. La figure 2.49 présente l'analyse temps/fréquence du signal brut du microphone. En abscisse se trouve le temps, en ordonnée les fréquences et les couleurs présentent l'amplitude acoustique. La fréquence de crissement obtenue est de 3600 Hz avec une amplitude maximale d'environ 96 dB et reste la même tout au long de l'essai.

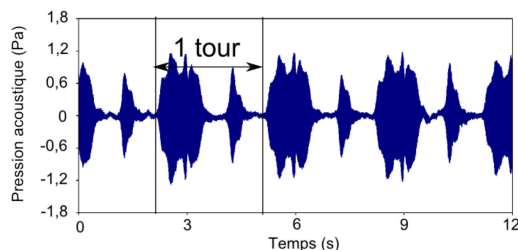


FIGURE 2.48 – Signal brut du microphone au cours d'un essai de crissement

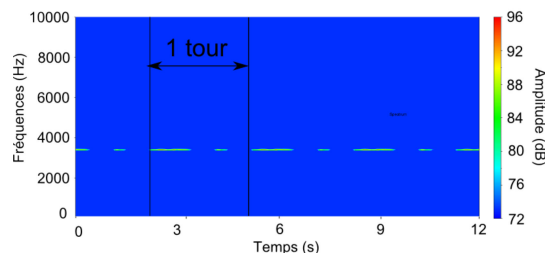


FIGURE 2.49 – Analyse temps-fréquence du signal du microphone au cours d'un essai

Au cours des essais, l'ondulation du disque est enregistrée (figure 2.50). De cette manière, il est possible de connaître à tout moment si le pion est dans une phase montante ou descendante du disque. Cette information peut être utile pour pouvoir corréler l'ondulation avec l'apparition du crissement. De la même manière, le déplacement au centre du pion est suivi au cours des essais (figure 2.51). Pour ces signaux, le point zéro correspond au moment où l'effort normal est minimal. L'ondulation présente deux creux et deux bosses par tour. Les amplitudes d'ondulation et de déplacement du pion ne sont pas totalement identiques, cela est principalement dû à la flexion du disque. La mesure de l'ondulation est prise diamétralement opposée à la zone d'application du pion.

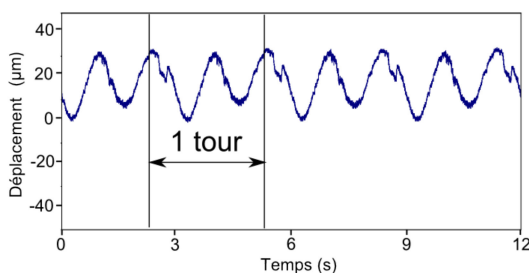


FIGURE 2.50 – Mesure de l'ondulation du disque

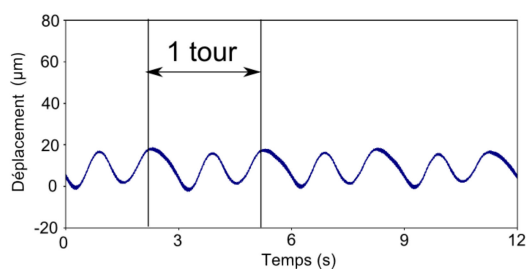


FIGURE 2.51 – Mesure du déplacement au centre du pion

L'effort normal, présenté figure 2.53 est déterminé à partir des signaux des jauges de déformation (figure 2.52). Une moyenne est réalisée entre les signaux bruts de chaque demi-pont. L'effort normal (figure 2.53) est fortement dépendant de l'ondulation ainsi, une variation d'une quarantaine de N est visible. La figure 2.54 présente l'évolution de l'effort tangentiel obtenue

à partir de la mesure du couple et du rayon moyen de frottement de 92,5 mm. Une variation de l'effort tangentiel est aussi observée, celle-ci étant d'environ 10 N. Ces deux informations permettent de déterminer un coefficient de frottement de Coulomb de la forme : $\mu = \frac{F_t}{F_n}$ (figure 2.55).

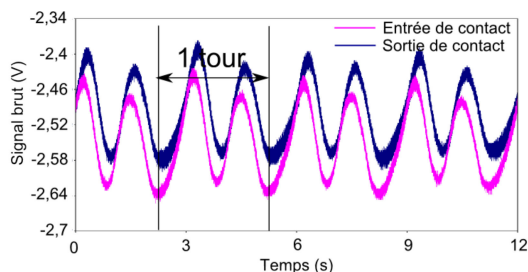


FIGURE 2.52 – Signaux bruts des jauges de déformation collées sur la lame

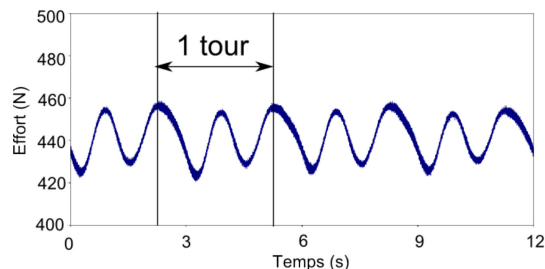


FIGURE 2.53 – Effort normal issu des signaux des jauges de déformation

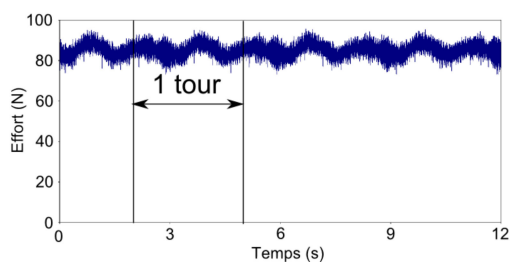


FIGURE 2.54 – Effort tangentiel issu du signal du couplemètre

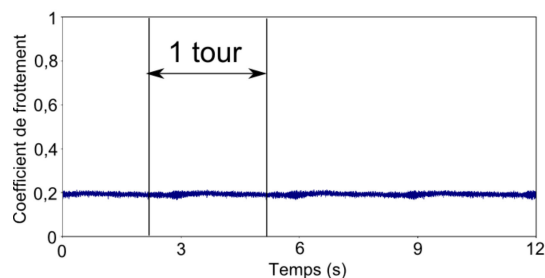


FIGURE 2.55 – Coefficient de frottement au cours d'un essai

La figure 2.56 présente les signaux bruts des accéléromètres et la figure 2.57 montre un zoom de ce signal dans une zone d'amplitude maximale. Ces signaux montrent en rose le signal en entrée de contact et en bleu en sortie de contact. Les amplitudes de vibration obtenues en sortie de contact sont 3 à 4 fois supérieures à celles obtenues en entrée de contact. Ceci étant dû à l'effet d'engagement lors du frottement qui crée une surpression en entrée de contact ce qui limite les vibrations. De plus, la figure 2.57 montre des signaux qui ne sont pas en phase ce qui laisse penser que le mouvement du pion lors des vibrations n'est pas simplement une translation mais aussi un basculement ayant pour axe une droite parallèle à la surface du disque mais pas nécessairement passant par le milieu du pion.

Cet essai permet de valider la conception du dispositif expérimental. Il est possible d'obtenir des occurrences de crissement dans la plage de fréquence souhaitée. L'instrumentation mise en place permet un suivi des différents paramètres.

Dans l'optique d'une confrontation avec le modèle numérique, on va chercher à croiser les résultats de l'analyse paramétrique avec l'évolution du module de compression en fonction de la contrainte. Avec les niveaux de frottement constatés (autour de 0,2) la répartition de pression de la figure 2.20 montre des pressions de contact maximales de 4,6 MPa, soit au delà des niveaux de contraintes de la caractérisation du matériau. A partir de ce constat et en se référant

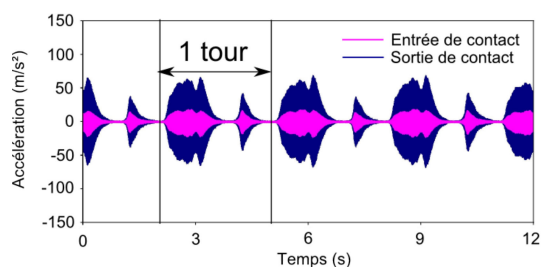


FIGURE 2.56 – Accélération du pion en entrée (bleu) et sortie (rose) de contact

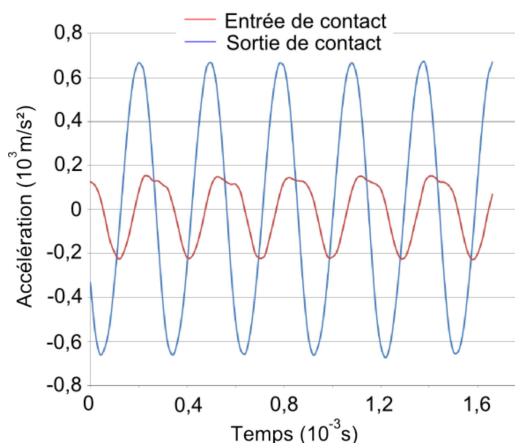


FIGURE 2.57 – Zoom sur le comportement dynamique du pion (Accélération en entrée et en sortie de contact)

aux résultats de la simulation fonction du module d'Young (figure 2.25 (a)), une instabilité est obtenue autour de 3500 Hz pour un module supérieur à 4000 MPa, compatible avec les niveaux de module à forte pression. La figure 2.58 montre la variation de fréquence avec le coefficient de frottement pour un module de compression de 4400 MPa, montrant une bonne corrélation avec l'expérimentale pour les niveaux de frottement obtenus (zone verte).

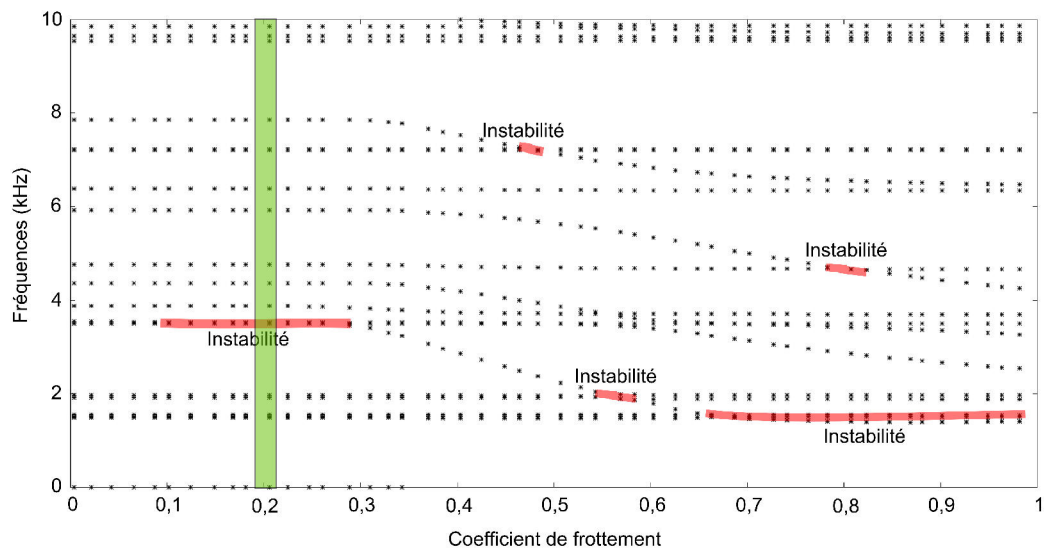


FIGURE 2.58 – Etude paramétrique sur le coefficient de frottement pour une longueur de contact 20mm (Ep. lame=2mm, Dép. lame=0.2mm)

Conclusion

Ce chapitre traite de la mise en place de moyens, utilisés dans ce travail, permettant la réalisation d'études spécifiques sur le phénomène de crissement.

Un dispositif expérimental à architecture simplifiée a été développé. Il est composé d'un nombre réduit de pièces et est basé sur un système de lame flexible et de bloc support mobile pour appliquer l'effort normal. Cette solution permet d'avoir un comportement dynamique maîtrisé. Les choix géométriques qui ont été faits à partir de simulations numériques permettent de choisir des configurations potentiellement génératrices d'instabilités. L'instrumentation a été mise en place dès la conception du dispositif et permet donc de connaître son comportement dynamique ainsi que les efforts mis en jeu et les conditions d'occurrence du crissement, dans les limites de l'Analyse Modale Complexe.

Un matériau à formulation réduite a été développé pour cette étude. Sa caractérisation mécanique s'avère complexe car il présente notamment un comportement non linéaire sous sollicitation de compression ainsi qu'un comportement anisotrope.

Un modèle numérique élément finis a été développé dans un premier temps pour concevoir le dispositif expérimental et déterminer la géométrie des différents composants, mais aussi pour apporter des explications sur les phénomènes observés. Une analyse modale expérimentale du dispositif a permis un recalage précis du modèle. Une analyse de sensibilité sur le module de compression, sur le comportement isotrope ou anisotrope et sur le coefficient de frottement a été effectuée. Il a été observé que le modèle était peu sensible au comportement isotrope transverse du matériau de friction, permettant par la suite de considérer l'hypothèse d'isotropie.

La sensibilité du modèle au module de compression et au coefficient de frottement est importante. La difficulté rencontrée pour caractériser correctement le matériau nécessite de rester prudent sur les résultats obtenus par le modèle. Aussi, le modèle doit être considéré comme un outil permettant de suivre des évolutions de fréquences propres en fonction de paramètres et non comme une image exacte de la réalité.

L'ensemble de ces outils a par la suite été mis en œuvre sur un essai type afin de valider les choix réalisés. **Cet essai a montré la capacité du dispositif expérimental à produire un crissement** présentant un comportement en accord avec les critères de l'étude, **dans une plage de fréquence entre 1 et 10 kHz avec un niveau acoustique supérieure à 80 dB.** La comparaison des observations avec le modèle éléments finis offre une bonne cohérence tout en gardant à l'esprit la variabilité du module de compression normal avec la charge normale notamment.

Ces outils sont donc adaptés à l'étude du crissement. Ils vont donc permettre de s'intéresser dans la suite de l'étude plus particulièrement à certains paramètres ayant une influence sur les occurrences de crissement. Cette étude se focalisera dans un premier temps à l'étude de l'influence de la longueur de contact sur le phénomène de crissement. La seconde partie est consacrée à l'influence du matériau tout d'abord en comparant celui déjà présenté à un autre de nature différente, puis en considérant l'effet d'histoire et de température sur les occurrences de crissement.

CHAPITRE 3

INFLUENCE DE LA LONGUEUR DE CONTACT SUR LES OCCURRENCES DE CRISSEMENT

L'étude bibliographique a montré l'importance de la géométrie de contact sur les occurrences de crissement ([71], [12], [53]). Par exemple, la réalisation de chanfrein sur la garniture de frein tend à réduire la propension du système à produire du crissement. Ces études ont été réalisées sur des systèmes de frein réels et peu d'explications sur l'influence de ces modifications sur les occurrences de crissement sont apportées. L'objectif ici, en utilisant le banc simplifié et le modèle numérique, est d'apporter des éléments de compréhension plus précis sur le mécanisme mis en jeu lors d'une modification de géométrie de contact. Pour cette étude, une modification de la longueur de contact va être réalisée permettant de réaliser des essais dans 4 configurations. Le modèle numérique permettra de compléter les observations expérimentales par une analyse paramétrique plus fine. L'utilisation d'un modèle semi analytique est pour cela proposé, permettant également d'introduire des effets de non linéarité du matériau.

1 Observation expérimentale de l'influence de la longueur de contact sur les occurrences de crissement

1.1 Préparation des échantillons

4 géométries de pion sont étudiées, une longueur apparente de contact (LAC) de 40 mm, 30 mm, 20 mm et 10 mm. Afin de conserver les mêmes propriétés macroscopiques et dynamiques seule la zone proche du contact est usinée sur une épaisseur de 1 mm pour obtenir une longueur de contact souhaitée (figure 3.1). Tous les échantillons ont été prélevés dans le même lopin et dans la même direction afin de réduire au maximum les dispersions de caractéristiques mécaniques dues à la fabrication. Une fois le collage terminé, les pions sont surfacés pour avoir une hauteur de matériau de friction de 10 mm puis la surface de contact est ensuite rectifiée avec une direction de rectification dans le sens de frottement.

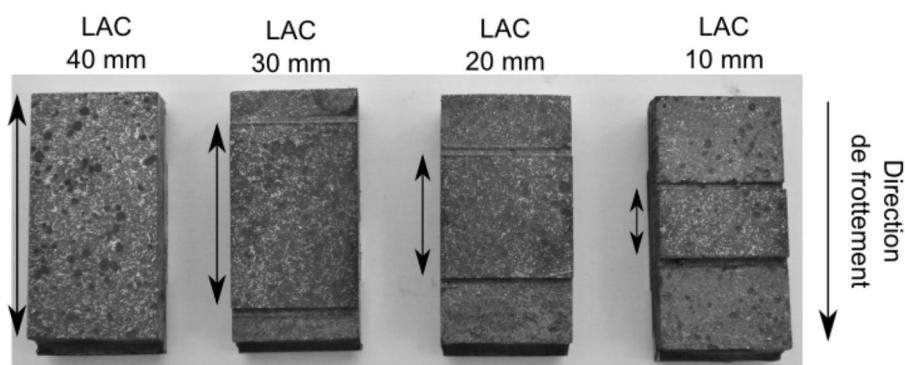


FIGURE 3.1 – Géométries de surfaces de contact testées

1.2 Protocole expérimental

Il a été décidé de ne pas faire de phase de rodage, de cette manière, tous les pions commencent à frotter avec un état de surface similaire. Pour s'affranchir de cette étape de rodage qui permet d'avoir un contact quasi complet, un contrôle par film de pression a été réalisé. Celui-ci permet de vérifier que la répartition de pression est homogène, d'un point de vue qualitatif. En insérant le film entre le pion et le disque, et en appliquant l'effort utilisé dans la suite des essais, un contact réparti de façon homogène doit être obtenu. Ces répartitions de contact sont présentées figure 3.2. Pour ces essais, l'instrumentation suivante a été utilisée, les figures 3.3 et 3.4 présentent le banc avec son instrumentation :

- lame de 2 mm d'épaisseur équipée de 4 jauges de déformation montées en demi pont,
- couplemètre,
- microphone,
- capteur à courant de Foucault placé au dessus du support supérieur du pion au centre,
- 2 accéléromètres sur le support supérieur de pion, en entrée de contact et en sortie de contact,

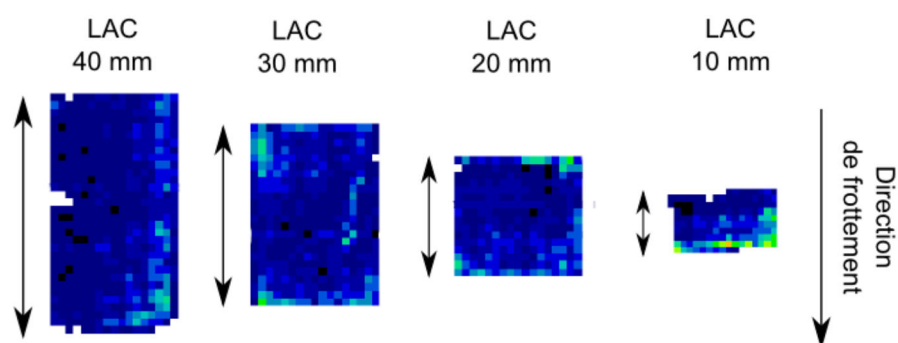


FIGURE 3.2 – Cartographie de pression de contact entre le disque et le pion pour les différentes longueurs de contact (10, 20, 30 et 40 mm)

- un capteur à courant de Foucault au-dessus de la surface du disque diamétralement opposé au contact.

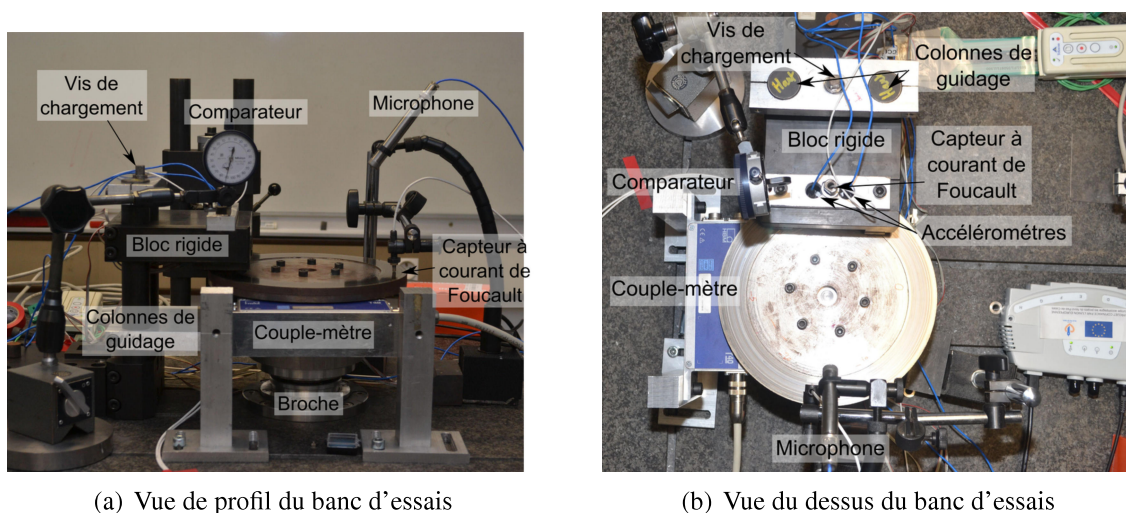


FIGURE 3.3 – Positionnement de l'instrumentation pour les essais

L'ondulation du disque étant très influente sur les occurrences de crissement, elle a été réduite au maximum. L'amplitude obtenue est voisine de $25 \mu m$ (figure 3.5), l'ondulation est composée de deux bosses et de deux creux par tour. Il faut noter que le même disque est utilisé pour l'ensemble des essais et l'ondulation reste identique.

Une fois l'instrumentation mise en place, chaque essai commence par la mise en charge du pion sur le disque. Un déplacement de 0,2 mm est imposé au bloc rigide ce qui correspond à un effort normal d'environ 400 N.

Une fois ces différents réglages réalisés, chaque géométrie subit le même cycle de frottement. Ce cycle est découpé en deux phases :

1. 5 essais de frottement à vitesse constante de 20 tr/min de 5 minutes espacés d'un temps de pause de 5 minutes.

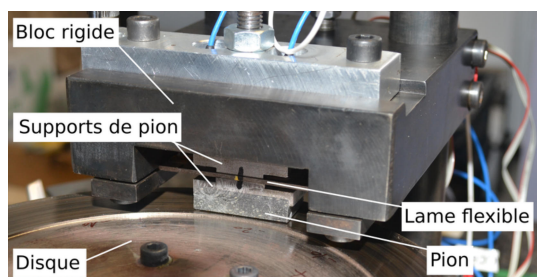


FIGURE 3.4 – Détail de la zone de contact entre le pion et le disque avec une longueur de contact de 40 mm

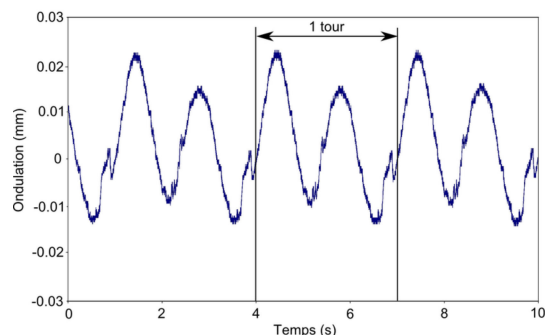


FIGURE 3.5 – Ondulation du disque au cours des essais

2. 1 essai de frottement à vitesse constante de 20 tr/min d'une heure.

Chaque essai de 5 minutes est enregistré dans sa globalité tandis que pour les essais d'une heure, 1 minute d'enregistrement est effectuée toutes les 5 minutes. La fréquence d'échantillonnage de 50 kHz est commune à tous les enregistrements.

1.3 Résultats expérimentaux

La figure 3.6 présente une photographie des quatre surfaces de frottement des pions après le cycle d'essai. Il apparaît que pour les configurations 40, 30 et 20 mm, des marques de frottements de forme circulaire sont présentes sur toute la surface de frottement ce qui conduit à dire que l'ensemble de la surface a frotté au cours de l'essai. Sur la surface de la configuration 10 mm, deux zones sont visibles. Une première, encadrée en rouge, est la zone qui a frotté sur le disque. La seconde zone, plus marron avec un aspect poudreux est une zone qui n'a pas frotté et sur laquelle est venu se déposer les poussières d'usure du matériau éjecté du contact. Or la répartition de contact montrait avant l'essai un contact complet sur toute la surface. Cette diminution de surface de contact est due à l'effet d'engagement du pion qui tend à faire basculer le pion vers l'avant. Une longueur de la surface de contact plus faible, conduit à un basculement plus important ce qui explique cette localisation du contact durant l'essai.

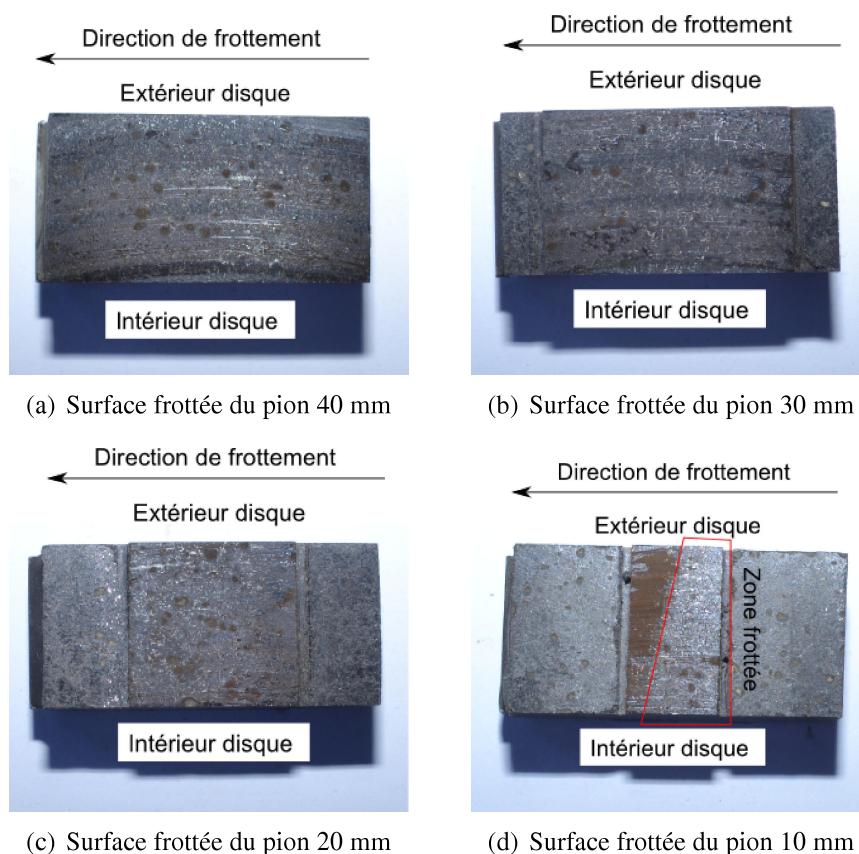


FIGURE 3.6 – Surface de frottement après essais pour les quatre configurations

Observation globale

La figure 3.7 présente les résultats des essais d'une heure pour les quatre configurations de longueur de contact. Un enregistrement d'une minute toutes les 5 minutes a été réalisé. Les points représentent les fréquences de crissement pour chaque instant de chaque essai. La courbe présente l'évolution du coefficient de frottement au cours de l'essai. Pour chacun des enregistrements, la fréquence de crissement est obtenue par la FFT réalisée sur l'ensemble du signal acoustique du microphone. Le coefficient de frottement est évalué à partir de la mesure du couple et de l'effort normal issu des jauges de déformation.

Différents schémas fréquentiels sont obtenus en fonction de la configuration. Pour prendre en compte les fréquences de crissement un seuil à 80 dB a été considéré. Ces schémas sont stables au cours des essais hormis pour la configuration 30 mm qui présente deux fréquences de crissement à 2600 Hz et 6000 Hz mais qui n'apparaissent pas au même instant comme il sera détaillé plus tard. Pour la configuration à 40 mm, le crissement est obtenu dès la mise en rotation du disque avec une fréquence de 7800 Hz. Pour la configuration 20 mm, une fréquence de 3400 Hz avec des harmoniques est observée, à la fin de l'essai, seule l'harmonique persiste. La configuration 10 mm présente une fréquence à 1600 Hz après 30 minutes de frottement. Les conditions d'apparition du bruit sont différentes pour les configurations 10 mm et 30 mm qui voient apparaître ce bruit après un certain temps de frottement, 25 min pour le 30 mm et 30 min pour le 10 mm. Le tableau 3.2 présente les fréquences de crissement pour chacune des configurations. L'évolution du coefficient de frottement obtenue pour chacune des configurations est

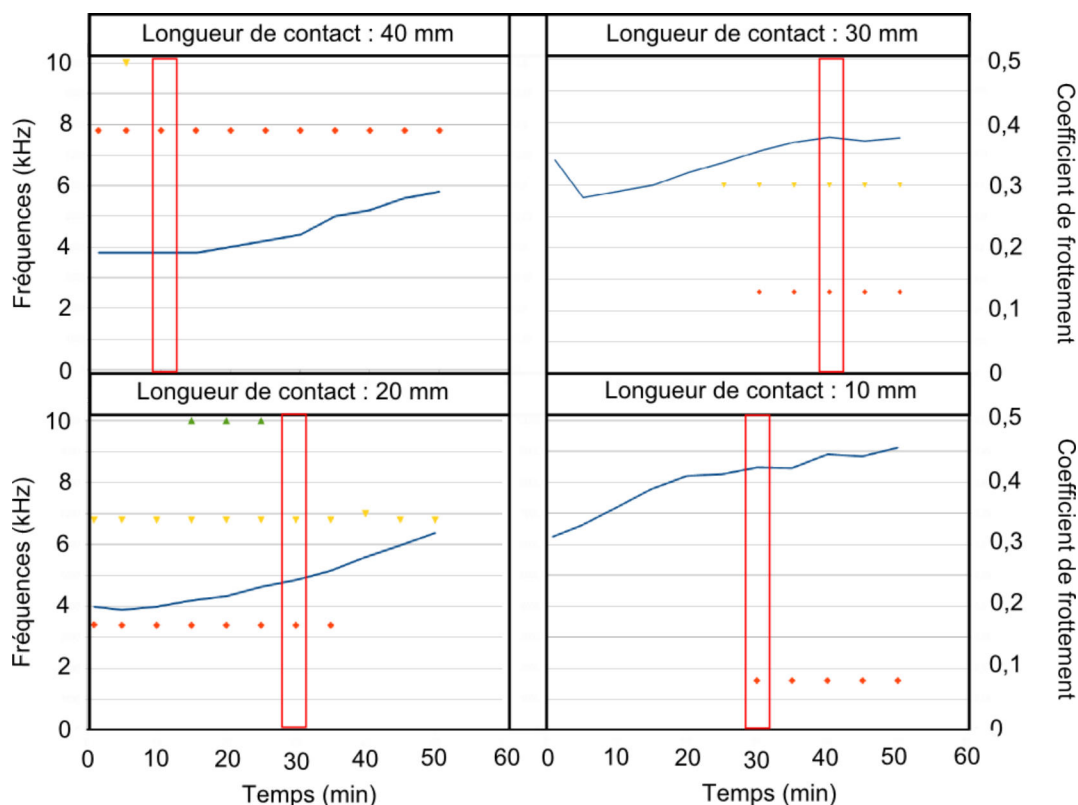


FIGURE 3.7 – Récapitulatif des essais de 50 minutes avec les quatre longueurs de contact

assez similaire et a tendance à croître progressivement au cours des essais. Pour les longueurs de contact de 40 et 20 mm, les coefficients débutent l’essai à 0,2 et terminent vers 0,3. Pour la longueur de 30 mm, l’évolution est beaucoup moins marquée, il commence à 0,34 et termine à 0,38 et pour le 10 mm il commence à 0,3 pour terminer à 0,45.

Longueur de contact apparente (mm)	40 mm	30 mm	20 mm	10 mm
Fréquences de crissement (Hz)	7800	6000/2600	3400/6800	1600

TABLE 3.1 – Fréquences de crissement obtenues pour différentes longueurs de contact

Analyse détaillée des signaux d'essais

Afin d'étudier plus en détail les résultats de ces essais, une minute d'essai pour chaque configuration a été analysée. Cette minute est indiquée sur la figure 3.7 par des rectangles rouges. Ces instants ont été choisis car ils présentaient des signaux représentatifs du comportement global obtenu pour les différentes configurations. Les figures suivantes présentent les résultats expérimentaux pour ces quatre longueurs apparentes de contact (LAC) : figure 3.8 pour une LAC de 40 mm, figure 3.9 pour un LAC de 30 mm, figure 3.10 pour une longueur de 20 mm et figure 3.11 pour une LAC de 10 mm. Chacune des figures est composée de la manière suivante : le premier graphique (a) est le signal brut de la pression acoustique. Sur ces graphiques, une zone rouge représente la zone zoomée pour les autres graphiques et a une durée de 12 secondes. Notons sur chaque graphique deux lignes pointillées qui permettent de déterminer 1 tour de disque. Le graphe suivant (b) présente l'ondulation du disque au cours de l'essai. Le même disque avec le même profil d'ondulation est utilisé pour l'ensemble des essais, il présente un profil avec deux bosses donc deux phases montantes et de deux phases descendantes. Le graphique de droite (c) présente la pression acoustique dans l'intervalle d'étude considéré. Le graphique (d) est un diagramme temps-fréquence obtenu à partir du signal brut de pression acoustique. En abscisse se trouve le temps, en ordonnée ce sont les fréquences et les points de couleur bleue indiquent l'amplitude du niveau acoustique en dB. La figure (e) montre l'évolution de l'effort normal au cours de l'essai. Le graphique (f) montre le coefficient de frottement obtenu à partir des données du couple mètre et de l'effort normal. La figure (g) présente les accélérations du pion prises par les accéléromètres fixés sur le support de pion. L'accélération de l'entrée de contact est en rose et celle de la sortie est en bleu. Enfin, un zoom des accélérations du pion est présenté sur la figure (h) (et (i) pour la configuration $LAC = 30mm$).

Les résultats pour la configuration $LAC = 40\text{ mm}$ (3.8) présentent des occurrences de crissement apparaissant de façon cyclique, une fois par tour avec une amplitude importante (92dB). Ces occurrences apparaissent dans une des deux phases montantes de l'ondulation du disque. Les amplitudes vibratoires du pion sont légèrement plus importantes en sortie de contact qu'en entrée, les deux signaux sont en phase ce qui laisse penser à un mouvement de translation à la manière du mode flexion 1. L'effort normal varie au cours de l'essai en phase avec l'ondulation du disque, ceci est dû au système de lame permettant l'application de l'effort. A cet instant, le coefficient de frottement est de 0,25 et reste assez stable par rapport aux ondulations du disque.

La configuration $LAC = 30\text{ mm}$ présente un comportement assez particulier. Le signal acoustique montre un crissement continu avec des variations d'amplitude. Le diagramme temps-fréquence fait quant à lui apparaître deux fréquences de crissement (2500 Hz et 6000 Hz) à des instants différents. Les instants où la pression acoustique a de fortes amplitudes correspondent à la fréquence de 6000 Hz tandis que le reste du temps, c'est la fréquence de 2500 Hz qui domine. Ces modifications de fréquence correspondent avec l'ondulation du disque, la fréquence de 6000 Hz apparaît dans les creux du disque tandis que les 2500 Hz apparaissent sur les bosses. Le coefficient de frottement, à cet instant étudié, est de 0,4 et présente de légères ondulations en phase avec l'ondulation du disque. Une analyse plus fine des accélérations du pion montre deux comportements différents. De plus, en les comparant au signal de pression acoustique, il faut noter que les phases présentant des amplitudes acoustiques importantes (6000 Hz) sont des phases où l'amplitude des vibrations est la plus faible $100m.s^{-2}$ tandis que pour 2500 Hz c'est l'inverse avec des amplitudes vibratoires de l'ordre des $800m.s^{-2}$ et de faibles amplitudes acoustiques. Lors des phases où la fréquence de 2500 Hz domine, les signaux sont propres et présentent un léger déphasage ce qui laisse penser à un mouvement du pion de type flexion 2.

Pour la configuration $LAC = 20$ mm (figure 3.10), le crissement est obtenu dès la mise en rotation du disque. Ce crissement n'est pas continu et deux occurrences sont obtenues par tour, l'une plus longue avec une forte amplitude (100 dB) et la seconde moins longue avec une amplitude plus faible (95 dB). Les apparitions du crissement sont systématiques et sont toujours obtenues au même instant sur le profil du disque c'est à dire en partie haute de l'ondulation avec un temps de crissement d'environ une seconde. Les accélérations du pion sont ici de plus forte amplitude, environ $180m.s^{-2}$. Il faut remarquer que les amplitudes de vibration de l'entrée du pion sont plus faibles que les amplitudes en sortie du pion. Cette différence peut être due à l'effet d'engagement lors de la rotation qui a tendance à augmenter la raideur de contact en entrée et donc à limiter les vibrations. Le zoom sur ces signaux d'accélération montre un comportement différent en entrée et en sortie de contact.

La configuration $LAC = 10$ mm (figure 3.11) présente l'apparition d'une fréquence de crissement au bout de 30 minutes comme il a été décrit précédemment. Ce crissement ne présente pas une amplitude importante (< 88 dB). De plus, il ne présente pas un schéma d'apparition claire car au cours des 60 secondes d'enregistrement seules 6 occurrences sont visibles. Elles sont toutes obtenues lors d'une phase montante du profil du disque mais n'apparaissent pas systématiquement. Le diagramme temps fréquence présente la fréquence de crissement à 1600 Hz. Le coefficient de frottement a une valeur constante de 0,4 au cours des 12 secondes. Les accélérations du pion ont de très faibles amplitudes de l'ordre de quelques $m.s^{-2}$. Le zoom des signaux d'accélération montre un léger déphasage entre l'entrée et la sortie.

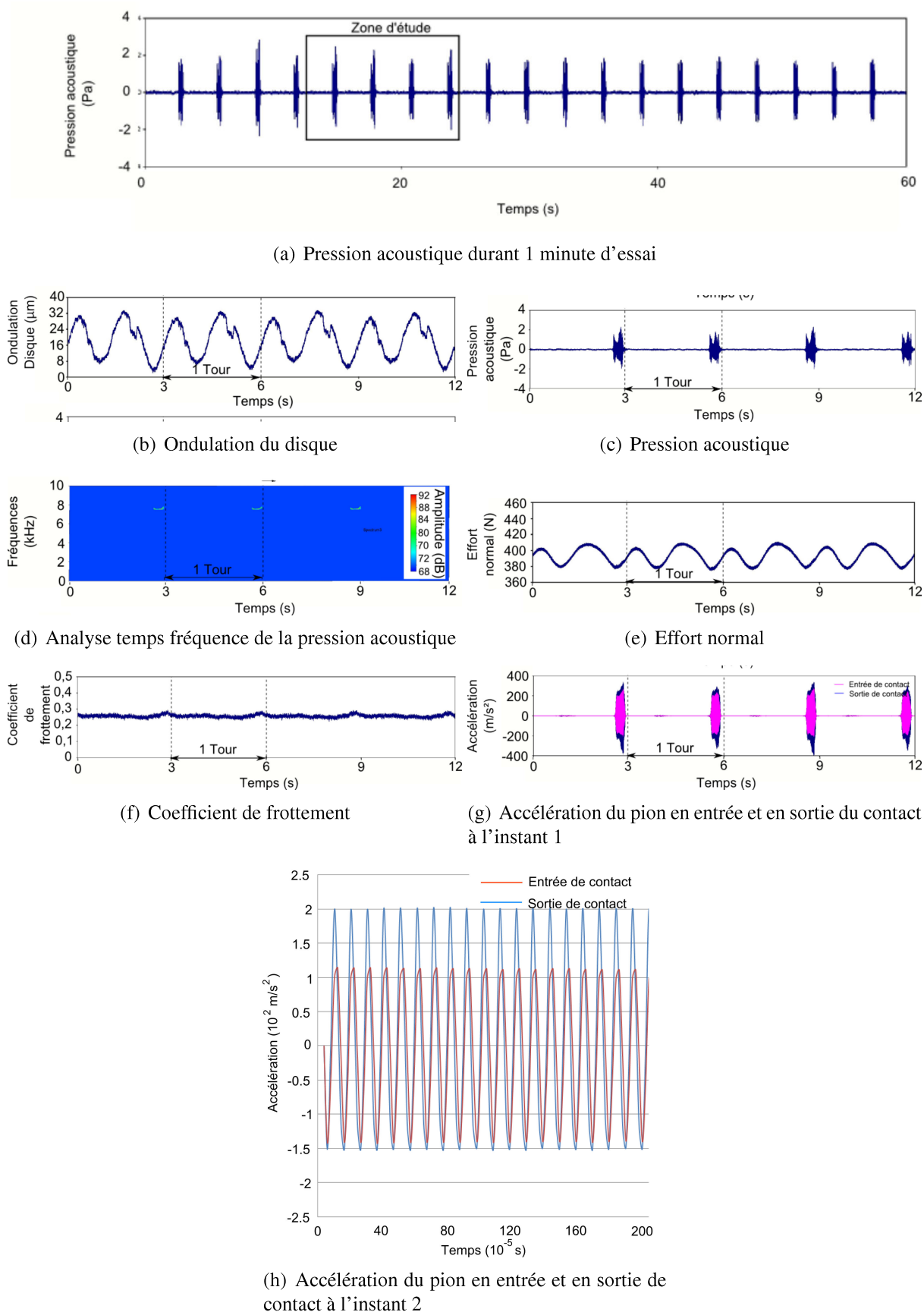
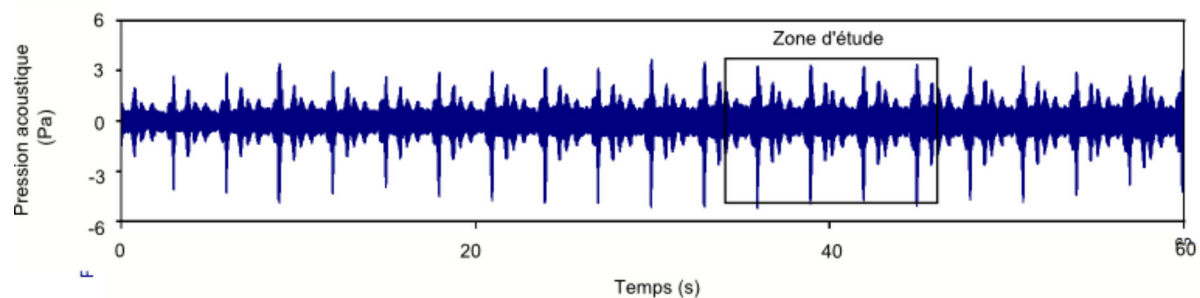
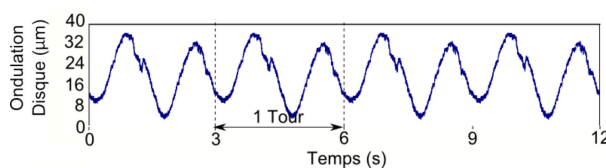


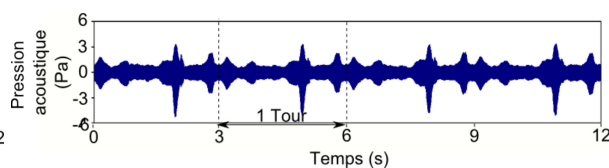
FIGURE 3.8 – Résultats expérimentaux pour une longueur de contact de 40 mm



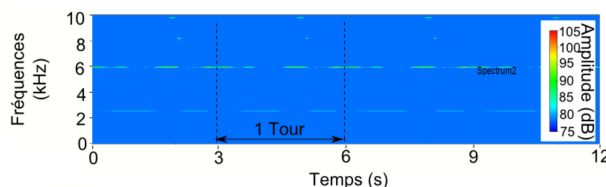
(a) Pression acoustique durant 1 minute d'essai



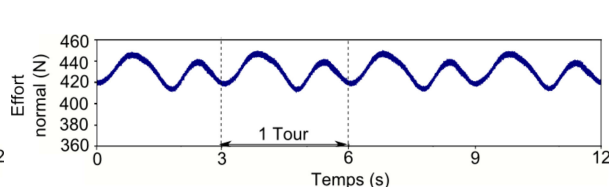
(b) Ondulation du disque



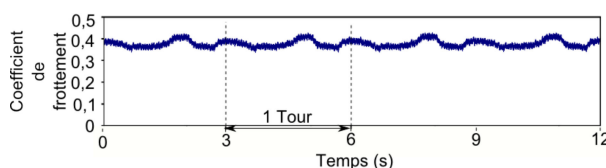
(c) Pression acoustique



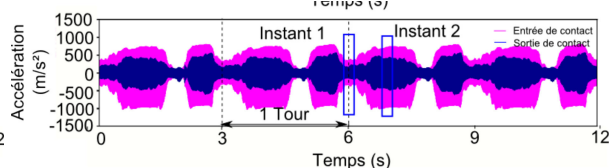
(d) Analyse temps/fréquence du signal acoustique



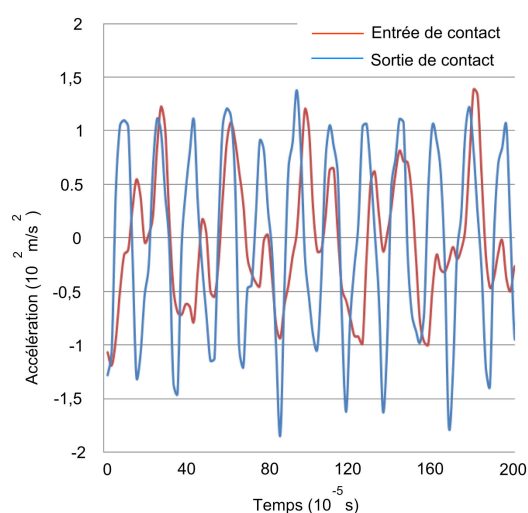
(e) Effort normal



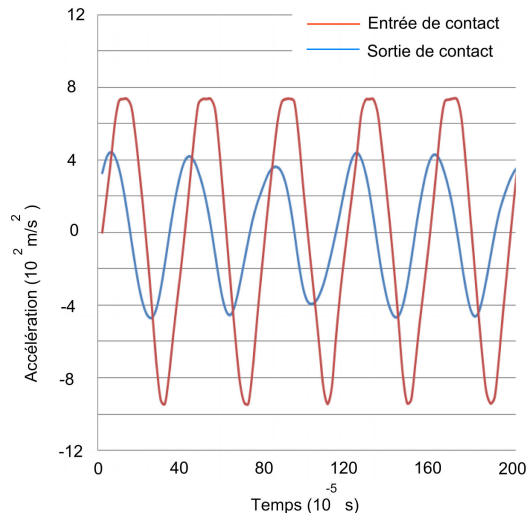
(f) Coefficient de frottement



(g) Accélération du pion en entrée et en sortie du contact



(h) Accélération du pion en entrée et en sortie de contact à l'instant 1 (6000 Hz)



(i) Accélération du pion en entrée et en sortie de contact à l'instant 2 (2500 Hz)

FIGURE 3.9 – Résultats expérimentaux pour une longueur de contact de 30 mm

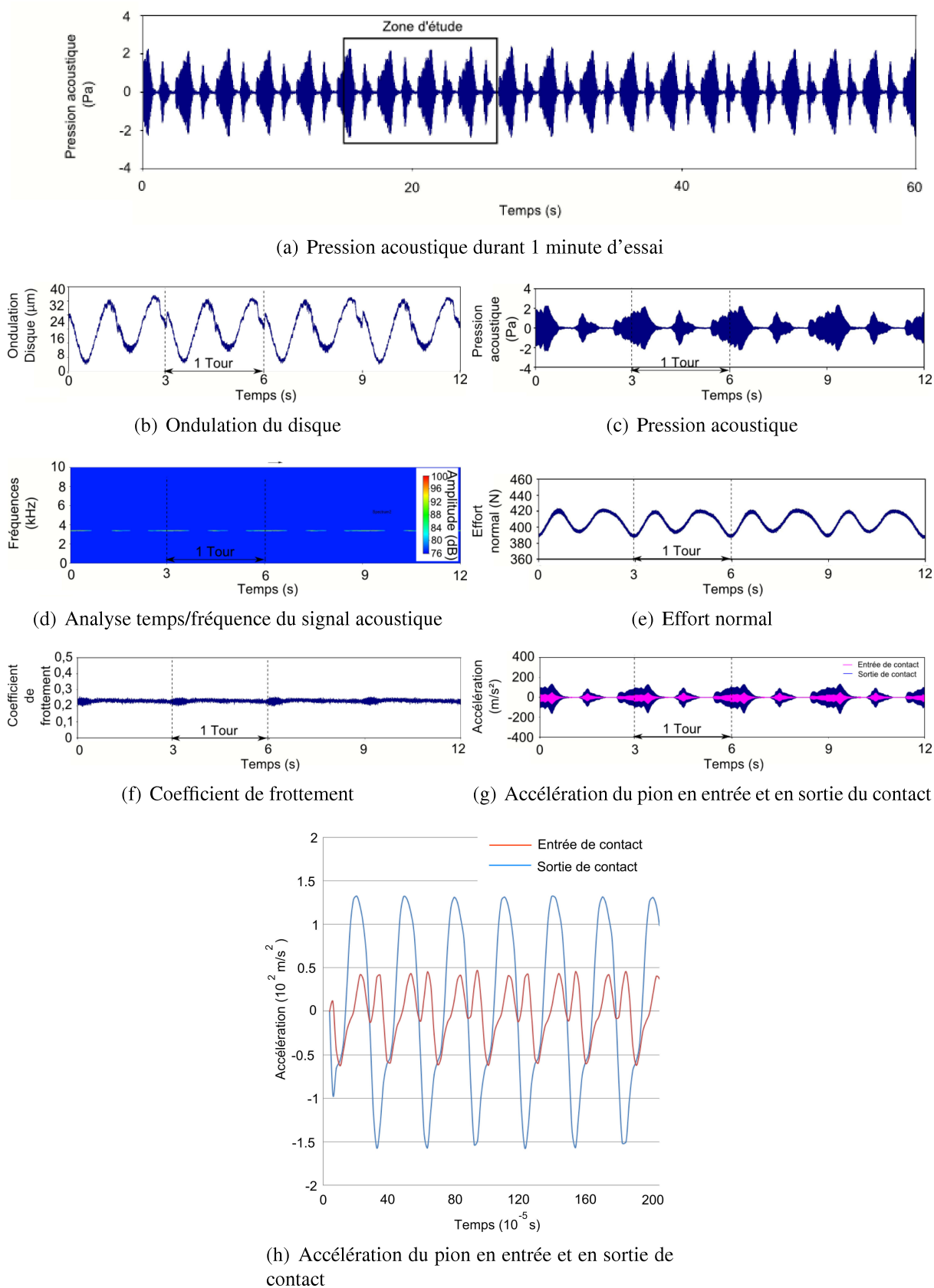


FIGURE 3.10 – Résultats expérimentaux pour une longueur de contact de 20 mm

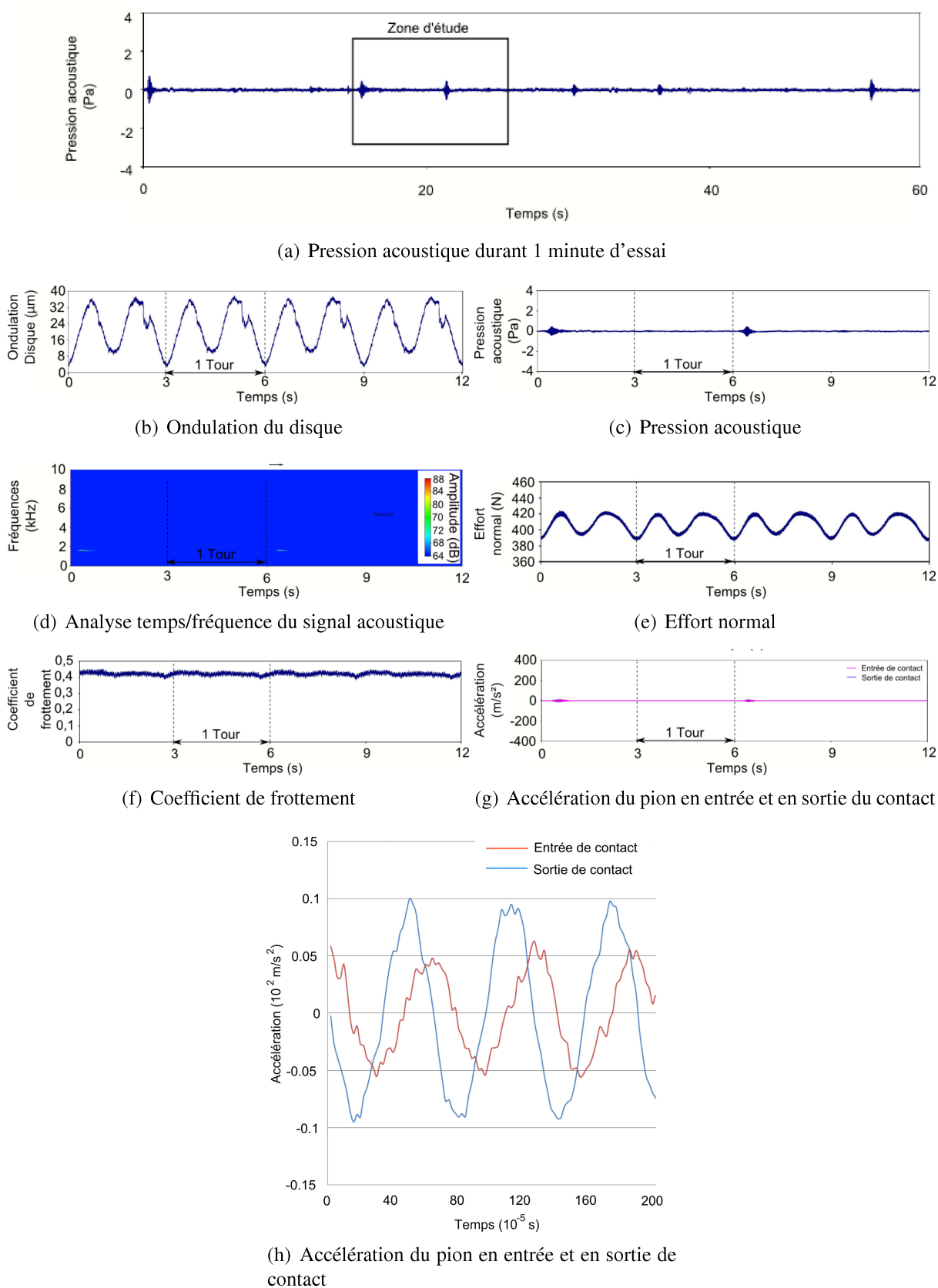


FIGURE 3.11 – Résultats expérimentaux pour une longueur de contact de 10 mm

CHAPITRE 3. INFLUENCE DE LA LONGUEUR DE CONTACT

D'un point de vue général, chaque configuration de LAC produit une émission acoustique de fréquences différentes. Le tableau 3.2 regroupe les fréquences obtenues pour chaque configuration. Chacune de ces fréquences doit être mise en relation avec les fréquences propres du système sous conditions de contact présentées au chapitre précédent. Il apparaît ainsi que chaque configuration semble mettre en jeu un mode de disque différent : la configuration 10 mm met en jeu le mode (2-0), la configuration 20 mm met en jeu le mode (3-0), la configuration 30 mm met en jeu le mode (0-1) et (4-0) et la configuration 40 mm ne semble pas mettre de mode de disque en jeu.

LAC (mm)	Coefficient de frottement	Fréquences (Hz)	Amplitude	Durée du bruit/tour	Position % à l'ondulation	Accélération du pion
10	0,4	1600	-	- -	bosse	déphasées
20	0,25	3400/6800	+	+ (2 bruit/tr)	phase descendante	déphasées avec harmonique
30	0,35	2500/6000	+ / ++	continue/une variation par tour	2500 Hz bosse/ 6000 Hz creux	déphasées
40	0,25	7800	+	- (1 bruit/tr)	phase montante	en phase

TABLE 3.2 – Fréquences de crissement obtenues pour différentes longueurs de contact

2 Approche numérique de l'influence de la longueur de contact sur les occurrences de crissement

L'approche expérimentale s'est limitée à 4 configurations et a montré une certaine influence de la longueur de contact sur l'apparition du crissement et les fréquences mises en jeu. Afin d'investiguer plus en détail ce comportement, le modèle éléments finis présenté au chapitre précédent va être utilisé.

2.1 Mise en œuvre du modèle éléments finis

Le modèle éléments finis permet de réaliser une étude moins limitée au niveau des longueurs apparentes de contact. Pour cela, une géométrie identique à l'expérimental a été utilisée (40 mm de long et 20 mm de large). Comme expliqué dans le chapitre 2, la réduction de la surface de contact se fait par la suppression des éléments avant la réalisation du calcul statique. De cette manière, le modèle est proche de la réalité au niveau des surfaces qui sont usinées pour le pion d'essai. La figure 3.12 présente les résultats de ce calcul. Les paramètres du calcul sont ceux utilisés dans le chapitre 2, avec un module de compression isotrope de 4400 MPa et un coefficient de frottement de 0,4. En abscisse se trouve la longueur apparente de contact et en ordonnée, les fréquences. Il faut noter la présence de "paliers" sur l'évolution des fréquences. Ils proviennent de la discrétisation qui est de 1 mm de long sur le pion. Les points rouges présentent les fréquences instables obtenues expérimentalement. Ainsi, plusieurs instabilités numériques sont obtenues. Une pour une longueur apparente de contact comprise entre 6 et 10 mm qui met en jeu une fréquence de 1560 Hz, couplage entre un mode de flexion 2 du pion et un mode (2-0) du disque. Une autre instabilité est visible pour des longueurs apparentes de contact comprises entre 22 et 24 mm pour une fréquence de 3470 Hz, couplage entre un mode de flexion 2 du pion et un mode (3-0) du disque. Une dernière est obtenue pour une longueur de contact comprise entre 36 et 40 mm pour une fréquence de 5980 Hz, couplage entre un mode de flexion 2 du pion et un mode (4-0) du disque.

Pour la configuration 10 mm, les résultats numériques et expérimentaux sont en accord et présentent la même fréquence instable. Pour la configuration 20 mm, la fréquence de l'instabilité obtenue est similaire à la fréquence observée expérimentalement mais les longueurs pour lesquelles le système est instable ne coïncident pas tout en étant assez proches (20 mm pour l'expérimental et entre 22 et 24 mm pour le numérique). Pour les autres configurations, les résultats ne concordent plus. Pour la configuration 30 mm aucune instabilité n'est obtenue numériquement, de plus les résultats expérimentaux présentent des fréquences de crissement autour de 2500 et 6000 Hz alors que numériquement des fréquences propres sont présentes autour de 6000 Hz sans présenter d'instabilité. De la même manière, pour la configuration 40 mm, une instabilité est obtenue à une fréquence proche de 6000 Hz. Les résultats expérimentaux présentent quant à eux une instabilité proche de 7800 Hz. Là aussi, pour cette valeur de fréquence, il est possible de trouver des fréquences proches numériquement mais aucune instabilité.

Le modèle éléments finis présente donc une bonne cohérence pour les deux essais 10 et 20 mm mais pas pour 30 et 40 mm.

Dans la suite, l'influence du comportement matériau sera étudiée à travers un modèle semi-analytique. L'influence de la non-linéarité du matériau sur les conditions de couplages sera plus particulièrement étudiée. Cet aspect a déjà été abordé par Y. Oura [58].

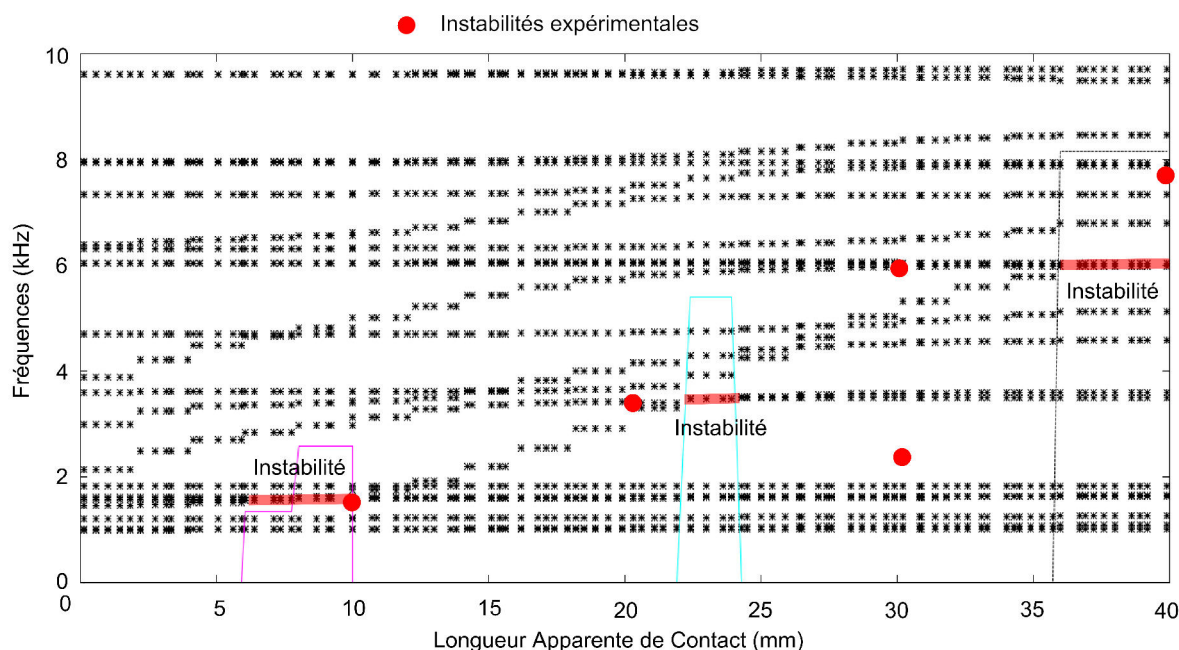


FIGURE 3.12 – Evolution des fréquences propres du système en fonction de la longueur apparente de contact (module de compression isotrope = 4400 MPa, CoF = 0,35)

2.2 Développement et mise en œuvre d'un modèle semi-analytique

Géométrie du modèle

Ce modèle semi-analytique s'appuie sur la géométrie du dispositif expérimental. Il est issu de l'analyse des couplages précédemment présentées. Il a été développé car il permet de réduire considérablement les temps de calcul, de réaliser des études avec des discrétisations fines et d'implanter rapidement d'une modélisation non linéaire.

Il est défini par trois degrés de liberté : un en translation correspondant aux modes hors plan de disque, et les deux autres correspondent à la translation (flexion 1) et à la rotation (flexion 2) du pion suivant un rayon du disque. La figure 3.13 présente le schéma de ce modèle.

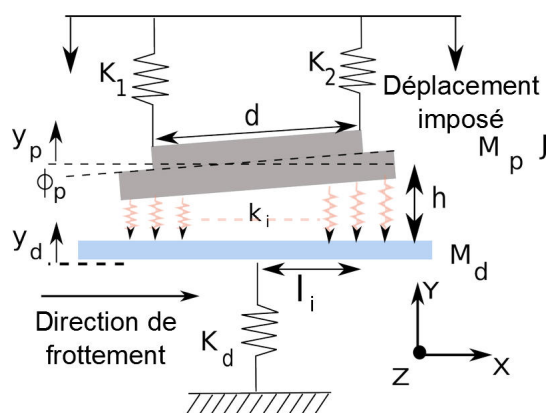


FIGURE 3.13 – Architecture du modèle semi-analytique

La lame flexible et le support de pion sont modélisés par un système à deux degrés de liberté : y_p (qui est la translation suivant la direction Y) et ϕ_p (qui est la rotation suivant la direction Z). K_1 et K_2 représentent les raideurs équivalentes de la lame de chaque coté du support dans la direction Y, obtenues à partir de la théorie des poutres.

Le disque est modélisé par un système à un degré de liberté : y_d (qui est une translation suivant la direction Y) qui correspond à un mode hors plan du disque et plus exactement des modes à diamètres nodaux sans cercles modaux. Cette simplification a été faite d'après les couplages observés sur le modèle numérique. K_d représente la raideur de ce mode de flexion. Elle est obtenue en fonction du mode considéré avec la formule $K_d = 4.\Pi.f_d.2.M_d$ avec f_d la fréquence propre du mode de disque considéré avec condition de montage, M_d la masse du disque. Trois résolutions différentes pour prendre en compte les modes (2-0), (3-0) et (4-0) du disque seront effectuées. M_p est la masse totale du pion et de son support, J est le moment d'inertie obtenu au centre de gravité. Les raideurs, K_1 et K_2 sont déterminées à partir de M_p , J et des fréquences propres expérimentales du pion. y_1 et y_2 représentent l'élongation des raideurs K_1 et K_2 dues à la translation du pion et d est la distance entre les deux raideurs suivant la direction X. Les valeurs numériques de ces paramètres sont présentées dans le tableau 3.3. x_1 et x_2 sont les deux distances séparant respectivement K_1 et K_2 du centre de rotation du pion. h est la distance entre le centre de rotation du pion et le disque.

Le pion est modélisé par une distribution de ressorts k_i pour lesquels la valeur de la raideur est déduite des propriétés matériau. Deux modélisations sont réalisées, l'une avec une évolution linéaire de k_i en fonction de la charge et l'autre avec une évolution non linéaire. Pour l'étude linéaire, la valeur des raideurs est déduite de la formule : $k_i = \frac{E.S}{h_i}$ où h_i est la hauteur du ressort, S est la surface dépendant de la discrétisation (dans la suite elle sera de 0,05 mm) et E le module de Young du matériau. Il est à noter que le comportement du pion est infiniment rigide dans la direction transverse (les ressorts sont indépendants et travaillent uniquement dans la direction axiale). Pour le cas non-linéaire, les propriétés sont déterminées à partir d'un essai de compression réalisé sur un pion de 20 mm x 20 mm avec son support métallique dans la direction normale. La figure 3.14 présente le résultat de cet essai. A partir de cette courbe, on détermine les raideurs k_i sous la forme $k_i = K_n P_i^n$ avec $K_n = 8,048.10^9$ et $n = 1.4286$. Le pion a une hauteur initiale (h_i) de 10 mm. Le tableau 3.3 présente les valeurs de ces différents paramètres.

$K_1(N/m)$	$K_2(N/m)$	$h(mm)$	$d(mm)$	$M_d(kg)$	$K_d(N/m)$	$M_p(kg)$	$K_p(N/m)$	$J(kg.m^2)$
256.10^3	256.10^3	10	20	3.88	$4.85.10^8$	0.07	6.10^5	$4.43.10^{-6}$

TABLE 3.3 – Paramètres du modèle semi-analytique

Afin de déterminer les fréquences des modes propres du système, la résolution se fait en deux temps. Une première étape de calcul statique permet de déterminer la répartition de pression. La seconde étape est un calcul dynamique où il est nécessaire de résoudre les équations dynamiques ci dessous :

$$\begin{cases} M_d \ddot{y}_d = -K_d y_d - \sum_{i=1}^n k_i y_i \\ M_p \frac{y_2 - y_1}{2} = -K_1 (y_1 + \frac{y_2 - y_1}{d} x_1) - K_2 (y_2 + \frac{y_2 - y_1}{d} x_2) - \sum_{i=1}^n k_i y_i \\ J \frac{y_2 - y_1}{d} = -K_1 \frac{y_2 - y_1}{d} x_1^2 - K_2 \frac{y_2 - y_1}{d} x_2^2 + \sum_{i=1}^n k_i y_i \mu h + \sum_{i=1}^n k_i y_i l_i \end{cases}$$

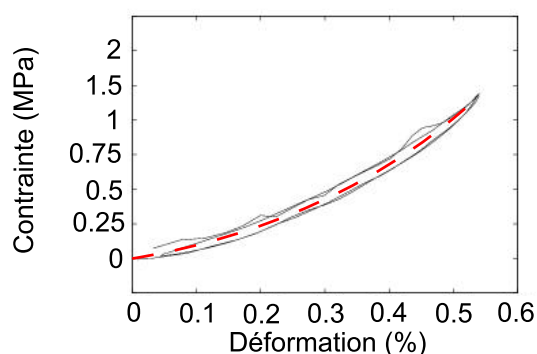


FIGURE 3.14 – Résultat de l’essai de compression sur un pion 20 mm x 20 mm permettant la détermination de la loi : $k_i = K_n P_i^n$

Ce modèle prend en compte un seul mode hors plan du disque car il a été fait le choix de modéliser le disque par un modèle à un seul degré de liberté. La masse équivalente M_d est supposée égale à la masse totale du disque. La raideur du disque K_d est obtenue pour chaque fréquence propre à partir de la masse équivalente du disque et de la fréquence propre obtenue expérimentalement.

Calcul statique

Dans le but de déterminer les fréquences propres du système sous condition de glissement, la première étape du calcul est un calcul quasi-statique avec prise en compte du frottement à l’interface pion/disque. Ce calcul permet de déterminer la répartition de pression entre le pion et le disque due à l’effort normal et aux conditions de frottement. C’est une résolution en deux dimensions. Pour cette partie du calcul, le disque ainsi que le support de pion sont considérés comme rigides étant donné la différence de propriétés mécaniques. A l’image du banc d’essai, le modèle est piloté en déplacement. Ainsi pour appliquer un effort normal, un déplacement de 0,2 mm est appliqué à chaque extrémité de la lame ce qui correspond à une pression de 0,625 MPa pour une lame d’épaisseur 2 mm et un pion de dimension 40 mm x 20 mm. Un coefficient de frottement uniforme est considéré entre le pion et le disque. Un contact rigide est considéré entre les nœuds du pion et le disque. On suppose un glissement complet entre chaque nœud en contact. La résolution est itérative en annulant les valeurs des efforts de contact négatifs (efforts dans les ressorts) traduisant la condition de contact unilatéral. Un équilibre est ensuite déterminé.

La figure 3.15 présente un exemple de distribution de pression obtenue après calcul pour un coefficient de frottement de 0,6 et une longueur de contact de 40 mm. Le choix d’un coefficient de frottement de 0,6 permet d’illustrer le décollement (pression nulle) en sortie de contact, pour la suite un coefficient de 0,4 sera conservé. L’axe vertical présente la pression de contact en MPa et l’axe horizontal représente la position sur le pion. L’origine de l’axe des abscisses est située au centre du pion.

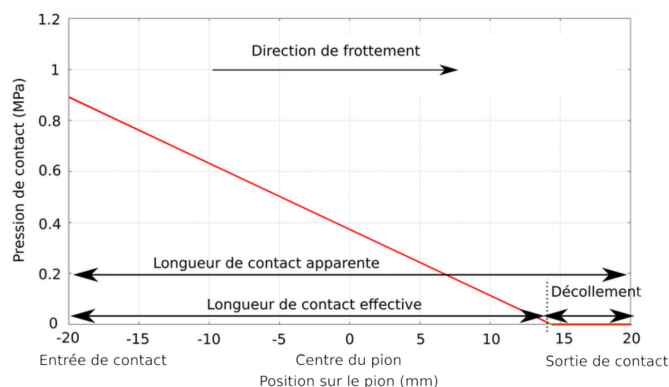


FIGURE 3.15 – Distribution de pression (longueur de contact apparente : 40 mm et coefficient de frottement : 0,6)

Comparaison de la distribution de pression par rapport aux modèles éléments finis

Pour valider cette répartition de pression, une mesure expérimentale s’avère impossible dans les conditions de glissement. Il est donc nécessaire de comparer ce résultat avec un résultat numérique issu de simulations éléments finis. Pour cela trois modèles éléments finis sont utilisés. Le modèle 3D précédemment présenté ainsi que deux modèles 2D (figure 3.16) qui sont plus en corrélation avec le modèle semi-analytique.

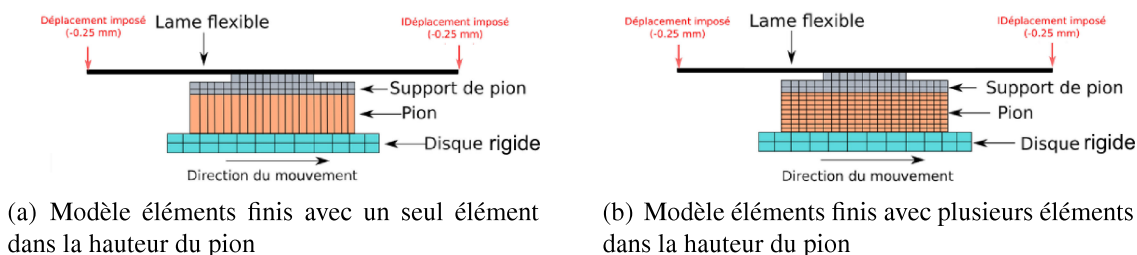


FIGURE 3.16 – Modèle éléments finis permettant la validation du modèle semi-analytique

Le modèle 2D est composé d’un disque rigide, d’un pion, d’un support de pion et d’une lame flexible. Les mêmes conditions limites sont utilisées pour le modèle semi-analytique et pour les modèles EF. La différence entre les deux provient des maillages différents utilisés pour modéliser le matériau de friction : l’un se rapprochant au maximum du modèle semi-analytique en n’utilisant qu’un seul élément sur la hauteur du pion (figure 3.16 (a)) et l’autre utilisant un maillage habituel avec plusieurs mailles sur la hauteur du pion (figure 3.16 (b)). Pour les deux maillages, le matériau de friction a un comportement isotrope transverse avec une rigidité transverse infinie. Cette hypothèse a été faite pour avoir un comportement identique au modèle semi-analytique pour lequel les différents ressorts permettant de modéliser le pion ne sont pas reliés ensemble dans la direction du frottement et sont supposés infiniment rigides dans cette direction.

Les répartitions de pression obtenues dans les mêmes conditions de frottement ($\mu = 0,6$) et avec la même géométrie sont présentées figure 3.17. La répartition de pression obtenue par

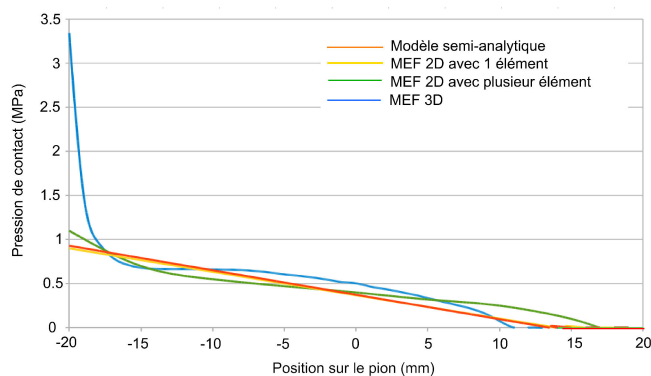


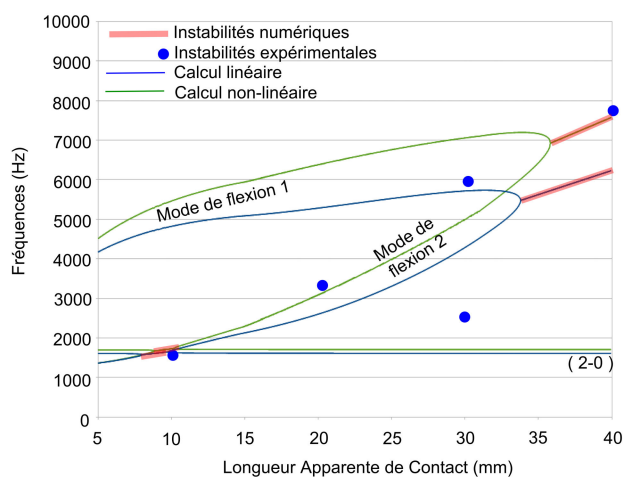
FIGURE 3.17 – Distribution de pression du modèle semi analytique, du modèle EF avec un élément sur la hauteur du pion et du modèle EF avec plusieurs éléments sur la hauteur du pion (LCA = 40 mm and coefficient de frottement : 0.6)

le modèle EF ayant un seul élément sur la hauteur du pion et celle obtenue avec le modèle semi-analytique sont très proches. Elles présentent une pression maximum en entrée de contact identique. La répartition de pression obtenue par le modèle EF ayant plusieurs éléments sur la hauteur présente quant à elle un profil habituellement obtenu dans des simulations similaires. La sur-pression en entrée de contact ainsi que le décollement en sortie de contact ont des valeurs plus importantes que précédemment mais restent similaires aux résultats des deux autres modélisations. L'aspect non linéaire provient de la superposition des éléments et de leur interaction. La répartition de pression provenant du modèle 3D a été obtenue en faisant une moyenne des pressions en chaque nœud de la surface de contact. Elle présente une importante surpression en entrée de contact. Cependant, la pression globale reste similaire aux modèles 2D et semi-analytique.

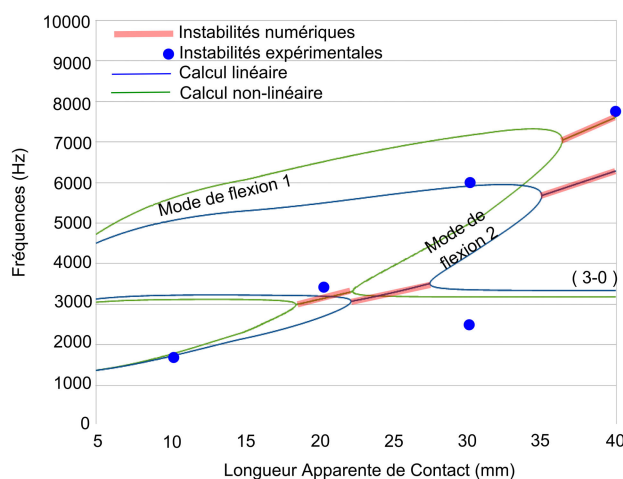
Calcul dynamique

La seconde étape du calcul est une analyse modale complexe qui va permettre de déterminer les fréquences propres du modèle. Les équations dynamiques issues du modèle précédemment décrit et qu'il s'agit de résoudre sont présentées précédemment. L'intégration du calcul statique se fait par l'intermédiaire des k_i qui dépendent de la charge. La résolution de ces équations permet de déterminer des valeurs propres complexes pour chacun des trois modes. La figure 3.18 présente l'évolution des fréquences propres du système en fonction de la longueur apparente de contact pour un coefficient de frottement de 0,4. Chaque figure présente les résultats en fonction d'un mode de disque.

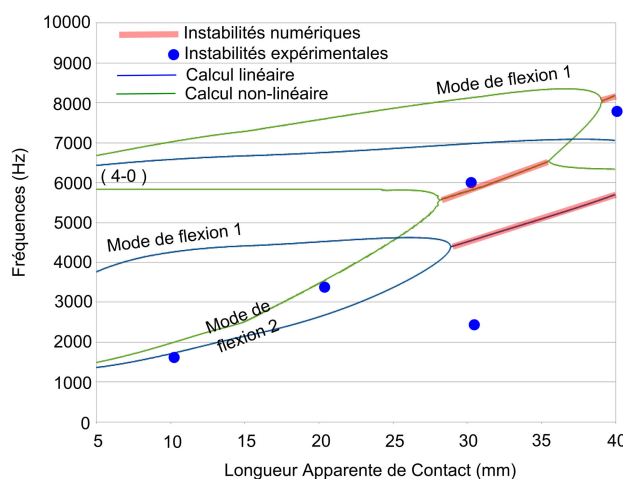
La figure 3.18 (a) présente les résultats en considérant un mode de disque (2-0), la figure 3.18 (b) pour un mode de disque (3-0) et la figure 3.18 (c) pour un mode de disque (4-0). Les courbes vertes représentent les résultats du calcul linéaire et les courbes bleues ceux du calcul non-linéaire. Les points bleus représentent les fréquences des crissements obtenus expérimentalement. La variation de longueur de contact affecte peu les fréquences des modes de disque. Le mode de flexion 2 du pion est quant à lui extrêmement sensible à la LAC. Une augmentation de la LAC conduit à une élévation de la fréquence propre du mode de basculement. Ceci s'explique par la "rigidité apparente" liée à la LAC, une grande LAC aura tendance à empêcher le pion de basculer tandis qu'une petite LAC n'opposera que peu de résistance à ce mouvement.



(a) Mode de disque 2 diamètres



(b) Mode de disque 3 diamètres



(c) Mode de disque 4 diamètres

FIGURE 3.18 – Evolution des fréquences propres du système en fonction de la longueur de contact apparente (CoF = 0,4)

Le mode de flexion 1 du pion est peu affecté par cette évolution de LAC, le mouvement étant normal au contact, une modification de LAC engendre une faible modification de la raideur de contact ce qui explique cette faible augmentation de la fréquence propre du mode. Les résultats obtenus par calcul linéaire présentent assez peu de différence avec les résultats du calcul non-linéaire pour les faibles longueurs de contact (<20 mm).

Ces résultats aussi bien linéaire que non linéaire font apparaître des couplages synonymes d'instabilités. Ces couplages sont surlignés en rouge. Deux types de couplage sont observés : un couplage entre un mode de disque et le mode de flexion 2 du pion et de la lame et un couplage entre les modes flexion 1 et flexion 2 du pion et de la lame. En fonction des modes de disque considérés, les résultats expérimentaux présentent une bonne cohérence avec le calcul

L'effet de la non linéarité est plus marqué pour les grandes longueurs de contact (>20 mm). Cet effet est dû aux localisations de pression de contact. Pour des petites longueurs de contact, la localisation de pression fait apparaître des pressions importantes. Sur la courbe de contrainte-déformation établie au chapitre 2, plus la contrainte est élevée plus le comportement se rapproche d'un comportement linéaire. Les deux calculs (linéaire et non linéaire) présentent des résultats similaires. Dans le cas des longueurs de contact importantes, les pressions de contact restent faibles. Le matériau évolue donc dans la partie non linéaire de la courbe contrainte déformation. Les calculs présentent des résultats différents avec une augmentation des fréquences propres ce qui est dû à l'augmentation de la rigidité du matériau.

Un résultat expérimental ne concorde pas, celui pour 30 mm à une fréquence de 2500 Hz. Une hypothèse qui peut expliquer ce phénomène nécessite de revenir au chapitre 2 et à la modélisation prenant en compte la broche. Cette modélisation fait apparaître une fréquence propre à 2550 Hz (mode de broche) qui pourrait être à l'origine de cette instabilité mais qui n'est pas prise en compte dans le modèle semi-analytique.

Au cours des essais expérimentaux présentés précédemment, la mesure du coefficient de frottement montre une variation allant de 0,2 à 0,45. Ainsi, afin de compléter les résultats numériques et de pouvoir les comparer avec les résultats expérimentaux, il a été décidé de réaliser une étude paramétrique en faisant varier le coefficient de frottement entre 0,1 et 0,7 et en faisant varier la LAC entre 5 et 40 mm. Cette étude a été réalisée avec la prise en compte des raideurs non-linéaires. Elle permet de tracer une cartographie des zones d'instabilités en fonction des modes mis en jeu dans les couplages. La figure 3.19 présente cette étude avec en abscisse la LAC et en ordonnée le coefficient de frottement. Comme précédemment, chaque calcul est indépendant et prend en compte uniquement un mode de disque. Les zones représentent les configurations instables avec :

- en jaune : le couplage flexion 2 avec (2-0),
- en bleu : le couplage flexion 2 avec (3-0),
- en vert : le couplage flexion 2 avec (4-0),
- en noir : le couplage flexion 2 avec flexion 1.

Ce graphique montre peu d'influence du coefficient de frottement sur ces zones d'instabilité. C'est plutôt la longueur de contact qui impose les fréquences. Sur ce graphique, les lignes rouges présentent les zones de variations du coefficient de frottement observées expérimentalement. Ces résultats numériques présentent une bonne corrélation avec les résultats expérimentaux car les zones rouges sont toujours dans les zones d'instabilité.

Ces observations permettent alors de corrélérer les modes propres mis en jeu lors des instabilités en fonction de la longueur apparente de contact. Ces corrélations sont présentées dans le tableau 3.4. Seule la configuration 30 mm ne semble pas complètement en accord avec les ré-

sultats expérimentaux qui présentent des mouvements de pion plus complexes que de la flexion 2.

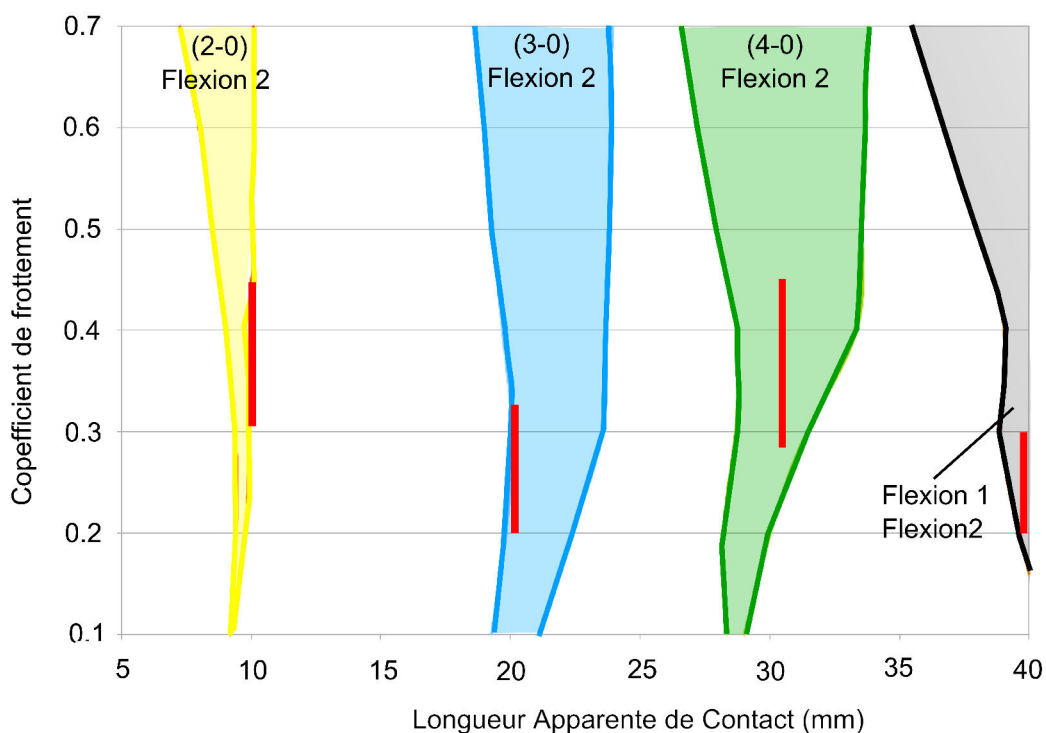


FIGURE 3.19 – Zone d’instabilité du système en fonction de la LAC et du coefficient de frottement pour une configuration de référence (pour une comportement non linéaire du matériau)

LAC	Mode de disque	Mode de pion
10 mm	(2-0)	Flexion 2
20 mm	(3-0)	Flexion 2
30 mm	(4-0)	Flexion 2
40 mm	–	Flexion1 / Flexion 2

TABLE 3.4 – Couplages de modes de disque et de pion en fonction des longueurs de contact d’après les résultats de la simulation

3 Conclusion

L'influence de la longueur de contact sur les occurrences de crissement a été étudiée dans ce chapitre.

Le banc simplifié a été mis en œuvre avec son instrumentation. L'étude expérimentale a montré **des modifications de fréquences en fonction de la longueur de contact**. L'augmentation de la Longueur Apparente de Contact (LAC) entraîne l'augmentation des fréquences de crissement. Pour les LAC de 10 et 40 mm, les crissements présentent une seule fréquence. Pour la LAC de 20 mm, le crissement présente des harmoniques. Pour la LAC de 30 mm, deux fréquences de crissement sont observées mais ne sont pas obtenues au même moment, l'ondulation du disque joue ici un rôle important.

Le modèle éléments finis a été mis en œuvre afin de réaliser une étude sur la LAC en augmentant le nombre de configurations par rapport aux essais expérimentaux. Cette modélisation montre une évolution importante des modes de pion lorsque la LAC augmente. **Une bonne corrélation est obtenue pour les longueurs de contact de 10 et 20 mm avec les résultats expérimentaux.** Pour les configurations 30 et 40 mm, la différence est importante.

Ces différences ont conduit à considérer l'aspect non-linéaire du matériau de friction qui a été mis en lumière lors de la caractérisation mécanique au chapitre 2. Pour réduire les temps de calcul en augmentant la discrétisation, **un modèle semi-analytique à trois degrés de liberté a été développé.** Un essai de compression sur un pion d'essai a permis de mettre en place le modèle de non-linéarité du module du matériau. Les résultats obtenus avec ce modèle présentent pour toutes les configurations une bonne corrélation entre essais et calculs. Cependant, pour la configuration 30 mm, l'instabilité à 2500 Hz n'est corrélée avec aucun des modèles. L'hypothèse pour expliquer cela vient de la non prise en compte de la broche du banc dans les modélisations.

Ainsi le phénomène mis en évidence dans les modifications de fréquence de crissement en fonction de la LAC est le changement de couplage de modes, lié principalement à la modification de fréquence du mode de flexion 2 (basculement) du pion, particulièrement influencé par la LAC. Une augmentation de celle-ci tend à accroître la "rigidité de basculement" et donc la fréquence associée. L'extension de cette explication à un frein réel reste à démontrer, néanmoins on peut s'attendre à ce qu'un changement de géométrie de garniture modifie de la même façon ses fréquences, probablement de façon moindre que sur le dispositif présent mais de manière suffisante pour supprimer des occurrences, solution curative employée dans les gammes de fréquence étudiées.

Lors de ces essais, l'objectif étant l'étude de l'influence de la longueur de contact, le choix a été de limiter les paramètres variables. Ainsi, un seul matériau a été utilisé et une faible vitesse de frottement permettant de limiter les élévations de température. Ces deux paramètres semblent tout de même jouer un rôle important dans le phénomène de crissement. Ces paramètres vont donc faire l'objet d'une étude détaillée dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 4

INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

L'objectif de ce chapitre est d'étudier l'influence du matériau, du chargement thermique et de l'historique de frottement sur le phénomène de crissement.

Une géométrie de pion 20 mm x 20 mm sera utilisée pour la suite de l'étude. Pour mener à bien cette étude, un nouveau matériau est utilisé. La première partie de ce chapitre sera consacrée à la présentation de ce matériau. Ce chapitre adopte une architecture spéciale, il commence par des observations expérimentales, dans un premier temps sur deux essais permettant de comparer le comportement dynamique des matériaux A et B puis dans une seconde partie on s'attachera à étudier uniquement le comportement du matériau B vis-à-vis de l'historique de frottement et du chargement thermique. Dans une troisième partie, différentes simulations numériques et caractérisations du matériau permettront d'apporter des éléments de compréhension en lien avec les observations expérimentales.

1 Présentation des matériaux

Dans ce chapitre, deux matériaux seront utilisés, le matériau A présenté précédemment et le matériau B qui est un matériau de friction ferroviaire prévu pour réaliser des semelles de frein (figure 4.1). La formulation et le procédé de fabrication exact ne peuvent être donnés pour des raisons de confidentialité. Le matériau B contient plus de 25 composants. La matrice est constituée de caoutchouc et de résine phénolique. On retrouve de la baryte comme remplisseur, de la mousse d'acier pour la structure et son aspect abrasif, du zircon comme abrasif, du graphite naturel comme lubrifiant ainsi que quelques autres composants comme la cardolite, le soufre moulu...



FIGURE 4.1 – Exemple de semelle de frein destinée au freinage ferroviaire

Ce matériau est fabriqué en utilisant le procédé par voie humide qui nécessite l'utilisation d'un mélangeur interne dans lequel les composants sont introduits. En sortie, on obtient une pâte qui est ensuite transformée sous forme de granulés pour être mis en forme. La mise en forme est faite sous presse, à une température de 160°C puis une post cuisson de 10 h est réalisée à une température de 170°C .

Les deux matériaux diffèrent donc en plusieurs points. Tout d'abord au niveau de la formulation avec deux matrices totalement différentes qui entraînent des caractéristiques mécaniques différentes. Ensuite, le nombre de composants va différencier les matériaux principalement lors du fonctionnement, l'ajout d'une vingtaine de composants dans le matériau B permet de répondre aux critères de frottement, de tenue à l'usure et de stabilité thermique de l'application ferroviaire. En ce qui concerne le process de fabrication, les deux matériaux sont mis en forme à chaud mais l'étape de post cuisson est différente. Les temps et les températures de post cuisson sont adaptés au matériau de la matrice afin de garantir une transformation chimique complète dans toute la pièce fabriquée.

Une caractérisation en compression du matériau B similaire à celle effectuée sur le matériau A a été réalisée avec 3 séries de 5 cycles avec des contraintes de 1, 1,5 et 2,5 MPa. Trois échantillons cylindriques, de diamètre 10 mm et de hauteur 20 mm, ont été prélevés dans chaque direction, la même notation est utilisée que pour le matériau A (cf chapitre 2). La figure 4.2 présente l'un des résultats de l'essai de compression dans les trois directions. Il faut noter la présence d'hystérésis plus marquées que sur le matériau A, ceci peut être lié à la présence de caoutchouc dans la matrice. Une démarche similaire à celle effectuée précédemment en choisissant différentes plages de contraintes a été effectuée. La figure 4.3 présente les résultats de cette étude. Le matériau B présente un comportement quasi isotrope. De plus il a un comportement beaucoup moins sensible à la charge et présente donc une évolution du module quasi linéaire. Pour la suite, un module isotrope de 1250 MPa sera utilisé, ce qui correspond au module moyen. Un comparatif des modules moyens de compression est présenté dans le tableau

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

4.1. Il montre l'importante différence entre les deux matériaux au niveau du module moyen et de l'aspect anisotrope.

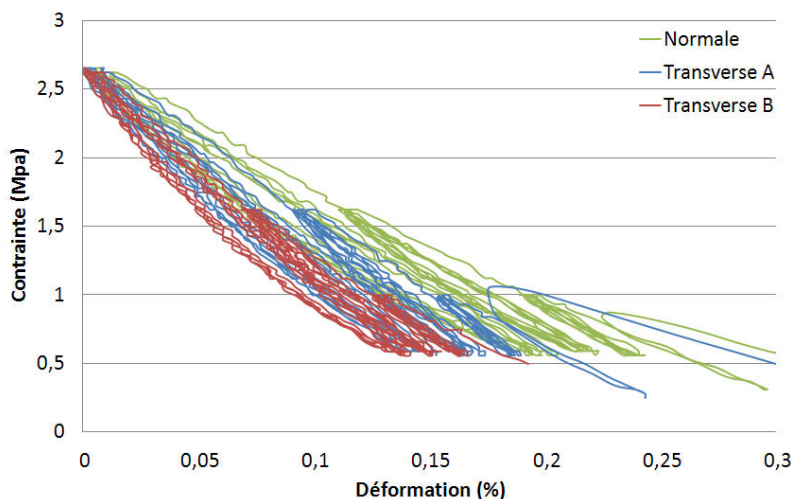
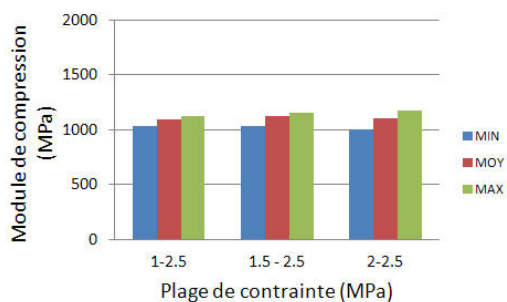
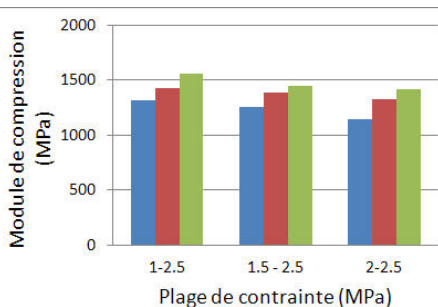


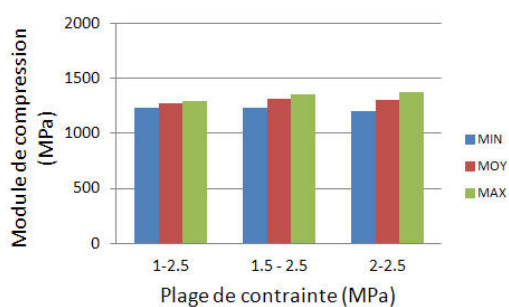
FIGURE 4.2 – Courbe de la contrainte en fonction de la déformation pour le matériau B pour les trois directions



(a) Direction normale



(b) Direction A



(c) Direction B

FIGURE 4.3 – Valeur des modules de compression (minimum, moyen et maximum) en fonction des plages de contraintes considérées pour le matériau B

	Direction normale	Direction transverse A	Direction transverse B
Matériau A	3950 MPa	7580 MPa	5830 MPa
Matériau B	1100 MPa	1320 MPa	1300 MPa

TABLE 4.1 – Récapitulatif des modules moyens de compressions des deux matériaux A et B définis sur la plage de contraintes entre 2 et 2,5 MPa

2 Observations expérimentales

2.1 Influence du matériau sur les occurrences de crissement

Protocole d'essai

Pour chacun des deux matériaux, des pions de 20 mm x 20 mm x 10 mm ont été prélevés avec la direction de compression lors de la fabrication correspondant à la hauteur de 10 mm et donc à la direction d'application de l'effort. Chaque pion a subi une rectification dans la direction de frottement avant essai. Un calage du pion a permis d'obtenir une répartition de pression de contact sur l'ensemble de la surface (figure 4.4).

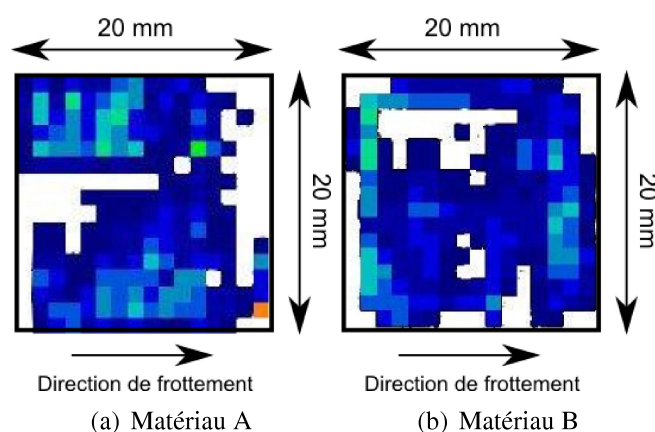


FIGURE 4.4 – Localisation de pression de contact avant essai pour les pions de matériaux A et B de 20 mm x 20 mm

Le protocole d'essai est un cycle composé de deux phases de frottement d'une heure à une vitesse constante de 120 tr/min (soit 1.2 m/s). Entre les deux phases de frottement, une phase de refroidissement est insérée. La seconde phase de frottement débute dès que la température du disque est de 35°C. La figure 4.5 présente l'ondulation du disque qui est composée de deux bosses et de deux creux dont l'un est plus profond que l'autre. L'ondulation maximum est de 0.04 mm.

Le déplacement du bloc rigide imposé au début de l'essai est de 0,1 mm ce qui correspond à un effort de 250 N environ. Une mesure de température est réalisée en utilisant deux thermocouples de type K. L'un d'eux a été placé dans le pion à environ 2 mm de la surface de contact au centre du pion. Le second a été positionné à l'interface pion/disque sur le côté du pion de manière à frotter sur le disque tout en étant en contact avec le pion (figure 4.6). En plus

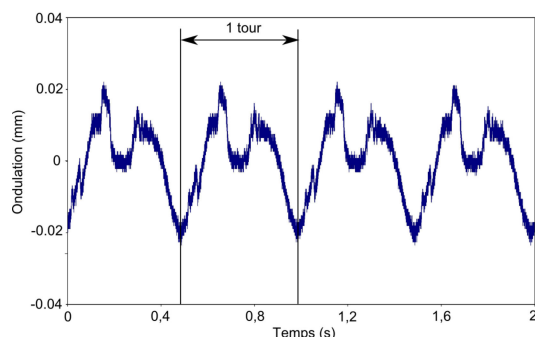


FIGURE 4.5 – Ondulation du disque

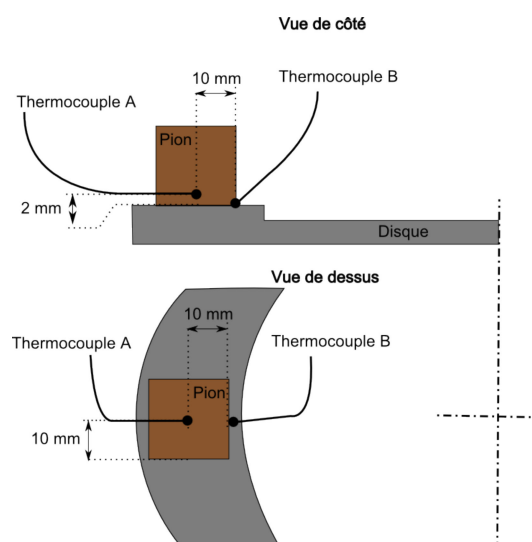


FIGURE 4.6 – Positionnement des deux thermocouples permettant la mesure de température dans le pion

des mesures de température, l'effort normal, le couple, les émissions acoustiques ainsi que les accélérations du pion ont été enregistrées au cours des essais. Un enregistrement des signaux d'une durée d'une minute toutes les 5 minutes a été réalisé.

Résultats expérimentaux

Les résultats globaux de ces essais sont présentés dans la figure 4.7, seul le second frottement est présenté. Chaque point représente un enregistrement. Cette figure présente dans sa partie supérieure l'effort normal en bleu ainsi que le coefficient de frottement en orange, pour chaque point la moyenne sur la minute d'enregistrement a été réalisée. Dans la partie centrale sont présentées les fréquences mises en jeu (représentées par des points) ainsi que la pression acoustique (points bleus), pour chaque point, un spectre moyen d'une minute a été utilisé. Enfin, dans la partie inférieure se trouve l'évolution de température au cours des essais.

Pour le matériau A, le coefficient de frottement commence par augmenter pour ensuite rester quasiment constant à 0,5. L'effort normal varie légèrement au début de l'essai et devient constant au bout de 20 minutes. Un bruit de crissement est aussi obtenu pour ce matériau mais il présente un schéma de fréquences assez chaotique avec un crissement continu avec des modulations d'amplitudes et des pics soudains comme le montre la figure 4.8. Au cours de l'essai cinq fréquences sont présentes : 3400 Hz, 5600 Hz, 6900 Hz, 8200 Hz et 9400 Hz. Comme le montre la figure 4.7, ces fréquences croissantes ne sont pas présentes tout au long de l'essai, elles apparaissent par intermittence. Puis au bout de 20 min, un comportement plus stable apparaît, avec une fréquence à 3450 Hz et une harmonique à 6900 Hz, comportement qui continue jusqu'à l'arrêt de l'essai. Cette fréquence de crissement est en accord avec les résultats obtenus précédemment pour l'essai avec un pion de 40 mm x 20 mm et un contact réduit à 20 mm x 20 mm qui présente une fréquence de crissement de 3600 Hz. La pression acoustique reste à peu près constante tout au long de l'essai. Enfin, la température au centre du pion varie

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

de 40°C à 120°C, soit une élévation de 80°C.

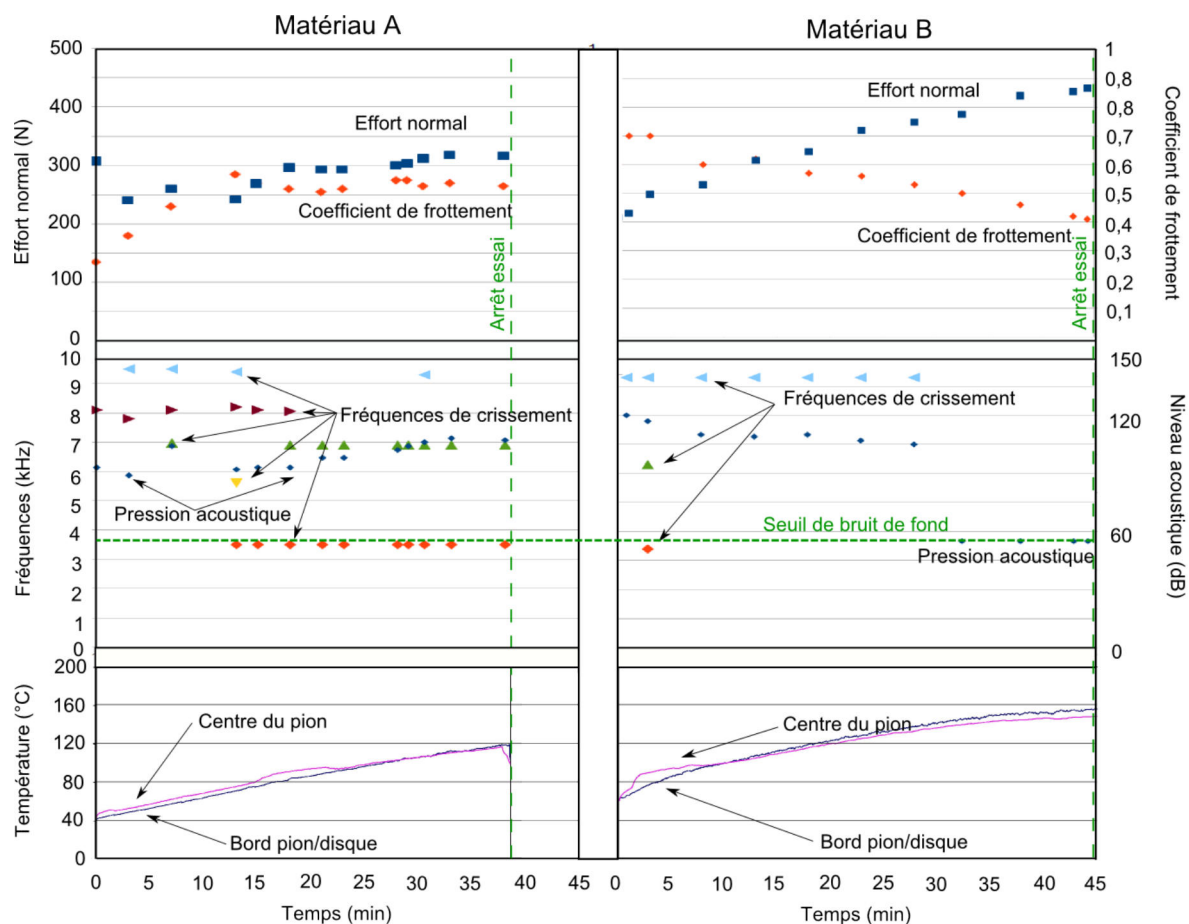


FIGURE 4.7 – Comparaison des résultats des essais sur les deux matériaux A et B (Effort normal, Coefficient de frottement, fréquence de crissement, niveau acoustique et température)

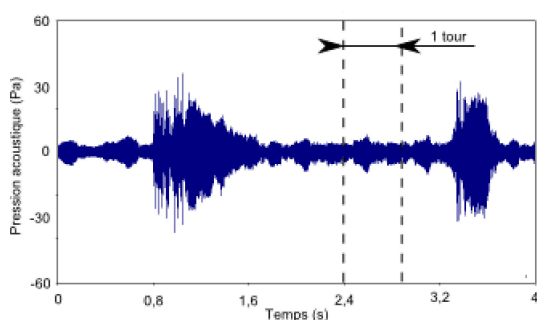
Le matériau B présente une évolution du coefficient de frottement qui a tendance à décroître tout au long de l'essai. Durant ce temps, l'effort normal ne fait que croître pour atteindre en fin d'essai une valeur de 440 N. Au cours de cet essai, un crissement continu est obtenu à une fréquence de 9300 Hz à partir d'une minute d'essai, crissement qui disparaît au bout de 30 minutes. Le comportement dynamique présenté par la figure 4.9 est représentatif de l'essai. L'amplitude acoustique de ce crissement atteint les 120 dB dès le début puis diminue légèrement. Au bout de trente minutes, cette amplitude est réduite à la valeur du bruit de fond (60 dB). Durant l'essai, la température du pion a atteint 150°C en ayant débuté à 70°C soit une élévation de 80°C.

Pour les deux matériaux, des "rebonds" de température sont présents entre 15 et 25 min pour le matériau A et entre 2 et 8 minutes pour le matériau B. Sur ces instants, le comportement dynamique est modifié avec l'apparition fugace de fréquences. Ce comportement peut être dû à des modifications locales de conditions de contact entre le disque et le pion.

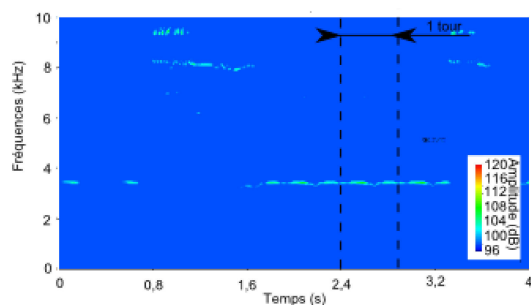
Ces résultats, résumés dans le tableau 4.2, montrent deux comportements différents pour les deux matériaux. Le comportement dynamique au début de l'essai pour le matériau A est assez chaotique et présente une multitude de fréquences. Vers la fin de l'essai, ce comporte-

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

ment devient plus simple avec une fréquence de crissement de 3500 Hz qui se démarque et un coefficient de frottement plus stable. Le matériau B présente un comportement plus simple. La fréquence de crissement observée (9300 Hz) est différente de celle du matériau A. Il a été vu dans le chapitre 2 que le module de compression avait un impact important sur les fréquences propres à dominante de pion du système. Les modules de deux matériaux sont assez différents ce qui peut expliquer cette différence de comportement dynamique. Des éléments d'interprétation sur ces différences de fréquences seront proposés par la suite. Nous allons maintenant approfondir l'effet d'histoire sur le comportement dynamique, le choix a été fait de travailler sur le matériau B qui présente un comportement dynamique plus simple que le matériau A.

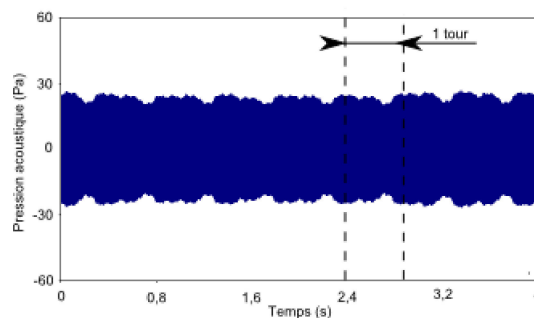


(a) Signal brut du microphone

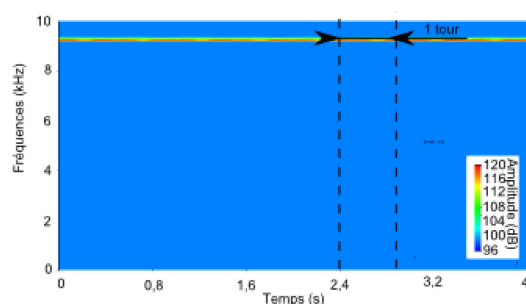


(b) Analyse temps fréquence du signal du microphone

FIGURE 4.8 – Comportement dynamique à 30 minutes (matériau A)



(a) Signal brut du microphone à



(b) Analyse temps fréquence du signal du microphone

FIGURE 4.9 – Comportement dynamique 15 minutes (matériau B)

	Matériau A	Matériau B
Effort Normal	constant	croissant
Coefficient de frottement	croissant puis constant	décroissant
Fréquence	multiple	unique (9300 Hz)
Niveau acoustique	constant [90 :110]dB	constant (110 dB) puis bruit de fond
Température	élévation de 80°C	élévation de 80°C

TABLE 4.2 – Récapitulatif des résultats de l'essai de comparaison des deux matériaux A et B

2.2 Influence de l'historique de frottement sur les occurrences de crissement

Protocole d'essais

Afin de comprendre l'influence de la température et de l'historique de frottement sur le matériau B et ses conséquences sur la dynamique du système, une série d'essais de frottement continu avec élévation de la température a été effectuée. Le tableau 4.3 présente les paramètres des essais.

Le tableau 4.3 présente les paramètres des essais décomposés en trois étapes de frottement. Les deux premières (essai A et B) se composent d'un frottement continu à une vitesse de 120 tr/min (soit environ 1,2 m/s). La troisième étape (essai C) est un frottement continu à la vitesse de 200 tr/min (soit 2 m/s). Le déplacement imposé en début d'essai est de 0,1 mm ce qui correspond à un effort de 250 N. Pour chaque série de trois frottements, un même pion de 20 mm x 20 mm x 10 mm a été utilisé, celui-ci ayant été réctifié au préalable. Cette série a été réalisée cinq fois avec à chaque fois un pion différent.

	Essai A	Essai B	Essai C
Vitesse de rotation	120 tr/min (1,2 m/s)	120 tr/min (1,2 m/s)	200 tr/min (2 m/s)
Déplacement du bloc rigide	0,1 mm (250 N)	0,1 mm (250 N)	0,1 mm (250 N)
Température initiale	35°C	50°C	50°C
Durée d'essai	15 min (arrêt prématuré de l'essai)	43 min	40 min

TABLE 4.3 – Récapitulatif des paramètres d'essais sur le matériau B pour l'étude de l'influence de l'histoire de frottement

Entre chacune des trois phases de frottement, le pion n'a pas été démonté, seul le bloc rigide a été déplacé afin de supprimer le contact. La pause entre chaque frottement permet le refroidissement du système afin de redémarrer l'essai suivant à une température d'environ 50°C. Un suivi de l'évolution du contact avant essai a été réalisé. Il permet lors du premier essai de vérifier que le pion frotte bien sur la totalité de la zone de contact. La figure 4.10 présente ces répartitions de contact. Deux efforts (300 N et 500 N) ont été imposés de manière à vérifier la répartition de contact dans la plage complète d'efforts habituellement utilisés dans ces essais. Pour chaque répartition, la direction de frottement est de haut vers le bas. L'intérieur du disque est situé à droite et l'extérieur est à gauche. Il faut noter que le contact est moins présent sur l'extérieur dû à la flexion du disque sous l'effort normal imposé. La première répartition à gauche a été obtenue avant tout frottement avec le pion rectifié.

Les conditions initiales de chaque essai en ce qui concerne la répartition de contact sont assez similaires entre les essais A et B. Une modification est visible sur la dernière observation avec un contact localisé sur la périphérie du pion. L'explication apportée dans la suite vient de la dilatation du pion et de l'usure.

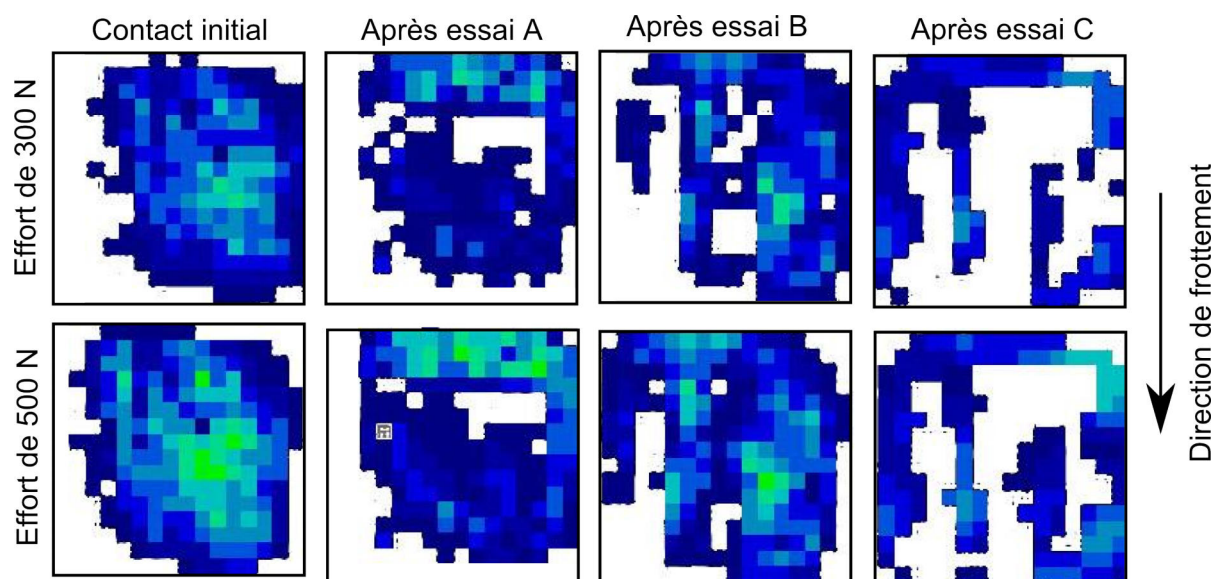


FIGURE 4.10 – Répartition de pression de contact entre les essais pour un effort normal de 300 N et de 500 N

Résultats expérimentaux

Seuls les résultats d'une série sont présentés ici. La figure 4.11 présente l'évolution des différents paramètres enregistrés au cours des essais. Dans la partie supérieure se trouve l'effort normal (points oranges) ainsi que le coefficient de frottement (points bleus) pour les trois essais. La partie centrale montre l'évolution des fréquences issues du signal acoustique ainsi que la pression acoustique maximale observée. La partie inférieure présente l'évolution de la température pour les deux thermocouples. Le premier essai (essai A) à 120 tr/min présente un temps d'essai réduit par rapport aux deux suivants. Cet essai a duré 15 minutes, ceci est dû à un blocage de la rotation du disque. Les deux suivants (essais B et C) ont quant à eux duré 43 et 40 minutes. Les arrêts de l'essai sont indiqués par les lignes en pointillés verts.

Pour chacun des essais, l'effort normal a une évolution croissante avec une pente plus importante pour l'essai C que pour l'essai B. Le coefficient de frottement a tendance à décroître durant chaque phase de l'essai. Une stabilisation du coefficient de frottement est visible pour l'essai B à 0,4. Pour l'essai C, un comportement particulier est visible avec une première décroissance jusqu'à un palier à 0,42 puis au bout de 25 minutes, un changement de pente avec une décroissance plus forte pour terminer sur un palier à 0,31.

Le schéma fréquentiel obtenu pour chacun des essais est assez similaire, tous font intervenir une fréquence croissante aux alentours de 9300 Hz. Lors de l'essai B, d'autres fréquences apparaissent ponctuellement autour de 10 minutes (6300, 3300 et 2900 Hz) et 20 minutes (2300 et 4800 Hz). Pour l'essai C, une première phase montre un crissement à 9300 Hz puis une disparition de celui-ci au profit d'une autre fréquence à 6100 Hz. Pour l'essai A, l'occurrence de crissement n'apparaît qu'au bout de 8 minutes de frottement. Pour les deux autres (B et C), le crissement apparaît dès le début avec une pression acoustique qui augmente progressivement pour atteindre un maximum supérieur à 120 dB dans les deux cas au bout de quelques minutes. Après avoir atteint ce maximum, la pression acoustique diminue. Pour l'essai B, elle diminue jusqu'à celle du bruit de fond tandis que pour l'essai C, elle croît de nouveau lors de l'ap-

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

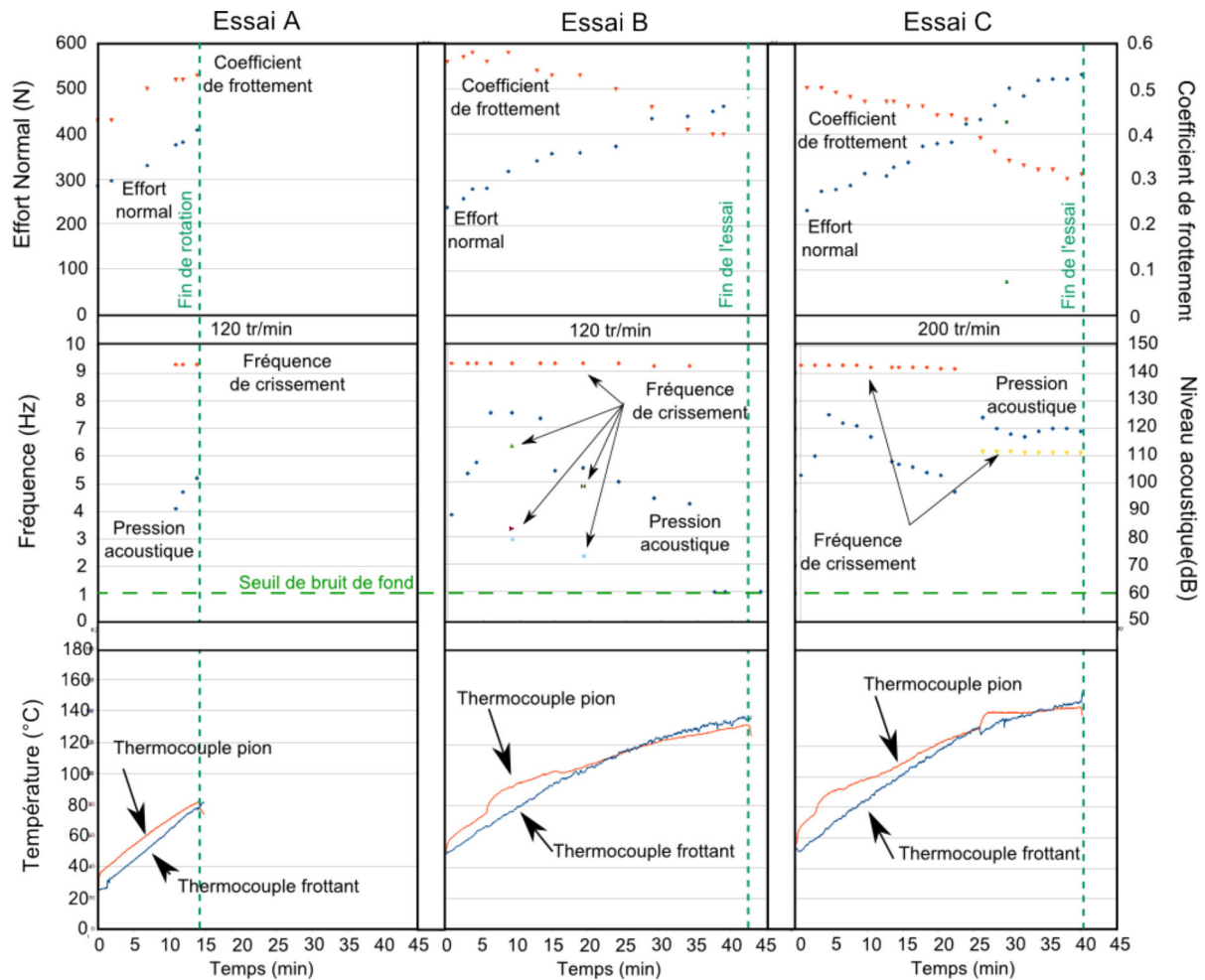


FIGURE 4.11 – Evolution de l'effort normal, du coefficient de frottement, des fréquences de crissement et de la pression acoustique au cours des essais de frottement avec le matériau B

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

parition d'une nouvelle fréquence à 6100 Hz. Ces résultats sont cohérents avec ceux obtenus précédemment au niveau de l'évolution du coefficient de frottement, de l'effort normal et des fréquences crissantes mises en jeu.

D'un point de vue global, la température dans le pion et sur le bord de celui-ci augmente progressivement au cours des essais. Celle de l'essai C augmente plus rapidement, ceci est dû à la vitesse de rotation plus importante. Le niveau final de température est lui aussi légèrement plus important. Ce qui est remarquable dans ces évolutions de température, ce sont les augmentations soudaines à environ 5 minutes pour l'essai B et à 3 minutes et 25 minutes pour l'essai C. Il faut noter que ces augmentations soudaines de pente concordent avec les maximums de pression acoustique et pour l'essai C la seconde augmentation de température concorde avec le changement de fréquence.

Points clefs des essais successifs

- Augmentation continue de l'effort normal
- Décroissance du coefficient de frottement
- Crissement à 9300 Hz et 6100 Hz
- Evolution constante de la température au cours des essais
- Elévation brutale de la température lors d'apparition de crissement ou de changement de fréquence
- Disparition du crissement ou changement de fréquence

3 Interprétation des résultats

L'influence du matériau de friction sur le comportement dynamique du système a clairement été mis en lumière par l'essai comparatif. Les essais ont montré les points suivant :

- crissement présent à 9300 Hz pour le matériau B,
- matériau A multifréquences, avec fréquence majoritaire à 3500 Hz.

Des éléments d'explications vont être apportés dans une première partie.

Les essais utilisant uniquement le matériau B ont présenté des phénomènes particuliers notamment l'augmentation de l'effort normal, la modification de la fréquence de crissement ou la disparition du crissement. L'hypothèse retenue pour expliquer ces phénomènes vient des changements de température et de la sensibilité du matériau B à ces changements. Différentes caractérisations mécaniques et thermiques du matériau ainsi que des simulations vont être mis en place dans la seconde partie afin d'apporter des éléments d'interprétation.

3.1 Fréquences de crissement différentes obtenues pour chaque matériau

Les essais laissent apparaître des fréquences de crissement différentes pour chacun des matériaux. Le matériau A met en jeu une fréquence de crissement principalement autour de 3500 Hz et le matériau B plutôt une fréquence de crissement à 9800 Hz. L'objectif ici est de déterminer si la différence de matériau, à une échelle macroscopique, permet d'obtenir des fréquences de crissement différentes. Dans ce but deux simulations ont été réalisées. Elles permettront aussi de déterminer les modes mis en jeu dans les instabilités. Ces simulations sont identiques à celle réalisée dans le chapitre 2 sur l'influence de la variation du coefficient de frottement, seule la géométrie du pion a été modifiée. La première simulation utilise les caractéristiques du matériau A : module de compression isotrope de 4400 MPa. Le choix a été fait de conserver le même module que pour les simulations des chapitres 2 et 3 car elles présentaient une bonne corrélation avec les résultats expérimentaux pour cette géométrie en 20 mm x 20 mm. La seconde considère les caractéristiques mécaniques du matériau B obtenues en début de ce chapitre : module de compression isotrope de 1250 MPa. Pour les deux calculs, le coefficient de Poisson a été choisi égal à 0,15.

La figure 4.12 présente la variation des fréquences propres du système en fonction du coefficient de frottement pour le matériau A. Placé en abscisse, il varie de 0,3 à 0,7 comme dans le cas expérimental. En ordonnée se trouvent les fréquences pour le matériau B. De la même manière, la figure 4.13 présente les variations de fréquence en fonction du coefficient de frottement.

Le calcul avec le matériau A fait apparaître trois instabilités. Celle qui est en accord avec les résultats expérimentaux, à 3500 Hz, fait intervenir un mode de flexion 2 du pion et un mode (3-0) du disque. Cette instabilité est obtenue pour un coefficient de frottement compris entre 0,62 et 0,65 ce qui présente un léger écart avec les observations expérimentales (0,5 à 0,6). Pour le matériau B, la simulation présente deux instabilités. Celle qui est en accord avec les résultats expérimentaux est autour de 9800 Hz pour un coefficient de frottement de 0,42 à 0,75 qui met en jeu un mode de déformation du pion et un mode (5-0). La différence importante de module de compression explique donc bien la différence de comportement dynamique.

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

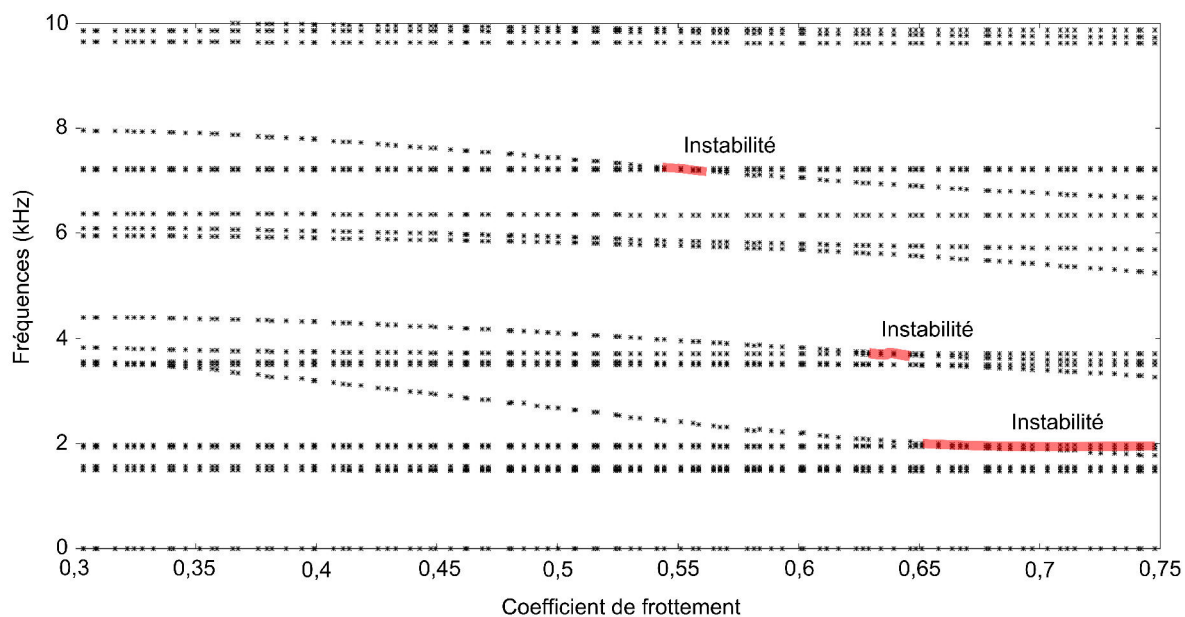


FIGURE 4.12 – Variation des fréquences propres du système en fonction du coefficient de frottement pour le matériau A (module de compression isotrope = 4400 MPa)

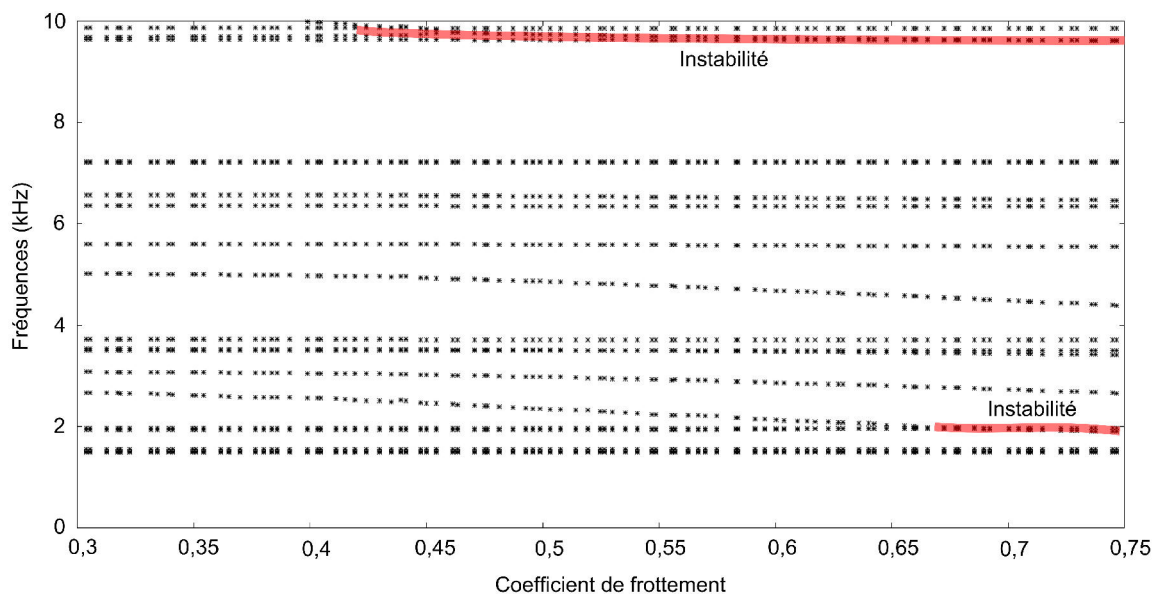


FIGURE 4.13 – Variation des fréquences propres du système en fonction du coefficient de frottement pour le matériau B (module de compression isotrope = 1250 MPa)

3.2 Influence de la température

Les essais montrent deux comportements remarquables qui sont : l'augmentation progressive de l'effort au cours du temps et pour l'essai C une modification de fréquence de crissement de 9300 à 6100 Hz. Les élévations de température rencontrées durant les essais peuvent laisser penser qu'elles sont à l'origine de modifications de comportement mécanique du matériau B ce qui aboutirait à des changements de comportements dynamiques du système. Différentes caractérisations thermiques et mécaniques et des simulations vont être mises en place afin de vérifier cette hypothèse.

Essai de thermogravimétrie

Dans le but de vérifier que les températures mises en jeu dans ces essais ne dégradent pas le matériau B, une analyse par thermogravimétrie a été réalisée (figure 4.14). Les conditions opératoires de cet essai sont les suivantes :

- atmosphère : air (100 ml/min),
- gamme de température : ambiante à 1000°C,
- rampe de température : 10°C/min,
- masse du prélèvement : 20 mg.

Cette caractérisation permet de quantifier les dégradations obtenues dans les plages de température qui sont utilisées dans cette étude. Entre 20°C et 200°C seul 0,77% du matériau s'est dégradé ce qui correspond principalement à la perte de l'humidité. Après 200°C jusque 250°C il y a une dégradation de 10% qui correspond à la dégradation de la résine. Ensuite on observe la dégradation du caoutchouc entre 250°C et 450°C (15%). A cette température, une grande partie de la matrice est dégradée, il ne reste plus que les autres constituants de la formule. A 600°C, les fractions organiques du matériau semblent totalement dégradées. A 750°C, une augmentation de la masse est visible et correspond à un phénomène d'oxydation non volatile.

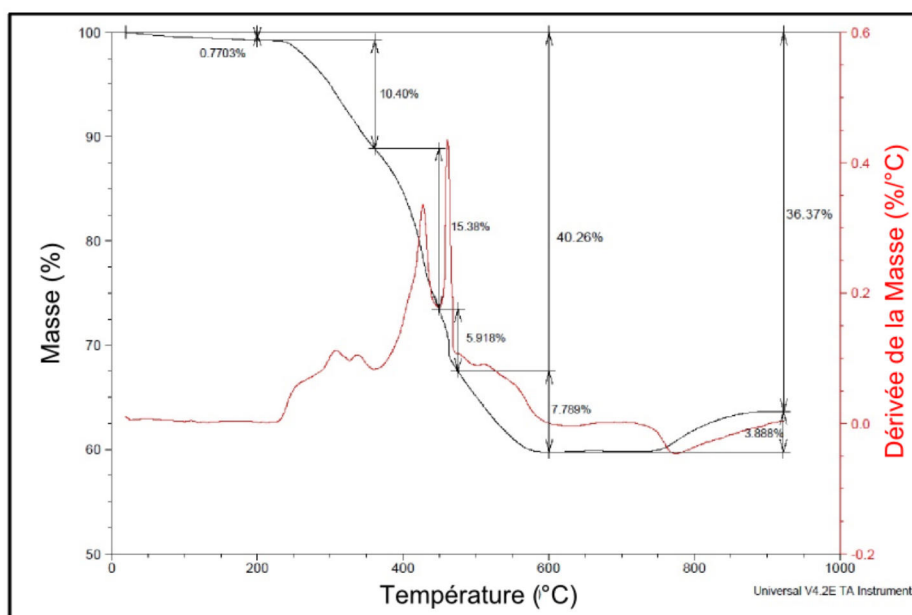


FIGURE 4.14 – Thermogravimétrie du matériau B (tracé noir) et sa dérivée (tracé rouge)

Cet essai montre que dans les plages de température qui sont atteintes dans cette étude (inférieur à 200°C), le matériau se dégrade très peu.

Détermination du coefficient de dilatation

Pour déterminer le coefficient de dilatation du matériau, un essai de dilatométrie a donc été réalisé. Des échantillons de diamètre 8 mm et de longueur 15 mm ont été prélevés dans la direction normale et tangentielle. Le cycle d'essai est composé de 3 montées en température de 30°C à 250°C à une vitesse de $0.5\text{ K}\cdot\text{min}^{-1}$ suivies d'un palier de 15 min puis une descente en température jusqu'à 30°C permet une stabilisation des mesures. La figure 4.15 (a) présente les résultats pour la direction normale et la figure 4.15 (b) présente la direction tangentielle. Les montées en température sont en orange tandis que les descentes sont en bleu. Les résultats étant similaires dans les deux directions tangentielles seul un résultat est présenté.

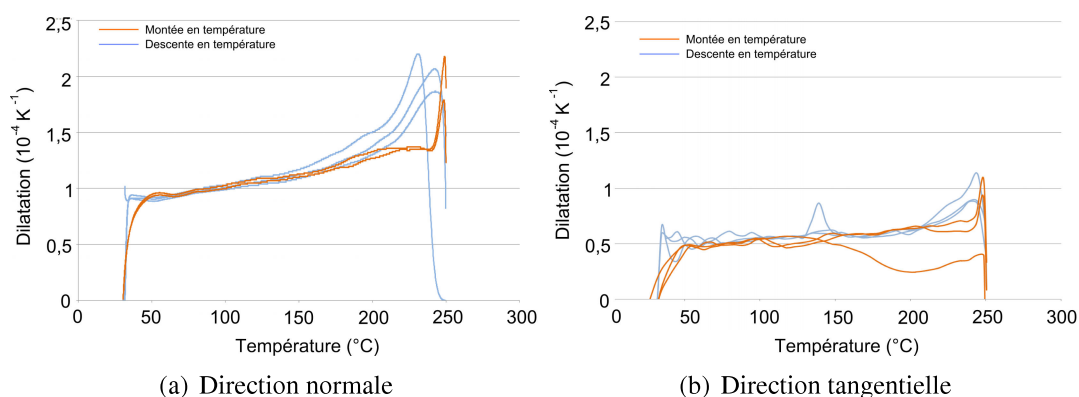


FIGURE 4.15 – Essai de dilatométrie sur le matériau B

Ces courbes montrent une évolution du coefficient de dilatation quasiment linéaire entre 50°C et 200°C . Sur cette plage de température, on obtient pour la direction normale une moyenne de coefficient de dilatation de $100\cdot 10^{-6}\text{ K}^{-1}$ et pour les directions tangentielles $50\cdot 10^{-6}\text{ K}^{-1}$. Ces deux moyennes seront utilisées pour enrichir le modèle numérique lors des simulations suivantes.

On constate une évolution nette du coefficient de dilatation autour de 230°C à 250°C qui pourrait correspondre au seuil de perte de masse de la thermogravimétrie.

Détermination du module de compression en température

Un essai de compression en température a été réalisé dans le but de déterminer l'évolution du module de compression en fonction de la température en réalisant un essai à deux températures 20°C et 250°C . Un même échantillon de diamètre 20 mm et de hauteur 35 mm du matériau B a subi un essai de compression dans les deux configurations. Cet échantillon a été prélevé dans la direction normale. Le cycle de compression utilisé est présenté par la figure 4.16 (a).

Le montage de mesure utilisé n'est pas celui présenté au chapitre 2. L'utilisation des capteurs de déplacement dans une enceinte chauffée étant impossible, la mesure de déplacement a

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

été faite sur la traverse de la machine de compression. Ainsi, les valeurs de module de compression données ici sont à considérer avec attention car la mesure sur la traverse présente quelques erreurs (jeu dans les guidages, déformation des pièces...). Les résultats présentés ici permettront tout de même de comparer les comportements pour les deux températures.

L'essai a dans un premier temps été fait à température ambiante (20°C). L'essai en température a été fait dans un four installé sur la machine de compression. L'échantillon a été introduit dans le four puis celui-ci a été mis en chauffe pour atteindre 250°C . L'essai de compression a été mis en route après 1 h d'attente, afin d'homogénéiser la température du pion. Pour les deux essais, la machine a été configurée de la même manière. La figure 4.16 (b) présente la courbe contrainte déformation obtenue pour les deux essais, en température ambiante (courbe rouge) et à 250°C (courbe verte). lorsque la température de l'essai augmente, le module de compression du matériau décroît fortement et le comportement d'hystérésis est amplifié. La matrice du matériau est principalement composée de caoutchouc dont les caractéristiques mécaniques sont très sensibles aux modifications de température.

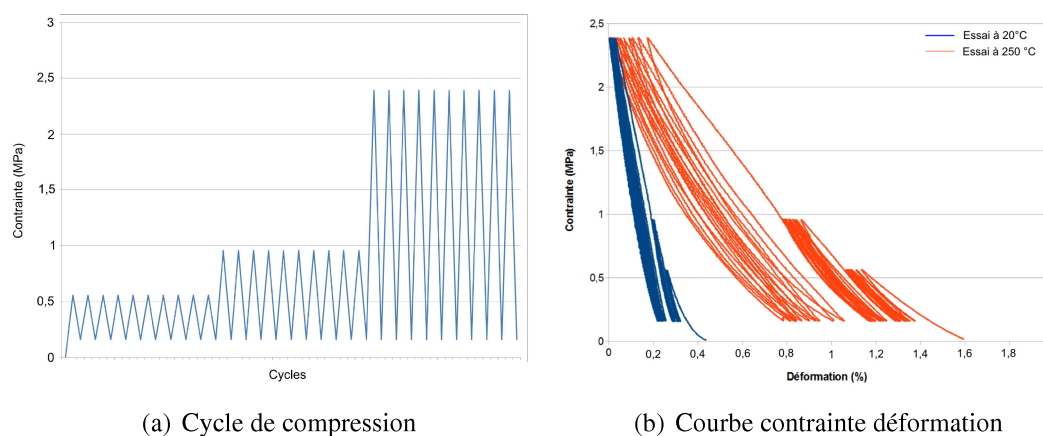


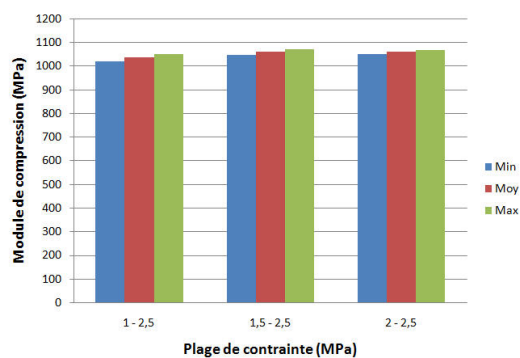
FIGURE 4.16 – Essais de compression à 20°C et à 250°C

La figure 4.17 présente les résultats des essais de compression pour les deux températures en fonction de la plage de contrainte considérée. Comme précédemment, le choix de la plage de calcul du module de compression a peu d'influence sur le module. Pour l'essai à 20°C , les résultats sont similaires à ceux présentés en début de chapitre, 1075 MPa en moyenne. L'essai à 250°C présente quant à lui un module de compression moyen de 330 MPa. Pour corrélérer ces données, un essai d'Analyse Mécanique Dynamique (AMD) a été réalisé à une fréquence faible, proche d'un comportement statique.

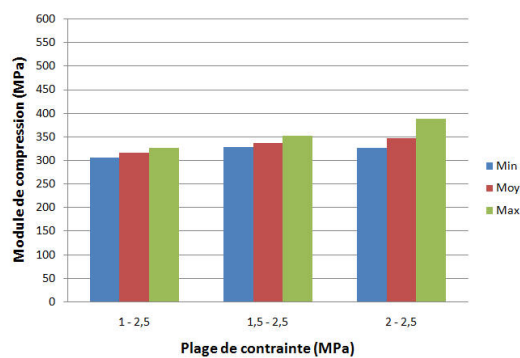
Essai d'Analyse Mécanique Dynamique (DMA)

Cet essai consiste à imposer à un échantillon un déplacement oscillatoire de traction-compression à une fréquence de 10 Hz. Un échantillon parallélépipédique d'épaisseur 1 mm, de longueur 40 mm et de largeur 10 mm a été prélevé de manière à ce que la grande longueur soit dans la direction normale. Au cours de l'essai une élévation de température est imposée, de la température ambiante à 500°C avec un ratio de $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$. La figure 4.18 présente les résultats de l'essai de DMA (module de perte) ainsi que les deux valeurs de module provenant de l'essai de compression. Une bonne similitude est observée. La courbe d'AMD permet de définir la fonction

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT



(a) Température d'essai : 20°C



(b) Température d'essai : 250°C

FIGURE 4.17 – Valeur des modules de compression (minimum, moyen et maximum) en fonction des plages de contraintes considérées pour le matériau B à deux températures différentes

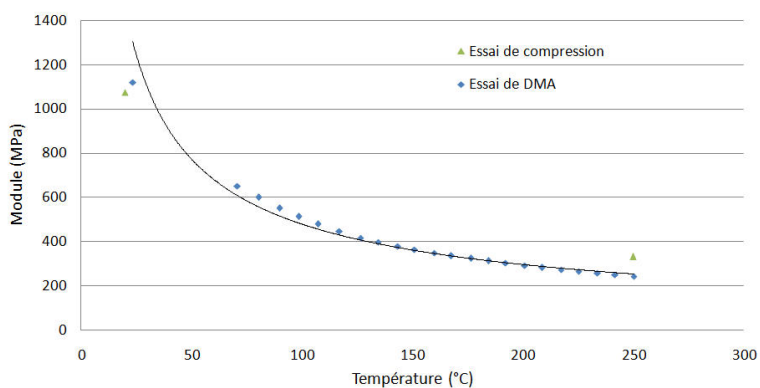


FIGURE 4.18 – Evolution du module de compression en fonction de la température

suivante : $E = 11560.T^{-0.69}$ MPa permettant de lier le module de compression normal E et la température T (en degré Celsius). Cette fonction sera utilisée dans la simulation prochaine.

Détermination des instabilités du système avec chargement thermique

Afin d'expliquer l'augmentation de l'effort normal et du changement de fréquences, une simulation numérique a été effectuée. Dans un premier temps, deux calculs ont été réalisés. Le premier en imposant une température uniforme 20°C et un second avec une température uniforme de 90°C . On a fait le choix d'imposer une température homogène au pion, ce qui est une hypothèse simplificatrice mais qui est suffisante dans le cadre d'une étude paramétrique. Le pion a un coefficient de dilatation de 1.10^{-4}K^{-1} dans la direction normale et 5.10^{-5}K^{-1} dans les autres directions, valeurs déterminées à partir de l'essai de dilatométrie présenté précédemment. Pour les autres pièces, aucun coefficient de dilatation n'est imposé. Un coefficient de frottement constant de 0,45 a été utilisé et un déplacement de 0,1 mm a été imposé ce qui équivaut à un effort de 250 N environ. La figure 4.19 présente les résultats de la simulation pour une température de 20°C . La figure 4.20 correspond à la simulation avec une température de 90°C . Les deux premières figures (a) montrent la déformation du modèle avec le déplacement imposé et la température. Une variation de l'effort résultant sur la surface de contact est observée avec un effort de 250 N à 20°C et un effort de 450 N à 90°C . L'effort obtenu est plus important que le résultat expérimental (300 N) ceci s'explique par l'hypothèse de température homogène qui dilate plus le matériau qu'un gradient de température rencontré lors d'essais de frottement.

Les figures (b) présentent la répartition de pression. La répartition de pression avec température présente un schéma différent avec toujours une surpression à l'avant du contact mais plus centrée avec en plus une pression importante au centre du pion. De plus, la pression maximum observée est deux fois plus importante. Cette modification de pression de contact vient de la dilatation du pion et tend à recentrer le contact. Cette dilatation explique la répartition de contact observée en fin d'essai sur la figure 4.10. La dilatation entraîne le contact vers le centre du pion et donc l'usure est plus prononcée dans cette zone. Ainsi lors du refroidissement, la répartition de pression de contact est localisée sur la périphérie du pion. Cette modification de pression et de zone de contact a une influence sur les instabilités.

La figure 4.19 (c) présente les parties réelles des fréquences propres du système obtenues pour un calcul avec une température de 20°C . Le mode propre à 9800 Hz présente une partie réelle positive avec une instabilité mettant en jeu un mode (5-0) et un mode matériau du pion. La figure 4.20 (b) présente une instabilité pour une fréquence de 6400 Hz avec un mode de pion principalement. Pour les deux températures, le mode instable observé est identique. L'augmentation de la température tend à assouplir le matériau et donc à diminuer ces fréquences propres. Seul le mode de disque est différent, à 20°C c'est un couplage avec le mode (5-0) et à 90°C c'est un couplage avec le mode (4-0).

Ces calculs ont été complétés avec une étude paramétrique sur la température (considérée uniforme dans le pion). Un calcul à coefficient de frottement constant de 0,4 et un déplacement imposé de 0,1 mm ont été utilisés. Les résultats sont présentés figure 4.21, avec en abscisse, la température et en ordonnée les fréquences propres du système. Il faut noter les fortes variations des certains modes. Ces modes sont les modes de pion directement impactés par les variations de module de compression. Ceux présentant une très forte variation sont des modes matériau comme ceux présentés sur les figures 4.19 (c) et 4.20 (c). Trois instabilités apparaissent, entre

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

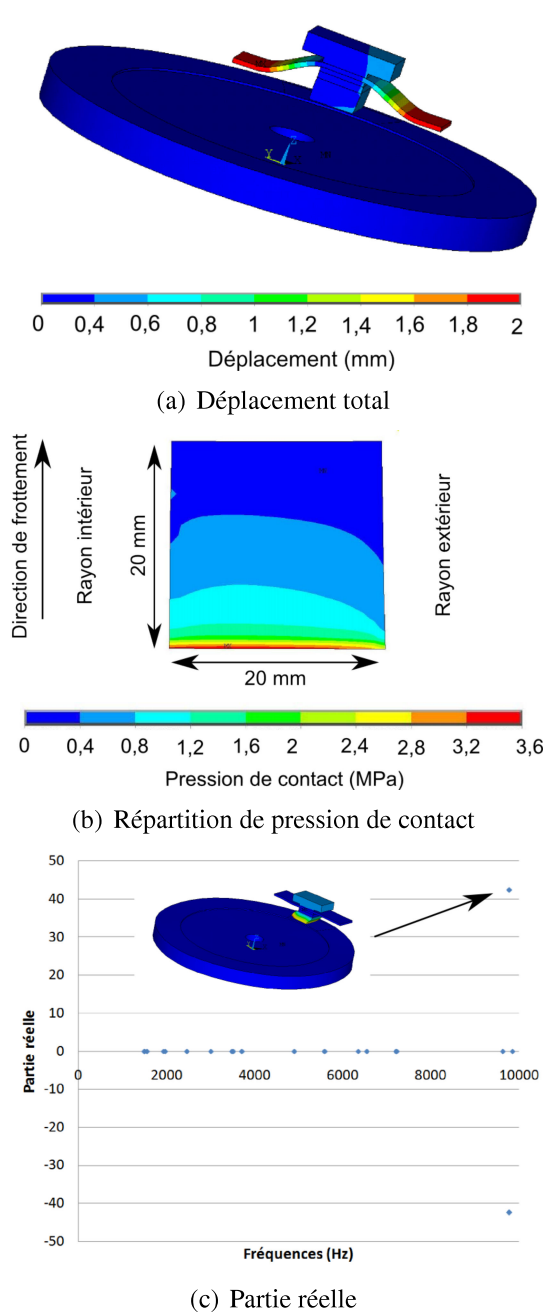


FIGURE 4.19 – Analyse modale complexe sur système avec une température uniforme de 20°C (CoF = 0,4)

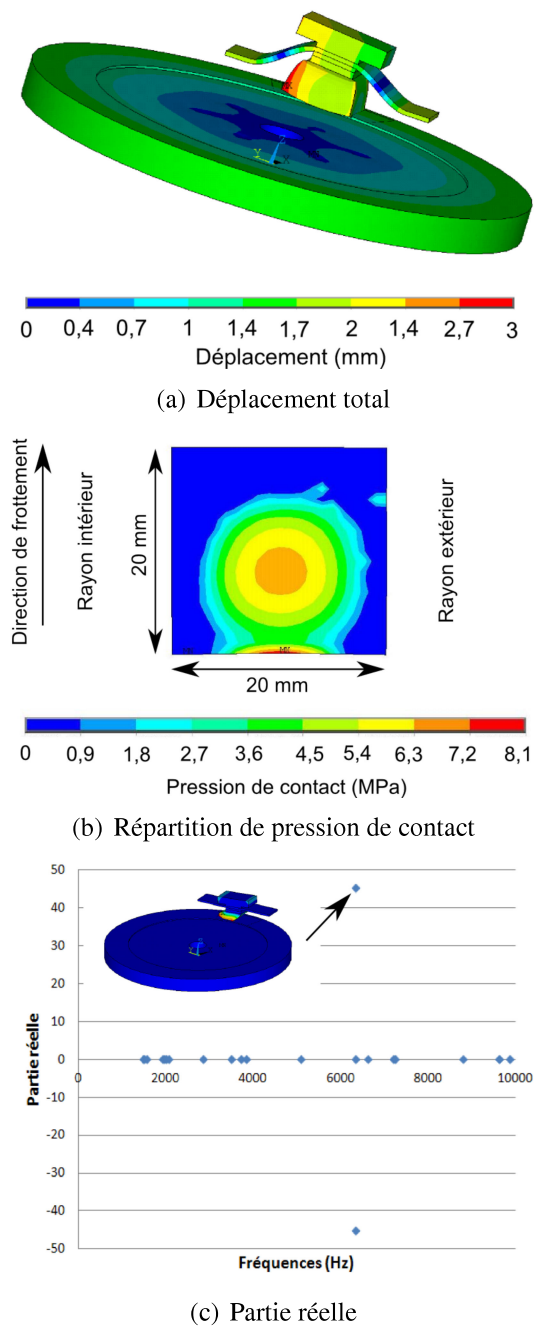


FIGURE 4.20 – Analyse modale complexe sur système avec une température uniforme de 90°C (CoF = 0,4)

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

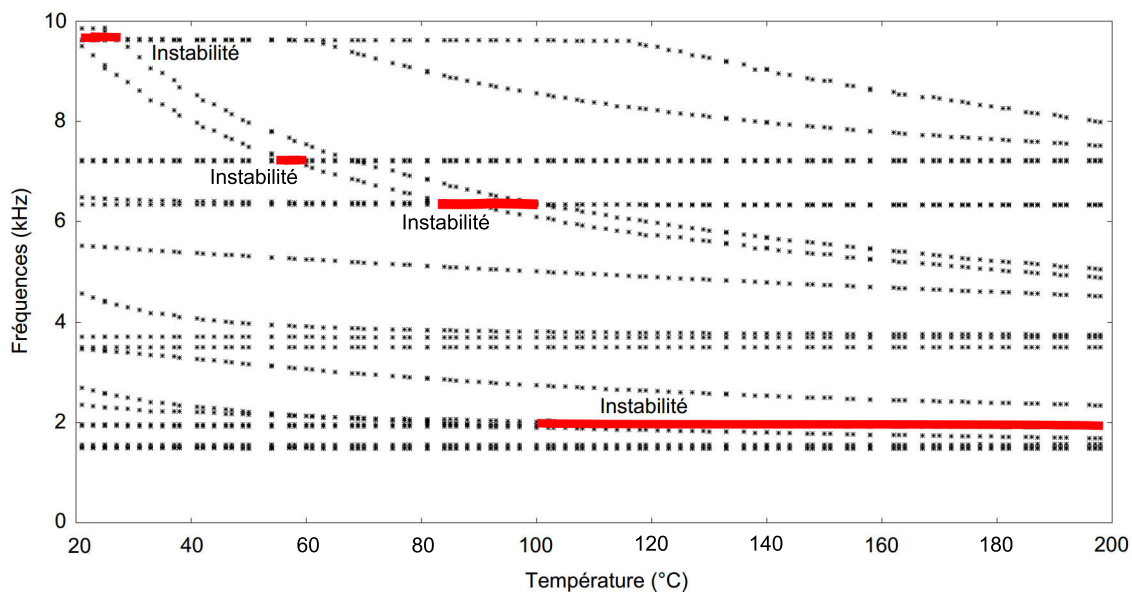


FIGURE 4.21 – Evolution des fréquences propres du système en fonction de la température (CoF = 0.4, module de compression en fonction de la température)

20°C et 35°C à une fréquence autour de 9600 Hz, entre 84°C et 100°C à une fréquence de 6400 Hz et entre 105°C et 200°C à une fréquence de 1900 Hz. Ce calcul montre donc que les instabilités sont impactées par les changements de température, qui ont tendance à modifier le comportement mécanique du matériau de friction et donc à diminuer les fréquences propres du pion et de la lame.

Ces résultats peuvent expliquer l'instabilité à 6400 Hz obtenue en fin d'essai C avec une température relevée autour de 140°C et un frottement proche de 0,3. Le graphique présenté sur la figure 4.21 doit être relativisé car il a été réalisé avec une température uniforme dans le pion et avec un coefficient de frottement de 0,4. Un gradient de température dans l'épaisseur et un frottement plus faible ont tendance à décaler les instabilités vers les plus hautes températures et par conséquent celle à 6400 Hz proche des températures obtenues expérimentalement.

Pour ce matériau, le chargement thermique a beaucoup d'influence. Il tend à fortement le dilater et à entraîner l'augmentation de l'effort normal. La forte sensibilité du module de compression à la température tend à modifier le comportement dynamique du système dès que la température augmente.

3.3 Essai de frottement avec ventilation

Pour confirmer ce qui vient d'être observé concernant l'influence de la température sur les occurrences de crissement, un essai de confirmation a été réalisé. L'objectif est de stabiliser la température au cours de l'essai et de vérifier que le crissement reste présent.

Protocole d'essais

Deux types d'essais ont été réalisés, un essai de frottement simple avec élévation de la température et un essai de frottement avec une ventilation placée sous le disque. Pour réaliser cette ventilation, un jet d'air a été placé sous la surface du disque dans la zone de sortie de contact (figure 4.22).

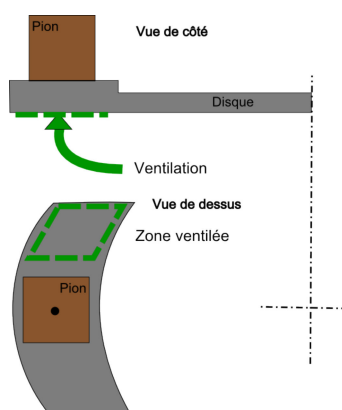


FIGURE 4.22 – Dispositif de ventilation placé sous le disque

Pour ce faire, une buse d'air comprimé a été placée sous le disque. De cette manière, le circuit tribologique sur la surface de frottement n'est pas perturbé par d'éventuelles éjections de particules dues au flux d'air. Ce flux n'étant pas contrôlé en intensité, deux configurations sont possibles : ventilation allumée ou ventilation éteinte. Les paramètres sont identiques pour les deux essais :

- Pion 20 mm x 20 mm x 10 mm vierge pour chacun des essais
- Déplacement du bloc support : 0.15 mm soit un effort normal d'environ 300 N
- Une ondulation du disque inférieure à $20\mu m$
- Une vitesse de rotation du disque de 200 tr/min soit une vitesse de 2m/s

Chaque essai a été reproduit 2 fois, la procédure étant la même pour chacun des essais. Ils ont montré un caractère reproductible du phénomène de disparition du crissement. La première étape est une mise en place du pion suivie d'un contrôle de la répartition de contact par film de pression. Ensuite le pion est mis en charge puis le disque est mis en rotation. Pour l'essai ventilé, la ventilation est mise en route avant la mise en rotation du disque et est arrêtée au bout de 32 minutes.

Pour les mesures de température, une caméra thermique a été utilisée dans le but d'avoir une idée de la température mais aussi de voir si une localisation du contact avait lieu au cours de l'essai. Celle-ci est dirigée vers la surface supérieure du disque afin de mesurer la température de la surface de frottement. L'utilisation de la caméra thermique dans ces conditions ne permet pas d'obtenir une mesure de température fiable ceci est dû à l'incertitude concernant

l'émissivité. Le post-traitement des résultats de la caméra a été le suivant : une émissivité de 0,8 a été utilisée, valeur habituellement utilisée dans ce genre d'essai. Sur le disque, une zone en sortie de contact a été utilisée pour déterminer une valeur moyenne de la température (figure 4.23).

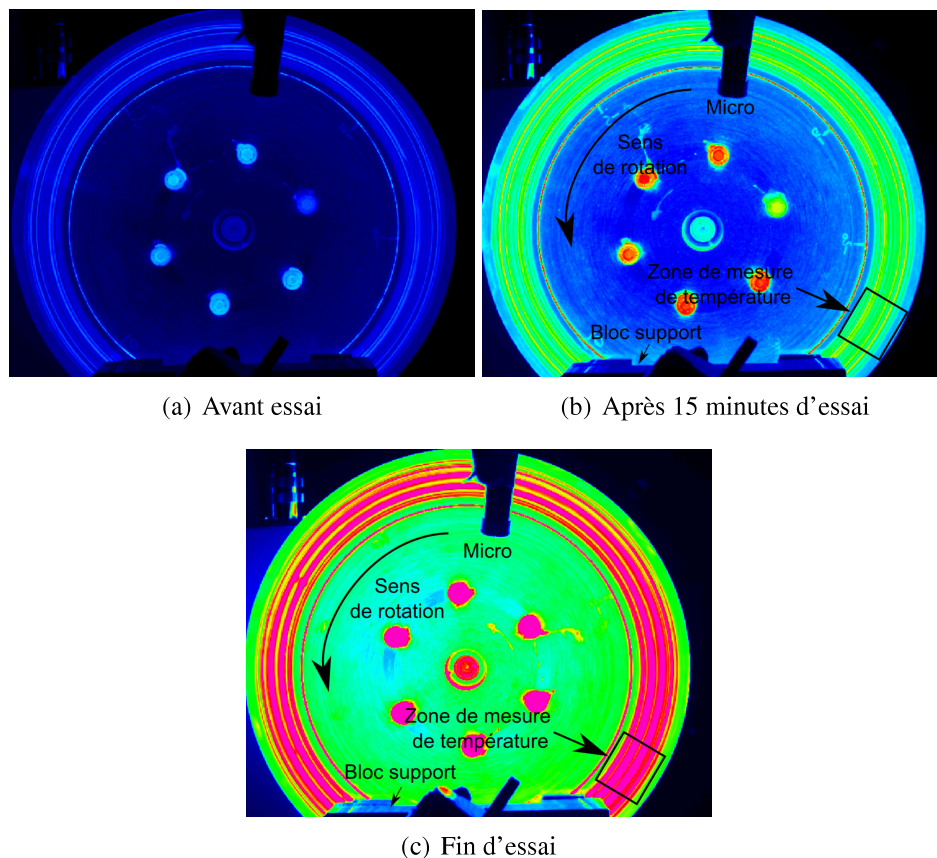


FIGURE 4.23 – Thermogrammes obtenus lors des essais à différents instants (sans ventilation)

Essai sans ventilation

La figure 4.24 présente les résultats bruts de l'essai réalisé sans ventilation avec en partie supérieure, la mesure de la température sur le disque. La zone centrale présente le signal brut du microphone suivi du niveau acoustique en dB et en partie basse de la figure montre le coefficient de frottement.

Le signal acoustique du microphone, couplé au signal de la pression acoustique montre différentes phases de comportement dynamique :

- Phase A : Apparition progressive du crissement
- Phase B : Mise en place d'un état stabilisé de crissement (120 dB)
- Phase C : Réduction de l'amplitude du bruit de crissement
- Phase D : Mise en place d'un état de crissement constant de bruit de faible amplitude (<90 dB)
- Phase E : Disparition du bruit de crissement (<70 dB)

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

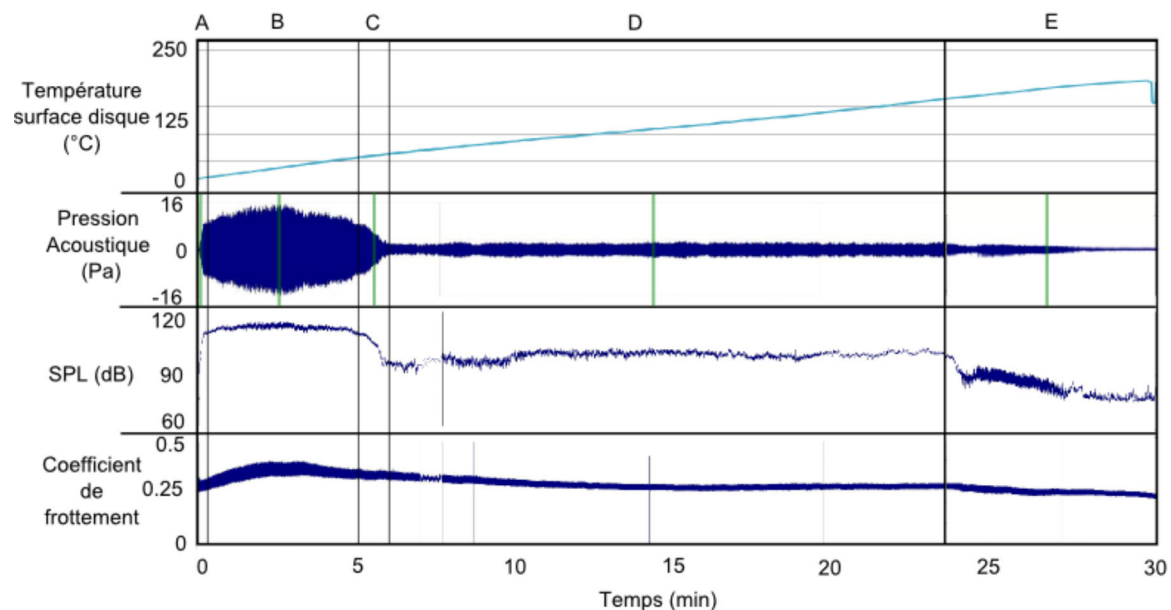


FIGURE 4.24 – Signaux bruts lors d'un essai de crissement avec le matériau B sans ventilation

Au cours de ces phases, la pression acoustique varie en suivant un schéma similaire avec une phase d'augmentation (A), une stabilisation (B), une réduction (C), un second état stabilisé avec une faible amplitude (D) puis une réduction pour atteindre une valeur de bruit de fond (E). Au niveau du coefficient de frottement, différentes phases sont visibles, avec une élévation du coefficient de frottement durant la phase A. Le coefficient de frottement atteint un maximum au centre de la phase B. Durant les phases C et D, il baisse progressivement pour atteindre un palier stable puis chuter durant la phase E. L'amplitude du crissement semble être en corrélation avec le coefficient de frottement. L'amplitude maximum est obtenue lorsque le coefficient de frottement est lui aussi maximum. Au cours de la phase B, d'importantes oscillations du coefficient de frottement sont visibles, qui sont dues principalement au phénomène vibratoire du crissement qui impacte l'effort normal. La température quand à elle suit une évolution linéaire tout au long de l'essai. Le comportement global de l'essai est similaire à ceux présentés précédemment cependant le coefficient de frottement est plus faible mais suit un schéma d'évolution similaire avec une augmentation puis une diminution.

Essai avec ventilation

De la même manière que sur la figure 4.24, la figure 4.25 présente dans la partie supérieure l'évolution de la température, en dessous le signal brut du micro puis la pression acoustique et enfin l'évolution du coefficient de frottement.

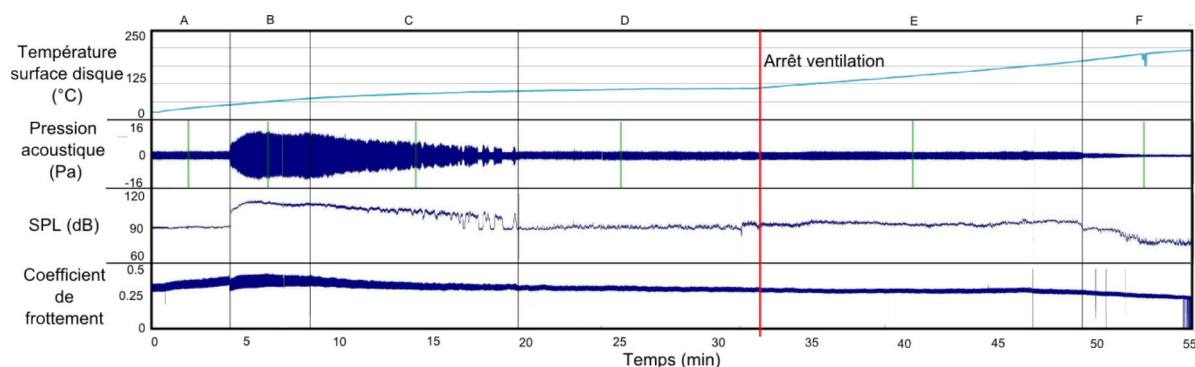


FIGURE 4.25 – Signaux des différents paramètres lors de l'essai avec le matériau B avec ventilation

Lors de cet essai, la ventilation a été allumée avant la mise en rotation du disque puis elle a été coupée au bout de 32 minutes d'essai ce qui correspond au trait vertical rouge sur le graphique. Des phases différentes, sur le signal du micro et de la pression acoustique, sont apparues lors de cet essai :

- Phase A : Emission acoustique très faible
- Phase B : Apparition brutale du crissement puis mise en place d'un état stabilisé de crissement (115 dB)
- Phase C : Réduction progressive du crissement
- Phase D : Mise en place d'un état stabilisé de bruit de faible amplitude (90 dB)
- Phase E : Arrêt de la ventilation et bruit toujours constant
- Phase F : Disparition quasi totale du bruit (>70 dB)

Le coefficient de frottement présente un schéma similaire à l'essai sans ventilation. Une première phase de croissance (de 0,27 à 0,36) est visible avec un saut important lors de l'apparition du crissement. Il atteint un maximum de 0,37 au centre de la phase B en corrélation avec le maximum d'amplitude sur le signal acoustique. Puis, lors de la phase C, il décroît pour se stabiliser à une valeur de 0,3. Enfin, il décroît une nouvelle fois lors de la phase F pour terminer à 0,26. Le saut du coefficient de frottement observé lors du passage de la phase A à la phase B, et qui apparaît au même moment que le crissement, provient principalement d'une modification de condition de contact.

Au cours de l'essai, la température augmente jusqu'à se stabiliser à cause à la ventilation. Puis après l'arrêt de la ventilation, elle croît de nouveau.

Comparaison des deux essais avec et sans ventilation

La figure 4.26 présente les deux évolutions de température (ces valeurs sont données à l'émissivité près). En bleu, la température de l'essai non-ventilé et en orange la température de l'essai ventilé. Pour les deux essais, les températures en fin d'essai sont identiques. Notons

CHAPITRE 4. INFLUENCE DU MATÉRIAU, DE LA TEMPÉRATURE ET DE L'HISTORIQUE DE FROTTEMENT

que les températures auxquelles l'essai non-ventilé passe en phase E et celles où l'essai ventilé passe en phase F sont assez proches autour de 170°C .

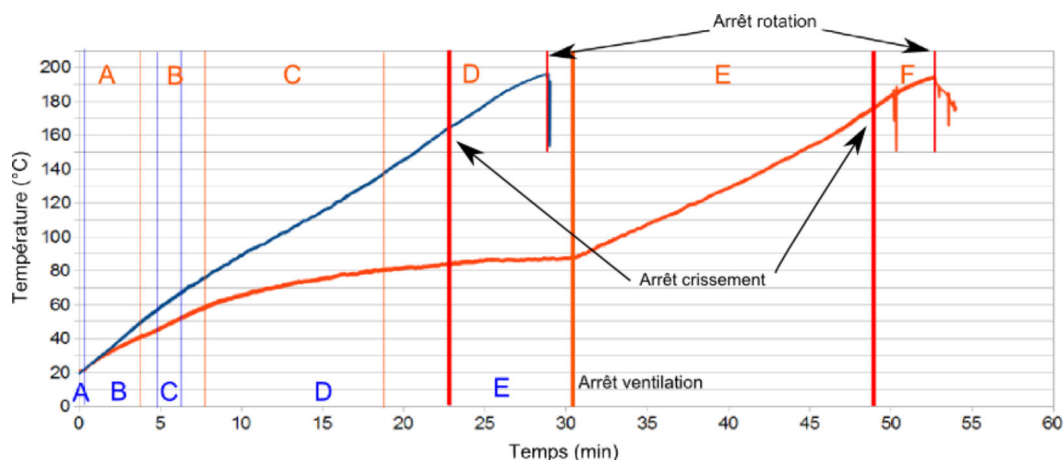


FIGURE 4.26 – Evolution des températures pour les deux essais

Il semble donc que dans chacun des cas, le crissement cesse pour une température équivalente, il est de plus possible de conserver le crissement en stabilisant la température. Les résultats de simulation précédemment présentés sont bien en accord avec ce comportement. Une élévation de température réduit le module de compression du matériau de friction, cette modification tend à modifier le comportement dynamique du système et à modifier les éventuels couplages.

4 Conclusion

Ce chapitre traite de l'influence du matériau, du chargement thermique et de l'historique de frottement.

Dans un premier temps, l'influence du matériau sur le phénomène de crissement est étudiée en utilisant **deux matériaux possédant pour le premier une matrice en résine phénolique et pour le second une matrice en caoutchouc**. Cette comparaison a **mis en évidence des comportements différents en termes de fréquences de crissement**, le matériau A présentant une fréquence principale de crissement inférieure à celle du matériau B. Comme il a été présenté dans le chapitre 2 par une simulation numérique, le module de compression joue un rôle important. Les comportements mécaniques des deux matériaux sont très différents ce qui explique les différences de réponse dynamique. Ce point a été corrélé avec le modèle numérique qui a lui aussi présenté des instabilités différentes en fonction des caractéristiques mécaniques du matériau.

A partir de ce constat, une analyse spécifique a été réalisée sur le matériau B. Cet essai a permis de mettre en avant la forte influence de la température sur le matériau et son comportement dynamique, notamment avec les essais sans et avec ventilation. Le modèle numérique enrichi par des caractérisations thermiques du matériau a montré l'effet de la dilatation du matériau conduisant à des modifications de conditions de contact. De plus, il a été montré une diminution non-linéaire du module de compression lors d'une augmentation de la température. **La modification des conditions de contact et la variation du module de compression, à l'image des chapitres 2 et 3, pourraient être à l'origine du changement de fréquence, voire de la suppression du bruit, celui-ci pouvant être également corrélé avec la baisse du coefficient de frottement.**

Pour le matériau B, l'historique de frottement n'a pas présenté d'influence majeure sur l'occurrence de crissement. Que ce soit avec les trois essais successifs ou avec les deux essais avec et sans ventilation, chacun des essais présente un même comportement avec l'apparition de crissement en début d'essai et la disparition au bout d'un certain temps, influencé par le niveau de température. L'hypothèse permettant d'expliquer cette reproductibilité et donc l'absence d'effet d'histoire est que le seuil de dégradation du matériau n'a pas été atteint, ce qui semble confirmé par les analyses thermogravimétriques.

CHAPITRE 5

INFLUENCE DE LA LOCALISATION MICROSCOPIQUE DU CONTACT SUR LE PHÉNOMÈNE DE CRISSEMENT

L'objectif de ce chapitre est d'étudier les modifications de surface de contact dans des configurations crissantes et silencieuses.

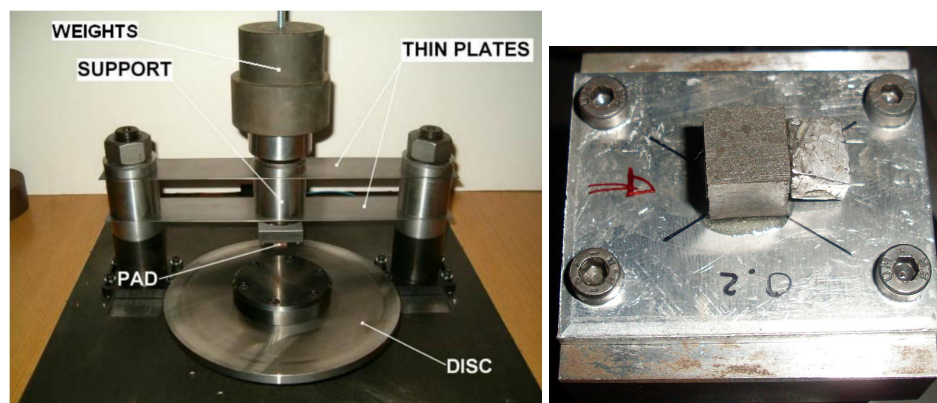
Pour cette étude, un dispositif expérimental différent a été utilisé. Ce dispositif, présenté dans la bibliographie, a été développé par F. Massi. Il possède une architecture différente de celui développé dans cette étude. L'avantage de ce banc est de réduire l'influence de l'ondulation du disque par l'effort imposé plutôt que par un déplacement imposé et de posséder des modes propres plus simples dans la gamme de fréquences de 1 à 10 kHz et de permettre l'utilisation de pion de petite taille. C'est ce dernier avantage qui va être mis en avant dans ce chapitre. La réduction de la taille de la surface de contact pion/disque permet de réaliser un suivi de surface plus complet. En effet, cet aspect a été étudié par Eriksson [15] qui a montré l'influence de la taille des plateaux de contact sur les occurrences de crissement.

Ce chapitre présente dans un premier temps le protocole expérimental et les essais. Les observations de surfaces dans des configurations bruyantes et silencieuses ainsi que le post traitement permettant d'extraire les plateaux de contact sont ensuite présentés. Enfin, ce chapitre se termine par des analyses quantitatives des plateaux de contact.

1 Description du dispositif expérimental

La figure 5.1 (a) présente l'architecture du dispositif expérimental. Il est composé d'un disque en acier XC45 de diamètre intérieur de 100 mm, de diamètre extérieur de 240 mm et d'épaisseur 10 mm. Il est lié au moteur par l'intermédiaire de deux plaques circulaires d'acier assez épaisses pour considérer cette fixation comme rigide. Le moteur peut entraîner en rotation le disque d'une vitesse de 5 trs/min à 100 trs/min. Deux fines lames d'acier (épaisseur 0.5mm) sont fixées au bâti par deux supports cylindriques en acier. Ces deux lames maintiennent un support cylindrique sur lequel vient se fixer le pion de frottement. Les lames offrent une rigidité importante dans la direction de frottement tandis qu'elles présentent une rigidité quasi négligeable dans la direction normale. Le support permet d'ajuster l'effort normal par l'ajout ou la suppression de masses à son extrémité supérieure. Le pion de frottement en matériau B est collé sur une plaque en aluminium qui est ensuite fixée sur le support (figure 5.1 (b)). Le pion a pour dimensions $8 \times 8 \times 10 \text{ mm}^3$ ou les 10 mm sont dans la direction normale au contact.

L'instrumentation utilisée pour ces essais a été assez réduite et a consisté en un micro, un capteur de déplacement à courant de Foucault placé sur le disque afin d'enregistrer l'ondulation de celui-ci et un vibromètre laser a permis d'enregistrer les vitesses de déplacement du pion dans la direction de frottement.



(a) Architecture du dispositif expérimental simplifié [43] (b) Vue de détail du pion collé à la plaque d'aluminium et l'ajout de la masselotte

FIGURE 5.1 – Dispositif expérimental simplifié dédié à l'étude du crissement développé par F. Massi [43]

2 Protocole expérimental

Le but de cette étude est de suivre l'évolution de la surface de contact du pion au cours d'essais de crissement afin de corréliser les apparitions ou disparitions du crissement avec d'éventuelles modifications topographiques de la surface de contact. Ainsi, le banc présenté ici s'y prête bien car sa dynamique est simple, connue et maîtrisée. Ainsi il a été possible de trouver une configuration en termes d'effort et de vitesse pour laquelle des occurrences de crissement étaient observées avec un comportement reproductible. Pour ce faire, un balayage en effort normal

et en vitesse a été effectué de même que l'ajout de masselottes sur le pion afin de modifier le comportement dynamique de celui-ci. Le choix des paramètres a été fixé une fois qu'une configuration amenant du crissement et ayant un comportement reproductible a été trouvée.

2.1 Etat initial du pion avant essai

Cette étude s'intéresse tout particulièrement à l'évolution de la surface de contact du pion au cours d'essais de crissement maîtrisés et plus particulièrement à la modification des plateaux de contact entre le pion et le disque. Il est donc important de connaître l'état de surface du pion avant essai, la figure 5.2 (a) présente une profilométrie 3D de la surface de contact du pion. La figure 5.2 (b) présente le profil du pion le long de la ligne rouge visible sur le profil 3D et montre une variation de hauteur de +/- 10 μm . Le pion étant brut d'usinage, le profil est assez chaotique. Le choix d'utiliser une surface rugueuse s'explique par la volonté de suivre l'évolution de plateaux de contact et ce type de surface va en produire beaucoup à cause de sa rugosité tandis qu'une surface rectifiée, beaucoup plus lisse va avoir tendance à, dès le début des essais, avoir une importante surface de contact avec le disque.

Le pion de frottement est en matériau B. Il a été prélevé dans la direction normale, c'est à dire que la plus grande dimension correspond à la direction de compression lors de la fabrication du matériau. Il a ensuite été collé à la plaque en aluminium à l'aide d'une colle époxy.

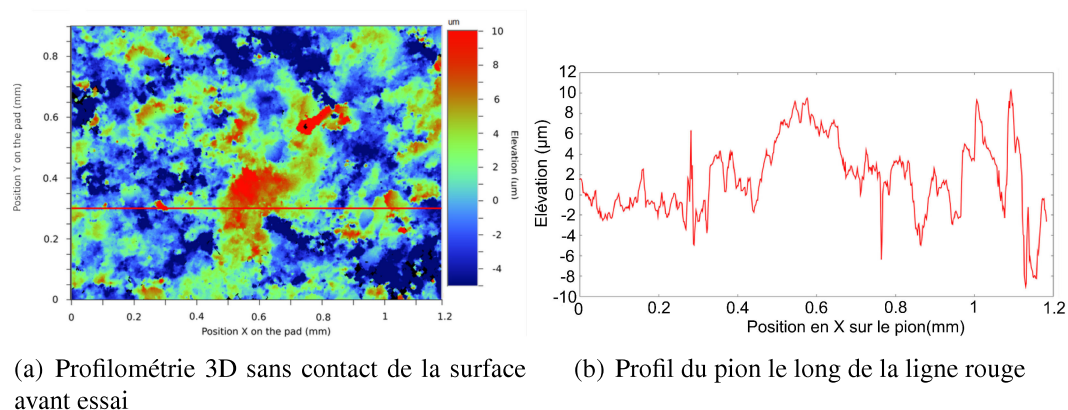


FIGURE 5.2 – Topographie de la surface du pion brut avant essai

2.2 Procédure d'essais interrompus

La configuration permettant d'obtenir un comportement crissant avec une reproductibilité importante est un effort de 50 N soit une pression de contact de 0.5 MPa et une vitesse de rotation de 20 tr/min soit 0.25 m/s sur le rayon de frottement. Le test se décompose en 5 frottements à vitesse constante. Chaque séquence démarre par l'application de la charge sur le pion. Le disque est ensuite mis en rotation. La figure 5.3 présente la chronologie suivie lors des essais. Entre chaque séquence, une observation de la surface de frottement du pion est réalisée au microscope optique. Pour chacune des séquences, du crissement apparaît dès le début de la mise en rotation. Deux des séquences, la 1 et la 5, ont été stoppées pendant le crissement à respectivement 30 minutes et 10 minutes. Pour les séquences 2, 3 et 4 les temps des tests

ont été plus longs et il a été observé au bout d'environ 35 minutes, une baisse progressive de l'amplitude du crissement. Ainsi, les observations 1 et 4 ont été réalisées après une configuration crissante et les observations 2 et 3 après une configuration silencieuse.

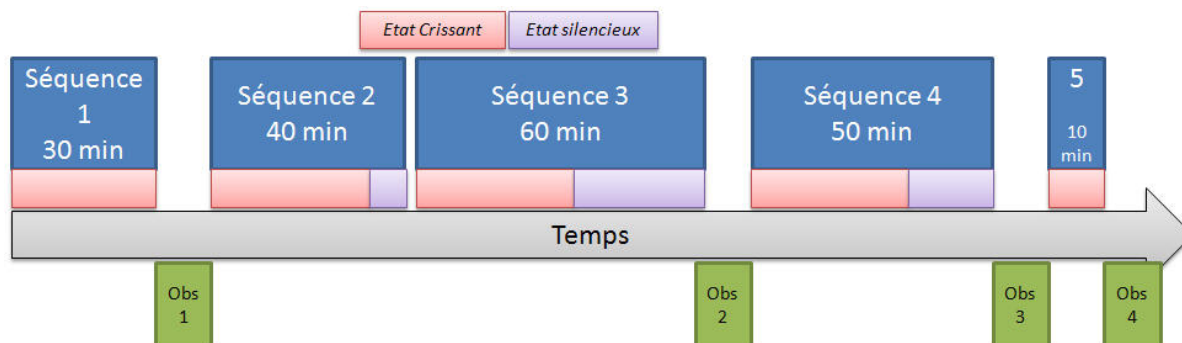


FIGURE 5.3 – Déroulement du test de frottement

3 Résultats dynamiques

Une FFT des signaux bruts du microphone et du vibromètre laser (figure 5.4) est présentée figure 5.5 . On observe un comportement similaire entre les deux signaux avec une fréquence de crissement de 10250 Hz avec un niveau acoustique proche de 120 dB pour le signal du micro. En comparant les fréquences propres du système avec cette fréquence de crissement ([43]) il est possible de lier cette instabilité avec un couplage entre un mode de disque (7-0) et un mode de vibration tangentielle de pion (figure 5.6). Ces résultats dynamiques sont caractéristiques du comportement du système pour l'ensemble des séquences aussi bien en terme de fréquence mise en jeu que de niveau acoustique.

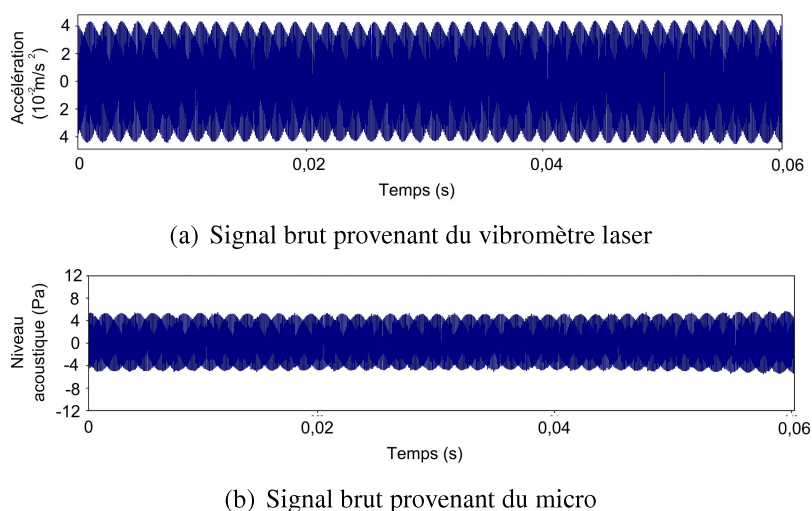


FIGURE 5.4 – Signaux bruts obtenus lors d'un instant crissant

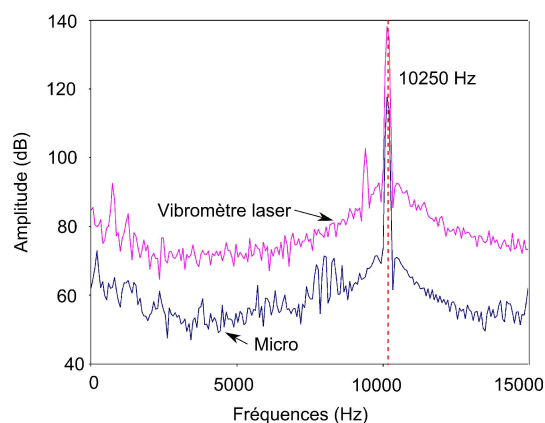


FIGURE 5.5 – Spectre fréquentiel du signal du microphone et du signal du vibromètre laser

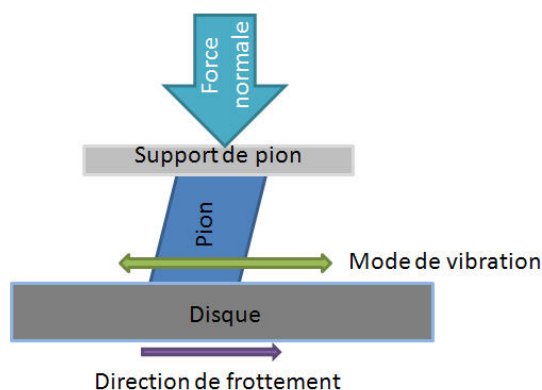


FIGURE 5.6 – Mode vibratoire du pion mis en jeu lors des occurrences de crissement à 10250Hz

4 Observation microscopique des surfaces

Entre chaque séquence de frottement, l'effort normal a été supprimé, le pion a été démonté et des observations au microscope optique ont été réalisées. Pour ce faire, le pion a été divisé en 13 zones d'observation (figure 5.7).

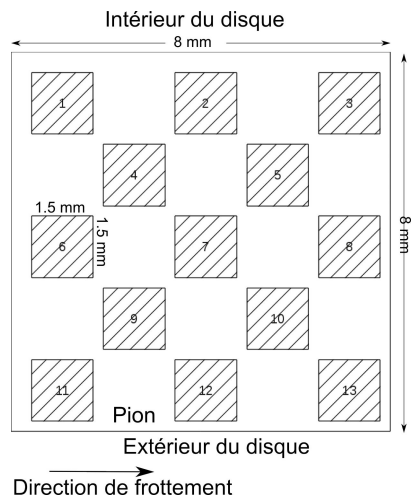


FIGURE 5.7 – Zones d'observation disposées sur la surface de frottement du pion

Les observations ont été réalisées dans deux configurations différentes : les observations pour lesquelles l'essai a été stoppé dans un état crissant (observations 1 et 4) et celles pour lesquelles l'essai a été stoppé dans un état silencieux (observations 2 et 3). La figure 5.8 présente une observation pour chacun des états : (a) représente la surface vierge avant essai, (b) représente la surface pour un essai qui a été stoppé dans un état crissant (observation 1) et (c) présente une surface pour un essai qui a été stoppé dans un état silencieux (observation 3). Sur ces micrographies, trois types de zones peuvent être observés : les zones noir foncé sont constituées de la matrice, les zones blanches sont les fibres métalliques présentes dans le

CHAPITRE 5. INFLUENCE DE LA LOCALISATION MICROSCOPIQUE DU CONTACT

matériau et les zones grises sont le troisième corps. Ce troisième corps compacté est principalement situé en amont des fibres métalliques qui ont servi de barrière [23].

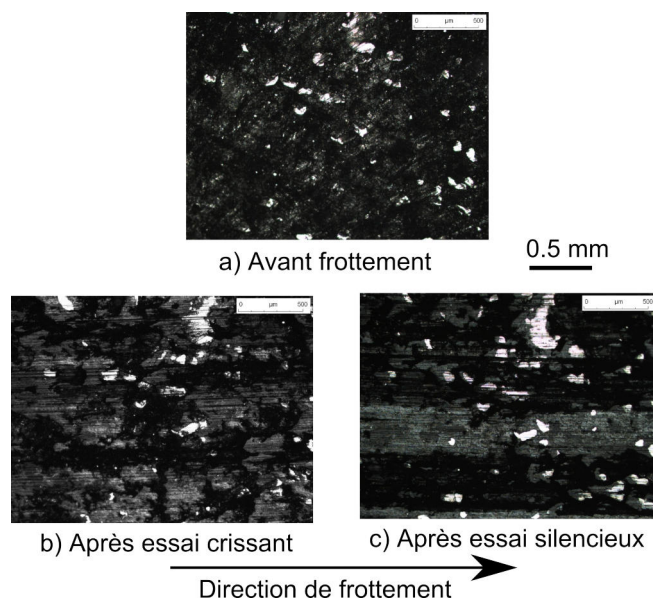


FIGURE 5.8 – Micrographie de la zone 4 du pion pour 3 instants différents : a) Avant le test, b) quand le test est stoppé durant le crissement c) quand le test est stoppé après crissement

Ces observations montrent d'importants changements de topographie de la surface de contact du pion. Afin de pouvoir quantifier ces changements et d'éventuellement les corrélérer avec les apparitions ou disparitions de crissement, des analyses d'images ont été réalisées.

Ces analyses ont pour but de déterminer pour chaque zone d'observation les surfaces qui ont joué le rôle de plateau de contact entre le pion et le disque. Pour ce faire, chaque image a été analysée à l'aide du logiciel ImageJ. Une séparation en termes de niveau de gris a été effectuée afin d'isoler les plateaux de contact. L'hypothèse suivante a été utilisée : les plateaux de contact sont composés des particules de dureté élevée, comme les fibres d'acier (en blanc sur les images) et par le troisième corps compacté (en gris sur les images). La figure 5.9 présente le processus d'analyse d'image.

En complément de cette analyse, une profilométrie 3D a été réalisée à la fin de la dernière séquence de frottement. Cette profilométrie a été réalisée afin de comparer les zones extraites par analyse d'image aux élévations obtenues dans le profil. Afin de valider les zones de contact provenant de l'analyse d'image, l'hypothèse qu'a utilisée Eriksson [16] selon laquelle les plateaux de contact sont surélevés d'au moins $5 \mu m$ par rapport aux surfaces qui ne sont pas en contact, a été utilisée ici.

La figure 5.10 présente cette analyse. La figure 5.10 (a) présente l'image provenant de l'observation au microscope optique, la figure 5.10 (b) présente l'extraction des plateaux de contact par analyse d'image et la figure 5.10 (c) présente la profilométrie 3D de la même zone. Ces observations montrent une bonne corrélation entre les surfaces extraites par analyse d'image et les surfaces surélevées de la profilométrie. L'analyse d'image semble donc un moyen correct pour extraire rapidement les plateaux de contact et pouvoir quantifier leur changement.

Cette analyse d'image a donc été réalisée pour chaque observation et pour l'ensemble des zones d'observation.

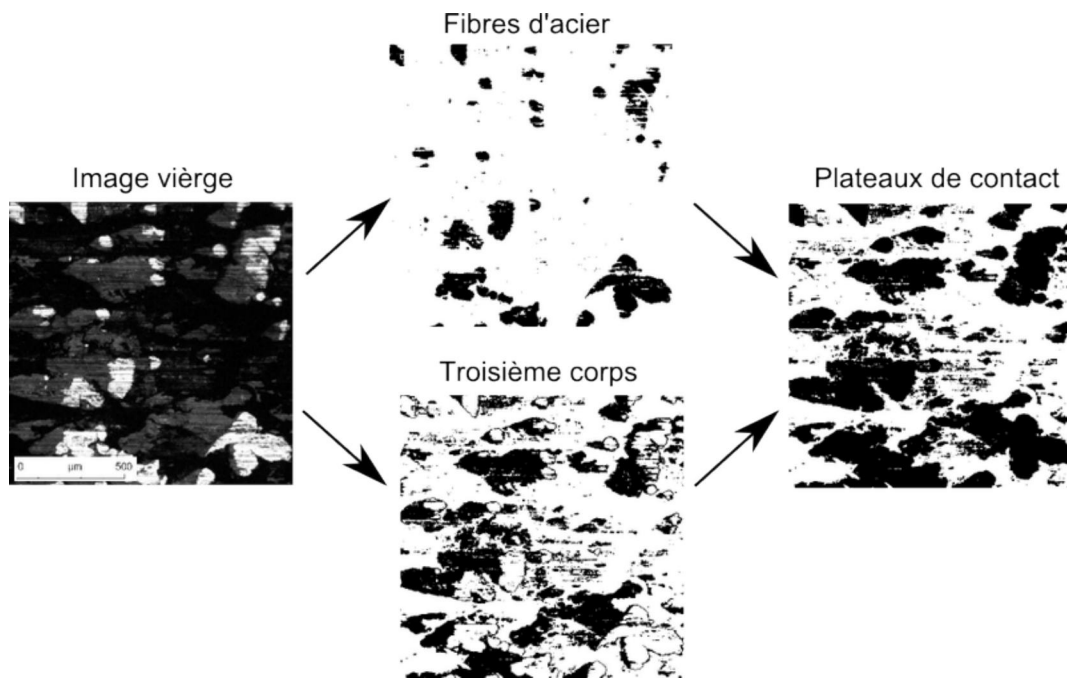


FIGURE 5.9 – Processus d’analyse d’image permettant l’extraction des plateaux de contact

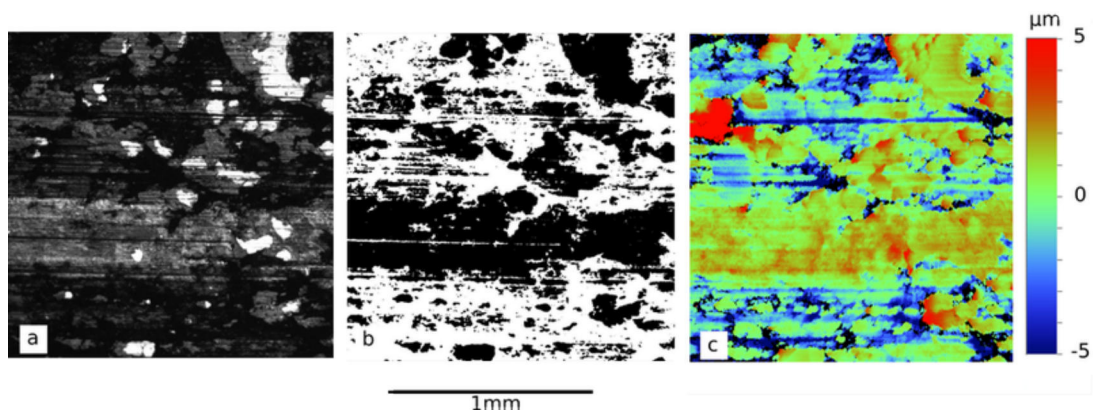


FIGURE 5.10 – Analyse de la zone 7 du pion : a) Micrographie de la zone, b) Extraction des plateaux de contact c) Profilométrie 3D de la zone de contact

4.1 Evolution des plateaux de contact

Afin d'analyser les évolutions des plateaux de contact en terme de position, de taille et de nombre, deux échelles ont été considérées : macroscopique en considérant l'ensemble du pion et microscopique en considérant chaque zone d'observation indépendamment.

Quatre observations ont donc été réalisées : observations 1 et 4 après deux essais stoppés en condition crissante et observations 2 et 3 après deux essais stoppés en condition silencieuse. Il est important de noter qu'après chaque observation et remontage, le système s'est remis à produire du crissement dès la mise en rotation du disque.

La figure 5.11 montre les 4 observations avec reconstruction de la surface du pion à partir des 13 zones d'observation. Le côté supérieur des images correspond à la zone du pion ayant frotté sur le rayon intérieur du disque et la partie inférieure de l'image au rayon extérieur du disque. Sur l'observation 1 (Figure 5.11 (a)), la localisation du contact est principalement située dans la zone supérieure, rayon intérieur du disque. Elle se caractérise par de larges bandes noires qui sont les bandes de frottement. Sur les observations 2 et 3 (Figure 5.11 (b) et (c)), ces bandes de frottement migrent vers le centre des images. Enfin, sur l'observation 4 (Figure 5.11 (d)), les bandes de frottement sont situées sur la partie inférieure du contact, rayon extérieur du disque. Donc au cours des différentes séquences, le contact passe du rayon intérieur au rayon extérieur du disque. En mettant en parallèle ces observations macroscopiques et les occurrences de crissement, il ne semble pas possible à cette échelle d'établir une corrélation entre bruit et localisation macroscopique du contact. Il est donc nécessaire de réduire l'échelle d'observation.

Pour ce faire, seule une zone est considérée, la zone 7 située au centre du pion. Cette zone est caractéristique du comportement global ; de plus, elle voit passer le contact qui migre du rayon intérieur au rayon extérieur du disque. La figure 5.12 présente les 4 observations microscopiques effectuées sur cette zone. Les observations 1 et 4 correspondent à un arrêt crissant et un redémarrage crissant et les observations 2 et 3 correspondent à un arrêt silencieux et un redémarrage crissant.

On observe peu de modifications de surface entre les observations 1 et 2. Cela est dû au fait que pour ces observations le contact est principalement localisé vers le rayon intérieur du disque. Les modifications sont beaucoup plus importantes entre les observations 2 et 3, lorsque les bandes de contact passent par la zone observée.

Ces modifications ont été chiffrées et les résultats sont présentés dans la figure 5.13. Le graphique 5.13 (a) présente la distribution du nombre de zones de plateaux de contact en fonction de leur taille. Le graphique 5.13 (b) présente la distribution du rapport entre la taille de chaque plateau de contact et la taille totale des plateaux de contact en fonction de leur taille. Les valeurs visibles en abscisse représentent la valeur maximum en mm^2 de la taille de chaque plateau de contact.

Ces graphiques montrent les faibles changements de topographie de surface entre les observations 1 et 2 et les observations 3 et 4. Par contre il est important de noter que les états d'arrêt d'essais sont différents entre 1 (crissant) et 2 (silencieux) et entre 3 (crissant) et 4 (silencieux). Tandis qu'entre 2 et 3, l'état lors d'arrêt du test est identique. Afin d'avoir un aperçu sur la globalité du pion, les mêmes calculs ont été réalisés sur l'ensemble des zones, ils sont présentés dans la figure 5.14. Cette figure montre les fractions moyennes des plateaux de contact et leur taille pour les 13 observations. Une importante variation de la taille des plateaux de contact est remarquée entre l'observation 1 et la 2. Cette variation est due à l'absence de rodage (l'essai a débuté avec un pion brut d'usinage) et au temps de frottement important entre

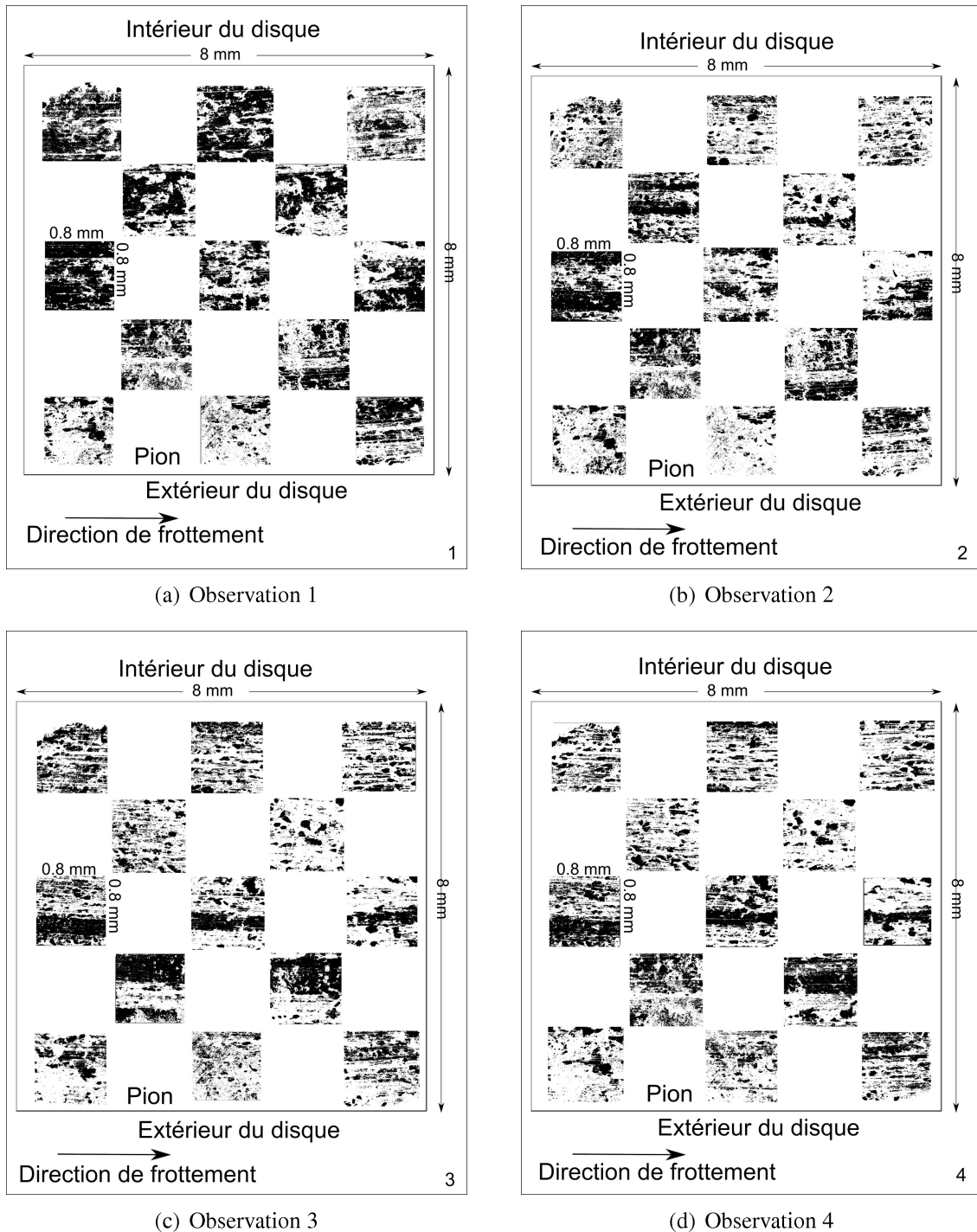
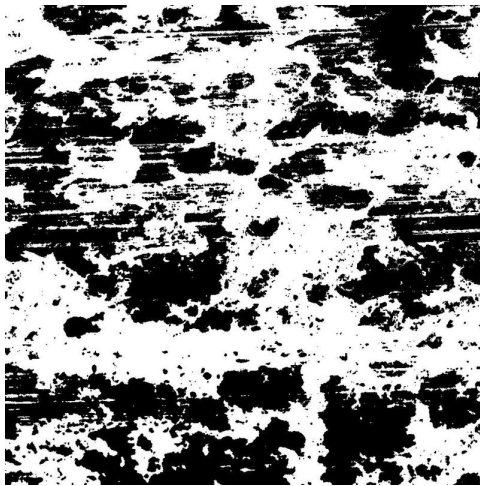
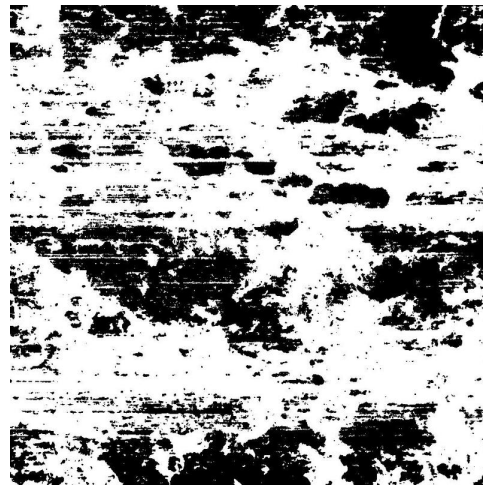


FIGURE 5.11 – Plateaux de contact pour l'ensemble des observations



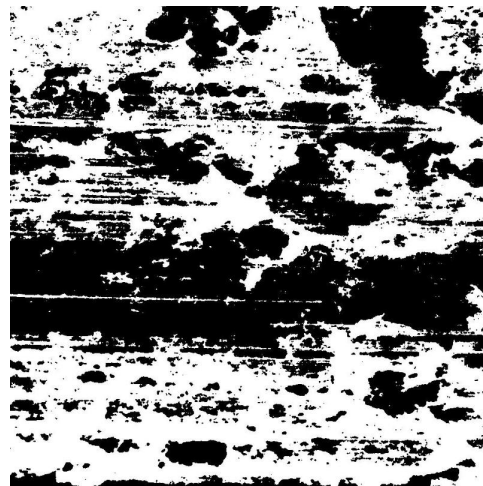
(a) Observation 1



(b) Observation 2



(c) Observation 3

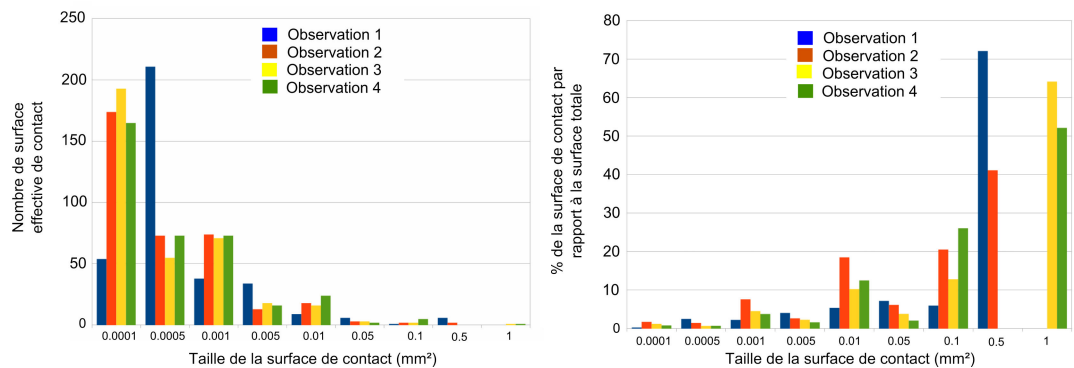


(d) Observation 4

FIGURE 5.12 – Plateaux de contact pour la zone 7

CHAPITRE 5. INFLUENCE DE LA LOCALISATION MICROSCOPIQUE DU CONTACT

les deux observations (1h40 minutes).



(a) Distribution du nombre de plateau de contact en fonction de leur taille
 (b) Distribution de l'importance de chaque plateau de contact par rapport à la surface totale de contact en fonction de leur taille

FIGURE 5.13 – Distribution des plateaux de contact pour la zone 7 pour chacune des observations

FIGURE 5.14 – Fraction de l'aire effective de contact et moyenne de la taille des aires effectives de contact pour chaque zone d'observation

5 Conclusion

L'utilisation d'un dispositif expérimental différent a permis de montrer l'importance du matériau dans les occurrences de crissement car avec les deux bancs, un comportement similaire de disparition du crissement est observé. Pour les essais présentés dans ce chapitre, on suppose une élévation de température assez faible. C'est ce qui a conduit à investiguer les changements de topographie de surface comme facteur potentiel influent.

Une configuration crissante a été obtenue sur le dispositif expérimental de F. Massi. Différents essais ont été réalisés, certains ont été interrompus dans un état crissant d'autres dans un état silencieux. Ensuite, une observation des surfaces a été réalisée. Les plateaux de contact ont été quantifiés en termes de nombre et de surface afin de comparer les configurations.

D'un point de vue macroscopique, **une migration de bande de frottement est observée sans pour autant modifier le comportement dynamique du système.** Les observations microscopiques entre les états crissant et non crissant ne présentent pas non plus de différences flagrantes, seules les premières observations sont différentes des suivantes, ceci étant principalement dû au rodage des surfaces.

Cependant, des essais complémentaires avec une mesure de la température ont montré une évolution de $20^{\circ}C$. Le matériau B est très sensible aux variations de température avec une très forte baisse du module de compression de $30^{\circ}C$ à $100^{\circ}C$. **Le changement de comportement dynamique peut trouver son origine dans cette évolution de température.** D'autres pistes peuvent expliquer cette disparition comme une baisse du coefficient de frottement (non mesuré sur ces essais) ou encore des phénomènes d'oxydation très localisés à une échelle non décelable avec le protocole utilisé.

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Le phénomène de crissement fait l'objet depuis une trentaine d'années d'un certain nombre de recherches. Son aspect multi-physique mettant en jeu des comportements de dynamique des structures, de tribologie, d'acoustique et de thermomécanique couplé à un aspect multi-échelle, de la structure du système au contact garniture/disque rend difficile son étude. Pour étudier ce phénomène, des approches expérimentales et numériques sont utilisées mais rarement mises en parallèle. Les études expérimentales, réalisées sur banc échelle 1 ont permis de mettre en avant des comportements d'ordre général car la complexité des systèmes limite les analyses approfondies. Pour faire ces observations, la simplification des bancs d'essais est nécessaire. Cette simplification permet un contrôle plus simple du comportement dynamique, une vision claire de l'influence des paramètres sur ce comportement et une mise en place plus aisée de simulations numériques. Cependant, il faut garder à l'esprit que ces bancs simplifiés ne prennent pas en compte toute la complexité des systèmes réels et sont dédiés à des études spécifiques. Il faut alors faire attention aux éventuelles généralisations des comportements aux systèmes réels.

Cette thèse a permis de développer un dispositif expérimental permettant d'étudier l'influence de paramètres locaux sur les occurrences de crissement notamment la géométrie du contact, le matériau et l'effet d'histoire.

Le dispositif expérimental conçu est inspiré de ceux décrits dans la bibliographie avec l'objectif de répondre aux critères suivants :

- produire du crissement dans une plage de fréquence de 1 à 10 kHz,
- avoir un comportement de structure simple et maîtrisé,
- être sensible aux modifications de paramètres notamment géométrique,
- être sensible au matériau de friction utilisé,
- être instrumenté.

Basé sur une architecture simple avec peu de pièces, il utilise un système de lame flexible permettant l'application des efforts de contact entre le disque et le pion et offrant un comportement dynamique maîtrisé et connu. La conception a été réalisée en intégrant l'instrumentation et en travaillant en parallèle avec un modèle éléments finis du dispositif expérimental. Ce modèle éléments finis a permis lors de la conception de définir un certain nombre de paramètres géométriques. Des études paramétriques ont montré numériquement que le banc était sensible aux modifications de module de compression donc au matériau mais aussi aux variations de

coefficient de frottement. En ce sens le banc répond au cahier des charges. Cette conception a été conclue par un essai qui a permis de valider les choix technologiques. Cet essai a fait apparaître un crissement continu, influencé par l'ondulation du disque, dans la plage de fréquences souhaitée. La confrontation avec le modèle éléments finis est satisfaisante à condition d'identifier précisément le comportement du matériau. L'instrumentation mise en place permet d'avoir une vision complète du phénomène avec des mesures d'efforts normaux et tangentiels, de déplacement, d'accélération et de pression acoustique.

La deuxième partie de ce travail a été consacrée à l'étude de l'influence de la longueur de contact sur les occurrences de crissement. Chaque configuration de longueur de contact présente un comportement dynamique différent aussi bien en termes de fréquence que d'instant d'apparition du crissement. Une analyse paramétrique sur la longueur apparente de contact a été réalisée avec le modèle numérique. Ce calcul a présenté une bonne corrélation pour les longueurs de 10 et 20 mm mais pas pour les autres longueurs. Le développement d'un modèle semi-analytique à trois degrés de liberté a été décidé afin d'introduire la non linéarité en compression du matériau. Les résultats obtenus avec ce modèle sont cohérents avec les résultats expérimentaux sauf pour la fréquence de 2500 Hz présente pour la configuration 30 mm, mais celle-ci était visiblement due à un mode de broche non considéré dans cette étude.

Cette étude a montré que les modifications de géométrie de contact entraînent des modifications de comportements dynamiques du système notamment de la fréquence des modes pion dont les déformations sont fortement influencées par les conditions de contact. La nécessité de prendre en compte le comportement non linéaire du matériau a été également montrée.

L'influence du matériau du chargement thermique et de l'historique de frottement ont ensuite été étudiés. Un nouveau matériau a été introduit dans l'étude. Un essai a permis de comparer le comportement dynamique du système en fonction du matériau de friction. Des fréquences de crissement différentes ont été obtenues. Cette observation a été corrélée avec deux calculs numériques par éléments finis montrant des couplages différents principalement en raison des propriétés matériau différentes.

Une étude spécifique au matériau B a ensuite été réalisée. Plusieurs essais sur ce matériau B ont été menés. Le phénomène de disparition de crissement s'est avéré reproductible laissant parfois apparaître une nouvelle fréquence de crissement plutôt qu'une disparition. Cette modification de réponse dynamique a été investiguée par une simulation numérique montrant l'évolution des fréquences propres du système en fonction de la température. Une loi liant le module de compression et la température obtenue par des caractérisations a été utilisée. Une bonne corrélation a été observée entre les observations expérimentales et les simulations.

Cette étude a montré que le comportement dynamique du banc était influencé par le matériau principalement à cause des différences de module de compression. Le comportement dynamique est aussi influencé, avec le matériau B, par le chargement thermique qui modifie les conditions de contact à cause de la dilatation thermique et de la variation du module de compression du matériau avec la température. Au cours des essais présentés, le comportement dynamique du système ne semble pas influencé par l'historique de frottement et montre une certaine répétabilité probablement car le seuil de dégradation thermique du matériau n'a pas été atteint.

Enfin, un travail complémentaire réalisé sur le dispositif expérimental développé par F. Massi a été mis en place afin d'étudier plus en détail l'influence des localisations microscopiques sur les occurrences de crissement. Pour cette étude, le matériau B a été utilisé. Un protocole spécifique a été mis en place afin de produire un état crissant reproductible, de limiter les élévations de température et de permettre de faire des observations de surface lors d'essais interrompus. Un post traitement original a été développé afin de faciliter l'extraction et la quantification des plateaux de frottement. **Ces analyses ont montrées que sur ce dispositif expérimental, les surfaces de contact macroscopiques et microscopiques ne sont pas à l'origine de l'arrêt du crissement.** Une hypothèse a été donnée quant à l'influence des caractéristiques mécaniques du matériau en température, même dans des gammes de température limitées, ou encore par diminution du coefficient de frottement.

Ce travail a donc permis le développement d'un dispositif expérimental baptisé "CrisMat", permettant d'étudier le phénomène de crissement incluant un système simplifié et mettant en exergue l'influence du matériau de friction et des conditions de contact. La forte sensibilité du dispositif aux différents paramètres tels que la géométrie de contact, le chargement thermique et le matériau a été montrée par l'intermédiaire de différents essais. La nécessité de bien connaître le comportement du matériau sous sollicitation thermique et mécanique a été montrée. La modélisation associée a permis, après confrontation des résultats, de proposer des éléments de compréhension des phénomènes de crissement notamment l'influence de la géométrie de contact et du matériau.

Ce travail ouvre un certain nombre de perspectives.

- Le développement d'un moyen dédié va permettre la réalisation d'études originales. Sa sensibilité permettra de réaliser des études de sensibilités sur des paramètres spécifiques. Certaines études sont déjà en cours sur ce dispositif expérimental. La première s'applique à étudier les modifications du comportement dynamique du système lors de chargements thermiques élevés entraînant des dégradations du matériau. La seconde est consacrée à l'étude de l'influence de la formulation du matériau sur les occurrences de crissement. Les résultats confirment la sensibilité du banc au matériau et à ses évolutions avec la sollicitation, telle qu'initialement recherchée. Quelques améliorations sont en cours, notamment au niveau du système de mise en charge et de la mesure d'effort dynamique.
- La mise en place du modèle éléments finis a permis d'apporter des éléments de compréhension. La caractérisation mécanique et la bibliographie ont mis en avant l'importance de considérer le comportement non linéaire du matériau. Il serait nécessaire d'introduire cet aspect dans le modèle éléments finis afin de réaliser des études plus fines, tout comme l'introduction d'une raideur de contact. Une autre étape est de prendre en compte les hétérogénéités inhérentes à ce type de matériau, aussi bien au niveau de la surface de contact que de la structure du matériau.
- Les caractérisations matériaux sont pour le moment réalisées à un niveau macroscopique et sans dégradation. Si l'on souhaite appréhender les effets d'histoire sous forte sollicitation, il est nécessaire de caractériser le matériau dégradé aussi bien en termes de module de compression que d'évolutions de surface.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] A.R. AbuBakar and H. Ouyang. Wear prediction of friction material and brake squeal using the finite element method. *Wear*, 264 :1069–1076, 2008.
- [2] A.R. AbuBakar, H. Ouyang, and J.E. Siegel. Brake pad surface topography part i : Contact pressure distribution. In *SAE Paper n. 05BC-03*, 2005.
- [3] A.R. AbuBakar, H. Ouyang, and J.E. Siegel. Brake pad surface topography part ii : Squeal generation and prevention. In *SAE Paper n. 05BC-03*, 2005.
- [4] A. Akay. Acoustics of friction. *Journal of Acoustic Society of America*, 111 :1525–1548, 2002.
- [5] L. Baillet, S. D’Errico, and B. Laulagnet. Understanding the occurrence of squealing noise using the temporal finite element method. *Journal of Sound and Vibration*, 292 :443–460, 2006.
- [6] J.F. Brunel and P. Dufrénoy. Transient analysis of squealing mode selection in disc brake. *SAE Technical Paper*, 08BC-0030, 2008.
- [7] F. Cantone and F. Massi. A numerical investigation into the squeal instability : Effect of damping. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2010.
- [8] K.H. Cho, H. Jang, Y.S. Hong, S.J. Kim, R.H. Basch, and J.W. Fash. The size effect of zircon particles on the friction characteristics of brake lining materials. *Wear*, 264 :291–297, 2008.
- [9] Min Hyung Cho, Seong Jin Kim, Daechwan Kim, and Ho Jang. Effects of ingredients on tribological characteristics of a brake lining : an experimental case study. *Wear*, 258 :1682–1687, 2005.
- [10] C-H.J Chung and M. Donley. Mode coupling phenomenon of brake squeal dynamics. *SAE*, (2003-01-1624), 2003.
- [11] C.Vayssière, Y. Berthier, and L. Baillet. The influence of first bodies geometry on the initiation of contact instabilities - application to the squeal -. In *JEF 2006*, 2006.
- [12] Y. Dai and T.C. Lim. Suppression of brake squeal noise applying finite element brake and pad model enhanced by spectral-based assurance criteria. *Applied Acoustics*, 69 :196–214, 2008.
- [13] G. Vermot des Roches. *Frequency and time simulation of squeal instabilities. Application to the design of industrial automotive brakes*. PhD thesis, Centrale Paris, 2011.

BIBLIOGRAPHIE

- [14] S.W.E Earles and M.N.M Badi. On the interaction on two pin-disc system with reference to the generation of disc brake squeal. In *SAE Congres - paper 78 0331 1-8*, 1978.
- [15] M. Eriksson. Friction and contact phenomena of disc brakes related to squeal. Master's thesis, Uppsala University, 2000.
- [16] M. Eriksson, F. Bergmann, and S. Jacobson. Surface characterisation of brake pads after running under silent and squealing conditions. *Wear*, 232 :163–167, 1999.
- [17] M. Eriksson and S. Jacobson. Friction behaviour and squeal generation of disc brakes at low speeds. *Proceeding of the Institution of Mechanical EGINEERS*, D 215 (D12) :1245–1256, 2001.
- [18] A. Felske, G. Hoppe, and H. Matthäi. Oscillations in squealing disk brakes - analysis of vibration modes by holographic Interferometry. *SAE Technical Paper 780333*,, doi :10.427, 1978.
- [19] J.D. Fieldhouse and T.P. Newcomb. Double pulsed holography used to investigate noisy brakes. *Optics and lasers in Engineering*, 25 :455–494, 1996.
- [20] F. Flint and J. Hulten. Lining-deformation-induced modal coupling as squeal generator in a distributed parameter disc brake model,. *Journal of Sound and Vibration*, 254 :1–21, 2002.
- [21] O. Giannini, A. Akay, and F. Massi. Experimental analysis of brake squeal noise on a laboratory brake setup. *Journal of Sound and Vibration*, 292 :1–20, 2006.
- [22] O. Giannini and A. Setieri. Predictive model of squeal noise occuring on a laboratory brake. *Journal of Sound and Vibration*, 296 :583–601, 2006.
- [23] M. Godet. The third-body approach : a mechanical view of wear. *Wear*, 100 :437–452, 1984.
- [24] M. Graf and G.-P. Ostermeyer. Instabilities in the sliding of continua with surface inertias : An initiation mechanism for brake noise. *Journal of Sound and Vibration*, 330 :5269–5279, 2011.
- [25] L. Gudmand-Hoyer, A. Bach, G.T. Nielsen, and P. Morgen. Tribological properties of automotive disc brakes with solid lubricants. *Wear*, 232 :168–175, 1999.
- [26] K.W. Hee and P. Filip. Performance of ceramic enhanced phenolic matrix brake lining materials for automotive brake linings. *Wear*, 259 :1088–1096, 2005.
- [27] H. Hetzler and K. Willner. On the influence of contact tribology on brake squeal. *Tribology International*, 46 :237–246, 2012.
- [28] A. Heussaff, L. Dubar, T. Tison, M. Watremez, and R.F. Nunes. A methodology for the modelling of the variability of brake lining surfaces original research article. *Wear*, 289 :145–159, 2012.
- [29] N. Hoffmann, M. Fischer, R. Allgaier, and L. Gaul. A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations. *Mechanics Research Communications*, 29 :197–205, 2002.
- [30] Y. Hu, S. Mahajan, and K. Zhang. Brake squeal doe using nonlinear transient analysis. In *SAE paper 1999-01-1335*, 1999.
- [31] R.A. Ibrahim. Friction-induced vibration, chatter, squeal and chaos. part 2 : Dynamics and modeling. *ASME Design Engineering Technical Conferences*, 7 :209–226, 1994.

BIBLIOGRAPHIE

- [32] R.A. Ibrahim. Friction-induced vibration, chatter, squeal and chaos. part1 : Mechanics of contact and friction. *ASME Design Engineering Technical Conferences*, 7 :209–226, 1994.
- [33] SAE International. Disc and drum dynamometer squeal noise matrix sae j2521. Technical report, January 2005.
- [34] J.P. Jarvis and B. Mills. Vibration induced by friction. *Proceeding in the Institution of Mechanical Engineers*, 178 :847–857, 1963.
- [35] N.M. Kinkaid, O.M. O’Reilly, and P. Papadopoulos. Automotive disc brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 267 :105–166, 2003.
- [36] N.M. Kinkaid, O.M. O’Reilly, and P. Papadopoulos. On the transient duynamics of a multi-degree-of-freedom friction oscillator : a new mechanism for disc brake noise. *Journal of Sound and Vibration*, 287 :901–917, 2005.
- [37] M. Kumar and J. Bijwe. Role of different metallic fillers in non-asbestos organic (nao) friction composites for controlling sensitivity of coefficient of friction to load and speed. *Tribology international*, 43 :965–974, 2010.
- [38] G.D. Liles. Analysis of disc brake squeal using finite element method. *SAE Paper 891150*, 1989.
- [39] P. Liu, H. Zheng, C. Cai, Y.Y. Wang, C. Lu, K.H. Ang, and G.R. Liu. Analysis af disc brake squeal using the complex eigenvalue method. *Applied Acoustics*, 68 :603–615, 2007.
- [40] F. Massi. *Dynamic and tribological analysis of brake squeal*. PhD thesis, University of Rome ‘La Sapienza’, 2006.
- [41] F. Massi, L. Baillet, G. Oliviero, and A. Sestieri. Brake squeal : Linear and nonlinear numerical approaches. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21 :2374–2393, 2007.
- [42] F. Massi, Y. Berthier, and L. Baillet. Contact surface topography and system dynamics of brake squeal. *Wear*, 265 :1784–1792, 2008.
- [43] F. Massi, O. Giannini, and L. Baillet. Brake squeal as dynamic instability : an experimental investigation. *Journal of the Acoustical Society of America*, 120 :1388–1399, 2006.
- [44] F. Moirrot, Quoc-Son Nguyen, and A. Oueslati. An example of stick–slip and stick–slip–separation waves. *European Journal of Mechanics - A/Solids*, 22 :107–118, 2003.
- [45] S. Moore, J.C.S. Lai, S. Oberst, A. Papinniemi, Z. Hamdi, and D. Stanef. Determining the effect of pad lining geometry on brake noise performance. In *Internoise*, 2008.
- [46] L. Mortelette. *Crissement des freins de giration de nacelles d’éoliennes : éléments de compréhension et influence du matériau de friction*. PhD thesis, Université des Sciences et Technoligies de Lille 1, 2012.
- [47] L. Mortelette, J.F. Brunel, X. Boidin, Y. Desplanques, P. Dufrenoy, and L. Smeets. Impact of mineral fibers on brake squeal occurrences. *SAE*, (2009-01-3050), 2009.
- [48] I. Multu, O. Eldogan, and F. Findik. Tribological properties of some phenolic composites suggested for automotive brakes. *Tribology international*, 39 :317–325, 2006.
- [49] H. Murakami, N. Tsunada, and T. Kitamura. A study concerned with a mechanism of disc-brake squeal. *SAE Technical Paper 841233*, doi :10.4271/841233, 1984.

BIBLIOGRAPHIE

- [50] L.I. Naguy, J. Chen, and Y. Hu. A new method development to predict brake squeal occurrence. In *SAE Paper 942258*, 1994.
- [51] H. Nonaka, Y. Nishizawa, Y. Kurita, and Y. Oura. Considering the dynamic pad stiffness in fem analysis of disk brake squeal. In *SAE International 2010-01-1716*, 2010.
- [52] M.R. North. Disc brake squeal - a theoretical model. In *Technical report 1972/5, Motor Industry Research Association, Warwickshire, England*, 1972.
- [53] S. Oberst and J.C.S. Lai. Statistical analysis of brake squeal noise. *Journal of Sound and Vibration*, 330 (12) :2978–2994, 2011.
- [54] J.T. Oden and J.A.C Martins. Models and computational methods for dynamic friction phenomena. *Computer Methods in Applied mechanics and Engineering*, 52 :527 – 634, 1985.
- [55] Y. Oura, Y. Kurita, and Y. Matsumura. Influence of dynamic stiffness in contact region on disk brake squeal. *Journal of Environment and Engineering*, 4 :234–244, 2009.
- [56] Y. Oura, Y. Kurita, Y. Matsumura, and Y. Mishizawa. Influence of distributed stiffness in contact surface on disk brake squeal. *SAE*, (2008-01-2584), 2008.
- [57] Y. Oura, Y. Kurita, Y. Matsumura, and Y. Nishizawa. Influence of distributed stiffness in contact surface on disk brake squeal. In *SAE Technical Paper 2008-01-2584*, 2008, doi :10.4271/2008-01-2584., 2008.
- [58] Y. Oura, Y. Kurita, Y. Matsumura, and T. Tamura. Surface contact analysis model of disk brake squeal. *Journal of Environment and Engineering*, 4 :222–233, 2009.
- [59] H. Ouyang, Q. Cao, J. E. Mottershead, and T. Treyde. Vibration and squeal of a disc brake : modelling and experimental results. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of automobile engineering ISSN 0954-4070*, 217 :867–875, 2003.
- [60] H. Ouyang, J.E. Mottershead, D.J. Brookfield, S. James, and M.P. Cartmell. A methodology for the determination of dynamic instabilities in a car disc brake. *International Journal Vehicle Design*, 23 (3/4) :241–262, 2000.
- [61] H. Ouyang, W. Nack, Y. Yuan, and F.Chen. Numerical analysis of automotive disc brake squeal : a review. *International Journal Vehicle Noise and Vibration*, 1 :207–231, 2005.
- [62] O. Rousette. *Etude tribologique de couples de matériaux sous sollicitations de freinage très sévères (Application à un frein ferroviaire à performances améliorées)*. PhD thesis, USTL et Ecole Centrale de Lille, 2005.
- [63] O. Rousette, Y. Desplanques, G. Degalaix, J. Avoine, and Y. Gallo. Comportement tribologique en freinage à haute énergie de garniture en matériaux organique. In *Actes des Journées Internationales Francophones de Tribologie, SIRPE (2002) pp.36-48*, 2001.
- [64] M. Rusli and M. Okuma. Effect of surface topography on mode-coupling model of dry contact sliding systems. *Journal of Sound and Vibration*, 308 :721–734, 2007.
- [65] I. Sallit, C. Richard, R. Adam, and F. Robbe-Valloire. Characterization methodology of a tribological couple : Metal matrix composite/brake pads. *Materials Characterization*, 40 :169–188, 1998.
- [66] H.A. Sherif. Investigation on effect of surface topography of pad/disc assembly on squeal generation. *Wear*, 257 :687–695, 2004.

BIBLIOGRAPHIE

- [67] D. Sinclair and N.J. Manville. Frictional vibrations. *Journal of Applied Mechanics*, pages 207–213, 1955.
- [68] J.-J. Sinou. Transient non-linear dynamic analysis of automotive disc brake squeal - on the need to consider both stability and non-linear analysis. *Mechanics Research Communications*, 37 :96–105, 2010.
- [69] J.-J. Sinou, F. Thouverez, and L. Jezequel. Methods to reduce non-linear mechanical systems for instability computation,. *Archives of Computational Methods in Engineering – State of the art reviews*, 11 :257–344, 2004.
- [70] D.G. Solomon and M.N. Berhan. Characterization of friction material formulations for brake pads. In *Proceeding of the World Congress on Engineering 2007 Vol II, London, UK*, 2007.
- [71] R.T. Spurr. A theory of brake squeal. *Proc. Inst. Mech. Eng. 1*, pages 33–52, 1961.
- [72] M. Triches-Jr, S.N.Y. Gerges, and R. Jordan. Analysis of brake squeal noise using the finite element method : A parametric study. *Applied Acoustics*, 69 :147–162, 2008.
- [73] U. von Wagner, D. Hochlenert, and P. Hagedorn. Minimal models for disk brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 302 :527–539, 2007.
- [74] G. Wu and G. Zhou. Numerical investigation on brake noise mechanism incorporating nonlinear effects and complex eigenvalue extraction. *SAE*, (2008-01-2535), 2008.
- [75] W. Österle, I. Dörfel, C. Piertz, H. Rooch, A.-L. Cristol-Bulthé, G. Degallaix, and Y. Desplanques. A comprehensive microscopic study of third body formation at the interface between a brake pad and brake disc during the final stage of a pin-disc test. *Wear*, 267 :781–788, 2009.

ANNEXE A

PROCESS DE FABRICATION DES MATÉRIAUX DE FRICTION

La composition des matériaux de friction est complexe, elle regroupe souvent un trentaine de composants différents. Cette composition impacte le comportement mécanique, physique, thermique et tribologique du matériaux ([25], [37]). Le process de fabrication joue lui aussi un rôle important vis à vis des caractéristiques du matériaux.

Suivant les composants utilisés et plus particulièrement la matrice, le process est différent. On utilisera principalement un process en voie sèche lorsque la matrice est composée de résine phénolique et un process en voie humide lorsque la matrice est composée de caoutchouc.

La voie sèche (matériau A) consiste à réaliser le mélange des composants dans un mélangeur à socks. Les composants, sous forme de poudres ou de fibres sont introduits dans le mélangeur et sont ensuite brassés par des socks et des turbines. Il en ressort un mélange cotonneux. Ce mélangeage permet de délayer les fibres et ainsi de réaliser un matériau plus homogène.

La voie humide (matériau B) quant à elle consiste à introduire dans un mélangeur interne les différents composants. Un mélange en voie sèche peut dans un premier temps être utilisé s'il est nécessaire de mélanger des fibres avec d'autres constituants. On introduit des pains de caoutchouc dans le mélangeur interne. Dans la chambre de malaxage se trouvent deux rotors hélicoïdaux qui vont par frottement et déformation élever la température du caoutchouc afin de le rendre visqueux. On introduit ensuite les autres composants pour terminer le mélange. De cette machine sort une pâte qui est ensuite transformée en granulés.

Une fois le mélange obtenu, la fabrication des pièces peut elle aussi différer. Il est possible de faire de la mise en forme à chaud et de la mise en forme à froid. Ces deux techniques utilisent une presse sur laquelle un moule est élevé à une certaine température ou non. Dans ce moule, il est possible d'insérer la back-plate. La figure A.1 présente les différentes étapes de fabrication d'un matériaux de friction.

Processus de fabrication du matériau A

Toujours dans une optique de connaître au maximum le matériau de friction utilisé, la fabrication du matériau A a été réalisée en très petite quantité. Le processus de fabrication a donc été le suivant :

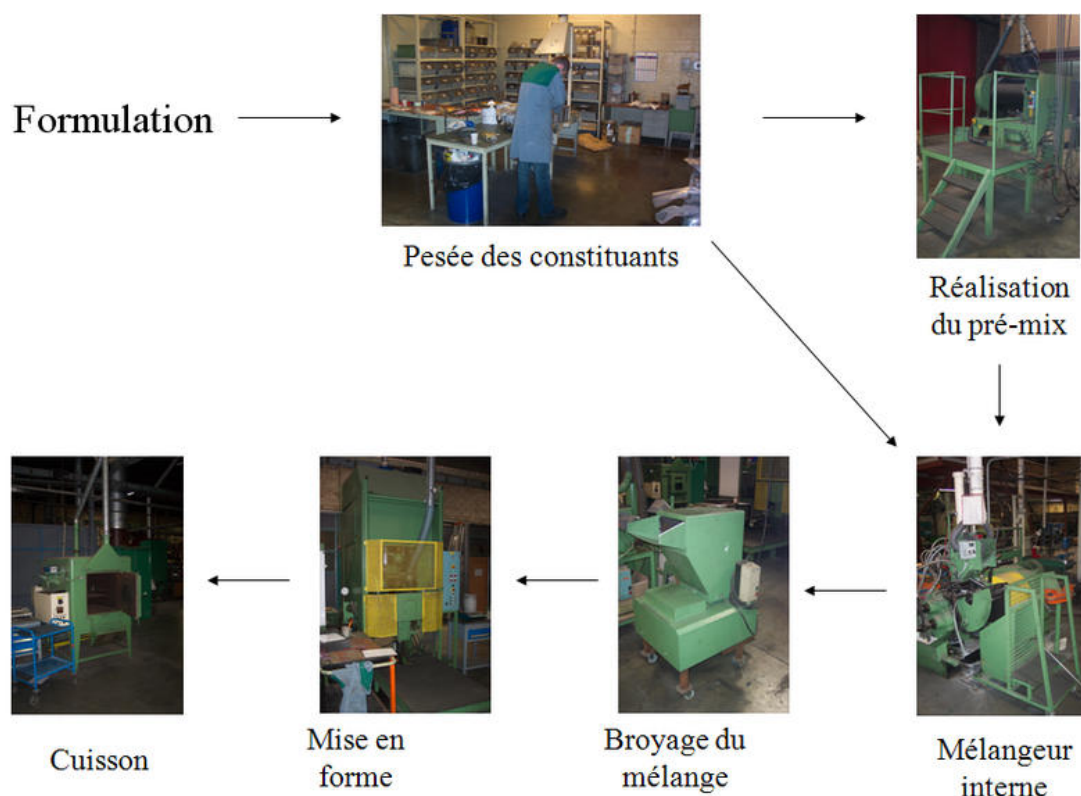


FIGURE A.1 – Processus de fabrication du matériau de friction en voie sèche

1. Réalisation du mélange
 - Pesée des constituants
 - Introduction des composants dans un mélangeur Lodig à Soc de 130 L durant 15 min. Cette étape permet de réaliser un mélange homogène en séparant les différentes fibres et en introduisant les composants sphériques entre ces fibres.
2. Pesée du mélange pour réaliser un lopin. Ce poids est défini en fonction du volume du lopin et de la porosité (environ 12%) ou de la densité visée (environ 2,3).
3. Moulage du lopin
 - Effectué sur une presse dont les plateaux supérieur et inférieur sont chauffés à une température de 160/165°C (en continu). Le moule (composé d'un bloc d'acier avec une empreinte rectangulaire au centre) est quant à lui placé au préalable entre les plateaux afin d'être chauffé à 160/165C. Les dimensions de l'empreinte sont 150 mm x 50 mm. La température du moule est prise avant moulage à l'intérieur de l'empreinte. Elle n'est pas contrôlée au cours du moulage. Le volume du lopin est déterminé par des cales posées sur les bords de l'empreinte (ce qui permet de contrôler l'épaisseur du lopin ainsi que la porosité). Le plateau supérieur vient en butée contre ces cales lors du moulage. La pression de moulage, appliquée par le plateau supérieur, est d'environ 300daN/cm².
 - Avant remplissage, on applique au pinceau de l'anti-collant sur toutes les surfaces du moule.
 - Remplissage de l'empreinte effectué manuellement en plusieurs fois. L'aspect « coton-

ANNEXE A. PROCESS DE FABRICATION DES MATÉRIAUX DE FRICTION

neux » du mélange empêche d'introduire en une fois le volume total. Un léger tassage manuel est donc réalisé. Le remplissage se fait généralement en 3 tassages.

- Mise en place du poinçon sur lequel vient pousser le plateau supérieur.
 - Le moule est mis en charge jusqu'au contact entre les cales et le plateau supérieur.
 - Des dégazages successifs sont réalisés. Ils consistent en une ouverture du moule durant une durée de 10 s puis une remise en pression. Ces dégazages sont réalisés à 30 s, 1 min 30 s, 2 min 30 s, 3 min 30 s et 5 min. Ces dégazages permettent de libérer le gaz créé par la réticulation de la résine et évitent ainsi des problèmes de clive et de détérioration du matériau.
 - La durée totale du moulage est de 12 min, temps contrôlé par chronomètre.
4. Une fois le temps écoulé, une phase de démoulage est nécessaire. Le moule est placé sur deux cales et une troisième cale pousoir est placée sur le poinçon. Le plateau supérieur de la presse est descendu afin de sortir le lopin de l'empreinte.
 5. Après 10 minutes de refroidissement, un double pesage est effectué pour déterminer la densité du matériau : une pesée dans l'air et une dans l'eau.
 6. Une post-cuisson est réalisée dans une étuve à l'air libre d'une durée de 17 h dont le palier final est de 200°C Le cycle est présenté figure A.2. Trois courbes de température sont visibles, la température de consigne, la température à l'intérieur du four et la température dans le lopin mesuré par thermocouple.
 7. Refroidissement des lopins à l'air libre.

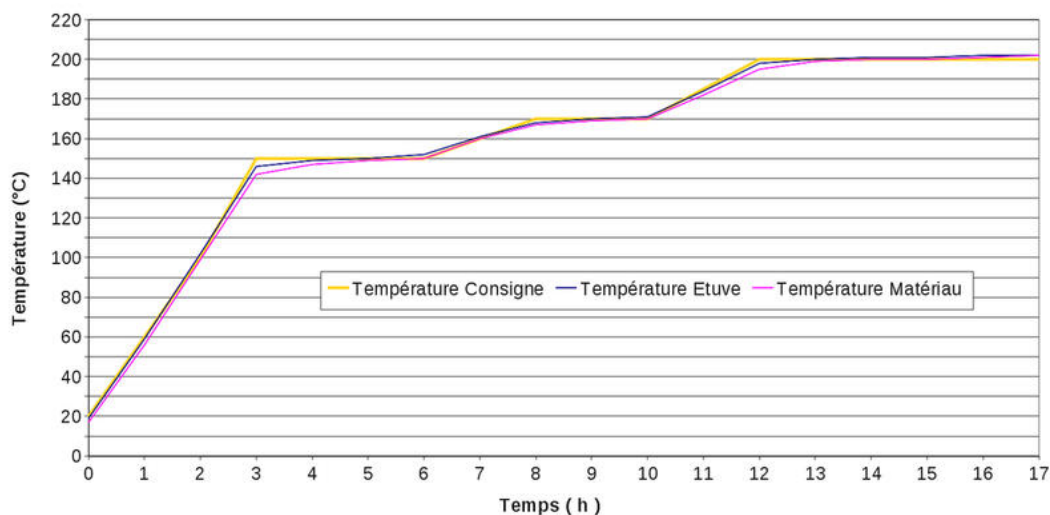


FIGURE A.2 – Cycle de post-cuisson des lopins

ANNEXE B

INFLUENCE DE LA LOCALISATION MACROSCOPIQUE DU CONTACT

Afin de compléter l'étude précédente du chapitre 3, une étude sur la localisation macroscopique du contact a été réalisée. Trois essais ont été réalisés avec les paramètres suivants :

- Taille du pion : 20 mm x 20 mm
- Déplacement imposé : 0,15 mm soit 300 N
- Vitesse de rotation du disque : 120 tr/min

Pour chacun des essais, une localisation différente a été mise en place : une localisation à l'avant du contact (figure B.2 (a)) , une localisation complète du contact (figure B.2 (b)) et une localisation à l'arrière du contact (figure B.2 (c)).

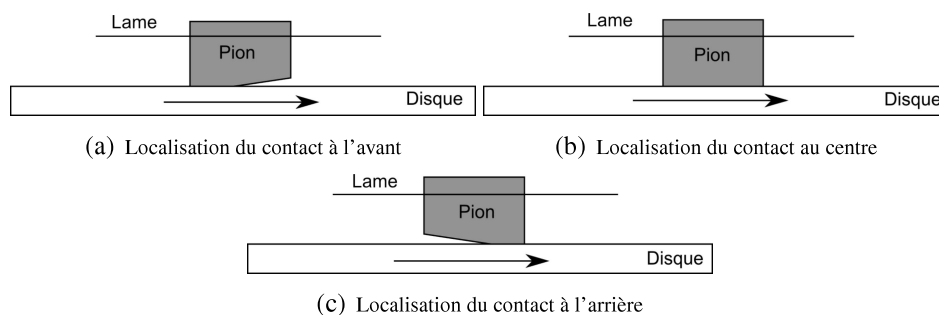


FIGURE B.1 – Trois configurations de localisation du contact

Pour chaque configuration de localisation, le pion a frotté durant environ 45 min à une vitesse rotation de 120 tr/min soit 1,3 m/s. Pour chacun des essais, une mesure de répartition de contact a été réalisée avant frottement. Celle-ci permet de déterminer si la localisation est bien homogène dans la direction radiale. Les figures suivantes présentent les répartitions de pression de contact avant essai : B.2(a) pour la localisation à l'avant du contact, B.2(b) pour la localisation complète du contact et B.2(c) pour la localisation à l'arrière du contact. Ces localisations présentent un contact plus large dans la partie intérieure du disque et une partie moins large dans la partie extérieure. Cet effet provient de la légère flexion du disque ce qui crée une légère surpression au niveau du rayon intérieur du disque.

ANNEXE B. INFLUENCE DE LA LOCALISATION MACROSCOPIQUE DU CONTACT

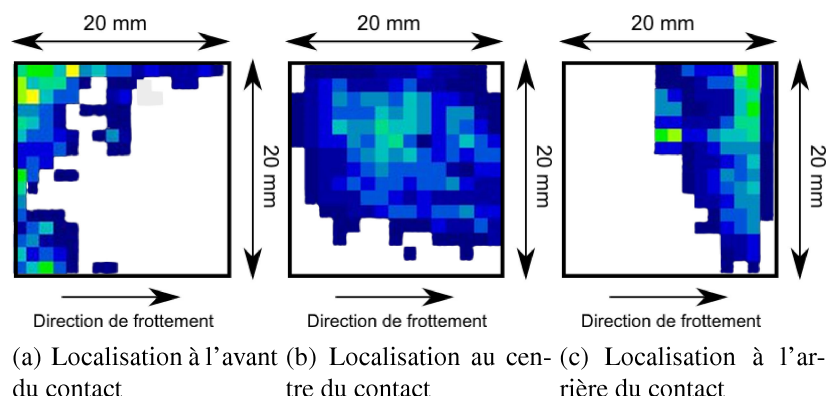


FIGURE B.2 – Répartition de la pression de contact pour chaque localisation du contact entre le pion et le disque avant l'essai

Dans un premier temps, une analyse globale des résultats est effectuée. La figure B.3 présente les répartitions de pression de contact après frottement. Une légère augmentation de la zone de contact est visible sur les trois localisations, ceci étant dû à l'usure des pions.

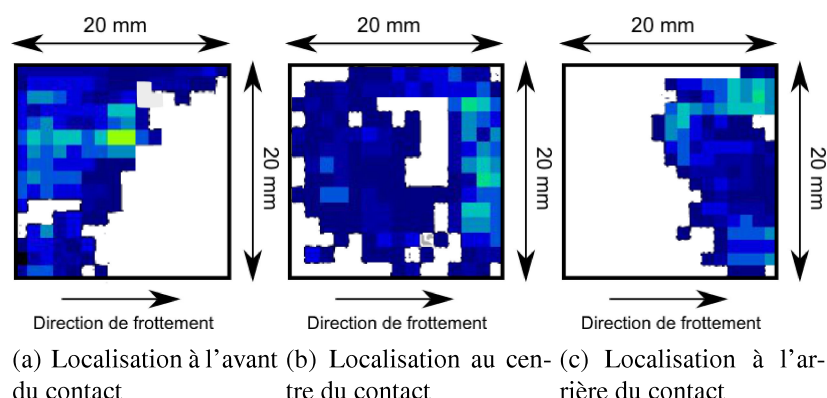


FIGURE B.3 – Répartition de la pression de contact pour chaque localisation du contact entre le pion et le disque après l'essai

La figure B.4 présente les évolutions de l'effort normal (points bleus), du coefficient de frottement (points oranges) sur les graphiques de la partie supérieure et sur les graphiques inférieurs, les fréquences de crissement et le niveau acoustique maximal (points bleus) obtenues. A gauche se trouvent les résultats pour une localisation à l'avant du contact, au centre pour un contact complet et à droite pour un contact localisé en sortie de pion.

Dans un premier temps, il faut noter l'importante évolution de l'effort normal au cours des essais, celui-ci passe de 300 N en début d'essai à 500 N en fin d'essai. L'essai est piloté en déplacement et l'effort est appliqué par la déformation de la lame, plus le pion se dilate et plus l'effort augmente. L'évolution du coefficient de frottement est aussi remarquable. Celui-ci augmente dans un premier temps pour ensuite diminuer progressivement. L'évolution de ces deux paramètres ne semble cependant pas en corrélation. Par contre ces évolutions sont identiques quelle que soit la configuration de localisation du contact.

ANNEXE B. INFLUENCE DE LA LOCALISATION MACROSCOPIQUE DU CONTACT

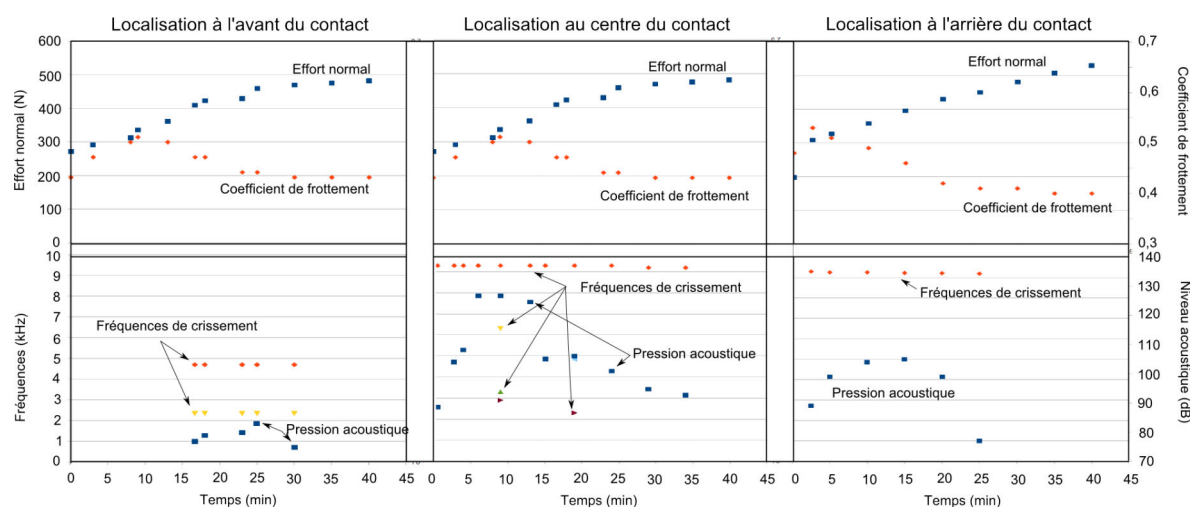


FIGURE B.4 – Comparaison de trois essais avec différentes localisations du contact (entrée de contact, complète et sortie de contact)

En ce qui concerne les fréquences, la localisation à l'avant du contact présente des fréquences de crissement totalement différentes des deux autres configurations. En effet, cette configuration présente une fréquence de crissement à environ 2400 Hz avec une harmonique à 4800 Hz. De plus le crissement apparaît au bout de 15 minutes environ pour disparaître au bout de 30 minutes d'essais. Pour la localisation complète du contact, une fréquence principale à 9500 Hz est obtenue dès le début de l'essai et disparaît au bout de 35 minutes d'essais. Au cours du frottement, des fréquences "fugaces" apparaissent à 2800, 3400 et 6300 Hz. Enfin pour la localisation à l'arrière du contact, le crissement à 9500 Hz est une nouvelle fois obtenu mais aucune autre fréquence n'apparaît. En ce qui concerne les amplitudes acoustiques des crissements, la configuration à l'avant de contact présente un crissement entre 80 et 90 dB. Pour le contact complet, l'amplitude du crissement varie entre 90 et 125 dB et pour la configuration à l'arrière du contact, l'amplitude varie entre 80 et 115 dB.

Cette analyse permet une vision globale des résultats. Afin de mieux comprendre le comportement dynamique de ces essais, une analyse plus fine a été réalisée.

Pour cela uniquement 2 secondes d'essai ont été prises en compte pour chaque configuration ce qui correspond à trois tours. Ces 2 secondes ont été choisies de manière à être représentatives du crissement obtenu au cours de l'essai. Les figures B.5 (a), B.6 (a) et B.7 (a) présentent la répartition du contact entre le pion et le disque. La seconde partie des figures (b) est une analyse des différents paramètres enregistrés au cours des essais. En partie supérieure se trouvent la pression acoustique, puis l'ondulation du disque ensuite l'effort normal et le coefficient de frottement. Enfin en partie inférieure se trouve une analyse de Fourier sur les deux secondes du signal de pression acoustique.

Pour la localisation à l'avant du contact (figure B.5)

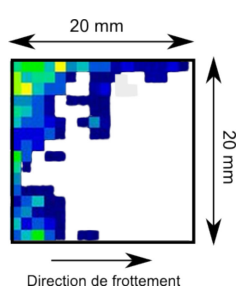
Le crissement obtenu n'est pas continu, une occurrence par tour est obtenue. Cette occurrence est obtenue lors de l'augmentation progressive de l'effort normal due à l'ondulation du disque. Le spectre fréquentiel présente une fréquence principale à 2400 Hz avec ensuite des harmoniques à 4800 et 7200 Hz. L'effort normal moyen est de 450 N. Le profil du coefficient de frottement est assez remarquable. D'importantes variations sont observées, de 0,4 à 0,48.

Pour la localisation complète du contact (figure B.6)

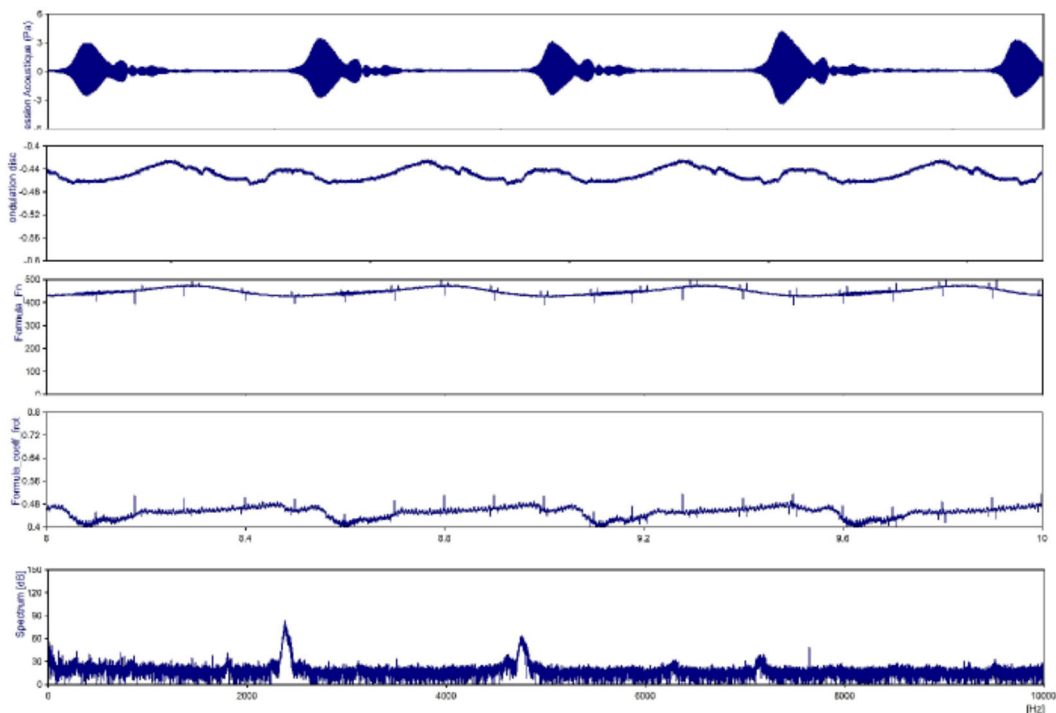
Dans cette configuration, le crissement est continu. Des légères variations d'amplitude sont observées, celles-ci n'étant pas corrélées avec l'ondulation du disque. Le spectre fréquentiel présente une fréquence unique à 9500 Hz. L'effort normal est de 400 N. Le coefficient de frottement est assez stable avec une valeur moyenne de 0,48.

Pour la localisation à l'arrière du contact (figure B.7)

Les occurrences de crissement observées dans cette configuration sont continues, elles présentent des variations d'amplitude en corrélation avec l'ondulation du disque. Le spectre fréquentiel présente une fréquence unique à 9500 Hz. Pour cet essai l'effort normal moyen est légèrement inférieur aux deux précédents avec une valeur de 350 N.



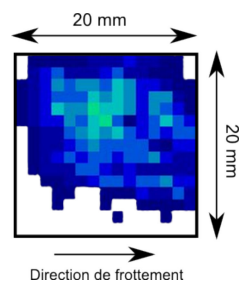
(a) Répartition du contact



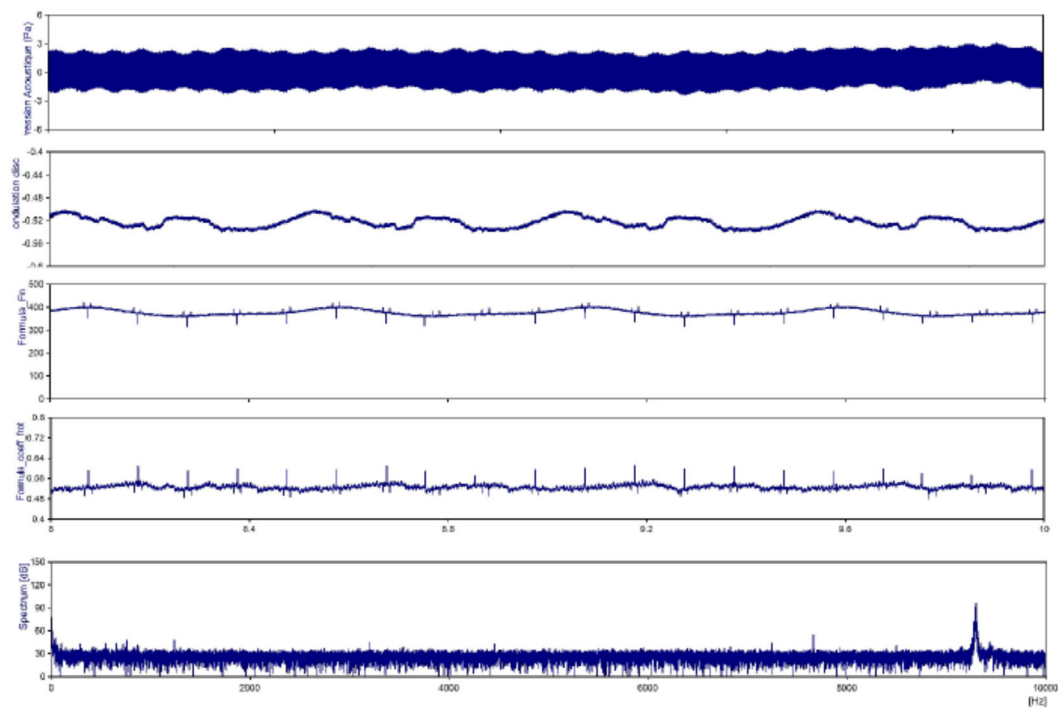
(b) Résultats de l'essai de crissement

FIGURE B.5 – Localisation à l'avant du contact entre le pion et le disque

ANNEXE B. INFLUENCE DE LA LOCALISATION MACROSCOPIQUE DU CONTACT



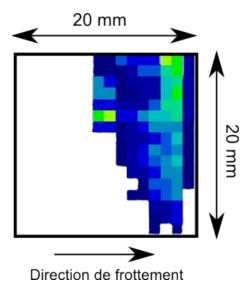
(a) Répartition du contact



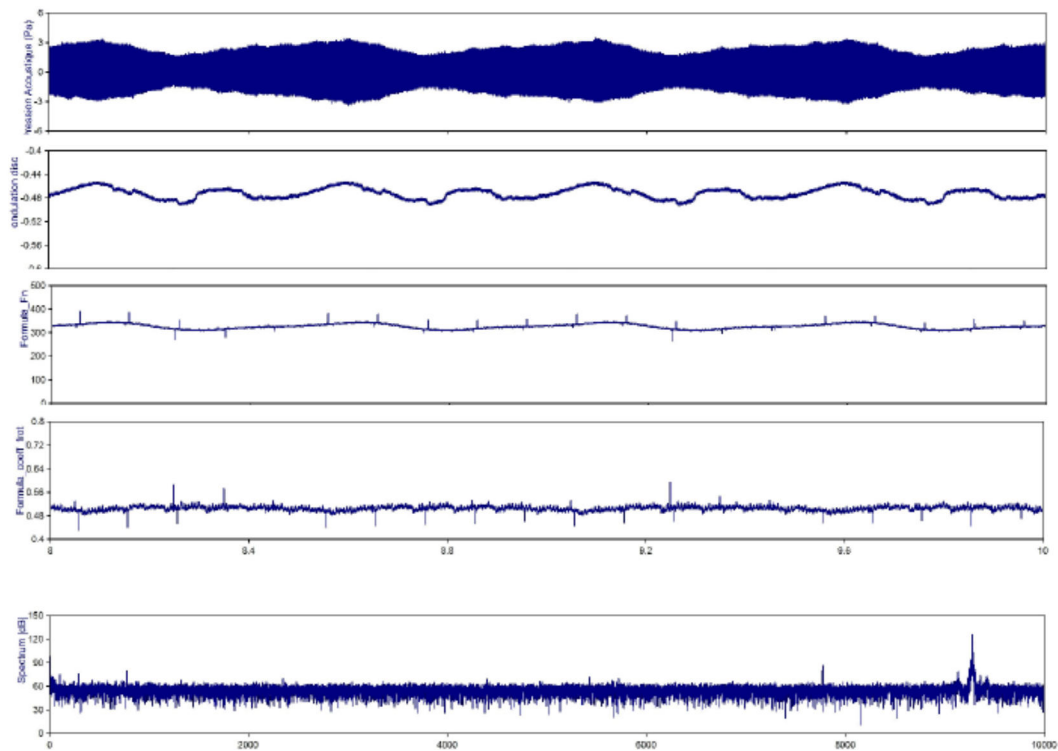
(b) Résultats de l'essai de crissement

FIGURE B.6 – Localisation complète du contact entre le pion et le disque

ANNEXE B. INFLUENCE DE LA LOCALISATION MACROSCOPIQUE DU CONTACT



(a) Répartition du contact



(b) Résultats de l'essai de crissement

FIGURE B.7 – Localisation à l'arrière du contact entre le pion et le disque

ANNEXE B. INFLUENCE DE LA LOCALISATION MACROSCOPIQUE DU CONTACT

Ces essais mettent en avant des différences au niveau du comportement dynamique. Au niveau des signaux bruts du microphone, la localisation avant présente un bruit discontinu avec une occurrence par tour. L'analyse fréquentielle de ce signal montre des pics de fréquence à 2400 Hz, 4800Hz et 7100 Hz. La localisation complète du contact engendre un bruit continu. Celui-ci est caractérisé par une fréquence de 9500 Hz. La localisation vers l'arrière du contact produit aussi un bruit continu mais avec une légère variation de l'amplitude acoustique. La fréquence mise en jeu est aussi proche de 9500 Hz. Pour les trois essais, la pression acoustique est identique entre 90 et 100 dB. La similitude entre le comportement avec une localisation complète et à l'arrière peut s'expliquer par le phénomène d'engagement dû au frottement. Lorsque le contact est situé sur l'arrière du pion, au moment de la mise en rotation, les efforts de frottement ont tendance à faire basculer le pion vers l'avant. De ce fait la localisation du contact est plus importante que lors de la mesure statique. Lorsque le contact est complet, les effets du frottement ne sont pas assez importants pour entraîner un basculement significatif.